

**T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OPTİMUM AĞIRLIKLİ DÜZ DİŞLİ ÇARK
TASARIMI VE GERİLME ANALİZİ**

Fahrettin ÖZEK

**Tez Yöneticisi
Yrd. Doç. Dr. Cihan ÖZEL**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

ELAZIĞ, 2007

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OPTİMUM AĞIRLIKLİ DÜZ DİŞLİ ÇARK TASARIMI VE GERİLME ANALİZİ

Fahrettin ÖZEK

Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Bu tez, tarihinde aşağıda belirtilen jüri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile başarılı / başarısız olarak değerlendirilmiştir.

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Cihan ÖZEL

Üye: Prof. Dr. Halis ÇELİK

Üye: Yrd. Doç. Dr. Nihat TOSUN

Bu tezin kabulü, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/...../..... tarih ve sayılı kararı ile onaylanmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanması aşamasında bana hiçbir zaman desteğini esirgemeyen, her türlü ilgi ve alakayı gösteren , beni bu konuda çalışmaya teşvik eden ve yönlendiren danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Cihan ÖZEL'e ve bölüm imkanlarını kullanmamı sağlayan Makine Mühendisliği Bölüm Başkanı Prof. Dr. Cengiz YILDIZ'a teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

İÇİNDEKİLER.....	I
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	IV
TABLOLAR LİSTESİ.....	VIII
SİMGELER.....	XI
ÖZET.....	XIV
ABSTRACT.....	XV
1. GİRİŞ.....	1
2. DİŞLİ ÇARKLAR.....	6
2.1. Dişli Çarkların Tanımı ve Kullanıldığı Yerler.....	6
2.2. Dişli Çarkların Sınıflandırılması.....	6
2.3. Dişli Çark Malzemeleri.....	7
3. DÜZ DİŞLİ ÇARKLAR.....	9
3.1. Temel Kavramlar.....	9
3.2. Düz Dişli Çarkların Ana Boyutları.....	9
3.3. Dişlilerin Profil Eğrileri.....	12
3.4. Dişli Çarkların İmalatı.....	16
3.4.1. Form Freze İle DişAçma.....	16
3.4.2. Yuvarlanma Yöntemi.....	17
3.5. Dişli Ana Kanunu.....	18
3.6. Dişlilerde Alt Kesilme Olayı.....	19
3.7. Dişli Çarklarda Yorulma ve Bozulma Şekilleri.....	22
3.8. Dişli Çarkların Mukavemet Hesabı.....	24
3.8.1. Diş Kuvveti.....	24
3.8.2. Pratik Hesap Bağlıntıları.....	27
3.8.3. Pratik Hesap Yöntemi İçin Veriler.....	28
3.8.4. Dişli Çarkların Yüzey Basıncı Hesabı.....	38
3.8.4.1. Pratik Hesap Bağlıntıları.....	38
3.8.4.2 Pratik Hesap Yöntemi İçin Veriler.....	39
3.8.5. Dişli Çarkların Çalışma Kapasitelerinin İyileştirilme Yöntemleri.....	43
3.8.5.1. Profil Kaydırma Yöntemi.....	43
3.8.5.2. Özel Düzeltmeler.....	44
3.8.6. Diş Kuvvetlerinin Mil Yataklarındaki Tepkileri.....	45

3.8.7. Düz Dişli Çarkların Verimi.....	47
4. OPTİMUM AĞIRLIKLİ DÜZ DİŞLİ ÇARKLARIN TASARIM VE GERİLME ANALİZİ.....	48
4.1. Çalışmanın Amacı.....	48
4.2. COSMOSXPRESS'in Kullanımı ve Gerilme Analizi.....	48
4.3. Gerilme Analizinde Kullanılan Düz Dişlinin Boyutlandırılması.....	51
4.4. Farklı Gövde Geometrilerine Sahip Düz Dişli Çarkların Tarsımı ve Gerilme Analizi.....	53
4.5. Gövde Tasarımları ve Gerilme Analizleri.....	57
4.5.1 Düz Dişli Çark.....	57
4.5.2 Gövdesi Dikdörtgen Delikli Düz Dişli Çark.....	60
4.5.3 Gövdesi Altıgen Delikli Düz Dişli Çark.....	63
4.5.4 Gövdesi Daire Delikli Düz Dişli Çark.....	66
4.5.5 Gövdesi Elips Delikli Düz Dişli Çark.....	69
4.5.6 Gövdesi Kare Delikli Düz Dişli Çark.....	72
4.5.7 Gövdesi Dilim Delikli Düz Dişli Çark.....	75
4.5.8. Gövdesi Dilim ve Daire Delikli Düz Dişli Çark.....	78
4.5.9. Gövdesi Dikdörtgen ve Daire Delikli Düz Dişli Çark.....	81
4.5.10. Gövdesi Elips ve Daire Delikli Düz Dişli Çark.....	84
4.5.11. Gövdesi Çok Sayıda Daire Delikli Düz Dişli Çark.....	87
4.5.12. Gövdesi Konik Boşaltılmış Düz Dişli Çark.....	90
4.5.13. Gövdesi Kademeli Düz Dişli Çark.....	93
4.5.14. Gövdesi Kademeli ve Kaburgalı Düz Dişli Çark.....	96
4.5.15. Gövdesi Kademeli ve Dört Elips Delikli Düz Dişli Çark.....	99
4.5.16. Gövdesi Kademeli ve Dört Daire Delikli Düz Dişli Çark.....	102
4.5.17. Gövdesi Kademeli ve Altı Elips Delikli Düz Dişli Çark.....	105
4.5.18. Gövdesi Kademeli ve Altı Daire Delikli Düz Dişli Çark.....	108
4.6. Sonuçlar.....	111
4.7. Kademeli ve Altı Daire Delikli Düz Dişli Çarkın Boyut Optimizasyonu.....	113
4.7.1. Tasarlanan Düz Dişli Çark İçin Matlab Programı.....	114
4.8. Optimize Edilmiş Kademeli ve Altı Daire Delikli Düz Dişli Çarkın Boyutlandırılması.....	115
4.9. Optimize Edilmiş Kademeli ve Altı Daire Delikli Düz Dişli Çarkın Gerilme Analizi.....	118
4.9.1. Düz Dişli Çarkların Karşılaştırılması.....	119
4.9.2. Hacim Farkının (V_f) Diş Genişliğine Eklenmesi ve Gerilme Analizi.....	120
5. GENEL SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	125

6. KAYNAKLAR.....	126
ÖZGEÇMİŞ.....	128

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1 a) Düz dişlilere sahip dişli çark b) Düz iç dişli çark c) Helisel dişli çarklar d) Düz kremayer dişli.....	6
Şekil 2.2 a) Helisel kremayer dişli çarklar b) Ok biçimli dişli çarklar c) Düz konik dişli çarklar.....	7
Şekil 3.1 Düz dişli çarkın boyutları.....	11
Şekil 3.2 Diş profili.....	13
Şekil 3.3 Evolvent eğrisi.....	13
Şekil 3.4 Form freze çakısı.....	16
Şekil 3.5 Kesici takımlar.....	17
Şekil 3.6 Dişli ana kanunu ve dişlilerin birbirini kavraması.....	19
Şekil 3.7 Alt kesilmenin meydana gelmesi ve takım ile ilişkisi.....	20
Şekil 3.8 Dişli çarklarda (+) ve (-) tashihin gösterilmesi.....	21
Şekil 3.9 Diş dibi kırılması ve kırılma şekli	22
Şekil 3.10 Dişli çarkların bozulma şekilleri.....	24
Şekil 3.11 Diş üzerinde kuvvetin dağılımı.....	26
Şekil 3.12 Diş başında kuvvet dağılımı.....	26
Şekil 3.13 Diş kuvvetleri.....	45
Şekil 3.14 Diş kuvvetlerinin mil yataklarındaki tepkileri.....	46
Şekil 3.15 Düz dişlideki sürtünme kuvveti.....	47
Şekil 4.1 Cosmoexpress programının ana menü pencereleri.....	50
Şekil 4.2 Normal kuvvetin uygulanma noktası.....	53
Şekil 4.3 Düz dişli çark.....	54
Şekil 4.4 Gövdesi dikdörtgen delikli düz dişli çark.....	54
Şekil 4.5 Gövdesi altıgen delikli düz dişli çark	54
Şekil 4.6 Gövdesi daire delikli düz dişli çark	54
Şekil 4.7 Gövdesi elips delikli düz dişli çark	54
Şekil 4.8 Gövdesi kare delikli düz dişli çark	54
Şekil 4.9 Gövdesi dilim delikli düz dişli çark	55
Şekil 4.10 Gövdesi dilim ve daire delikli düz dişli çark	55
Şekil 4.11 Gövdesi dikdörtgen ve daire delikli düz dişli çark	55
Şekil 4.12 Gövdesi elips ve daire delikli düz dişli çark	55
Şekil 4.13 Gövdesi çok sayıda daire delikli düz dişli çark	55

Şekil 4.14 Gövdesi konik boşaltılmış düz dişli çark	55
Şekil 4.15 Gövdesi kademeli düz dişli çark	56
Şekil 4.16 Gövdesi kademeli ve kaburgalı düz dişli çark	56
Şekil 4.17 Gövdesi kademeli ve dört elips delikli düz dişli çark	56
Şekil 4.18 Gövdesi kademeli ve dört daire delikli düz dişli çark	56
Şekil 4.19 Gövdesi kademeli ve altı elips delikli düz dişli çark	56
Şekil 4.20 Gövdesi kademeli ve altı daire delikli düz dişli çark	56
Şekil 4.21 Düz dişli çark	57
Şekil 4.22 Düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.....	58
Şekil 4.23 Düz dişli çarkın gerilme analizi	59
Şekil 4.24 Gövdesi dikdörtgen delikli düz dişli çark.....	60
Şekil 4.25 Gövdesi dikdörtgen delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi	61
Şekil 4.26 Gövdesi dikdörtgen delikli düz dişli çarkın gerilme analizi	62
Şekil 4.27 Gövdesi altıgen delikli düz dişli çark.....	63
Şekil 4.28 Gövdesi altıgen delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.....	64
Şekil 4.29 Gövdesi altıgen delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.....	65
Şekil 4.30 Gövdesi daire delikli düz dişli çark	66
Şekil 4.31 Gövdesi daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi	67
Şekil 4.32 Gövdesi daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.....	68
Şekil 4.33 Gövdesi elips delikli düz dişli çark	69
Şekil 4.34 Gövdesi elips delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi	70
Şekil 4.35 Gövdesi elips delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.....	71
Şekil 4.36 Gövdesi kare delikli düz dişli çark	72
Şekil 4.37 Gövdesi kare delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi	73
Şekil 4.38 Gövdesi kare delikli düz dişli çarkın gerilme analizi	74
Şekil 4.39 Gövdesi dilim delikli düz dişli çark	75
Şekil 4.40 Gövdesi dilim delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi	76
Şekil 4.41 Gövdesi dilim delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.....	77
Şekil 4.42 Gövdesi dilim ve daire delikli düz dişli çark.....	78
Şekil 4.43 Gövdesi dilim ve daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi	79
Şekil 4.44 Gövdesi dilim ve daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.....	80
Şekil 4.45 Gövdesi dikdörtgen ve daire delikli düz dişli çark	81
Şekil 4.46 Gövdesi dikdörtgen ve daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi	82
Şekil 4.47 Gövdesi dikdörtgen ve daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi	83
Şekil 4.48 Gövdesi elips ve daire delikli düz dişli çark	84

Şekil 4.49 Gövdesi elips ve daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi	85
Şekil 4.50 Gövdesi elips ve daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi	86
Şekil 4.51 Gövdesi çok sayıda daire delikli düz dişli çark	87
Şekil 4.52 Gövdesi çok sayıda daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.....	88
Şekil 4.53 Gövdesi çok sayıda daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.....	89
Şekil 4.54 Gövdesi konik boşaltılmış düz dişli çark	90
Şekil 4.55 Gövdesi konik boşaltılmış düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi	91
Şekil 4.56 Gövdesi konik boşaltılmış düz dişli çarkın gerilme analizi	92
Şekil 4.57 Gövdesi kademeli düz dişli çark.....	93
Şekil 4.58 Gövdesi kademeli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi	94
Şekil 4.59 Gövdesi kademeli düz dişli çarkın gerilme analizi	95
Şekil 4.60 Gövdesi kademeli ve kaburgalı düz dişli çark	96
Şekil 4.61 Gövdesi kademeli ve kaburgalı düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.....	97
Şekil 4.62 Gövdesi kademeli ve kaburgalı düz dişli çarkın gerilme analizi	98
Şekil 4.63 Gövdesi kademeli ve dört elips delikli düz dişli çark	99
Şekil 4.64 Gövdesi kademeli ve dört elips delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi	100
Şekil 4.65 Gövdesi kademeli ve dört elips delikli düz dişli çarkın gerilme analizi	101
Şekil 4.66 Gövdesi kademeli ve dört daire delikli düz dişli çark	102
Şekil 4.67 Gövdesi kademeli ve dört daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi ...	103
Şekil 4.68 Gövdesi kademeli ve dört daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi	104
Şekil 4.69 Gövdesi kademeli ve altı elips delikli düz dişli çark	105
Şekil 4.70 Gövdesi kademeli ve altı elips delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi	106
Şekil 4.71 Gövdesi kademeli ve altı elips delikli düz dişli çarkın gerilme analizi	107
Şekil 4.72 Gövdesi kademeli ve altı daire delikli düz dişli çark	108
Şekil 4.73 Gövdesi kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi	109
Şekil 4.74 Gövdesi kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi	110
Şekil 4.75 Tasarlanan düz dişli çark modeli.....	113
Şekil 4.76 Kademeli ve altı daire delikli düz dişli.....	115
Şekil 4.77 Optimize edilmiş kademeli ve altı daire delikli düz dişli çark.....	116
Şekil 4.78 Optimize edilmiş kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.....	117
Şekil 4.79 Optimize edilmiş kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.....	118
Şekil 4.80 Diş genişliği arttırılmış düz dişli çark.....	121

Şekil 4.81 Genişliği arttırılmış düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.....	122
Şekil 4.82 Genişliği arttırılmış düz dişli çarkın gerilme analizi	123

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 2.1. Dişli çark malzemeleri ve mekanik özellikleri.....	8
Tablo 3.1. Alın ve konik dişliler için standart modül değerleri.....	10
Tablo 3.2. Sonsuz vida mekanizması için standart modül değerleri.....	10
Tablo 3.3. Genişlik faktörü (ψ_d).....	29
Tablo 3.4. Hız faktörü (K_v).....	30
Tablo 3.5. Dinamik faktör (K_v).....	30
Tablo 3.6. Yük dağılım faktörü (K_m).....	31
Tablo 3.7. Çalışma faktörü (K_o).....	31
Tablo 3.8. Form faktörü (K_f).....	32
Tablo 3.9. Yüzey düzgünlüğü faktörü (K_y).....	33
Tablo 3.10. Çentik hassasiyeti (q)	34
Tablo 3.11. Teorik çentik faktörü (K_t).....	35
Tablo 3.12. Diş taban kavisi ($\rho_{\min}$).....	36
Tablo 3.13. Güvenlik faktörü (K_R)	37
Tablo 3.14. Ömür faktörü (K_L).....	37
Tablo 3.15. Dişli çark malzemelerinin yüzey basınç özellikleri.....	40
Tablo 3.16. Yuvarlanma noktası faktörü.....	41
Tablo 4.1. Kullanılan malzemenin karakteristik özellikleri.....	53
Tablo 4.2. Mesh bilgileri.....	57
Tablo 4.3. Düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları.....	58
Tablo 4.4. Düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları	59
Tablo 4.5. Mesh bilgileri.....	60
Tablo 4.6. Gövdesi dikdörtgen delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları.....	61
Tablo 4.7. Gövdesi dikdörtgen delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları	62
Tablo 4.8. Mesh bilgileri.....	63
Tablo 4.9. Gövdesi altıgen delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları	64
Tablo 4.10. Gövdesi altıgen delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları	65
Tablo 4.11. Mesh bilgileri.....	66
Tablo 4.12. Gövdesi daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları	67
Tablo 4.13. Gövdesi daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları	68
Tablo 4.14. Mesh bilgileri.....	69
Tablo 4.15. Gövdesi elips delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları	70

Tablo 4.16. Gövdesi elips delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları	71
Tablo 4.17. Mesh bilgileri.....	72
Tablo 4.18. Gövdesi kare delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları	73
Tablo 4.19. Gövdesi kare delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları	74
Tablo 4.20. Mesh bilgileri.....	75
Tablo 4.21. Gövdesi dilim delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları	76
Tablo 4.22. Gövdesi dilim delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları	77
Tablo 4.23. Mesh bilgileri.....	78
Tablo 4.24. Gövdesi dilim ve daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları...	79
Tablo 4.25. Gövdesi dilim ve daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları	80
Tablo 4.26. Mesh bilgileri.....	81
Tablo 4.27. Gövdesi dikdörtgen ve daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları	82
Tablo 4.28. Gövdesi dikdörtgen ve daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları.....	83
Tablo 4.29. Mesh bilgileri.....	84
Tablo 4.30. Gövdesi elips ve daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları ...	85
Tablo 4.31. Gövdesi dilim ve daire delikli düz dişli çarkın şekil gerilme sonuçları	86
Tablo 4.32. Mesh bilgileri.....	87
Tablo 4.33. Gövdesi çok sayıda daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları.....	88
Tablo 4.34. Gövdesi çok sayıda daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları	89
Tablo 4.35. Mesh bilgileri.....	90
Tablo 4.36. Gövdesi konik boşaltılmış düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları	91
Tablo 4.37. Gövdesi konik boşaltılmış düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları	92
Tablo 4.38. Mesh bilgileri.....	93
Tablo 4.39. Gövdesi kademeli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları	94
Tablo 4.40. Gövdesi kademeli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları	95
Tablo 4.41. Mesh bilgileri.....	96
Tablo 4.42. Gövdesi kademeli ve kaburgalı düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları	97
Tablo 4.43. . Gövdesi kademeli ve kaburgalı düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları	98
Tablo 4.44. Mesh bilgileri	99
Tablo 4.45. . Gövdesi kademeli ve dört elips delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları	100
Tablo 4.46. Gövdesi kademeli ve dört elips delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları.	101
Tablo 4.47. Mesh bilgileri.....	102

Tablo 4.48. Gövdesi kademeli ve dört daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları.....	103
Tablo 4.49. Gövdesi kademeli ve dört daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları.....	104
Tablo 4.50. Mesh bilgileri.....	105
Tablo 4.51. Gövdesi kademeli ve altı elips delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları.....	106
Tablo 4.52. Gövdesi kademeli ve altı elips delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları.....	107
Tablo 4.53. Mesh bilgileri.....	108
Tablo 4.54. Gövdesi kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları.....	109
Tablo 4.55. Gövdesi kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları	110
Tablo 4.56. Düz dişli çarkların ağırlık, gerilme ve şekil değiştirme değerleri	111
Tablo 4.57. Kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın boyutlarının değerleri	115
Tablo 4.58. Mesh bilgileri.....	116
Tablo 4.59. Optimize edilmiş kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları.....	117
Tablo 4.60. Optimize edilmiş kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları.....	118
Tablo 4.61. Düz dişli çarkların karşılaştırılması	119
Tablo 4.62. Mesh bilgileri.....	121
Tablo 4.63. Genişliği arttırılmış düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları	122
Tablo 4.64. Genişliği arttırılmış düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları	123

SİMGELER

E: Elastik modülü	daN/mm ²
F_n : Normal kuvvet	N
F_r : Radyal kuvvet	N
F_t : Teğetsel kuvvet	N
I_0 : Dişler arasındaki boşluk	mm
K_0 : Çalışma faktörü	-
K_m : Yük dağılım faktörü	-
K_ϵ : Kavrama faktörü	-
K_f : Form faktörü	-
K_v : Dinamik veya hız faktörü	-
K_y : Yüzey düzgünlüğü faktörü	-
K_b : Büyüklük faktörü	-
K_ϕ : Çentik faktörü	-
K_R : Güvenirlik faktörü	-
K_L : Ömür faktörü	-
K_Z : Zorlanma faktörü	-
K_t : Teorik çentik faktörü	-
K_E : Malzeme faktörü	-
K_α : Yuvarlanma noktası faktörü	-
K_i : Çevrim oranı faktörü	-
L_G : Göbek uzunluğu	mm
L_k : Kama boyu	mm
M_b : Burulma momenti	daN.m
P_{HD} : Yüzey basıncı mukavemeti	daN/mm ²
P_{HD}^* : Yüzey basıncı mukavemet sınırı	daN/mm ²
P_{Hem}^* : Emniyet yüzey basıncı	daN/mm ²
P_{Hmax} : Yüzey basıncı	daN/mm ²
P : Güç	kW
P_S : Güç kaybı	kW
S : Emniyet sayısı	-

S_B : Baş boşluğu	mm
V : Hacim	m^3
W : Ağırlık	kg
a_0 : Eksenler arası mesafe	mm
b : Diş genişliği	mm
b_k : Kademe genişliği	mm
d_b : Diş başı çapı	mm
d_g : Temel dairesi çapı	mm
d_{mil} : Mil çapı	mm
d_0 : Bölüm dairesi çapı	mm
d_p : Delik Çapı	mm
d_t : Diş taban çapı	mm
h_b : Diş başı yüksekliği	mm
h_t : Diş taban yüksekliği	mm
i : Çevrim oranı	-
m : Modül	mm
n : Devir sayısı	dev/dak
q : Çentik hassasiyeti faktörü	-
s_0 : Diş kalınlığı	mm
t : Hatve	mm
x : Profil kaydırma faktörü	-
v : Çevre hızı	m/s
α : Kavrama açısı	0
α_0 : Basınç açısı	0
ω : Açısal hız	rad/s
ε : Kavrama oranı	-
ψ_d : Genişlik oranı	-
η : Verim	-
μ : Sürtünme katsayısı	-
ρ : Sürtünme açısı	0
σ_{em} : Emniyet gerilmesi	daN/mm ²
σ_e : Eğilme gerilmesi	daN/mm ²
σ_b : Basma gerilmesi	daN/mm ²
σ_D^* : Malzemenin sürekli mukavemet sınırı	daN/mm ²

σ_K : Kopma mukavemeti	daN/mm ²
σ_{AK} : Akma mukavemeti	daN/mm ²
σ_{top} : Toplam gerilme	daN/mm ²

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

OPTİMUM AĞIRLIKLİ DÜZ DİŞLİ ÇARK TASARIMI VE GERİLME ANALİZİ

Fahrettin ÖZEK

Fırat Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

2007, Sayfa: 128

Bu çalışmada, düz dişli çarkların ağırlıklarını azaltmak için dişli çark gövdesi üzerinde farklı geometrilere (kare, dikdörtgen, altıgen, daire, elips vs...) sahip delikler açılmıştır. Tasarlanan bu dişli çark modelleri bir CAD programı olan SOLIDWORKS ortamında çizilmiş ve dişli çarkın katı modelleri elde edilmiştir. Daha sonra bu modellerin gerilme davranışları SolidWorks'un Cosmosxpress ortamında incelenmiştir. Tüm bu incelemeler sonucunda en uygun modelin kademeli ve altı daire delikli gövde modelinin olduğu görülmüştür. Daha sonra kademeli ve altı daire delikli dişli çark modelinin ağırlık optimizasyonu yapılmıştır. Bu optimizasyon sonucunda elde edilen dişli çark boyutlarına göre tasarlanan yeni dişli çarkın gerilme analizi yapılmıştır. Bu inceleme sonucunda gerilme değerlerinin arttığı gözlenmiştir. Dişli çarkın diş uzunluğu artırıldığında elde edilen gerilme analizlerinin daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

Sonuç olarak dişli çarkın ağırlığını çok aşırı azaltmanın dişli çarkın gerilme değerlerini arttırdığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Optimum dişli ağırlığı, düz dişli, gövde tasarımı, gerilme analizi

ABSTRACT

HL Thesis

THE OPTIMUM WEIGHTED DESIGN OF SPUR GEAR WHEEL AND STRESS ANALYSIS

Fahrettin ÖZEK

Fırat Üniversty

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

2007, Page: 128

In this study, to decreasing the weight of spur gears, the holes have different profile (square, rectangular, hexagon circle, ellipse etc.) had been designed on the gear body. Designing these models of spur gear, the solid type of spur gear which was drawn at SOLIDWORKS has a CAD programmed was obtained. The behaviors of strength of these spur gears had examined at Cosmosxpress of SolidWorks. During these examining, the best model carried out which have been six holes and step. The optimization of weight of model of spur gear which has six holes and step had been made. At result of this optimization, designing of a new spur gear had been made stres analyzing according to new dimensions of spur gear which was obtained. As a result of this exploration, it was seen that the values of stress had increased. When length of a teeth of spur gear was increased, the result of analyzing values of stress is beter.

As a result it was seen that the weight of spur gear was excessive decreased, the values of stress of spur gear had increased.

Keywords: The optimum weight of gear, spur gear, designing of body, stress analysis.

1. GİRİŞ

CAD sistemleri ilk olarak bilgisayar destekli çizim (Computer Aided Drafting) olarak geliştirilmişlerdir. Ancak günümüzde, bilgisayar çiziminin ötesinde birçok fonksiyonları yapabilecek duruma gelmiştir. Basit bir CAD sistemi kullanıcıya grafik nesneyi oluşturma, ekranda görme, ele alma ve üzerinde değişiklikler yapma imkanı verir. Ayrıca, parça modeli oluşturulduktan sonra sonlu elemanlar yöntemi kullanarak kinematik, dinamik, ısı analizleri ve ağırlık merkezi, atalet momenti, gerilme analizi vs. gibi işlemler yapılabilmektedir. Böylece çeşitli tasarım seçenekleri ekranda denenip test edilebilir ve en uygun tasarıma daha kolay bir şekilde ulaşılabilir. Bundan başka, sayısal fonksiyonu sağlayan bir yazılım kullanımı ile tezgâh işlemleri ve parça profiline dayanan kesici yolunun ekranda tanımlanabilmesine imkân sağlar. Ayrıca işlem planlama ve üretim simülasyonu imkânı veren yazılımları içeren geliştirilmiş CAD sistemleri de vardır.

Akıncı ve diğerleri, yaptıkları çalışmada, bir tarım makinesinde kullanılan düz dişlide meydana gelen hasarları incelemişlerdir. Buna göre hasarın sebeplerini araştırıp çözüm önerileri getirmişlerdir. Dişli çarkta abrasyon ve plastik deformasyon hasarları gözlenmiş ve bunların sebebi olarak da tasarım ve malzeme hatalarının başta geldiğini ileri sürmüşlerdir. Seçilen dişli çark malzemesi ve diş profilinin uygun olmadığından bahsetmişlerdir [1]. Vedmar ve Anderson, düz dişli çarkın dişlerinde ve yataklarındaki dinamik yükleri belirleyen bir metot üzerine çalışmışlardır. Bu çalışmadaki sayısal modelde dişli çarkın dişine gelen kuvvet ve yatağa gelen kuvvet hesaba katılmış ve yatağın elastik olduğu kabul edilmiştir. Sayısal örnekte, dişli çarkın dişinde deformasyonunun fazla olduğu yerde en önemli titreşim modunun olduğu görülmüştür. Bununla birlikte yatağa gelen kuvvetin değişiminin başka titreşimlerden de etkilendiğini, sürtünmenin ise diş kavrama ve yatak kuvvetine etkisinin olmadığını ancak pinyon dişlide sürtünme yönünün değişmesiyle yatak kuvvetinin salınım yaptığını ileri sürmüşlerdir [2]. Aslantaş ve Taşgetiren, düz dişlide oyuklaşma şekli ve dişli ömrünün tahmin edilmesi üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmada östemperlenmiş sünek demirden üretilmiş bir dişli çarktaki oyuk oluşumunu önce deneysel olarak incelemişler ve daha sonra lineer elastik kırılma mekaniği ve sonlu elemanlar metodunu içeren bir sayısal çözümle karşılaştırmışlardır. Çalışma neticesinde oyuk oluşum süresinin östemperleme sıcaklığının azalması ile arttığı gözlenmiş ve sayısal çözümün bununla tutarlılık gösterdiği saptanmıştır [3]. Hsu, yaptığı çalışmada dövme yöntemi ile üretilen düz dişli ve kamalı millerde üst sınır metodunu kullanarak bir sayısal çalışma yapmıştır. Çalışmasında dövülerek üretilen bu parçalardaki plastik deformasyonu üst sınır matematiksel metoduyla analiz etmiştir. Modelde sürtünme kuvveti ve sıkıştırma parametreleri sistematik olarak kullanılmış ve daha önceki

literatürle karşılaştırmış, yapılan yöntemin bu konudaki bilgiyi geliştirdiği sonucuna varmıştır [4]. Cho ve diğerleri, kapalı kalıpta dövme yöntemi ile imal edilen düz dişlilerde üst sınır metodunu kullanarak bir araştırma yapmışlardır. Sayısal modelde evolvent profilili bir kalıp kullanılmış ve sabit bir sürtünme basıncı olduğu kabul edilmiştir. Hız bölgesi formülasyonundan faydalananak oluşturulan modelde modül, diş sayısı, sürtünme faktörü ve dövme kuvveti kullanılmıştır. Sonuçta ise dövme kuvvetinin büyük oranda diş sayısı ve modülle alakalı olduğu sonucuna varmışlardır [5]. Nickel ve diğerleri, yüzeyi plazma nitrürasyonu ile kaplanmış bir düz dişliyi incelemişlerdir. Çalışmalarında nitrürasyon için Ti – 6Al – 4V kullanılmış ve kaplamanın çeşitli katmanlarındaki element dağılımını incelemişlerdir. Plazma nitrürasyon işleminde Al ve V elementinin yüzeyden birkaç mikron altta tükendiği gözlenmiştir [6]. Lİtvin ve diğerleri, asimetrik olarak diş profili değiştirilmiş bir düz dişlide, gürültünün azaltılması, temas noktasının yeri, kavrama ve basınçların simülasyonu gibi analizleri yapmışlardır. Burada geleneksel evolvent profili yerine modifiye edilmiş bir evolvent profili kullanmışlardır. Daha sonra bu dişlinin basınç ve kavrama analizlerini gerçekleştirip standart profille karşılaştırıp her iki profili de sayısal örneklerle göstermişlerdir [7]. Çelik, dişli analizinde kullanılan sayısal yöntemlerden üç dişli modeli ve tüm gövde modelini karşılaştırmıştır. Araştırmasında dişli çarkın dışındaki eğilmeyi ve zorlanmayı bulmak için üç diş ve tam gövde modelini içeren sınır elaman sayısal yöntemini kullanmış ve bu modelleri, profil değişimi, temas noktası deformasyonu, sürtünme etkisi, diş üstü koşulları ve yükleme şekilleri gibi parametreler için karşılaştırmıştır. Sonuç olarak tam diş modelinin düz dişliler için daha gerçekçi değerler verdiğini saptamıştır [8]. Kramberger ve diğerleri, yaptıkları çalışmada dişlilerde eğilme yorulmasını analiz eden bir sayısal model geliştirmişlerdir. Çalışmada diş dibinde eğilme yorulması neticesinde çatlak oluşumu ve ilerlemesi sayısal olarak simüle edilmiş, buna bağlı olarak da gerçek 42CrMo4’den üretilmiş sertleştirilmiş bir düz dişli ile FEM (sonlu eleman modeli) analizlerinden tayin edilen çalışma ömrü karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak dişli malzemesindeki bazı hatalardan kaynaklanan sapmalar olmasına rağmen modelin gerçekte uyumlu olduğu saptanmıştır [9]. Thompson ve diğerleri, çok kademeli düz dişli redüktörlerde minimum hacim tasarımı konusunda geleneksel olmayan bir tasarım çalışması yapmışlardır. Son zamanlarda özellikle otomotiv ve havacılık sanayisinde kullanılan çok kademeli redüktörlerde dişli boyutunun küçültülmesi buna karşın dişli mukavemetinin istenilen düzeyde tutulması problemine, geleneksel optimizasyona alternatif daha verimli bir yöntem geliştirmişler ve geleneksel optimizasyondan daha detaylı olduğunu ileri sürmüşlerdir [10]. Ramamurti ve diğerleri, yaptıkları çalışmada düz ve konik dişlilerin statik ve dinamik analizlerini sonlu eleman yöntemiyle gerçekleştirmişlerdir. Her dişin yer değişimi için Fourier harmonik bileşimini hesaplamış ve toplam yer değişimine eklemişlerdir. Bu yer değişimini dişlerin statik zorlamasını

hesaplamak için kullanmışlardır. Doğal frekanslar ve mod şekilleri için alt matrislerin eliminasyonunun kullanılması ile ortaya çıkarılmıştır. Sonuç olarak bu modelin bilgisayarda fazla yer kapladığı ve hesaplama hassasiyetinin düştüğü, bu yaklaşımın dinamik analizler için daha uygun olabileceğini saptamışlardır [11].

Kramberger ve diğerleri, ince kenarlı düz dişlilerin eğilme-yorulma ömrünün sayısal hesaplaması üzerine çalışmışlardır. Bu çalışmada çekici (kamyon) şanzımanlarında kullanılan ince kenarlı düz dişli ele alınmıştır. Sayısal yöntem olarak sonlu eleman ve sınır eleman yöntemleri kullanılmıştır. Modelle gerçek değerlerin büyük ölçüde tutarlılık gösterdiğini belirlemişlerdir [12]. Larsson ve diğerleri, evolvent profilli düz dişlinin geçici non-Newtonian elastohidrodinamik yağlama analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Dişlilerin birbirini kavraması sürekli (geçici) duruma tipik bir örnektir. Bu çalışmada izotermal bir yağ filmi modeli olan non-Newtonian modeli kullanılmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki basınç etkisine bağlı olarak yağ filmi yük iki katına çıktığında artmış, yük azaltıldığında film kalınlığı azalmıştır [13]. Fong ve diğerleri, düz dişlinin parametrik diş profili için bir matematiksel model geliştirmişlerdir. Bu çalışmada matematiksel modelde ‘çizgi hareketi’ (Line of action) yöntemini kullanmışlardır. Bu yöntemde diş profilinin basit eğrilerden oluşması farklı diş profillerinin modellenmesini kolaylaştırdığını bunun yanı sıra kayma hızı, temas oranı ve alt kesilmenin sınırı gibi parametrelerin direkt olarak çizgi hareketi denkleminde çıkarılabildiğini ileri sürmüşlerdir. Sonuç olarak bu yöntemle standart dışı profillere sahip dişliler için kinematik karakteristikleri belirleyebilme kolaylığının olduğunu iddia etmişlerdir [14]. Zhang ve diğerleri, çeşitli kavrama zorlamaları ile yük analizlerini yapmışlar. Burada dişli tasarımında hayli önemli olan diş boşluğunun hesaplanması ya çok basitçe ya da çok pahalı karmaşık olması nedeniyle sonlu eleman analizi modeli kullanan düz ve helisel dişliler üzerine uygulanmış yük ve gerilme dağılımını belirleyen yeni bir yaklaşım getirmişlerdir. Sonuçta her iki dişli tipi içinde modelin iyi sonuçlar verdiğini görmüşlerdir [15]. Kapelevich, yaptığı çalışmada asimetrik dişli profiline sahip evolvent düz dişlinin geometrisi ve tasarımı ile yük kapasitesi, ağırlığın, boyutların ve titreşim seviyesinin azaltılması üzerine bir metot geliştirmiştir. Bu metotla asimetrik diş profilinin ağırlığı ve boyutları azalmasına karşın yükü arttırdığını, yüksek basınç açısına sahip diş profilinin titreşiminin azaldığını görmüştür [16]. Yeşilyurt ve diğerleri, yaptıkları çalışmada dişlilerdeki en büyük problemlerden olan yorulma kırılmasının başlangıç safhası olan çatlak oluşumunu titreşim analizi metoduyla irdeleyen bir metot geliştirmişler. Daha sonra gerçek ortamda çalıştırılıp aşındırılan bir dişli numunesi ile modelden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve sonuçların tutarlılık gösterdiğini görmüşlerdir [17]. Choi ve diğerleri, içi testere dişli düz dişlinin dövme yöntemi ile imal edilmesinde kalıbın tasarımını araştırmışlardır. Kalıbın tasarımını önce üst-sınır modeli ile sayısal olarak modellemiş ve deneysel olarak da

bunu gerçekleştirmişlerdir. Kalıba gelen yüklerin önceden tahmin edilmesinde bu yöntemin oldukça elverişli olduğu ve uygulanan yükün diş sayısı ile bağlantılı olduğu sonucuna varmışlardır [18].

Li, yaptığı çalışmada işleme hataları, montaj hataları ve diş profil hatalarını içeren temas yüzeyini, basıncını ve diş dibi eğilmesini hesaplayan üç boyutlu sonlu eleman yöntemini kullanmıştır. Hesaplamalar için sonlu eleman yöntemi yüklü diş temas analiz (LTCA) programına dönüştürülmüş ve değişkenler bilgisayara yüklenmiştir. Bu şekilde elde edilen verilerle deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Modelin gerçek değerle tutarlılık gösterdiği sonucuna varmıştır [19]. Litvin ve diğerleri, alın dişlilerin imali için sonsuz vida şeklinde bir kesici yüzeyi, kesici kusurlarının yok edilmesi, kesiciye şekil verilmesi ve dişliye gelen yüklerin hesaplanması için bir analitik yaklaşım geliştirmişlerdir. Alın dişlisi ve pinyon dişlinin kavramasını simüle eden bir bilgisayar programı ve basınç analizi için beş adet diş temas modeli geliştirmişler. Bu modelle bir örnek yapmışlardır. Sonuç olarak geliştirilen programlarla, elde edilen verilerle tasarım için bir kolaylık sağlamışlardır [20]. Song ve Im, yaptıkları çalışmada bir düz dişlinin soğuk ekstrüzyon ile imal edilmesi için bir CAD sistemi geliştirmişlerdir. Bu çalışmada dişin geometrisinde etkili olan diş sayısı, modül gibi parametrelerle bunların imalatta oluşan yüklere etkisini hesaplayabilen bir sonlu eleman programı kullanmışlardır. Bu sayede imalatçının zaman kaybetmeden üretim aşamasının ve masrafının hesaplanabilir olduğunu görmüşlerdir [21]. Litvin ve diğerleri, helisel pinyon ile çalışan bir alın dişlinin tasarım, imalat ve basınç analizi üzerine çalışmışlardır. Alın dişli imalatı için sonsuz vida şeklinde bir kesici ve helisel pinyon için bir kesici tasarlamışlardır. Bu imalattan önce yük analizleri ve kavrama durumlarını TCA (Tooth contact analysis) programında simüle etmişler ve yeni bir tip alın dişli geliştirmişlerdir [22]. Park ve Yoo, düz ve helisel dişli çiftlerinin tasarımında deformasyon birleşmesini incelemişlerdir. Bunu sonlu eleman yöntemi kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Üç boyutlu sonlu eleman metodunun bu olayı iyi ifade ettiği sonucuna varmışlardır [23]. Yukarıda yapılan çalışmalar incelendiğinde, dişli çarkların gerilme davranışlarının, tasarımlarının ve dişli çarkların dişleri üzerindeki aşınmaların incelendiği görülmüştür.

Bu çalışmada ise, düz dişli çarkların ağırlıklarını azaltmak için dişli çark gövdesi üzerinde farklı geometrilere (kare, dikdörtgen, altıgen, daire, elips vs...) sahip delikler tasarlanmıştır. Tasarlanan bu dişli çark modelleri bir CAD programı olan SOLIDWORKS ortamında çizilmiş ve dişli çarkın katı modelleri elde edilmiştir. Bu modellerin gerilme davranışları SOLIDWORKS'un Cosmosxpress ortamında incelenmiştir. Tasarlanan düz dişli çark modellerinden ağırlık ve gerilme değerlerine göre en uygun olanı tespit edilmiştir. Daha sonra, bu modelin boyut optimizasyonu MATLAB programlama ile yapılarak elde edilen optimum boyutlara göre dişli modeli tasarlanmış ve bu düz dişli çarkın gerilme analizi

yapılmıştır. Son olarak ta, optimize edilmiş düz dişli çarkın ağırlık kaybı kadar bu düz dişlinin diş boyu uzunluğu artırılmış ve gerilme analizi incelenmiştir.

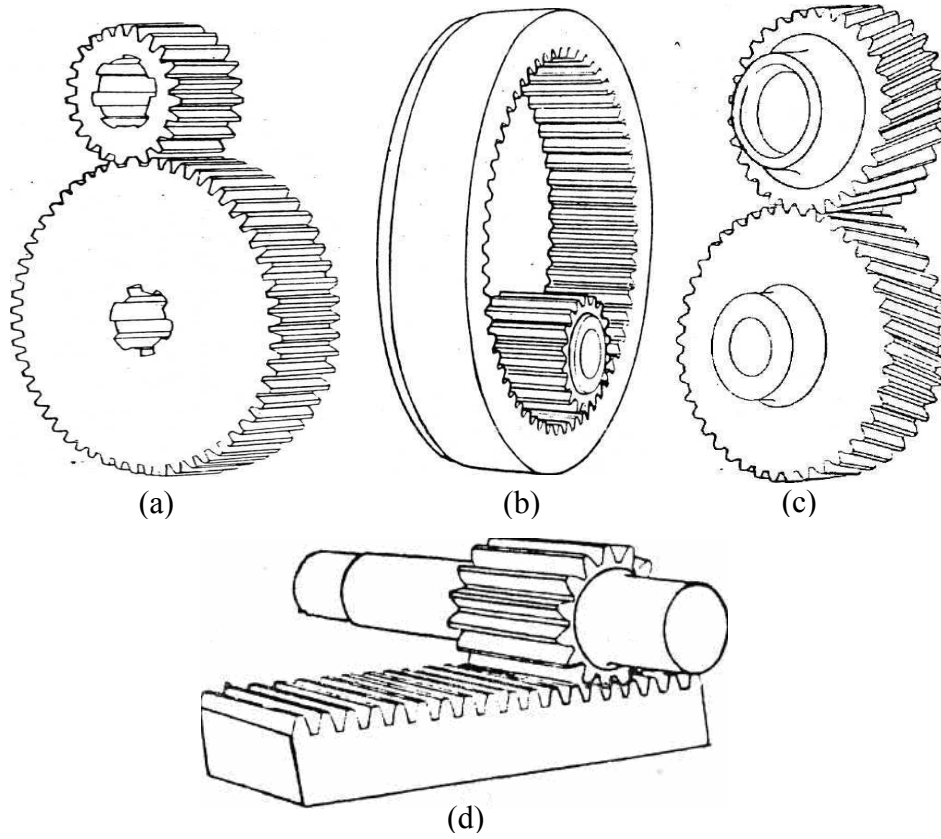
2. DİŞLİ ÇARKLAR

2.1. Dişli Çarkların Tanımı ve Kullanıldığı Yerler

Hareket ve mekanik güç iletiminde kullanılan makine elamanlarıdır. Hareket ve mekanik güç iletimi büyük aralıklarda kayış ve halatlarla, orta aralıklarda kayış ve zincirlerle, kısa aralıklarda ise dişli çarklarla iletilir.

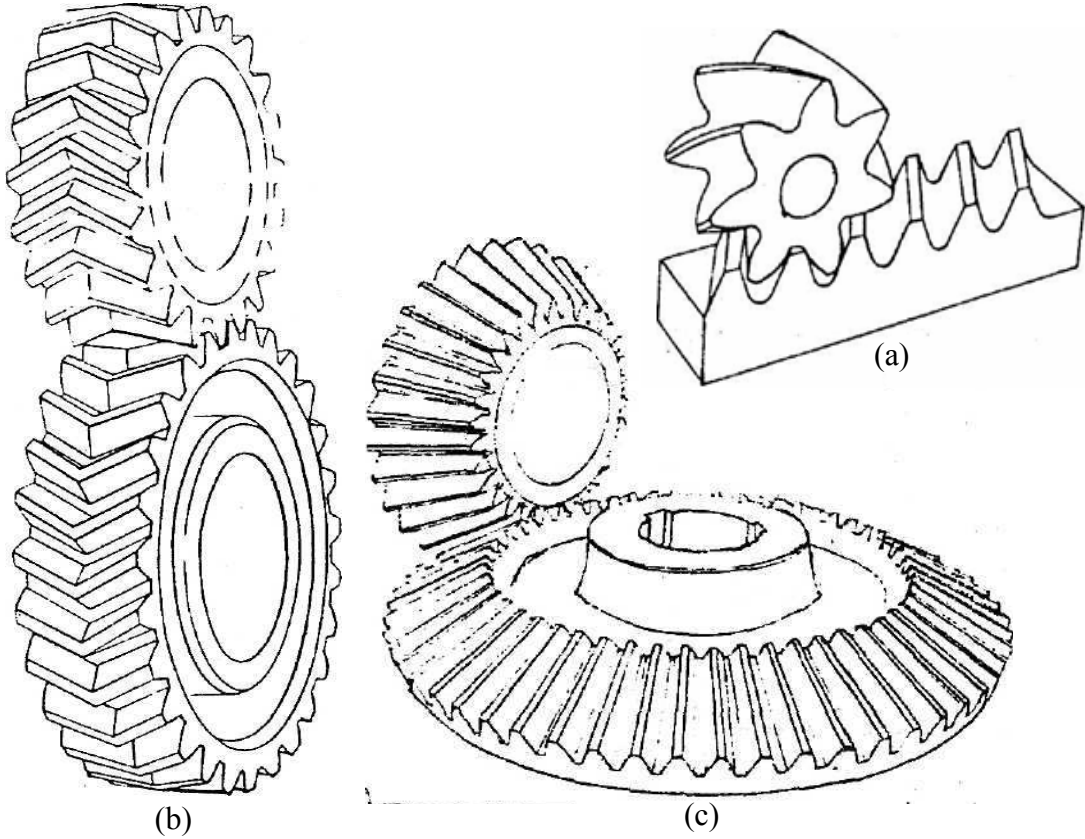
Her türlü mekanik güç ve dairesel hareketin iletilmesinde, doğrusal hareketin dairesel harekete, dairesel hareketin doğrusal harekete dönüştürülmesinde kullanılırlar. Taşıtların hız kutuları, takım tezgahları hız kutuları, bütün genel makine konstrüksiyonlarında kullanılırlar [24].

2.2. Dişli Çarkların Sınıflandırılması



Şekil 2.1. a) Düz dişlere sahip dişli çark, b) Düz iç dişli çark, c) Helisel dişli çarklar, d) Düz kremayer dişli.

Dişli çarklar, mil eksenlerinin konumuna göre; mil eksenleri aynı düzlemde ve mil eksenleri farklı düzlemde olan dişli çarklar, çalışma durumuna göre; dıştan çalışan dişliler ve içten çalışan dişliler, dişlerin açıldığı yüzeye göre; silindirik yüzeyli dişli çarklar, konik yüzeyli dişli çarklar ve düzlem yüzeyli dişli çarklar (kremayer), diş profillerine göre; evolvent eğrili dişli çarklar ve sikloid eğrili dişli çarklar, ölçü sistemine göre; metrik ölçülü dişli çarklar ve inch ölçülü dişli çarklar, diş biçimlerine göre; düz dişli çarklar, helis dişli çarklar, konik dişli çarklar, sonsuz vida ve çarkı, zincir dişliler ve mandal dişliler gibi çeşitleri vardır.



Şekil 2.2. a) Helisel kremayer dişli çarklar, b) Ok biçimli dişli çarklar, c) Düz konik dişli çarklar.

2.3. Dişli Çark Malzemeleri

Düşük hızlı hassas olmayan büyük çaplı dişli çarklar döküm yolu ile diğerleri ise torna tezgahında hazırlandıktan sonra freze tezgahlarında özel modül çakıları ile dişleri açılarak imal edilir. Dişli çarkların mukavemet ve yüzey basıncı bakımından yük taşıma kabiliyetlerinin geniş ölçüde etkileyen önemli bir faktör malzemedir. Genellikle güç ileten dişliler çelikten; hassas cihaz alanında olduğu gibi yalnız devir ileten dişli çarklar bronz, naylon, teflon ve sinterlenmiş malzemelerden yapılır. Önemsiz ve çok düşük hızlarda çalışan dişli çarklar dökme demirden de imal edilebilir [25].

Çelikler, birim hacme göre büyük yük taşıma kabiliyetine ve birim ağırlığa göre maliyete sahip olduklarından, dişli çarkların imalinde en çok kullanılan malzemelerdir. Pratikte karbonlu ve alaşımlı çelikler olmak üzere birçok çelik çeşitleri kullanılmaktadır. Bunların bazıları DIN standardına göre Tablo 2.1 de verilmiştir. Çeliklerin seçilmesi kopma ve bilhassa buna bağlı olan yorulma mukavemeti ve uygulanacak ısı işleme göre yapılır. Son zamanlarda dişli çarkların imalatında naylon (polyamid 6) ve teflon gibi plastik malzemeler kullanılmaktadır. Büyük bir sönümleme kabiliyetine sahip olan bu malzemeler sessiz çalışma istenilen yerlerde kullanılmaktadır.

Tablo 2.1. Dişli çark malzemeleri ve mekanik özellikleri

Malzeme	Malzeme sembolü	Isıl işleri	Kopma muk. σ_K (daN/mm ²)	Akma sınırı σ_{AK} (daN/mm ²)	Brin.sert. HB, daN/mm ²	Düşünceler
Çelik (TGL 14315)	GS-50.1 GS-60.1	Tavlanmış	50 60	26 32	150 175	
Makine çeliği (TGL 7960)	St 42 St 50 St 60 St 70	Tavlanmış	42...52 50...62 60...72 70...85	24 28 32 35	125 150 180 208	
İslah çelikleri (TGL 6547)	C 45 C 60 37MnSi'5 37MnSi 5 34Cr4 42 CrMo 4	İslah edilmiş	60...72 70...85 70...85 80...95 80...95 90...105	36 44 45 55 55 70	185 210 220 260 260 340	Hafif nitras-yon yoluyla yan yüzeyle-rin mukavemeti artırılmış
Sementasyon çeliği (TGL 6546)	C 10 C 15 16MnCr 5 15CrNi 6 20 MnCr520 MoCr5 18 CrNi 8	Sertleştirilmiş	42...55 50...65 80...110 90...120 100...130 110...120 120...145	25 30 60 65 70 - 80	590 637 650 650 650 650 650,	σ_B ve σ_{AK} için verilen değerler çekirdek için geçerlidir
Alev veya in-düksiyonla sert. çelik (TGL 6773)	C 45 37MnSi 5 40Cr4	Sertleştirilmiş	65...80 90...105 90...105	40 65 65	595 560 587	gaz ile karbürle-nmiş
Siyanür banyosunda sert.çelik	40Cr4 37MnSi 5	Sertleştirilmiş	140...180 150...190	- 100...125	595 550	
Lamel grafitli dökme demir (TGL 14400)	GGL-20 GGL-25	-	20 25	-	170 210	
Küresel graf. dök.dem. (TGL 8189)	GGG-45 GGG-50 GGG-60		45 50 60	35 35 42	170 200 230	

3. DÜZ DİŞLİ ÇARKLAR

3.1. Temel Kavramlar

Silindirik düz dişli çarklar için ifade edilen temel kavramlar genel bir anlam taşımaktadır. Bu nedenle diğer dişli çarklar için de geçerlidir ve elde edilen denklemler az bir değişiklikle diğer dişli çarklara uygulanabilir [25].

3.2. Düz Dişli Çarkların Ana Boyutları

1. Bölüm dairesi: Üzerinde dişlerin taksimatı yapılan ve esas dişli çarkın büyüklüğünü belirleyen dairedir.

d_0 : Bölüm dairesi çapı

2. Hatve: Bölüm dairesi üzerinde ölçülen ve bir diş kalınlığı ile bir diş arası boşluğu kapsayan uzunluğa taksimat veya hatve denir.

t : Hatve

Dişli çarkın diş sayısı z ile gösterilir ise bölüm dairesinin çemberi,

$$\pi d_0 = z t$$

şeklinde yazılır. Taksimat dairesinin çapı,

$$d_0 = \frac{t}{\pi} z \quad (3.1)$$

3. Modül (m):

$$m = \frac{t}{\pi} \quad (3.2)$$

ifadesi ile,

$$d_0 = m z \quad (3.3)$$

olarak bulunur. Modül değerleri standartlaştırılmıştır. Tablo 3.1 de silindirik ve konik dişli çark, Tablo 3.2’de sonsuz vida mekanizması için DIN 780’e göre modül değerleri verilmiştir. Tablolardaki seriler tercih sırasını göstermektedir. Tercih edilen 1. seridir; özel hallerde 2. seri kullanılabilir.

Inch (parmak) sistemi geçerli olan ülkelerde, modül yerine diametral pitch (DP) ve hatve yerine circular pitch (CP) deyimleri kullanılmaktadır. İki sistem arasında aşağıdaki bağıntılar mevcuttur.

Tablo 3.1. Alın ve konik dişliler için standart modül değerleri

Modül m (mm)		Modül m (mm)			Modül m (mm)		
Seri 1	Seri 2	Seri 1	Seri 2	Seri 3	Seri 1	Seri 2	Seri 3
0,05			0,65				
	0,055	0,7			6		(6,25) 6,5 (6,75)
0,06			0,75			7	(7,5)
	0,07	0,8			8		(8,5)
0,08			0,85			9	(9,5)
	0,09	0,9			10		
0,1			0,95			11	
	0,11	1			12		(13)
0,12			1,125			14	
	0,14	1,25			16		(15)
0,16			1,375			18	
	0,18	1,5			20		
0,2			1,75			22	(24)
	0,22	2			25		(27)
0,25			2,25			28	
	0,28	2,5			32		(30)
0,3			2,75			36	(33)
	0,35	3		3,25	40		(39)
0,4			3,5	3,75		45	(42)
	0,45	4		(4,25)	50		
0,5			4,5	(4,75)		55	
	0,55	5		(5,25)	60		65
0,6			5,5	(5,75)		70	75
Bu değerler normal kesit içindir. 1 serisindeki modüller 2'dekilere tercih edilmelidir. 3 serisindeki modüller özel hallerde kullanılabilir. Parantez içindeki değerler DIN 780 standardında olup ISO R-54 standardında öngörülmemiştir.							

Tablo 3.2. Sonsuz vida mekanizması için standart modül değerleri

Modül m (mm)	Modül m (mm)	Modül m (mm)	Modül m (mm)
1	2,5	6,3	16
1,25	3,15	8	20
1,6	4	10	-
2	5	12,5	-
Tabloda verilen modüller; sonsuz vidada eksenel kesitte, çarkta ise alın kesitte geçerlidir.			

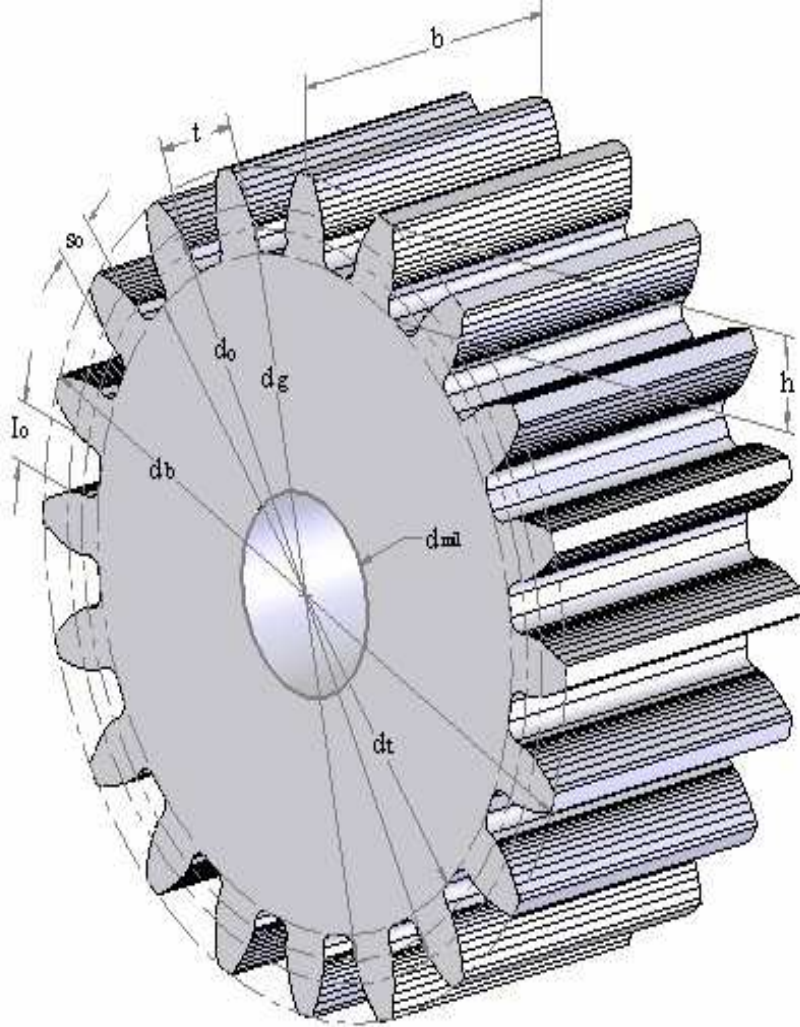
$$m = \frac{25,4}{DP} \quad ; \quad m = \frac{25,4}{\pi} CP = 8,0085 CP \quad (3.4)$$

Bu sisteme göre bölüm dairesi çapı

$$d_0 = \frac{z}{DP} \quad (3.5)$$

şeklinde ifade edilir.

Şekil 3.1’de düz dişli çarkın boyutları görülmektedir.



Şekil 3.1. Düz dişli çarkın boyutları.

Düz dişli çarkın boyutlandırılmasındaki semboller:

h_b : Diş başı yüksekliği

h_d : Taban yüksekliği

$h = h_b + h_t$: Diş yüksekliği

$t = \pi m$: Hatve

s_0 : Diş kalınlığı

I_0 : Dişler arasındaki boşluk

b : Diş genişliği

$$t = \pi .m = s_0 + I_0$$

Teorik olarak

$$s_0 = I_0 = \frac{t}{2} = \frac{\pi .m}{2} \quad (3.6)$$

Ancak eş çalışan dişlilerin birbirlerini daha iyi kavrayabilmesi için I_0 , tolerans mertebesinde, s_0 dan daha büyük yapılır.

Dişlerin yükseklikleri, dişli çarkın diş başı dairesi ve diş taban dairesini belirler.

d_b : Diş başı dairesi çapı

d_t : Diş taban dairesi çapı

$$d_b = d_0 + 2 h_b \quad (3.7)$$

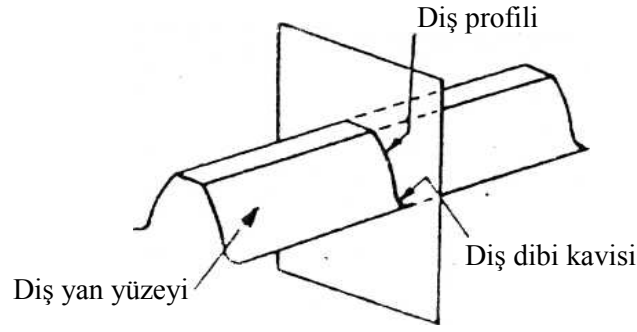
$$d_t = d_0 - 2 h_t \quad (3.8)$$

şeklinde ifade edilir.

Modül, dişlilerin taksimat üzerindeki kalınlığını, baş ve taban yüksekliklerini tayin etmektedir. m ve α_0 'ın değerleri standarttır. Modülün standart değerleri Tablo 3.1 ve Tablo 3.2'de verilmiştir. Genellikle $\alpha_0 = 20^0$ kullanılır.

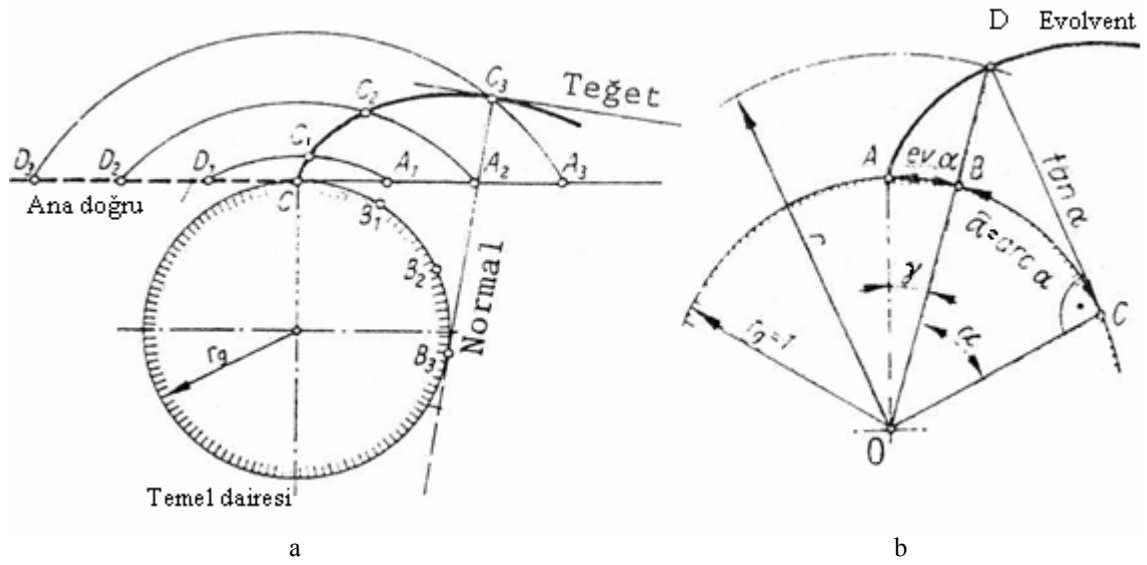
3.3. Dişlilerin Profil Eğrileri

Dişlilerin yan yüzeylerinin dış eğrisine profil denir (Şekil 3.2). Diş profili olarak evolvent veya sikloid kullanılır.



Şekil 3.2. Diş profili.

Evolverte, temel dairesi olarak isimlendirilen sabit bir daire üzerinde kaymadan yuvarlanan ana doğru gibi bir doğrunun üzerindeki herhangi bir noktanın meydana getirdiği eğridir (Şekil 3.3 a). Yuvarlanma sırasında ana doğru, herhangi bir anda temel dairesine teğet ve evolvente dik, yani profilin normalidir. Eğri üzerinde bulunan herhangi bir noktanın koordinatları, evolvent eğrisinin denklemini temsil eder. Örneğin Şekil 3.3 b'de gösterilen D noktasının koordinatları,



Şekil 3.3. Evolverte eğrisi.

$$AC = r_g (\alpha + \gamma) = CD = r_g \tan \alpha$$

eşitliğinden,

$$\gamma = \tan \alpha - \alpha = \text{ev } \alpha \quad (3.9)$$

ve ODC üçgeninden,

$$r = r_g / \cos \alpha \quad (3.10)$$

şeklinde bulunur. Burada r_g temel dairesinin yarıçapı, γ yardımcı açı, α basınç açısı, $\text{ev} \alpha = \tan \alpha - \alpha$ evolvent fonksiyonudur. Böylece evolvent profilli dişlilerde, profili tayin eden dördüncü bir daire, yani temel dairesi mevcuttur. Bu daire ile diğer daireler arasındaki bağıntılar $r = r_g / \cos \alpha$ denklemi ile hesaplanır. Örneğin bölüm dairesi üzerindeki nokta için basınç açısı α_0 ile gösterilirse, bölüm dairesi ile temel daire arasında

$$r_0 = r_g / \cos \alpha_0 \quad (3.11)$$

veya $r_0 = d_0 / 2$ ve $r_g = d_g / 2$ değerleri ile

$$d_g = d_0 \cos \alpha_0 = m z \cos \alpha_0 \quad (3.12)$$

bağıntısı vardır. Profili kaydırılmış dişliler için bu değerlerin yanı sıra x kaydırma faktörünün değerinin belirtilmesi gerekir. Bir dişli çarkta diş, biri sağ diğeri sol olmak üzere iki evolventten oluşur.

Dişli çarkın modülü (m), diş sayısı (z) ve basınç açısı (α_0) değerleri verildiği takdirde $r_0 = r_g / \cos \alpha_0$ ve $d_g = d_0 \cos \alpha_0 = m z \cos \alpha_0$ denklemlerinden bölüm ve temel daireleri tayin edilmiş olur. Ancak diş yüksekliği h 'ın aynı kalması koşulu ile baş ve taban daireleri, x kaydırma faktörüne bağlı olarak arzu edilen şekilde değiştirilebilir. Şöyle ki bölüm dairesi ile temel daireleri arasındaki diş başı yüksekliği $h_b = m$ (sıfır dişli), $h_b > m$ (artı K dişlisi) veya $h_b < m$ (eksi K dişlisi) olabilir. Bu şekilde evolventin çeşitli şekilleri kullanılabilir ve m, z, α_0 değerleri belli olan bir dişli çarkta x değerine bağlı olarak, çeşitli diş şekilleri elde edilir. Profil kaydırma faktörü x artı K dişlilerde büyüdükçe dişin tabanı kalınlaşmakta, diş tepesi sivrilmektedir; şöyle ki pozitif kaydırma faktörünün sınırını sivri tepe, yani diş profillerinin kesiştiği nokta tayin etmektedir. Teorik olarak sıfır dişlilerde bölüm dairesi üzerindeki diş kalınlığı,

$$s_0 = t / 2 = \pi m / 2$$

olduğu halde, artı K dişlilerde,

$$s_0 = \frac{\pi m}{2} + 2 \times m \tan \alpha_0 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2 \times \tan \alpha_0 \right) \quad (3.13)$$

ve eksi K dişlilerde,

$$s_0 = \frac{\pi m}{2} - 2 \times m \tan \alpha_0 = m \left(\frac{\pi}{2} - 2 \times \tan \alpha_0 \right) \quad (3.14)$$

olmaktadır. Çapı d olan herhangi bir daireye karşılık gelen s diş kalınlığı,

$$s = d \left[\frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \times \tan \alpha_0 \right) + \operatorname{ev} \alpha_0 - \operatorname{ev} \alpha \right] \quad (3.15)$$

bu kalınlığa karşılık gelen α basınç açısı,

$$r = \frac{r_g}{\cos \alpha} = r_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} \quad (3.16)$$

eşitliği yazılırsa,

$$\cos \alpha = \frac{r_0}{r} \cos \alpha_0 = \frac{d_0}{d} \cos \alpha_0 \quad (3.17)$$

olarak elde edilir. Sivri tepeye ait basınç açısı,

$$\operatorname{ev} \alpha_s = \frac{s_0}{d_0} + \operatorname{ev} \alpha_0 \quad (3.18)$$

olarak hesaplanır. Sivri tepenin meydana geldiği baş dairesinin çapı,

$$d_{bs} = d_0 \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_s} \quad (3.19)$$

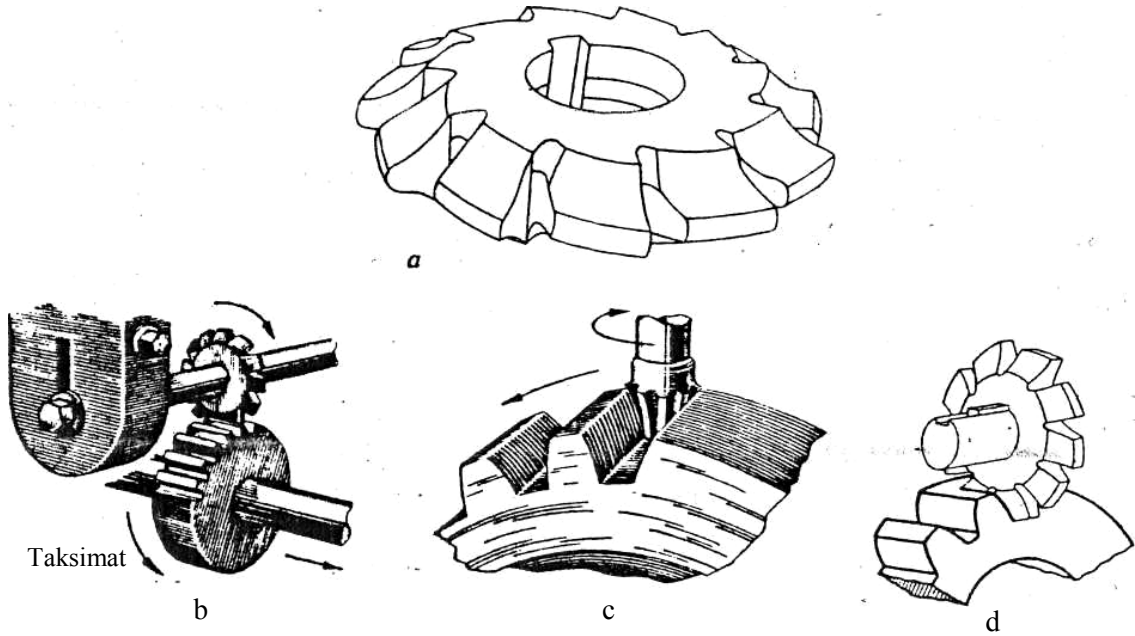
şeklinde bulunur. Pratikte dişler tam sivri olarak yapılamaz. En az $s_b = 0,25$ m değerinde bir kalınlık bırakılır. Evolvent dişlilerde, bölüm dairesi yarıçapının $r_0 = \infty$ olması halinde evolvent dişli bir kremayer elde edilir. Evolvent dişlilerin önemli bir üstünlüğü, bu kremayere ait diş yan profillerinin birer doğru olmasıdır. Bundan dolayı, evolvent dişli çarkların referans profili ve buna bağlı olan takım referans profili kremayer dişlisinin diş profili esas alınarak tarif edilmiştir.

3.4. Dişli Çarkların İmalatı

Genel olarak talaş kaldırma usulü ile, form freze ve yuvarlanma yöntemi olmak üzere iki diş açma yöntemi mevcuttur. Bunların yanı sıra küçük dişliler diş açma veya talaşsız imalat yöntemi olarak doğrudan doğruya kokil (püskürtme döküm) ve haddeleme (kapalı dövme) yolu ile meydana getirilir.

3.4.1. Form Freze ile Diş Açma

Bu yöntemde takımın kesici profili, işlenecek çarkın diş profilinin aynısıdır (Şekil 3.4 a). Dişler taksimat tertibatı ile donatılmış herhangi bir universal freze tezgahında kesilebilir. Takım ve taslak tezgaha bağlandıktan sonra takıma dönme hareketi verilir. Takımın kesme devresinde, iki dişe ait aralık bütün çark genişliği boyunca kesilir. Taslak geri çekilir ve taksimat tertibatı yardımıyla bir diş hatvesi kadar kendi eksenini etrafında döndürülerek takip eden diş aralığı açılmaya başlar. Genellikle frezeler disk veya parmak freze şeklindedir. Hataların nispeten büyük ve dişlerin açılması için gerekli zamanın uzun olmasından dolayı form freze yöntemi küçük tamir atölyelerinde veya çok az sayıda yapılan ve önemsiz yerlerde kullanılan dişlilerin imalatında kullanılmaktadır.



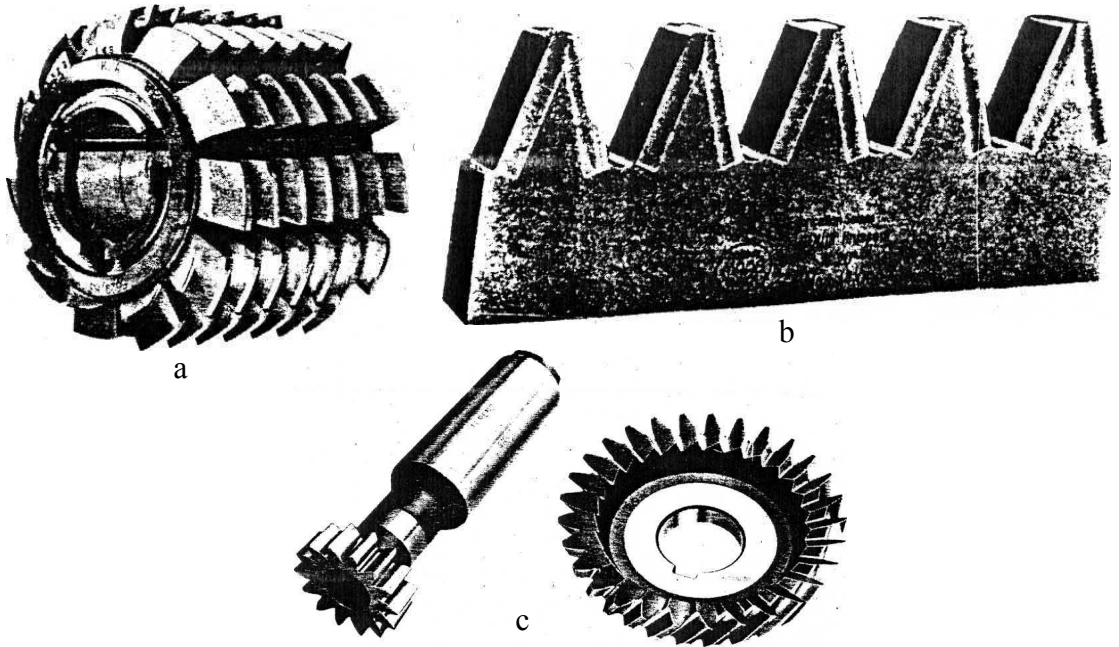
Şekil 3.4. Form freze çakısı.

3.4.2. Yuvarlanma Yöntemi

Yuvarlanma yöntemi teorik olarak evolvent oluşturma olayına ve uygulamada dişli çark ile kremayerin kavrama esasına dayanmaktadır. Daha önceden belirtildiği gibi evolvent, temel dairesi üzerinde kaymadan yuvarlanan ana doğrunun oluşturduğu eğridir. Ana doğru saat ibresi yönünde yuvarlandığı takdirde sol profil, saat ibresinin ters yönünde yuvarlandığı takdirde sağ profil meydana gelir. Ana doğru profilin herhangi bir noktasına normal (dik) ve temel daireye teğettir. İki evolvent eş dişlinin veya bir dişlinin kremayer ile kavraması halinde ana doğru, mekanizmanın kavrama doğrusunu teşkil eder ve eş çalışan profillere veya kremayerin yan yüzeyine diktir.

Yuvarlanma yönteminin pratikte uygulanması kremayer takım (Şekil 3.5 a), azdırma (helisel freze) (Şekil 3.5 b) ve dişli çark şeklinde bıçak (Şekil 3.5 c) gibi takımlar ile gerçekleştirilir. Bu takımlara bağlı olarak kremayer planya, azdırma ve radyal planya olmak üzere üç diş açma yöntemi mevcuttur.

Boyutları takım referans profiline göre imal edilmiş takımlarla, referans profile uyan dişli çarklar elde edilir. Takımın orta doğrusunun, dişli çarkın bölüm dairesine nazaran nihai konumuna göre aynı bir takımla sıfır, artı K ve eksi K dişliler imal edilebilir. Nihai durumda takımın orta doğrusu dişli çarkın bölüm dairesine teğet olması halinde sıfır dişlisi, x_m kadar bir mesafede bulunduğu durumda kaydırmalı dişli elde edilir.



Şekil 3.5. Kesici takımlar. a) Azdırma (helisel freze), b) Dişli çark şeklinde bıçak, c) Kanal parmak vb. çakılar.

3.5. Dişli Ana Kanunu

Eş çalışan iki profilin, kavrama doğrusu üzerinde A gibi herhangi bir noktada temas halinde olduğu düşünülürse (Şekil 3.6), döndüren dişlinin açısal hızı ω_1 döndürülen dişlinin açısal hızının ω_2 olması durumunda, 1 ve 2 dişlilerine ait profilin temas noktasındaki çevresel hızı;

$$V_1 = R_1 \cdot \omega_1 \quad ; \quad V_2 = R_2 \cdot \omega_2 \quad (3.20)$$

Her iki hızın doğrultuları, temas noktasındaki R_1 ve R_2 yarı çaplarının doğrultularına diktir. Profillere ait çevre hızları $T_1 T_2$ kavrama doğrusu ile buna dik ve bu profillere teğet olan t doğrusu yönünde olmak üzere bileşenlere ayrılırsa v_1 için ω_1 ve c_1 ; v_2 için ω_2 ve c_2 bileşenleri elde edilir. 1 dişlisi döndüren elaman olduğundan $c_1 < c_2$ olamaz. Diğer taraftan her iki profil temas halinde bulunduğundan $c_1 > c_2$ de olamaz. O halde, profillerin kavrama doğrusu yönündeki hız bileşenlerinin eşit ($c_1 = c_2$) olması gerekir. Şekil 3.6 a'ya göre;

$$c_1 = \omega_1 \times r_{g1} \quad (3.21)$$

$$c_2 = \omega_2 \times r_{g2} \quad (3.22)$$

$$c_1 = c_2$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{g2}}{r_{g1}} = i_{12} \quad (3.23)$$

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.24)$$

$O_1O = r_1$ ve $O_2O = r_2$ olarak göz önüne alınırsa,

O_1T_1O ve O_2T_2O üçgenlerin benzerliğinden

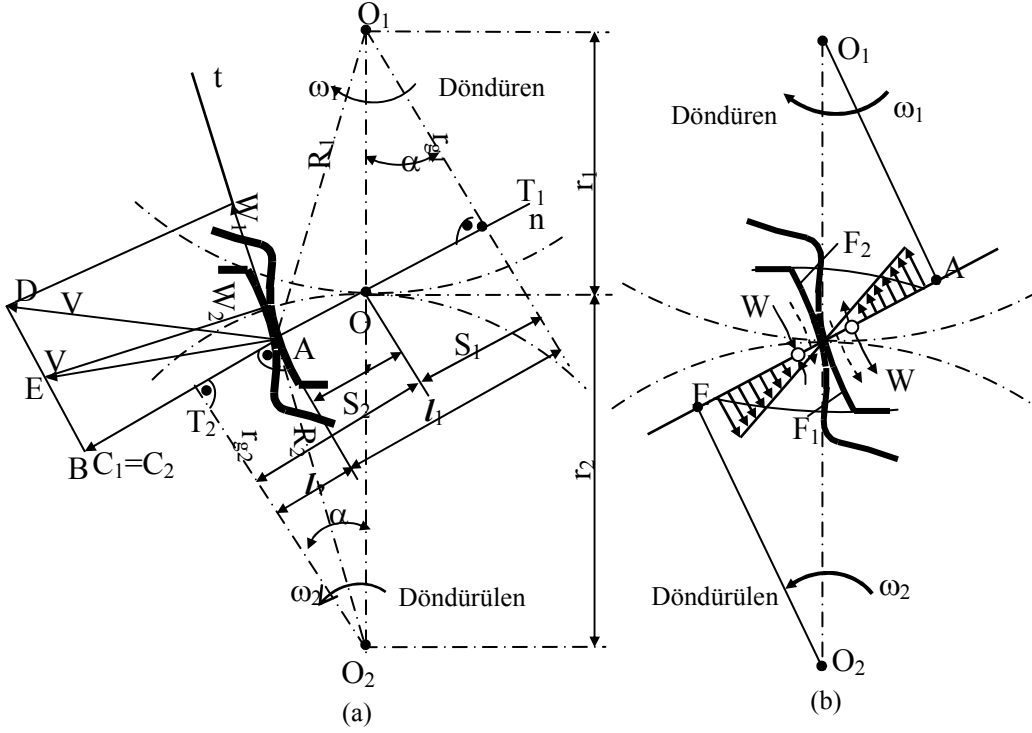
$$\frac{r_{g2}}{r_{g1}} = \frac{r_2}{r_1} \quad (3.25)$$

$$r_1 = r_{01} \times \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} \quad (3.26)$$

$$r_2 = r_{02} \times \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} \quad (3.27)$$

$$r_{01} = \frac{m \times Z_1}{2}, \quad r_{02} = \frac{m \times Z_2}{2}$$

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{g2}}{r_{g1}} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_{02}}{r_{01}} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (3.28)$$



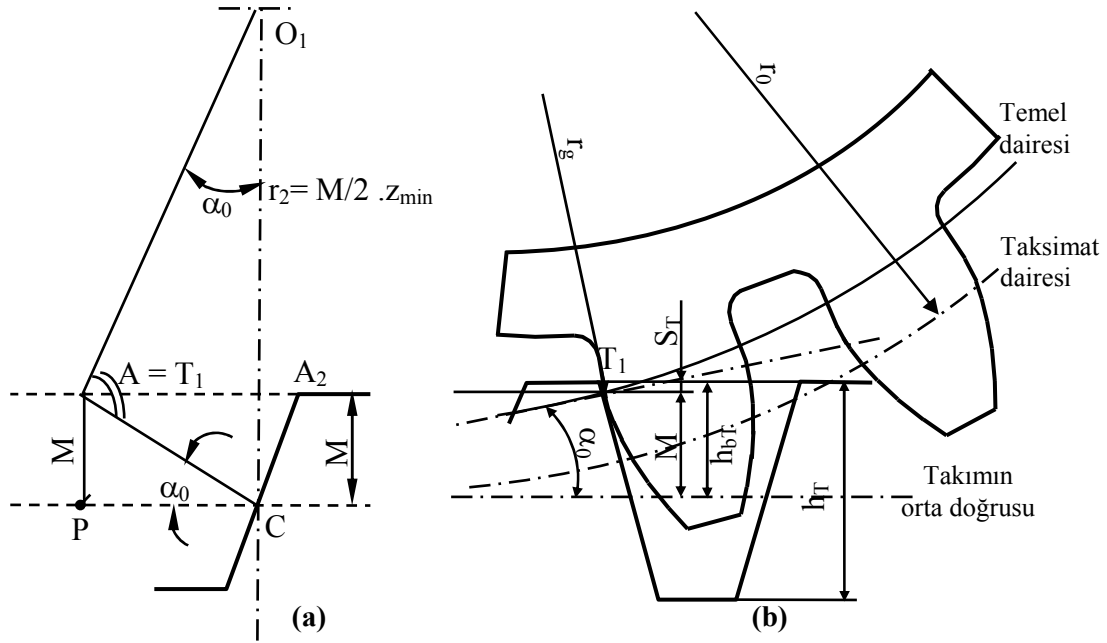
Şekil 3.6. Dişli ana kanunu ve dişlilerin birbirini kavraması (Akkurt, M.).

Bir dişli çark mekanizmasının sabit oranda bir hız (i_{12} =sabit olması) iletebilmesi için eş çalışan profillerin herhangi bir temas noktasındaki ortak normali, daima her iki yuvarlanma dairesinin temas noktasından (O yuvarlanma noktası) geçmek zorundadır. Bu ifade dişli ana kanunun genel ifadesi olarak kabul edilir.

3.6. Dişlilerde Alt Kesilme Olayı

Daha önceden belirtildiği gibi, temel dairesi taban dairesinden daha büyük olduğu takdirde, diş profilinin tamamı evolvent olmaz. Profiller arasındaki temas evolvent olmayan (eş çalışma özelliği bulunmayan) kısımlarda meydana gelirse, buna dişlerin birbirlerinin içine girmesi olayı denir. Bu halde, kavramanın başlangıcını gösteren A noktası T_1 ile üst üste veya bunun dışına düşerse, yuvarlanma yöntemi ile işlenen dişli çarklarda takımın M baş noktası izafi hareketinde daire evolventini çizer. Taksimat eğrisinden r_0 yarıçapı uzaklığında bulunan takımın

baş noktası aynı yörüngeyi takip ederek profilin iç içe giren kısmını kesip koparır ve dişin tabanında bir oyma meydana getirir. Alt kesilme olayı olarak tanınan bu olayın sonucunda dişin taban kesiti küçülür. Bundan dolayı dişin yük taşıma kabiliyeti azalır. Bu yüzden, pratikte alt kesilme olayı istenilmeyen bir olaydır.



Şekil 3.7. Alt kesilmenin meydana gelmesi ve takım ile ilişkisi (Akkurt, M).

Diş açma sırasında Şekil 3.7 b’de görüldüğü gibi, alt kesilme olayının sınırını oluşturan T_1 noktası, takım kramayerin standart diş üstü yüksekliği M tarafından tayin edilir. A ve T_1 noktalarının üst üste düştüğü durumda dişleri aşınan dişli çarkın diş sayısı z_{min} ile gösterilirse O_1T_1C ve T_1PC üçgenlerinde;

$$T_1C = r_0 \times \sin \alpha_0 = M \times z_{min} / 2 \times \sin \alpha_0 \quad ; \quad T_1C = M / \sin \alpha_0$$

Bağıntıları yazılabilir. Bu iki ifadede $\alpha = 20^\circ$ standart değeri için

$$Z_{min} = 2 / \sin^2 \alpha_0 \quad ; \quad z_{min} = 17,099 = 17$$

Şöyle ki, bir dişlinin diş sayısı $z < z_{min}$ olduğu takdirde, alt kesilme olayı diş açma işlemi sırasında meydana gelir. Pratikte minimum diş sayısı $\alpha = 20^\circ$ için

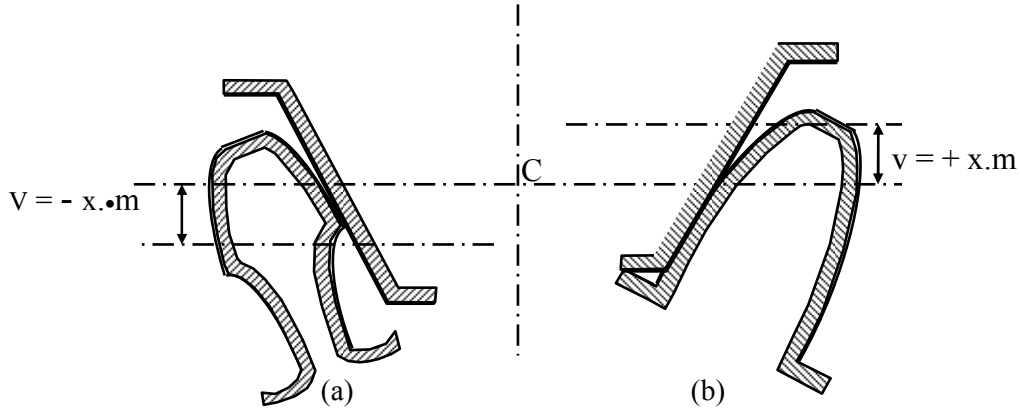
$$Z_{min} = (5/6)z_{min} \quad ; \quad z_{min}^1 = 14 \quad \text{alınır.}$$

Alt kesilmeyi önlemek için genel olarak imalatla kritik diş sayısı dediğimiz bir diş sayısı mevcuttur. Yani alt kesilme olayının olmaması için belirli bir diş sayısının altında dişli imalatı yapılmamalıdır.

$$Z_{kmin} = \frac{2 \cdot F_0}{\sin^2 \alpha_0} \leq Z_1 \quad (3.29)$$

Bunun için alt kesilme olayını önlemek gerekmektedir. Ancak kritik diş sayısının altında bir diş sayısına sahip bir dişli çark imalatının yapılması zorunlu ise o zaman profil kaydırma yöntemi ile imalat yapılmaktadır.

Alt kesilmeyi önlemek için profil kaydırma yöntemi iki şekilde uygulanır.



Şekil 3.8. Dişli çarklarda (+) ve (-) tashihinin gösterilmesi (Akkurt, M).

a) $z_1 < z_{min}^I$ ve $z_2 > z_{min}^I$ veya $z_{min}^I = 14$ alınırsa $z_1 + z_2 \geq 28$

olması halinde 2' nci dişlinin diş üstü dairesi A noktasını tayin ettiğinden (Şekil 3.8.a) bu dişli eksi dişlisi olarak imal edilir. Yani, mekanizma sıfır kaydırmalı dişli çark mekanizması haline gelir. Bu durumda, her iki dişliye ait olan profil kaydırma faktörü,

$$\alpha = 20^\circ \text{ için } x_1 = -x_2 = z_{min} - z / z_{min} ; \quad x_1 = -x_2 = 17 - z / 17 \quad \text{veya} \\ x_1 = -x_2 = 14 - z / 17$$

olarak elde edilir. Pozitif kaydırmalı dişlilerde x'in üst sınırını sivri tepe belirlemektedir. Dolayısıyla alt kesilmeyi önlemek için x'in değeri dişlinin diş sayısı z'nin yanısıra, diş üstü kalınlığına bağlıdır.

b) $z_1 < z_{min}^I$ ve $z_2 < z_{min}^I$ yani $z_1 + z_2 < 28$

olan dişli çark mekanizmalarında alt kesilme olayları ancak profil kaydırmalı dişli çark mekanizması elde etmek suretiyle önlenebilir (Akkurt, M.).

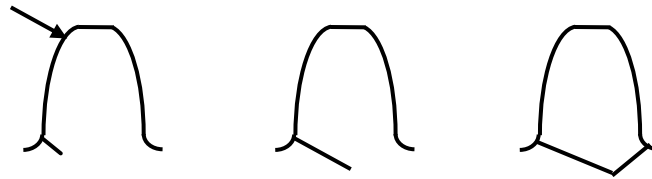
3.7. Dişli Çarklarda Yorulma ve Bozulma Şekilleri

Makine konstrüksiyonunda en çok kullanılan mekanik güç ve hareket iletim elemanlarından olan dişli çarklar, çalışmaları sırasında çeşitli etkilere maruz kalırlar. Bu etkiler sonucunda ani veya zamana bağlı olarak işe yaramaz hale gelirler. Dişli çarkların esas fonksiyonlarından biri olan güç iletimi, dişlinin yük taşıma kabiliyeti ile sınırlıdır.

Yük taşıma kabiliyetinin bağlı olduğu faktörler şunlardır;

- a) Dişlerin yorulma sonucu diş dibinden çatlaması ve kırılması,
- b) Diş yan yüzeylerinin yorulma aşınması (Pitting),
- c) Diş yan yüzeylerinin adhezyon aşınması (yenmenin şiddetli hali),
- d) Diş yan yüzeylerinin abrazyon aşınması (yenmenin hafif hali),
- e) Diş yan yüzeylerinin soyulma ve pul pul kopması (scuffing, spalling),
- f) Sürtünme sonucu meydana gelen ısı,
- g) Yüksek hız, aşırı yük ve montaj hatalarından doğan gürültü,
- h) Diğer işe yaramama gibi olaylar.

Kırılma olayları, sürekli olarak etkiyen değişken yük altında yorulma sonucu, zamana bağlı olarak meydana gelip dişlinin ömrünü etkiledikleri gibi, aşırı yüklenme durumunda ani olarak da ortaya çıkabilmektedirler. Yorulma sonucu meydana gelen kırılma olayı, çekme gerilmelerinin bulunduğu tarafta bir çatlakla başlar, zamanla bu çatlak büyür ve ilerler. Kesit alanı yükü taşıyamayacak kadar küçüldüğünde aniden kopma şeklinde meydana gelir.



Şekil 3.9. Diş dibi kırılması ve kırılma şekli (Erten, M.).

Dişli çarkların yüksek hız ve yüklerde çalışmalarını engelleyen iki sınır vardır. Bunlardan birisi sıcaklık, diğeri ise buna bir ölçüde bağlı olan yenmedir. Esasen dişli çarklarda, dipten kırılma, yüzey yorulması(Pitting), adhezyon aşınması ve yenme olmak üzere dört çeşit bozulma şekilleri vardır. Bu bozulma çeşitleri yük ve hıza bağlı olarak temsil edilirse Şekil 3.9 da gösterildiği gibi bir durum ortaya çıkmaktadır.

Yenme olayı bilhassa yüksek hız ve yüklerde meydana gelmektedir. Esasen adhezyon aşınması ve yenme aynı fiziksel olaya bağlı, yani temas yüzeyleri arasında oluşan mikro bağlara dayanmaktadır. Ancak, adhezyon aşınması olayın hafif, yenme ise şiddetli halidir. Bunun yanı sıra aşınma olayı belirli bir zaman içerisinde, yenme ise çok kısa bir zamanda meydana gelebilir.

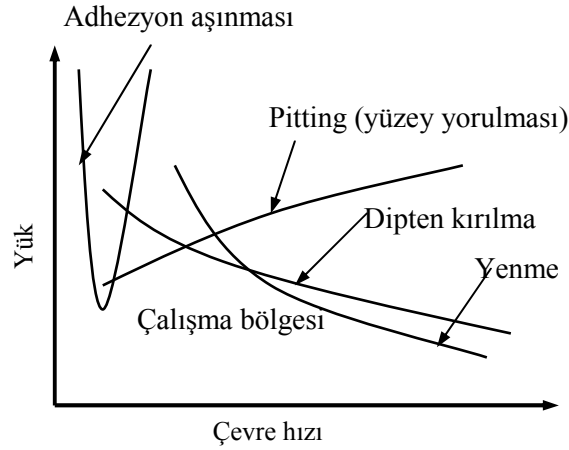
Yenme ile diğer bozulma şekilleri arasında bir karşılaştırma yapılması istenirse ilk aklı gelen husus yağlama olayıdır. Dipten kırılma ve yüzey yorulması yağlama tarafından çok az etkilenmektedir. Hatta yüzey yorulmasının başlangıç safhasında yağlamanın menfi bir etki yaptığı hakkında görüşler mevcuttur.

Yağlama esasen yenme olayını etkilemektedir. Şöyle ki, çok düşük hız ve yüklemeler hariç hiçbir dişlinin yağlamasız çalışmadığı dikkate alınırsa, esasen yağlama yenme olayını önleyen bir etken olarak ortaya çıkmaktadır. Buna göre belirli koşullarda bir dişli çark mekanizmasının ileteceği kuvvet yağdan yağa değişmektedir. Bu demektir ki her yağın bir yük taşıma kabiliyeti vardır. Bu yük taşıma kabiliyeti aşıldığı zaman, yenme olayı meydana gelmekte ve dişliler bozulmaktadır. Yenme ile diğer bozulma çeşitleri arasında ikinci bir fark, dipten kırılma ile yüzey yorulması büyük ölçüde açıklığa kavuşturulmuş ve günümüzde bu olayla ilgili herkes tarafından kabul edilen teorilere dayanarak pratik bağıntılar ve kriterler yardımı ile bu olaylara göre dişliler kesin olarak hesaplanabilmektedir.

Yenme için aynı hususları söylemek mümkün değildir. Geniş çapta araştırmalara ve incelemelere tabi tutulmasına ve birçok teorilerin olmasına rağmen, yenme için hala kesin bir teori ve hesap yöntemi yoktur. Bunun başlıca nedeni yenme olayının çok karmaşık ve bir çok faktöre bağlı olmasıdır.

Yenme olayını etkileyen başlıca faktörler şu şekilde sıralanabilir.

- Temas yüzeyleri arasında kayma hızı
- Temas yüzeyleri arasında basınç
- Yağlama malzemeleri
- Yağlama şekilleri
- Yağın kimyasal şekli
- Sürtünme
- Yüzey pürüzlülüğü
- Temas yüzeylerinin sertliği ve kayma durumu (fosfatlama)
- Dişli çarkın geometrisi, profillerin kaydırma durumu ve diş başı düzeltmeleri
- Isı transferi
- Yağın sıcaklığı



Şekil 3.10. Dişli çarkların bozulma şekilleri (Paygane, G.).

Tüm bu faktörler dişlilerde yenme olayını ayrı ayrı etkilemektedir. Ancak şimdiye kadar bu faktörleri kapsayan genel bir teori geliştirilememiştir. Bununla beraber gerek teorik ve gerekse deneysel olarak yenme olayı ile ilgili bazı gelişmeler de kat edilebilmiştir. Bunlar; elastohidrodinamik teorisi, sıcaklık teorisi ve yenme yükü teorisi olmak üzere üç teori mevcuttur.

3.8. Dişli Çarkların Mukavemet Hesabı

3.8.1. Diş Kuvveti

Kavrama sırasında diş üzerine gelen ve diş kuvveti veya normal kuvvet adını taşıyan kuvvet kavrama doğrusu boyunca etkimektedir. Eş çalışan dişlilerin temas yeri yuvarlanma dairesi üzerinde bulunduğu durumda bu kuvvetin teğetsel bileşeni,

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha_o \quad (3.30)$$

Radyal bileşeni,

$$F_r = F_n \cdot \sin \alpha_o \text{ veya } F_r = F_t \cdot \tan \alpha_o \quad (3.31)$$

şeklinde ifade edilir. Diğer taraftan iletilen burulma momenti M_b göz önüne alınırsa, teğetsel kuvvet,

$$F_t = \frac{2M_b}{d_o} \text{ (N)} \quad (3.32)$$

şeklinde ifade edilir. Burada burulma momentini aşağıdaki şekilde hesaplayabiliriz.

$$M_b = 9549,3 \frac{P}{n} \text{ (N.m)} \quad (3.33)$$

Burada güç (P) kW, devir sayısı (n) dev/dak cinsinden ifade edilir.

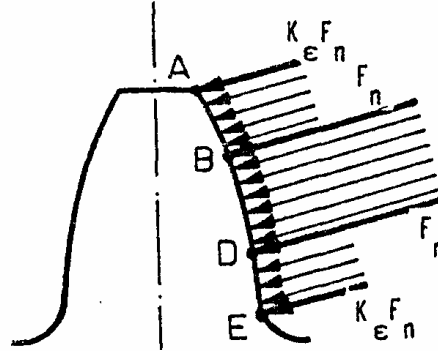
Eş çalışan dişlilerin temas yeri başka daireler, örneğin yuvarlanma daireleri üzerinde olduğu takdirde, F_n kuvveti aynı kalır fakat kavrama açısı değiştiği için teğetsel ve radyal bileşenler değişir.

Normal kuvvetin uygulama noktası olarak (Şekil 3.11), diş başındaki A noktası veya B noktası seçilebilir. Kavramanın başlangıcına karşılık gelen A noktası bir eş diş çifti daha bulunduğundan kuvvet nominal değerinden daha küçüktür; buna karşın gerilmelerin maksimum olduğu diş tabanına kadar olan eğilme kolu en büyük değerini alır. Eş dişli çiftinin yalnız kaldığı noktaya karşılık gelen B tekil yüklenme noktasında dişleri zorlayan kuvvet nominal değere eşittir; fakat eğilme kolu daha kısadır. Yukarıdaki ifadelere göre kuvvetin profil üzerindeki dağılışı kavrama oranı ε 'na bağlıdır. Bu yüzden dişi zorlayan kuvvetin diş başındaki A noktasına tesir ettiği düşünülürse kuvvet ε değerine bağlı olarak nominal değerden daha küçük olur. Hesap bakımından bu olay kavrama faktörü denilen K_ε değeri ile göz önüne alınır.

Taksimat hatalarından veya çalışma sırasında dişlerin deformasyonlarından dolayı, kavrama durumunda bulunan dişleri ek olarak zorlayan bir dinamik kuvvet meydana gelmektedir. Bu hususta pek çok incelemeler ve araştırmalar yapılmış olup dinamik kuvveti hesaplamak için bir takım bağıntılar ortaya atılmıştır. Bunlardan en önemlisi E. Buckingham formülü olarak tanınan ,

$$F_d = F_t + \sqrt{F_a(2F_z - F_a)}$$

bağıntısıdır. Burada F_a ivmeleme kuvveti ve F_z dişlerin taksimat hatası oranında şekil değiştirmesine neden olan kuvvettir. Günümüzde yapılan deneyler dinamik kuvvetin Buckingham formülünden elde edileninkinden daha küçük olduğu kanıtlanmıştır [25]. Bundan dolayı dinamik kuvvet, çevre hızına bağlı olarak bir dinamik veya hız faktörü K_v ile göz önüne alınacaktır.

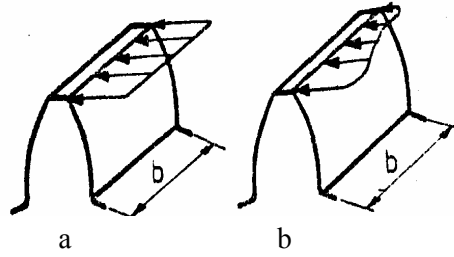


Şekil 3.11. Diş üzerinde kuvvetin dağılımı.

Teorik olarak diş genişliği boyunca kuvvet dağılışının düzgün olduğu kabul edilebilir (Şekil 3.12 a). Ancak dişli çark mekanizmasını taşıyan millerin deformasyonundan dolayı diş genişliği boyunca eşit olmayan bir kuvvet dağılışı meydana gelir (Şekil 3.12 b). Köşe kırılmasına sebep olan bu düzgün olmayan dağılış, kuvvet dağılım faktörü K_m ile göz önüne alınır. Gerek motorlar ve gerekse iş makineleri düzgün ve darbeli olarak çalışabilir. Motor ile iş makinelerinin çalışma tarzları, çalışma faktörü K_0 ile göz önüne alınır. Yukarıda belirtilen olaylar göz önüne alınırsa, dişli çarklar,

$$F_{nc} = K_0 K_v K_m K_\epsilon F_n \quad (3.34)$$

kuvvetine göre hesaplanır.



Şekil 3.12. Diş başında kuvvet dağılımı.

Genellikle K_ϵ , ϵ' un değerinin yanı sıra dişlerin kalitesine, F_t/b ile ifade edilen yükleme durumu gibi olaylara bağlıdır. Bu nedenle K_ϵ faktörünü tam olarak tayin etmek oldukça zor bir işlemdir. Diğer taraftan hayli karışık olan DIN standardında verilen yöntemle göre, K_ϵ 'nün değeri ortalama olarak 0,9 ile 1 arasında değişmektedir. Şöyle ki, emniyet unsuru da göz önüne alınırsa kavrama faktörünün değeri, $K_\epsilon \approx 1$ olarak alınması tavsiye edilir.

Bu durumda diş kuvveti,

$$F_{nc} = K_0 K_v K_m F_n \quad (3.35)$$

şeklinde ifade edilir.

$$F_{tc} = K_0 K_v K_m F_t \quad (3.36)$$

Pratikte form faktörü dişli çarkın diş sayısına göre verilmektedir. Diğer taraftan mekanizmayı oluşturan dişli çarkların diş sayıları genellikle birbirinden farklı olduklarından her iki diş için,

$$\sigma_1 = \frac{F_{tc}}{bm} K_{f1} \quad (3.37)$$

ve

$$\sigma_2 = \frac{F_{tc}}{bm} K_{f2} \quad (3.38)$$

şeklinde yazılması gerekir.

3.8.2. Pratik Hesap Bağlantıları

Dişlerin mukavemeti göz önüne alınırsa, dişlerin kırılmaması için,

$$\sigma_1 = \frac{F_{tc}}{bm} K_{f1} \leq \frac{\sigma_D^*}{S} \quad (3.39)$$

$$\sigma_2 = \frac{F_{tc}}{bm} K_{f2} \leq \frac{\sigma_D^*}{S} \quad (3.40)$$

veya

$$\sigma_1 = \frac{F_t}{bm} K_{f1} K_0 K_v K_m \leq \frac{\sigma_D^*}{S} \quad (3.41)$$

$$\sigma_2 = \frac{F_t}{bm} K_{f2} K_0 K_v K_m \leq \frac{\sigma_D^*}{S} \quad (3.42)$$

olarak yazılır. Burada σ_D^* dişin mukavemet sınırı ve S emniyet katsayısıdır. Bu denklemler aslında kontrol hesaplarında kullanılır.

$$\Psi_m = b / m \quad (3.43)$$

ve

$$d_{01} = m z_1, F_t = \frac{2M_{b1}}{d_{01}}, \sigma_{em} = \frac{\sigma_D^*}{S}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_b}{z_1 \Psi_m \sigma_{em}} K_{f1} K_0 K_v K_m} \quad (3.44)$$

veya

$$\Psi_d = b / d_{01} \quad (3.45)$$

değerleri ile,

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_b}{z_1^2 \Psi_d \sigma_{em}} K_{f1} K_0 K_v K_m} \quad (3.46)$$

elde edilir.

3.8.3. Pratik Hesap Yöntemi İçin Veriler

Pratik hesap yöntemi için yukarıdaki denklemlerin kapsamına giren veriler şu şekilde seçilir.

a. Diş sayısı (z_1): Dişli çark mekanizmasının tüm boyutu, alt kesilme, kavrama oranı ve verim olmak üzere dört hususa bağlı olarak seçilir. Genellikle bu dört hususu bağdaştıran en uygun çözüm yolu, diş sayısını,

$$z_1 = 16 \dots 20$$

olarak seçmektir. Verim ve düzgün çalışma önemli ise, genel maksatlar için kullanılan dişlilerde,

$$z_1 = 20 \dots 26$$

seçilebilir. Vites kutularında olduğu gibi tüm boyutun önemli olması halinde,

$$z_1 = 11 \dots 16$$

olarak alınabilir. Küçük dişlinin z_1 diş sayısı seçildikten sonra büyük dişli çarkın diş sayısı

$$z_2 = i_{12} z_1$$

bağıntısı ile hesaplanır.

b.Genişlik faktörü (Ψ_d veya Ψ_m): Dişli çarkın yük taşıma kabiliyetini, yük dağılımını ve işleme kabiliyetini etkiler. Teorik olarak Ψ_d veya Ψ_m ve buna bağlı olan dişlinin b genişliği arttıkça dişli çarkın yük taşıma kabiliyeti büyür. Ancak b genişliği büyük olduğu durumlarda, gerek millerin deformasyonları ve gerekse işleme hatalarından dolayı yükün bir tarafa yığılmasına ve buna bağlı olarak köşe kırılmalarına yol açar. Bu faktörler göz önüne alınarak genel maksatlar için kullanılan dişli çarklarda genişlik faktörü,

$$\Psi_d = \frac{b}{d_{01}} = 0,8 \dots 1,2 \quad \Psi_m = \frac{b}{m} = 14 \dots 18 \quad (3.47)$$

ve hacmin sınırlı olduğu sistemlerde, örneğin vites kutularında,

$$\Psi_d = 0,25 \dots 0,8 \quad \Psi_m = 6 \dots 12$$

değerleri arasında seçilmesi tavsiye edilir.

Tablo 3.3’de destekleme sistemlerine göre $\Psi_d = b / d_{01}$ değerleri verilmiştir.

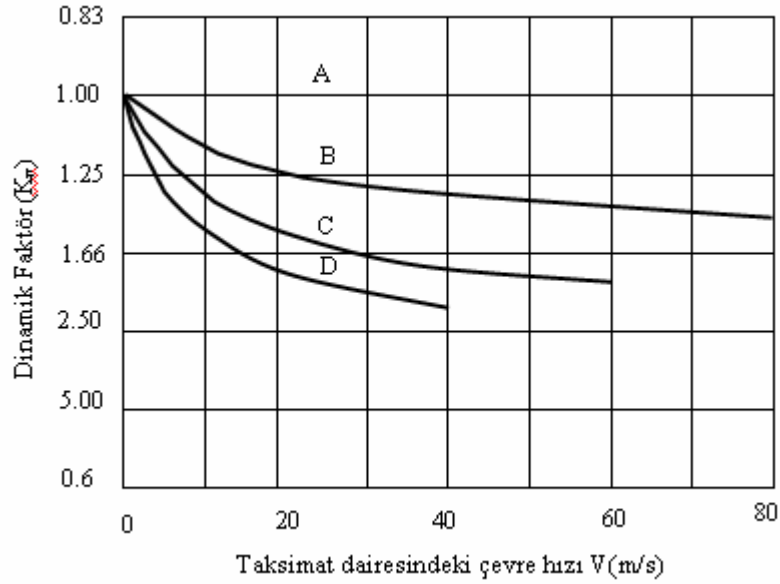
Tablo 3.3. Genişlik faktörü (Ψ_d)

Yataklama Durumu	Ψ_d
Her iki taraftan yataklanmış normal dişli çark	$\leq 0,5$
Rijit ve doğru olarak yataklanmış , iyi işlenmiş dişli çark	$\leq 1,0$
Türbin mekanizmalarında kullanılan , kalitesi yüksek olan dişli çark	$\leq 2,0$
İyi yataklanmamış veya kalitesi düşük olan dişli çark	$\leq 0,4$

c. Dinamik veya hız faktörü (K_v): Genellikle taksimat ve profil hatalarına, çevre hızına, dönen sistemlerin rijitliğine, birim genişliğine gelen kuvvet F_t/b ’ye ve dişlerin rijitliğine bağlıdır. Dinamik faktörün değerinin bütün bu etkenlere bağlı olarak verilmesine olanak olmamakla birlikte pratikte dişli çarkların kalitelerine ve çevre hızlarına göre verilmektedir (Tablo 3.4).

Tablo 3.4. Hız faktörü (K_v)

Kalite	Yüzey Sertliği HB	Çevre Hızı (V) [m/s]				
		<3	3 – 8	8 – 12	12 - 18	18 - 25
6	≤ 350	-	1	1.1	1.2	1.4
	> 350	-	1	1	1.1	1.2
7	≤ 350	1	1	1.2	1.3	1.5
	> 350	1	1	1.1	1.2	1.3
8	≤ 350	1.1	1.3	1.4	-	-
	> 350	1.1	1.2	1.3	-	-
9	≤ 350	1.2	1.4	-	-	-
	> 350	1.2	1.3	-	-	-

Tablo 3.5. Dinamik faktör (K_v)

- A: Yüksek hassasiyetle tıraşlanmış veya taşlanmış, önemli yük gelmeyen dişlilerde
 B: Yüksek hassasiyetle tıraşlanmış veya taşlanmış, az dinamik yüke maruz dişlilerde
 C: Orta dinamik yüklerde
 D: Azdırma freze veya Felovvs yöntemi ile açılmış dişlilerde

d.Yük dağılım faktörü (K_m): Millerin rijitliğine ve dişlerin işleme doğruluğuna bağlı olan bu faktörün değerleri, $HB \geq 350 \text{ daN/mm}^2$ olan malzemeler ve 8. kalitedeki dişliler için Tablo 3.6'da verilmiştir. Daha kaliteli (7. ve bunun altındaki kaliteler) veya kaba (9. kalite) dişliler için bu değerler % 5 ile % 10 arasında azaltılabilir veya arttırılabilir. HB sertliği 350 daN/mm^2 'den daha küçük olan dişlilerde

$$K_m = \frac{K_{m \text{ cetvel}} + 1}{2}$$

olarak alınabilir. Burada $K_{m \text{ cetvel}}$ Tablo 3.6’da verilmiş olan değerlerdir.

Plastik malzemelerden yapılmış dişliler için

$$K_m \approx 1$$

alınabilir.

Tablo 3.6. Yük dağılım faktörü (K_m)

$\Psi_d = b/d_{01}$	Her iki taraftan simetrik olarak yataklanmış dişli	Asimetrik olarak yerleştirilmiş dişli		Karışık şekilde yerleş. dişli
		Çok rijit mil	Rijitliği daha az olan mil	
0,2	1	1	1,05	1,15
0,4	1	1,04	1,10	1,22
0,6	1,03	1,08	1,16	1,32
0,8	1,06	1,13	1,22	1,45
1,0	1,10	1,18	1,29	-
1,2	1,14	1,23	1,36	-
1,4	1,19	1,29	1,45	-
1,6	1,25	1,35	1,55	-

e. Çalışma faktörü (K_0): Güç kaynağı ve iş makinesine bağlı olarak Tablo 3.7’de verilmiştir.

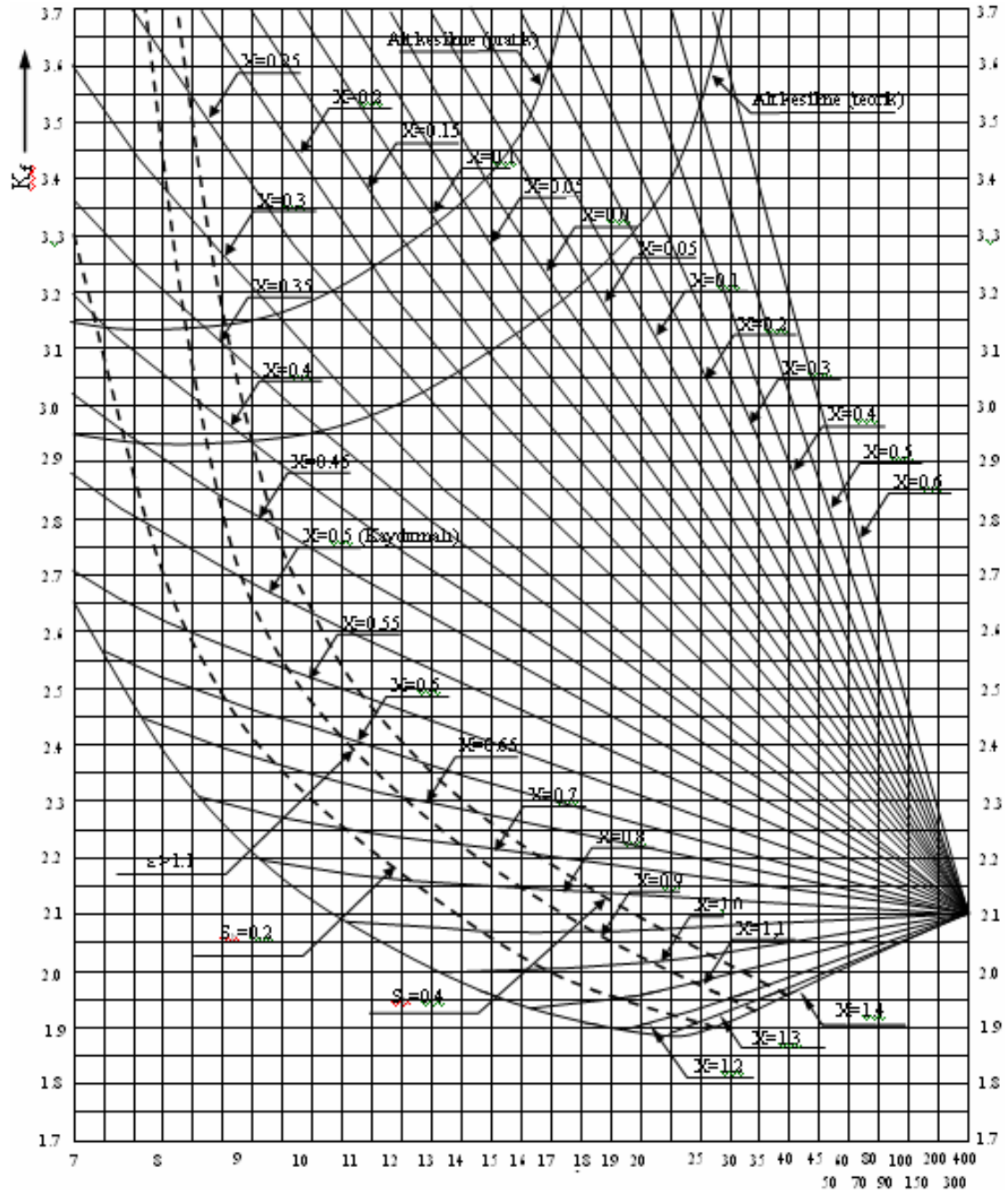
Tablo 3.7. Çalışma faktörü (K_0)

İş makinesi (yük ifadesi ile)	Motorun cinsi		
	Elektrik veya türbin	Çok silindirli içten yanmalı	Tek silindirli içten yanmalı
Düzgün	1,00	1,25	1,50
Orta Darbeli	1,25	1,50	1,75
Ağır darbeli	1,75	2,00	2,25

Düzgün ifadesi santrifüj pompalar, sıvı karıştırıcı için; orta darbeli ifadesi körüklü pompalar, katı ve yarı katı karıştırıcılar ve bantlı konveyörler için; ağır darbeli ifadesi haddeleme, presleme değirmenleri gibi makineler için geçerlidir.

g. Form faktörü (K_f): Form faktörü Tablo 3.8’de verilmiştir. Bu diyagramda z_e ile ifade edilen dış sayıları düz dişlilerde $z_e = z$ ‘dir.

Tablo 3.8. Form faktörü



g. Dişli çarkın mukavemet sınırı (σ_D^*): Dişli çarklar için ,

$$\sigma_D^* = \frac{K_y K_b}{K_\epsilon} K_R K_L K_z \sigma_D \quad (3.48)$$

şeklinde ifade edilir. Burada K_y yüzey düzgünlüğü faktörü, K_b büyüklük faktörü, K_ϵ çentik faktörü, K_R güvenilirlik faktörü, K_L ömür faktörü, K_z zorlanma faktörü ve σ_D standart deney çubuğunun sürekli mukavemet sınırırdr.

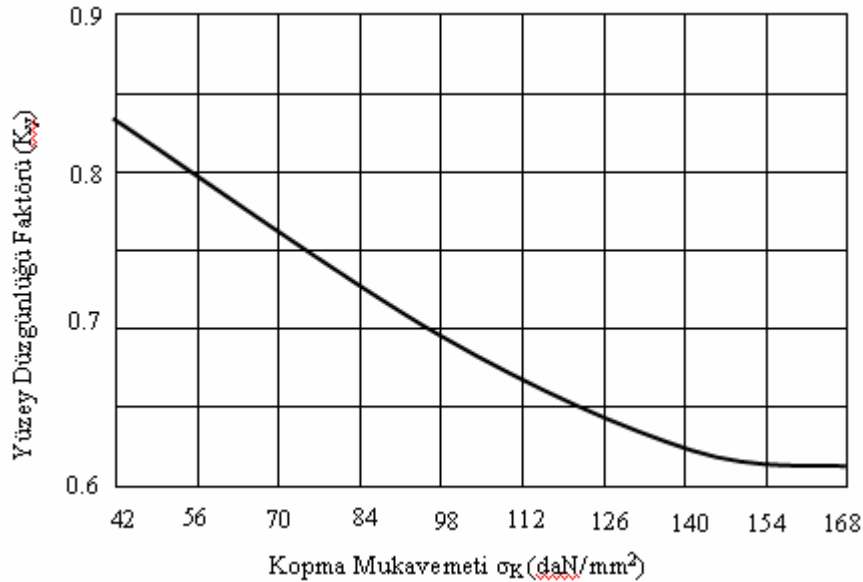
g₁. Malzemenin sürekli mukavemet sınırı (σ_D): Kopma mukavemeti $\sigma_K \leq 140 \text{ daN/mm}^2$ olan çelikler için;

$$\sigma_D = 0,5 \sigma_K \quad (3.49)$$

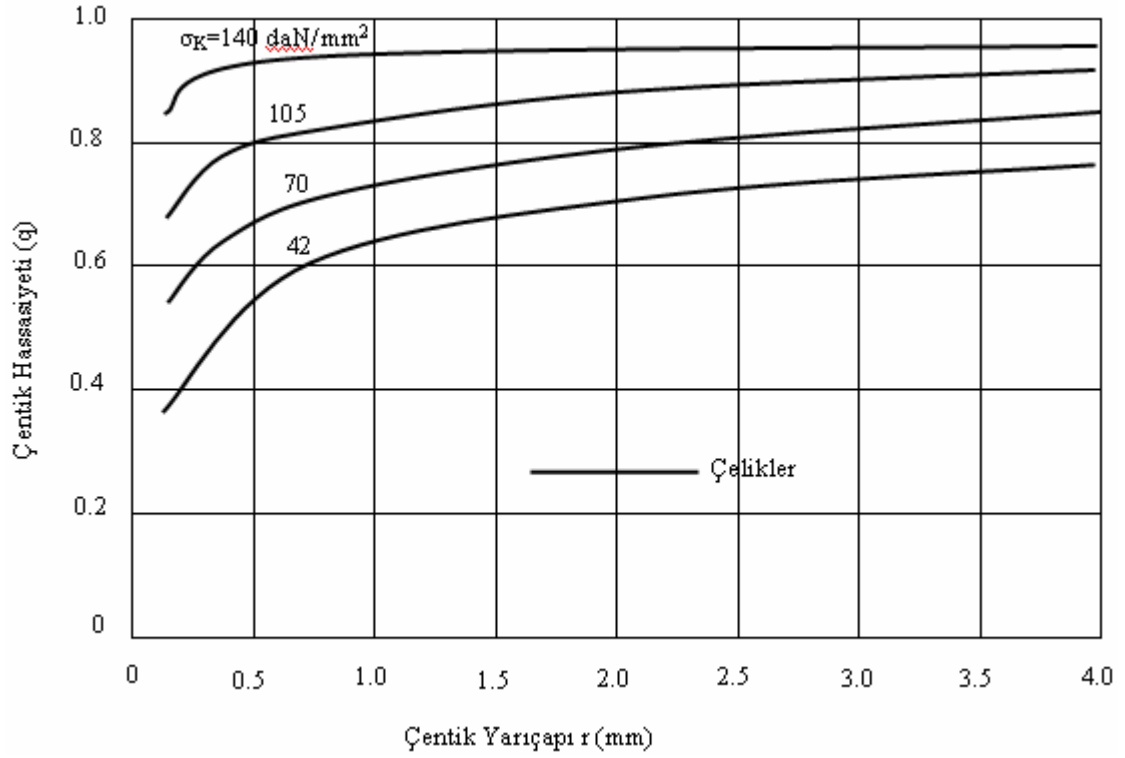
denklemleri ile hesaplanır.

g₂. Yüzey düzgünlüğü faktörü (K_y): Azdırma veya Felows yöntemiyle imal edilen dişliler için K_y faktörünün değeri Tablo 3.9'da ki diyagramdan tayin edilebilir. Taşlanmış ve tıraşlanmış dişliler için de aynı diyagram kullanılabilir.

Tablo 3.9. Yüzey düzgünlüğü faktörü (K_y)



Tablo 3.10. Çentik hassasiyeti (q)



g₃ . Büyüklük faktörü (K_b): Modül (m) değerlerine göre ;

$$m < 5 \text{ mm için } K_b = 1$$

$$m \geq 5 \text{ mm için } K_b = 0,85$$

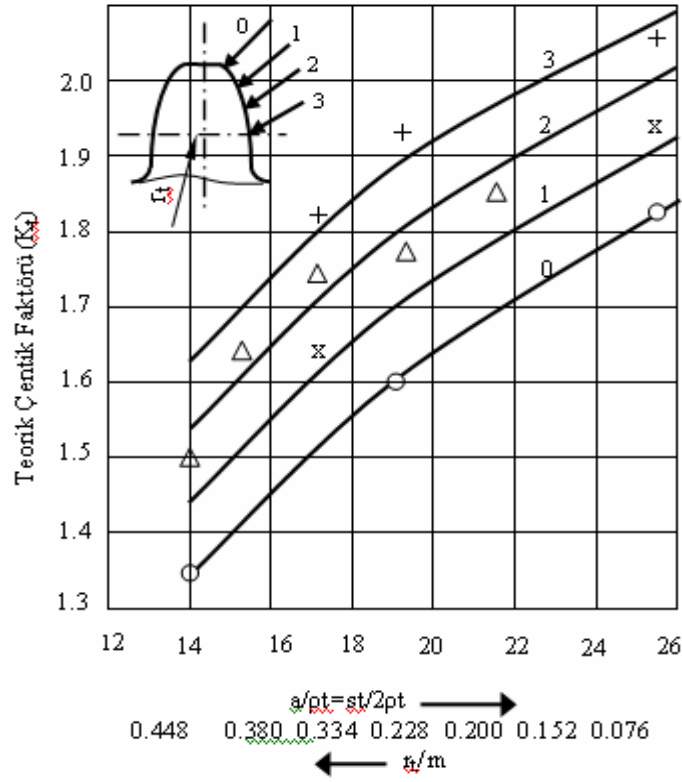
alınabilir.

g₄ . Çentik faktörü (K_ç): Diş tabanının dişli gövdesine kavuştuğu geçiş yerinde meydana gelen gerilme yığılmalarını göz önüne alan faktördür. Çentik faktörü,

$$K_{\text{ç}} = 1 + q (K_t - 1) \quad (3.50)$$

denkleminde bulunur. Burada q çentik hassasiyeti faktörü (Tablo 3.10) ve K_t teorik çentik faktörüdür. Tablo 3.11’de 0, 1, 2 ve 3 ile gösterilen eğriler kuvvetin uygulanma noktasının konumuna bağlıdır.

Tablo 3.11.. Teorik çentik faktörü (K_t)



$$s_t \approx t / 2 = 0,5 \pi m \quad (3.51)$$

Teorik olarak S_B baş boşluğunun değeri biliniyorsa r_T , $r = \frac{S_B}{1 - \sin \alpha_0}$ bağıntısı ile

hesaplanabilir. Genel amaçlar için baş boşluğu $S_B = 0,25m$ alınmakla beraber DIN standartlarına göre bu değerler 0,1 m ile 0,3 m arasında değişebilir. Buna göre r_T ,

$S_B : 0,17 \text{ m}$	$0,25 \text{ m}$	$0,3 \text{ m}$
$r_T : 0,25 \text{ m}$	$0,37 \text{ m}$	$0,45 \text{ m}$

değerlerini alır.

Amerikan literatüründe bu hususta aşağıdaki değerler kullanılır.

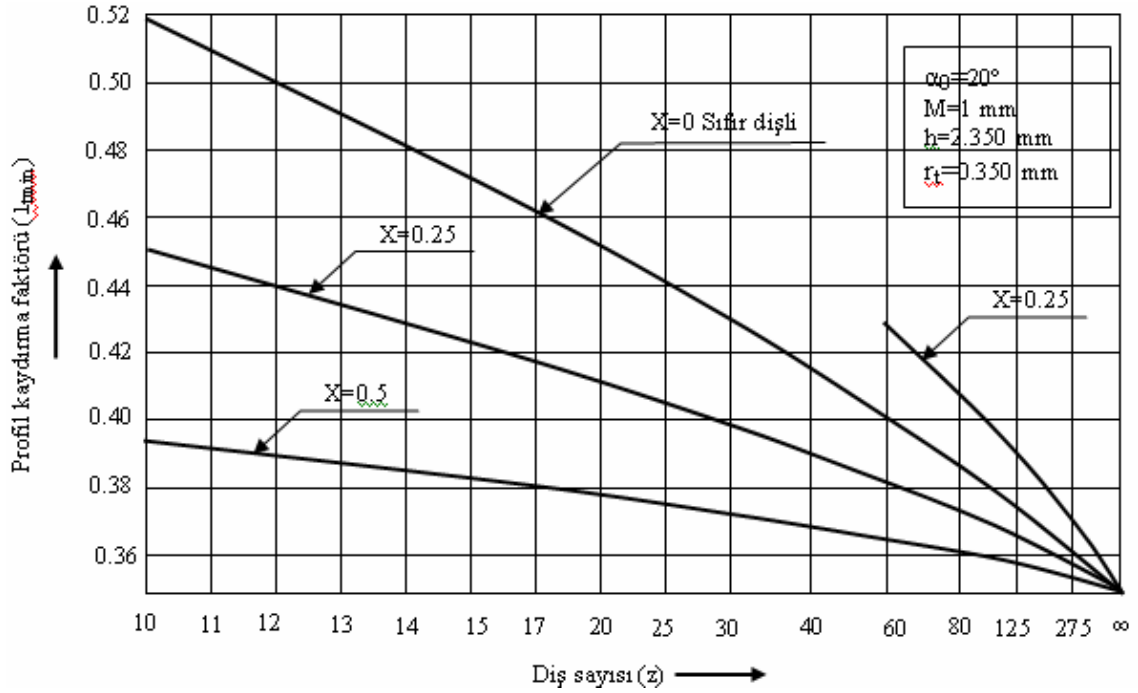
Genel amaçlar için	$S_B = 0,25 \text{ m}$	$r_T = 0,30 \text{ m}$
Taşlanmış ve tıraşlanmış dişliler için	$S_B = 0,35 \text{ m}$	$r_T = 0,35 \text{ m}$
Uçak mekanizmalarındaki dişliler için	$S_B = 0,40 \text{ m}$	$r_T = 0,38 \text{ m}$

r_T değerine bağlı olarak diş tabanındaki kavisi minimum yarıçapı,

$$\rho_{t\min} = r_T + \frac{[(m + S_B) - xm - r_T]^2}{d_0 / 2 + [(m + S_B) - xm + r_T]} \quad (3.52)$$

bağıntısı ile tayin edilir. Kolaylık sağlamak amacıyla $\alpha_0 = 20^\circ$, $m = 1$ mm, dişin toplam yüksekliği $h = 2,35$ mm, $r_T = 0,35$ mm için $\rho_{t\min}$ 'nun değerleri, profil kaydırma faktörü x 'e ve diş sayısı z 'ye bağlı olarak Tablo 3.12'de verilmiştir. Bu şekilde $s_t / 2\rho_t$ oranı hesaplanır, buna göre Tablo 3.11'den K_t 'nin değeri tayin edilir ve $K_\phi = 1 + q (K_t - 1)$ denkleminde K_ϕ 'nin değeri bulunur. Dişin mukavemet hesabında kuvvetin uygulama noktası, diş başında olduğu kabul edildiğine göre Tablo 3.11'de 0 diyagramının kullanılması tavsiye edilir.

Tablo 3.12.. Diş taban kavisi ($\rho_{t\min}$)



g₅. Güvenirlilik faktörü (K_R): Malzemenin sürekli mukavemet sınırları geniş bir dağılım göstermektedir. $\sigma_D = 0,5\sigma_K$ bağıntısı ortalama yani % 50 güvenirlilik için geçerlidir. % 50 güvenirliliği esas alarak daha yüksek güvenirlilik Tablo 3.13'de verilmiş olan güvenirlilik faktörü ile göz önüne alınır.

Tablo 3.13. Güvenirlik faktörü (K_R)

R	Z_R	K_R
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,300	0,814
99,9	3,095	0,752
99,99	3,700	0,704

g₆. Ömür faktörü (K_L): $\sigma_D = 0,5\sigma_K$ bağıntısı ile ifade edilen σ_D sürekli mukavemet sınırı $N \geq N_0 = 10^7$ bir yük tekrarlama sayısı yani sonsuz ömür için geçerlidir. Daha küçük bir yük tekrarlama sayısı $N < N_0$ olduğunda yani sonlu ömürler için elemanın σ_{ZDN} mukavemet sınırı $K_L = \sigma_{ZDN} / \sigma_D$ ömür faktörü ile göz önüne alınır. Bu faktörün değerleri Tablo 3.14’de verilmiştir.

Tablo 3.14. Ömür faktörü (K_L)

Ömür N	Yüz. bas. hesab. bağlı olan ömür faktörü K_{L0} (Silindirik ve konik dişliler için)	Mukavemet hesabına bağlı olan Ömür faktörü K_L				
		Silindirik dişliler				Konik dişliler
		160 HB	250 HB	450 HB	Semen- tasyon+	Semen- tasyon+
10^3	...	1,6	2,4	3,4	2,7	4,6
10^4	1,5	1,4	1,9	2,4	2,0	3,1
10^5	1,3	1,2	1,4	1,7	1,5	2,1
10^6	1,1	1,1	1,1	1,2	1,1	1,4
10^7	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0

Tablo 3.8’de + sementasyon halinde yüzey sertliği minimum 55 HRC olmalıdır.

g₇. Zorlanma faktörü (K_z): $\sigma_D = 0,5\sigma_K$ bağıntısı tam değişken zorlanma şekli yani sık sık yön değiştiren dişliler için geçerlidir. Genel değişken yani tek yönlü çalışan dişlilerin zorlanma hali K_z zorlanma faktörü ile göz önüne alınır. Buna göre:

Sık sık yön değiştiren dişlilerde $K_z = 1$

Tek yönü olarak çalışan dişlilerde $K_z = 1,4$

alınması tavsiye edilir.

h. Emniyet katsayısı (S): Dişli çarkın mukavemet sınırını ifade eden faktörler iyi tayin edilirse, emniyet katsayısının, $S = 2$ alınması tavsiye edilir.

3.8.4. Dişli Çarkların Yüzey Basıncı Hesabı

$$K_E = 0,59\sqrt{E} \quad (3.53)$$

$$K_\alpha = \sqrt{\frac{1}{\cos \alpha_0 \sin \alpha}} \quad (3.54)$$

$$K_i = \sqrt{\frac{i_{12} + 1}{i_{12}}} \quad (3.55)$$

değerleri ile $P_{H \max}$ ifadesi,

$$P_{H \max} = K_E K_\alpha K_i \sqrt{\frac{F_{tc}}{bd_{01}}} \quad , \quad P_{H \max} = K_E K_\alpha K_i \sqrt{\frac{F_t}{bd_{01}}} K_0 K_v K_m \quad (3.56)$$

şeklini alır. Burada K_E malzeme faktörü, K_α yuvarlanma noktası faktörü ve K_i çevrim oranı faktörüdür.

3.8.4.1. Pratik Hesap Bağntıları

Yorulma aşınmasının meydana gelmemesi için

$$P_{H \max} \leq P_{Hem}^* \quad (3.57)$$

olması gerekir. Burada P_{Hem}^* dişin yüzey emniyet basıncıdır. Yukarıdaki ifade dikkate alınırsa $P_{H \max}$ için aşağıdaki ifade yazılır.

$$P_{H \max} = K_E K_\alpha K_i \sqrt{\frac{F_t}{bd_{01}}} K_0 K_v K_m \leq P_{Hem}^* \quad (3.58)$$

veya

$$F_t = \frac{2M_{b1}}{d_{01}}$$

değeri ile,

$$P_{H \max} = K_E K_\alpha K_i \sqrt{\frac{2M_{b1}}{bd_{01}^2}} K_0 K_v K_m \leq P_{Hem}^* \quad (3.59)$$

şeklinde yazılır. Bu denklem kontrol hesaplarında kullanılır.

Boyutlandırma için $b = \Psi_d d_{01}$ ve $d_{01} = m z_1$ değerleri ile

$$m \geq \frac{1}{z_1} \sqrt[3]{\frac{2M_{b1}}{\Psi_d P_{Hem}^{*2}} K_0 K_v K_m K_E^2 K_\alpha^2 K_i^2} \quad (3.60)$$

bağıntısı bulunur. Diğer taraftan $b = \Psi_d d_{01}$ ve $d_{01} = \frac{2a_0}{i_{12} + 1}$ değerleri ile,

$$a_0 \geq (i_{12} + 1) \sqrt[3]{\frac{M_{b1}}{4\Psi_d P_{Hem}^{*2}} K_E^2 K_\alpha^2 K_i^2 K_0 K_v K_m} \quad (3.61)$$

ifadesi elde edilir. Yukarıdaki denklemler profil kaydırmalı dişliler içinde geçerlidir.

Denklemleri basitleştirmek amacıyla

$$K_1 = K_E K_\alpha K_i, \quad K_2 = K_0 K_v K_m \quad (3.62)$$

ifadeleri kullanılırsa, yukarıdaki bağıntılar ;

$$P_{H \max} = K_1 \sqrt{\frac{2M_{b1}}{b d_{01}}} K_2 \leq P_{Hem}^* \quad (3.63)$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{b1}}{z_1^3 \Psi_d P_{Hem}^{*2}}} K_1^2 K_2 \quad (3.64)$$

$$a_0 \geq (i_{12} + 1) \sqrt[3]{\frac{M_{b1}}{4\Psi_d P_{Hem}^{*2}}} K_1^2 K_2 \quad (3.65)$$

şeklinde yazılabilir.

3.8.4.2. Pratik Hesap Yöntemi İçin Veriler

a. Malzeme faktörü (K_E): Malzeme faktörünün değerleri Tablo 3.15’de verilmiştir. Her iki dişli çelikten yapıldığı durumda,

$$K_E = 85,7 \text{ (daN/mm}^2\text{)}^{1/2} \quad (3.66)$$

olur.

Tablo 3.15. Dişli çark malzemelerinin yüzey basınç özellikleri

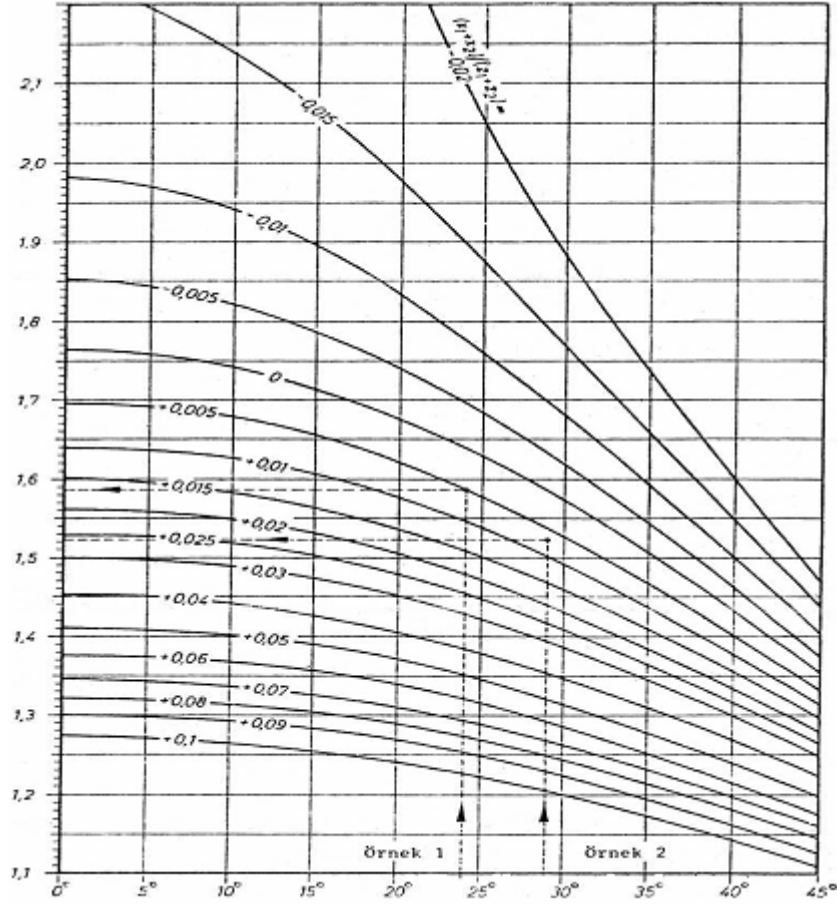
Malzeme çeşitleri						Malzeme faktörü K_E $\sqrt{daN / mm^2}$
Pinyon			Çark			
Malzeme	Sembol	Elastiklik modülü E, daN/mm ²	Malzeme	Sembol	Elastiklik modülü E, daN/mm ²	
	St	21000	Çelik	St	21000	85,7
			Çelik döküm	GS-60	20500	85,2
				GS-52	20500	85,2
			Küresel grafitli dök. dem.	GGG-50	17600	81,9
				GGG-42	17500	81,7
			Dökme kalay bronzu	C-SnBz 14	10500	70,0
			Dövme kalay bronzu	SnBz-8	11500	72,1
				Lamelli grafitli dök. dem. (gri döküm)	GGL-25	12800
GGL-20	12000	73,1				
Çelik döküm	GS-60	20500	Çelik döküm	GS-52	20500	84,7
			Küresel grafitli dök. dem.	GGG-500	17600	81,4
			Lamelli grafitli dök. dem. (gri döküm)	GGL-20	12000	72,8
Küresel grafitli dök. dem	GGG-50	17600	Küresel grafitli dök. dem.	GGG-42	17500	78,4
			Lamelli grafitli dök. dem. (gri döküm)	GGL-20	12000	70,7
Lamelli grafitli dök. dem. (gri döküm)	GGL-25	12800	Lamelli grafitli dök. dem. (gri döküm)	GGL-20	12000	65,8
	GGL-20	12000				64,8

b. Yuvarlanma noktası faktörü (K_α): $\alpha_0 = 20^0$ ve $(x_1 + x_2) / (z_1 + z_2)$ oranına ve β eğim açısına bağlı olarak Tablo 3.16'da verilmiştir. Düz dişliler için $\beta = 0$ 'dır. Sıfır ve kaydırmalı (K – O) düz dişli çark mekanizmalarında ($\alpha = \alpha_0$)

$$K_\alpha = \sqrt{1/\sin \alpha_0 \cos \alpha_0} = 1,76 \quad (3.67)$$

olur.

Tablo 3.16. Yuvarlanma noktası faktörü



c. Çevrim oranı faktörü (K_i): Aşağıda yazılan bağıntı ile hesaplanır.

$$K_i = \sqrt{\frac{i_{12} + 1}{i_{12}}} \quad (3.68)$$

d. Yüzey basıncı mukavemeti: Malzemenin yüzey sertliğine bağlı olan P_{HD} 'nin değerleri çelik ve dökme demirden yapılan dişli çarklar için,

$$P_{HD} \approx 0,28 \text{ HB} \quad (3.69)$$

veya

$$P_{HD} \approx 3,0 \text{ HRC} \quad (3.70)$$

bağıntıları ile hesaplanabilir. Bronz alaşımlarında,

$$P_{HD} \approx 0,22 \text{ HB} \quad (3.71)$$

alınabilir. Malzemelerin yüzey sertlikleri Tablo 2.1’de verilmiştir. Sürekli yüzey basıncı mukavemet sınırı tayin edilirken en yumuşak dişlinin sertliği esas alınır. Diğer taraftan pinyon dişlinin diş sayısı z_1 dişli çarkın z_2 diş sayısından daha küçük olduğundan pinyon dişlinin dişleri belirli bir süre içinde daha çok kavrama durumuna girecekler ve daha çabuk aşınacaklardır. Bu nedenle mekanizmaların her iki dişlisinde eşit aşınma sağlamak amacıyla, küçük dişlinin sertliği yaklaşık olarak ,

$$HB_{\text{küçük dişli}} \geq HB_{\text{büyük dişli}} + 15 \text{ (daN/mm}^2 \text{)} \quad (3.72)$$

olarak alınır.

e. Dişlinin yüzey basıncı mukavemet sınırı (P_{HD}^*):

$$P_{HD}^* = K_{L0} K_R P_{HD} \quad (3.73)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Burada K_{L0} ömür faktörü (Tablo 3.14) ve K_R güvenirlilik faktörüdür (Tablo 3.13).

f. Emniyet yüzey basıncı (P_{Hem}): Aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$P_{Hem} = \frac{P_{HD}^*}{S} \quad (3.74)$$

Emniyet katsayısının $S = 1,25 \dots 1,5$ arasında alınması tavsiye edilir [25].

Dişli çarklar, yukarıda gösterilen her iki, yani mukavemet ve yüzey basıncı hesap tarzlarına göre hesaplanmaktadır. Ancak bu hususta şu iki yöntem tavsiye edilir.

1. Her iki dişlinin çelikten yapıldığı mekanizmalarda;

a. Dişlerin yüzey sertliği $HB \leq 350 \text{ daN / mm}^2$ olan dişli çarklarda genellikle yorulma aşınması meydana gelir. Bundan dolayı bu dişli çarklar yüzey basıncına göre boyutlandırılır ve mukavemet bakımından kontrol edilir.

b. Yüzey sertliği $HB \geq 350 \text{ daN / mm}^2$ olan dişli çarklarda ise, kırılma olayı ön plana geçer. Dolayısıyla bu dişlilerin boyutlandırılması mukavemet ve kontrol hesabı ise yüzey basıncı hesabına göre yapılır.

2. Her iki dişli dökme demirden veya biri çelikten diğeri naylon, telefon gibi metal olmayan malzemelerden yapılan mekanizmalarda kritik olan kopma olayıdır. Bundan dolayı bu dişliler mukavemete göre boyutlandırılır.

3.8.5. Dişli Çarkların Çalışma Kapasitelerinin İyileştirilme Yöntemleri

Dişli çarkların mukavemet, yüzey basıncı ve yenme bakımından yük taşıma kabiliyetini arttırmak ve sessiz bir çalışma elde etmek için günümüzde profil kaydırma ve özel düzeltme yöntemleri kullanılmaktadır.

3.8.5.1. Profil Kaydırma Yöntemi

Profil kaydırmanın amacı şu şekilde sıralanabilir;

- a. Alt kesilmeye önlemek,
- b. Belirli diş sayısındaki ve standart modüldeki bir dişli çark mekanizmasını arzu edilen bir eksenler arası mesafesine yerleştirmek,
- c. Gerek, mukavemet ve gerekse yüzey basıncı bakımından dişli çark mekanizmasının yük taşıma kabiliyetini artırmak,
- d. Her iki dişli çarkın diş profilinin izafi kayma hızlarını eşit kılmak veya olanak oranında azaltmak,
- e. Daha sessiz bir çalışma elde etmek için mekanizmanın kavrama oranını büyütmek

Daha önce belirtildiği gibi sıfır dişli çark mekanizmalarının yanında, profil kaydırma bakımından, sıfır kaydırmalı (K – O) ve kaydırmalı (K) dişli çark mekanizmaları mevcuttur. (K – O) dişli mekanizması ile ancak alt kesilme önlenemez. K dişli mekanizması ile yukarıda gösterilen bütün amaçlar gerçekleştirilir. Profil kaydırmada önemli olan husus, mekanizmayı oluşturan dişlilerin x_1 ve x_2 profil kaydırma faktörlerinin yukarıdaki amaçlara uygun olarak seçilmesidir. Profil kaydırma faktörü ($x_1 + x_2$) veya profil kaydırma faktörü x büyüdükçe; yük taşıma kabiliyeti artmakta, kavrama oranı ε küçülmekte, diş başı kalınlığı s_b küçülmekte, baş boşluğu S_B küçülmektedir. Son üç olay aslında profil kaydırmanın sınırını oluşturmaktadır. Şöyle ki, ($x_1 + x_2$) veya x öyle seçilmelidir ki,

$$\varepsilon \geq 1,1 \quad ; \quad s_b \geq 0,4 \text{ m} \quad (s_b \geq 0,1 \text{ m})$$

$$S_B \geq 0,2 \text{ m} \quad (S_B \geq 0,1 \text{ m})$$

olsun. Parantez içindeki değerler özel durumlar için geçerlidir.

Eksenler arası mesafesi (a) daha önce belirtildiği gibi sıfır ($x_1 = x_2 = 0$) veya sıfır kaydırmalı ($x_1 + x_2 = 0$) dişli çark mekanizmasının standart denilen eksenler arası mesafesi,

$$a_0 = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \quad (3.75)$$

ve kaydırmalı (K) dişli çark mekanizmasının ki

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} = a_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} \quad (3.76)$$

bağıntıları ile hesaplanır. Belirli m , z_1 , z_2 değerlerine sahip olan bir dişli çark mekanizmasının standart eksenler arası mesafesi $a_0 = m(z_1 + z_2)/2$ denklemi ile hesaplanır. Bu mekanizmayı başka bir a ($a \neq a_0$) eksenler arası mesafesine yerleştirmek için profil kaydırma yöntemi uygulanır. Yukarıdaki bağıntı düzenlenirse,

$$\cos \alpha = \frac{a_0}{a} \cos \alpha_0 \quad (3.77)$$

ifadesi yazılabilir. $x_1 + x_2$ için,

$$(x_1 + x_2) = \frac{(z_1 + z_2)}{2 \tan \alpha_0} (ev\alpha - ev\alpha_0) \quad (3.78)$$

ifadesi yazılabilir.

3.8.5.2. Özel Düzeltmeler

Dişlerin daha sessiz bir şekilde çalışması ve daha yüksek bir yük taşıma kabiliyetine sahip olması için profil ve genişlik düzeltmeleri yapılır. Kavramaya girme sırasında darbeleri, şekil değiştirmeleri, kavramadan çıkma sırasında temas yüzeyinin küçülmesini önlemek amacıyla diş profilinin baş ve taban kısımları veya yalnız baş kısmı düzeltilir.

Genişlik boyutundaki düzeltmeler, Hertz yüzey basıncı bakımından daha iyi temas durumu sağlamak ve daha elverişli bir yağlama ortamı yaratmak amacıyla yapılır. Özel düzeltmelerin miktarı, yükleme durumuna ve diş açan tezgahın özelliklerine göre tayin edilir.

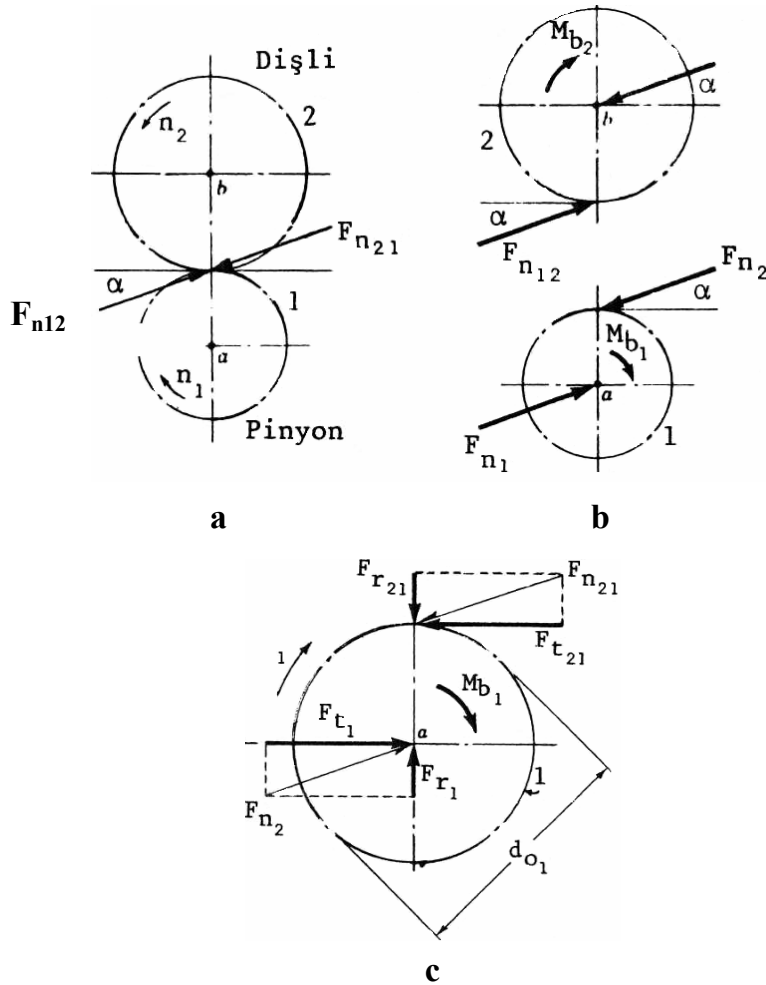
3.8.6. Diş Kuvvetlerinin Mil Yataklarındaki Tepkileri

Eş çalışan bir dişli çiftinde dişe gelen F_n kuvveti (Şekil 3.13 a) tepki ilkesine göre her iki dişli çarkta Şekil 3.13 b’de gösterilen şekildedir. Bir dişteki etki kuvveti, diğerinde tepki şeklindedir. F_n kuvvetinin,

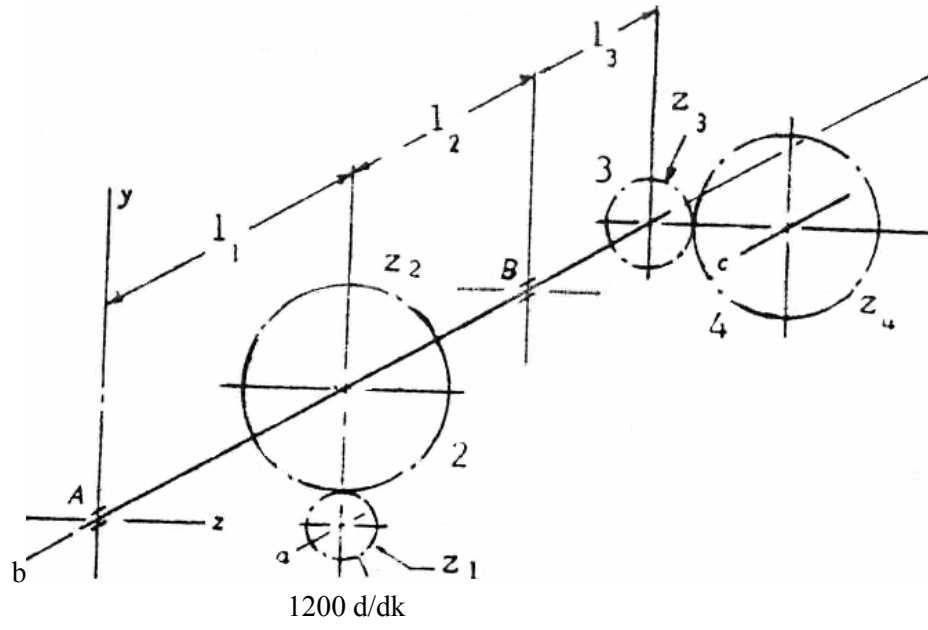
$$F_t = \frac{2M_b}{d_0} \quad \text{ve} \quad F_r = F_t \tan \alpha$$

şeklinde bileşenleri göz önüne alınırsa, bunların mil merkezindeki tepkileri Şekil 3.13 c’de verilmiştir.

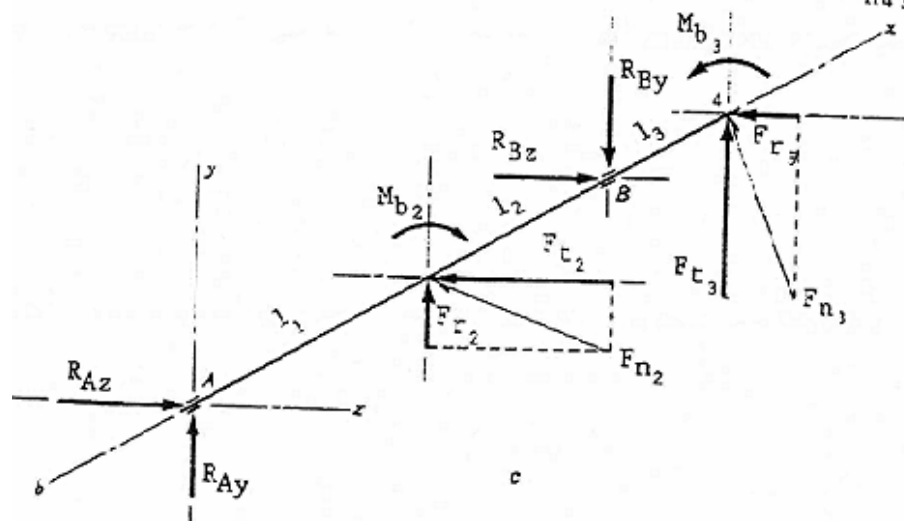
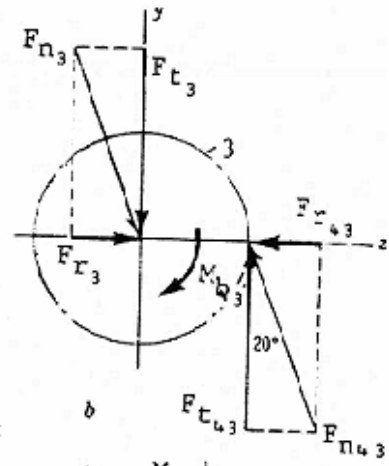
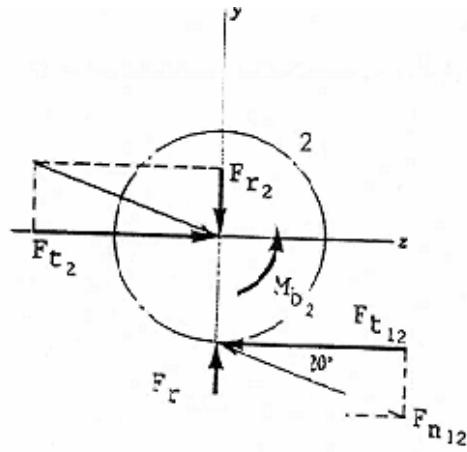
Mil üzerinde iki dişli çark (Şekil 3.14 a) bulunursa dişlilerdeki etki-tepki kuvvetleri Şekil 3.14 b’de ve tüm mildeki etki-tepki kuvvetleri Şekil 3.14 c’de gösterilen tarzdadır. Bu durumda kuvvetlerin uygulanma noktalarından yataklara kadar olan mesafelerinin bilinmesi halinde tepki kuvvetleri kolaylıkla hesaplanabilir. Mesafeler, dişli çarkların orta noktalarından, yatakların orta noktalarına kadar alınabilir.



Şekil 3.13. Diş kuvvetleri.



a



c

Şekil 3.14. Dış kuvvetlerinin mil yataklarındaki tepkileri.

3.8.7. Düz Dişli Çarkların Verimi

Çalışma sırasında dişler arasında bir kayma hareketi ve dolayısıyla sürtünme meydana gelmektedir. Bu nedenle temas yüzeyleri arasında μF_n değerinde bir sürtünme kuvveti meydana gelir; şöyle ki, F_n ile μF_n (Şekil 3.15) kuvvetlerinin birleşmesinden meydana gelen F_R bileşkesinin temas yüzeylerine göre doğrultusu, kavrama doğrusu içine düşmeyip yuvarlanma doğrusuna $\alpha + \rho$ açısı kadar eğiktir. Burada ρ sürtünme açısıdır. ρ ve P_s (güç kaybı) için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir [25].

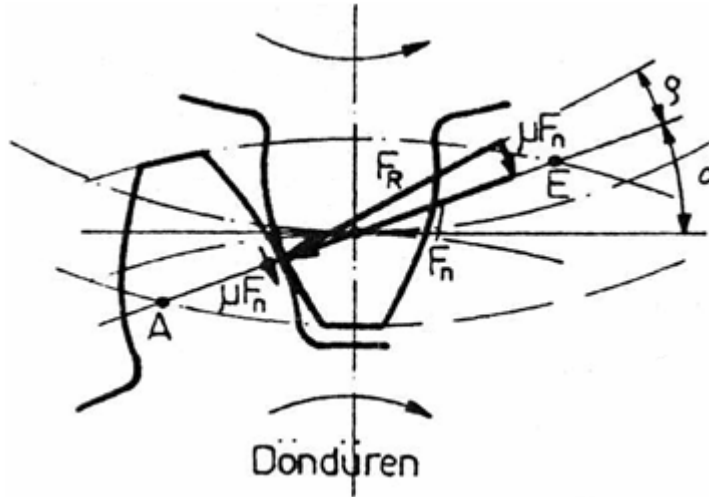
$$\rho = \arctan \mu$$

$$P_s = \mu F_n v \quad (3.79)$$

Bu değerler nispetinde dişlide bir güç kaybı meydana gelir; bu durumda, mekanizmanın verimi,

$$\eta = \frac{P - P_s}{P} = 1 - \frac{P_s}{P} \quad (3.80)$$

şeklinde yazılabilir. Deney ve tecrübelerle dayanarak silindirik düz dişli çark mekanizmasının verimi, $\eta = 0,97 \dots 0,99$ değerleri arasında alınabilir.



Şekil 3.15. Düz dişlide ki sürtünme kuvveti.

4. OPTİMUM AĞIRLIKLI DÜZ DİŞLİ ÇARKLARIN TASARIMI VE GERİLME ANALİZİ

4.1. Çalışmanın Amacı

Bu çalışma da farklı gövde geometrilerine sahip (kare, dikdörtgen, altıgen, daire, elips vs...) düz dişli çarklar tasarlanarak ağırlık ve gerilme davranışları incelenip ideal olan düz dişli çark araştırılmıştır.

Bunun için, farklı gövde geometrilerine sahip düz dişli çarkların tasarımı ve gerilme analizi yapılırken SolidWorks çizim ve modelleme programı kullanılmıştır. Önce farklı geometrilere sahip dişli çark modelleri bir CAD programı olan SOLIDWORKS ortamında çizilmiş ve dişli çarkın katı modelleri elde edilmiştir. Bu modellerin gerilme davranışları SOLIDWORKS'un Cosmosxpress ortamında incelenmiş, kademeli ve altı daire delikli dişli çark modelinin ağırlık optimizasyonu yapılmıştır.

4.2. COSMOSXPRESS'in Kullanımı ve Gerilme Analizi

Bu çalışmada, farklı gövde geometrilerine sahip düz dişli çarkların tasarımı ve gerilme analizi yapılırken SolidWorks çizim ve modelleme programı kullanılmıştır. Bu CAD programı hakkında aşağıdaki avantajlar yazılabilir.

- Katı modellemenin avantajlarını kullanarak kolayca ve hızlı şekilde tasarım yapabilme özelliğine sahiptir.
- İstenildiği anda ölçü değiştirerek tasarımı kolayca düzeltebilme özelliğine sahiptir.
- Parça tasarımında diğer parçalara bağlı ölçü verebilme özelliğine sahiptir.
- Tasarım Ağacı (Feature Tree) sayesinde yapılan işlemlerin sırasını değiştirebilme özelliğine sahiptir.
- Windows' ta kullanılan sürükle-bırak, kes-yapıştır uygulamaları SolidWorks'te aynı işlevleri yürütür. Örneğin control tuşuna basarak bir unsuru bir yerden bir yere veya bir dosyadan başka bir dosyaya taşıyabilme özelliğine sahiptir.
- Bir parçadan değişik boyutlardaki konfigürasyonlarını Excel'de bir tablo yaparak otomatik olarak oluşturabilme özelliğine sahiptir.
- Sürükle-bırak tarzı ile tasarımın imalata hazır teknik resimlerini otomatik olarak oluşturabilme özelliğine sahiptir.

- Tasarımın herhangi bir anında yapılan değişikliklerde, teknik resimlerin otomatik olarak güncellenmesi , istenirse teknik resimde yapılan değişikliklerde parçanın , montajın güncellenmesi özelliğine sahiptir.

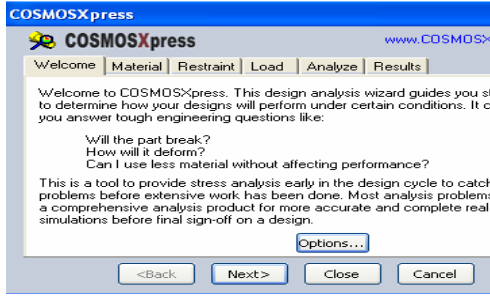
Bir SolidWorks modeli; parçalardan, montajlardan ve resimlerden oluşur. Bir katıyı oluşturmak için önce taslak oluşturulur, sonra oluşturulan taslağa fazla miktarda özellikler eklenebilir. Aynı zamanda diğer CAD sistemlerinden de hazır geometriler getirilerek devam edilebilir. Tasarımı geliştirirken; tasarım üzerinde değişiklikler yapmak veya özellikleri yeniden sıralamakta mümkündür. Bir görüntüde yapılan değişiklikler, otomatik olarak diğer görüntülerde de değişmektedir. Buda parçalar, montajlar ve resimler arasındaki birlikteliği sağlar. SolidWorks ihtiyaca uygun olarak, istenilen özellikleri kullanışlı şekilde güncelleştirme olanağı sağlar. İstenilen seçenekleri aktif hale getirmek için Menü çubuğundan Tools'a oradan da Options'a girilir.

SolidWorks yapılmış olan tüm çizimleri AutoRecover seçeneğini otomatik olarak aktif parça, montaj ve resim dökümanları ile ilgili bilgileri kaydeder. Eğer sistem kazası olursa bilgiler kaybolmaz. Bu seçeneği aktif hale getirmek için; Tools, Options'tan General tuşu tıklanır. Bir spesifik aktif diyalog kutusuyla alakalı yardım sağlamak için, diyalog kutusundaki Help butonuna veya "F1" tuşuna basılarak yardım alınabilir.

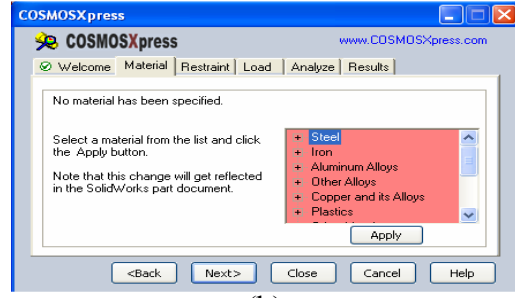
SolidWorks'da makine parçalarının gerilme analizleri Cosmosxpress aracılığı ile yapılmaktadır.

Solidworks programında çizim tamamlandıktan sonra tools menüsü tıklanıp COSMOSXPRESS programına giriş yapılır. Daha sonra sırasıyla aşağıdaki işlemler yapılarak ana programa geçilir. Bunun için sırasıyla;

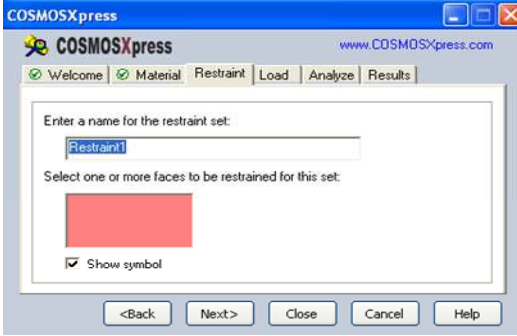
1. Cosmosxpress ile yapılabileceklerin anlatıldığı pencere gelir. Next butonuna tıklanarak bir sonraki pencereye geçilir.
2. Bir sonraki pencere şekildeki gibidir. Pencerede parçanın malzemesinin seçilmesi istenmektedir.
3. Bir sonraki aşamada sihirbaz bizden hareketsiz kabul edebileceğimiz yerleri belirlememizi ister.
4. Gerilmelerin kuvvete veya basınca göre mi hesaplanacağı belirlenir.
5. Bu pencerede parçaya gelecek olan basınç yada kuvvetin etkiyeceği yüzey seçilir.
6. Uygulanacak kuvvet yada basıncın değeri belirlenir.
7. Analiz için gereken değerler yeterlidir. Run butonuna basılarak analiz başlatılır.
8. Analiz tamamlandıktan sonra yaptığımız çalışmanın sonuçları generate an HTML report butonuna tıklanarak rapor halinde alınır.



(a)



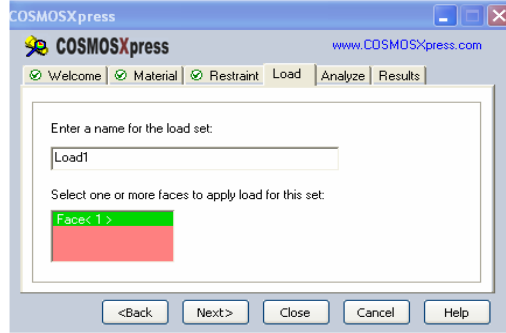
(b)



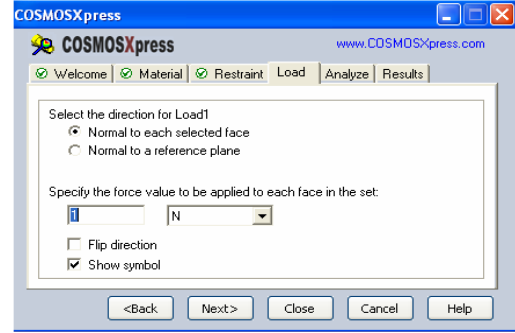
(c)



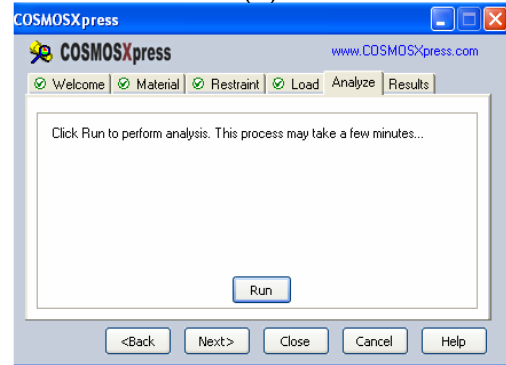
(d)



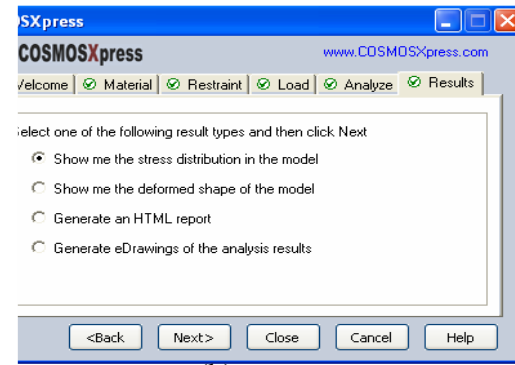
(e)



(f)



(g)



(h)

Şekil 4.1. Cosmoexpress programının ana menü pencereleri, a) Cosmoexpress giriş penceresi, b) Next butonu penceresi, c) Parçanın malzemesinin seçilmesi, d) Hareketsiz kabul edebilecek yerlerin belirlenmesi, e) Gerilmelerin kuvvete veya basınca göre belirlenmesi, f) Parçaya gelecek olan basınç yada kuvvetin etki edeceği yüzeyin belirlenmesi, g) Uygulanacak kuvvet yada basıncın değeri belirlenmesi, h) Seçilen değerlerin yeterli olup olmadığı, yeterli ise RUN butonuna basılarak programın çalıştırılması ve analiz sonuçlarının HTML dosyası ile alınması.

4.3. Gerilme Analizinde Kullanılan Düz Dişlinin Boyutlandırılması

Bu çalışmada, tasarımı yapılacak olan düz dişlinin büyüklükleri; $m = 6 \text{ mm}$, $z_1 = 20$, $\alpha_0 = 20^\circ$, $N_1 = 3 \text{ BG}$, $n_1 = 292 \text{ dev/dak}$ ve dişli çarkın malzemesi de 37MnSi5 olarak seçilmiştir. Tüm bu bilgilere göre dişli çarkın diğer büyüklükleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$d_{01} = 120 \text{ mm}, d_{t1} = 105 \text{ mm}, d_{b1} = 132 \text{ mm}, d_{mil} = 32 \text{ mm}, b_1 = 60 \text{ mm}$$

$$\sigma_D^* = \frac{K_y K_b}{K_\phi} K_R K_L K_Z \sigma_D$$

Tablo 2.1'den 37 MnSi5 için $\sigma_K = 90 \text{ daN/mm}^2$ ve $S = 2$ olarak alınırsa,

$$\sigma_D = \frac{\sigma_K}{S} \quad \sigma_D = 90 / 2 \quad \sigma_D = 45 \text{ daN/mm}^2$$

$\sigma_K = 90 \text{ daN/mm}^2$ için Tablo 3.9'dan $K_y = 0,7$ ve $m \geq 5$ için $K_b = 0,85$ olarak seçilmiştir.

$z_1 = 20$ için Tablo 3.12'den $\rho_{\min} = 0,44 \text{ m}$ yazılabilir. Buradan,

$$S_b = 0,5 \pi m$$

$$\frac{\rho_{\min}}{S_b} = \frac{0,44m}{0,5\pi m} = 0,28$$

$$\frac{S_b}{2\rho_{\min}} = 1,786$$

Bu değer için Tablo 3.11'den sıfır eğrisine göre $K_t = 1,72$ ve Tablo 3.10'dan $q = 0,85$ olarak seçildi.

$$K_\phi = 1 + q (K_t - 1)$$

$$K_\phi = 1 + 0,85 (1,72 - 1) \quad K_\phi = 1,612$$

Mekanizmanın önemi göz önünde bulundurularak Tablo 3.13'den % 90 güvenilirlik için güvenilirlik faktörü $K_R = 0,897$ ve 10^6 'dan daha büyük bir ömür için Tablo 3.14'den ömür faktörü $K_L = 1$ seçildi. Tek yönlü çalışan dişliler için zorlanma faktörü $K_Z = 1,4$. Tüm bu değerlere göre F_t aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\sigma_D^* = \frac{0,7 \cdot 0,85}{1,612} \cdot 0,897 \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 45$$

$$\sigma_D^* = 20,858 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{em}^* = \frac{\sigma_D^*}{S}, \quad S = 2$$

$$\sigma_{em}^* = \frac{20,858}{2}$$

$$\sigma_{em}^* = 10,429 \text{ daN/mm}^2$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{2M_{b1}}{z_1^2 \Psi_d \sigma_{em}^*} K_v K_m K_0 K_{f1}}$$

$$M_{b1} = F_t \frac{d_{01}}{2}$$

$$2.F_t \frac{d_{01}}{2} = \frac{z_1^2 \Psi_d \sigma_{em}^* m^3}{K_v K_m K_0 K_{f1}}$$

$$F_t = \frac{z_1^2 \Psi_d \sigma_{em}^* m^3}{d_{01} K_v K_m K_0 K_{f1}}$$

Her iki taraftan yataklanmış normal dişli çark için Tablo 3.3'ten $\Psi_d \leq 0,5$. Tablo 3.5'ten çevre hızı 20 m/sn için B eğrisinden dinamik faktör $K_v = 1,25$. Tablo 3.6'dan $\Psi_d = 0,5$ ve her iki taraftan simetrik olarak yataklanmış dişli için yük dağılım faktörü $K_m = 1,015$. Tablo 3.7'den elektrik veya türbin ile çalışan motor ve orta darbeli mekanizmalar için çalışma faktörü $K_0 = 1,25$. Tablo 3.8'den $z_e = z_1 = 20$ için form faktörü $K_{f1} = 2,90$. Tüm bu değerlere göre dişli çark üzerinde oluşan kuvvetler aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$F_t = \frac{20^2 \cdot 0,5 \cdot 10,429 \cdot 6^3}{120 \cdot 1,25 \cdot 1,015 \cdot 1,25 \cdot 2,90}$$

$$F_t = 816,321 \text{ daN}$$

$$F_t = 8163,21 \text{ N}$$

$$F_{tc} = K_0 K_v K_m K_{\epsilon} F_t, K_{\epsilon} \approx 1$$

$$F_{tc} = 1,25 \cdot 1,25 \cdot 1,015 \cdot 1 \cdot 8163,21$$

$$F_{tc} = 12946,345 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \tan \alpha_0$$

$$F_r = 8163,21 \tan 20$$

$$F_r = 2971,66 \text{ N}$$

$$F_{rc} = K_0 K_v K_m K_{\epsilon} F_r$$

$$F_{rc} = 1,25 \cdot 1,25 \cdot 1,015 \cdot 1 \cdot 2971,66$$

$$F_{rc} = 4712,08 \text{ N}$$

$$F_t = F_n \cos \alpha_0$$

$$F_n = \frac{8163,21}{\cos 20}$$

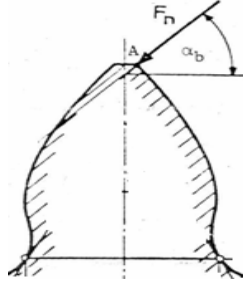
$$F_n = 8687,11 \text{ N}$$

$$F_{nc} = K_0 K_v K_m K_\epsilon F_n$$

$$F_{nc} = 1,25.1,25.1,015.1.8687,11$$

$$F_{nc} = 13777,21 \text{ N}$$

Bu çalışmada, dişli çarkın gerilme analizi yapılırken dişe $F_n = 8687 \text{ N}$ 'luk kuvvetin etki ettiği kabul edilmiştir.



Şekil 4.2. Normal kuvvetin uygulama noktası.

4.4.Farklı Gövde Geometrilerine Sahip Düz Dişli Çarkların Tasarımı ve Gerilme Analizi

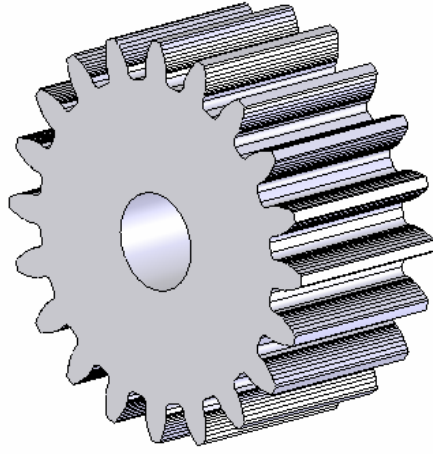
Dişli çarklarda meydana gelen hasarların temel sebebi genişlik (diş boyu) faktörüdür [25]. Dişli çarkın genişliğini arttırmamız dişlere gelecek gerilmeleri azaltacaktır. Ancak dişlerin genişliğini arttırmanın dişli çarkın ağırlığını da arttıracak aşıkardır. Bu sebepten dolayı genişliği arttırarak gerilmelerini azalttığımız dişli çarkın ağırlığı diğer makine parçalarına zarar verecektir. Bunu önlemek için dişlinin dişleri dışında kalan kısımların ağırlığını azaltabiliriz.

Bu çalışmada, düz dişli çarkların çeşitli gövde tasarımları aşağıdaki şekillerde verilmiştir. Tüm bu tasarımlar SolidWorks ortamında yapılmıştır.

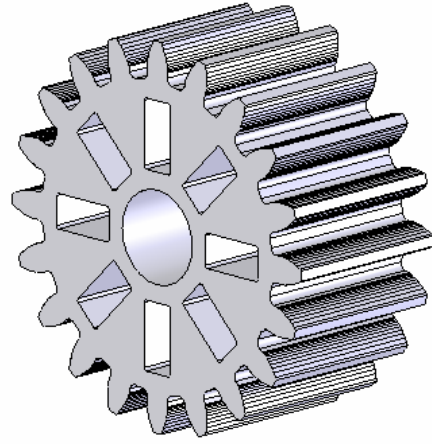
Dişlilerin gerilme analizi yapılırken dişlilerin ağırlık, minimum gerilme ve maksimum gerilme kriterlerinin üçü göz önüne alınarak dişlinin ağırlığının ve gerilme değerlerinin minimum olması gerekir.

Tablo 4.1. Kullanılan malzemenin karakteristik özellikleri

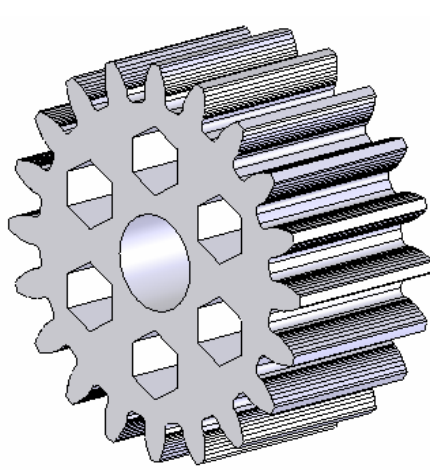
Elastik Modülü (N/m^2)	2.1×10^{11}
Poisson Oranı	0.28
Yoğunluk (kg/m^3)	7700
Eğilme Gerilmesi (N/m^2)	6.2042×10^8



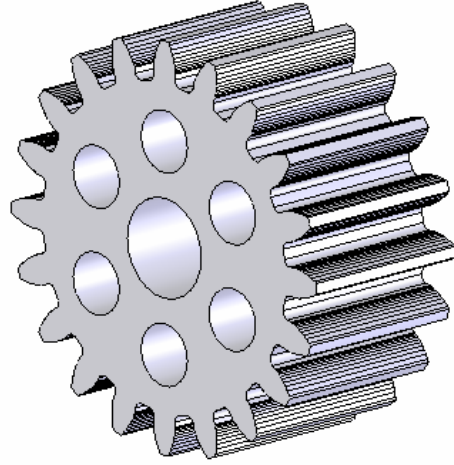
Şekil 4.3. Düz dişli çark.



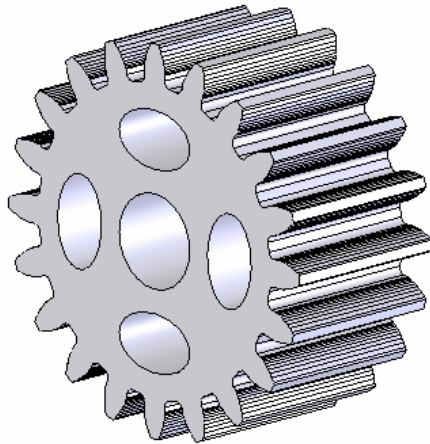
Şekil 4.4. Gövdesi dikdörtgen delikli düz dişli çark.



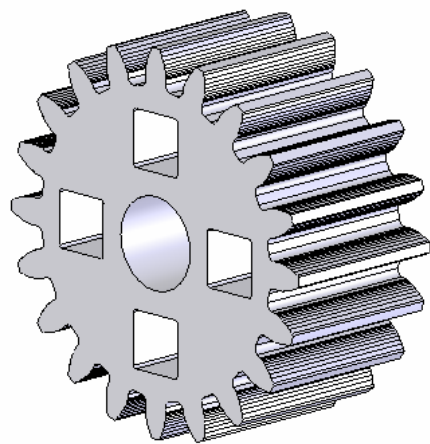
Şekil 4.5. Gövdesi altıgen delikli düz dişli çark.



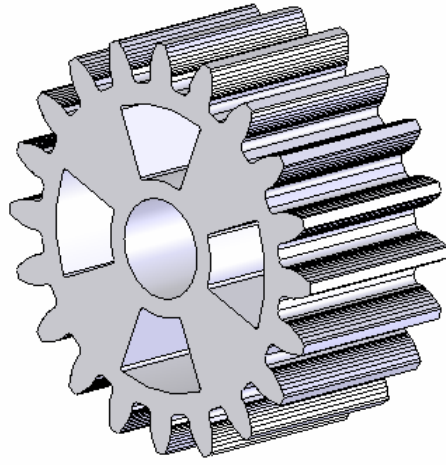
Şekil 4.6. Gövdesi daire delikli düz dişli çark.



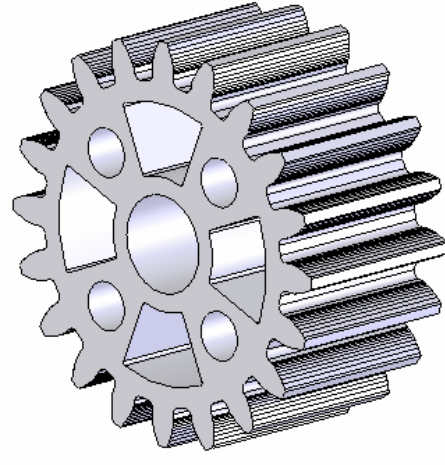
Şekil 4.7. Gövdesi elips delikli düz dişli çark.



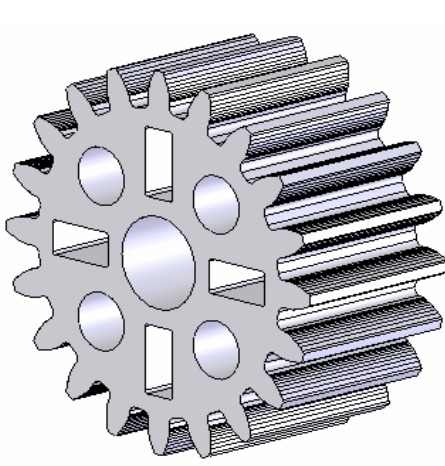
Şekil 4.8. Gövdesi kare delikli düz dişli çark.



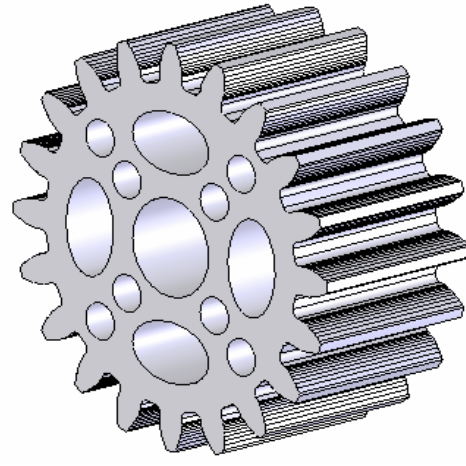
Şekil 4.9. Gövdesi dilim delikli düz dişli çark.



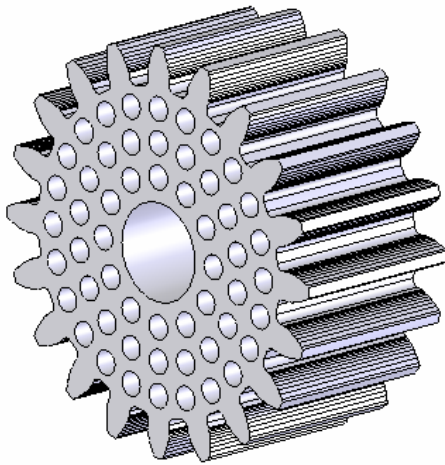
Şekil 4.10. Gövdesi dilim ve daire delikli düz dişli çark.



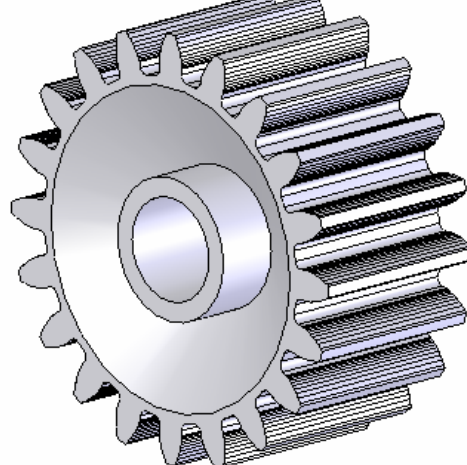
Şekil 4.11. Gövdesi dikdörtgen ve daire delikli düz dişli çark.



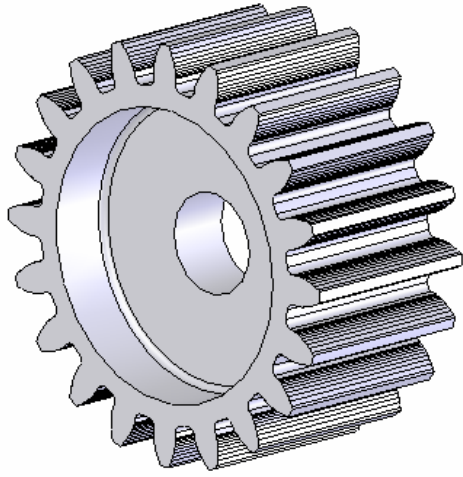
Şekil 4.12. Gövdesi elips ve daire delikli düz dişli çark.



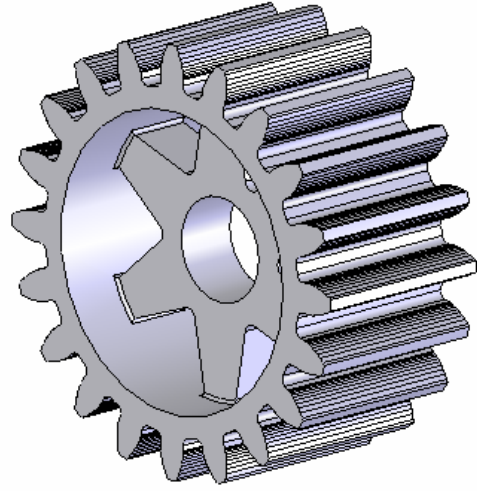
Şekil 4.13. Gövdesi çok sayıda daire delikli düz dişli çark.



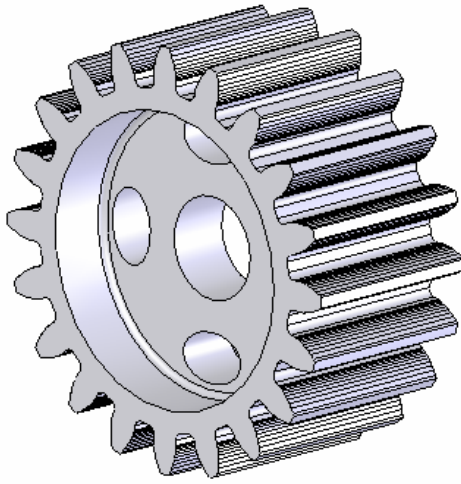
Şekil 4.14. Gövdesi konik boşaltılmış düz dişli çark.



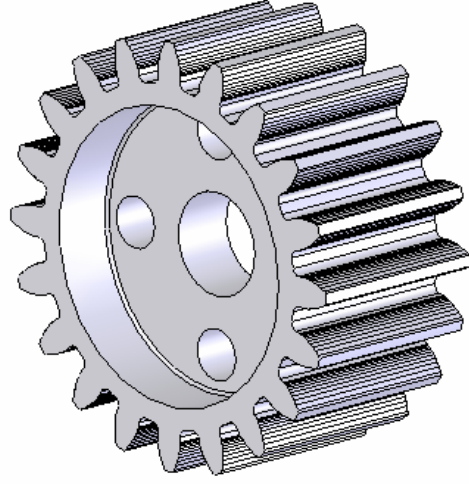
Şekil 4.15. Gövdesi kademeli düz dişli çark.



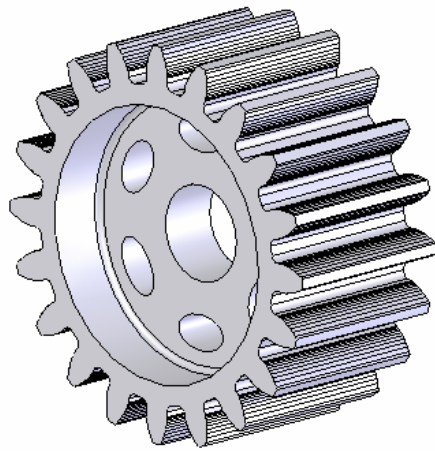
Şekil 4.16. Gövdesi kademeli ve kaburgalı düz dişli çark.



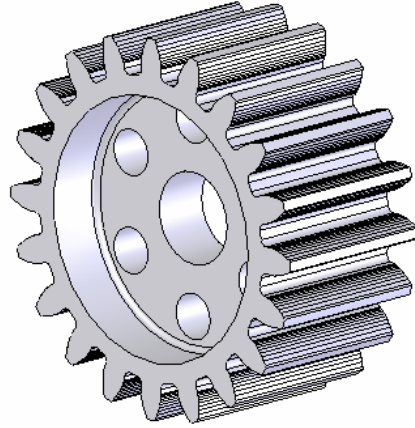
Şekil 4.17. Gövdesi kademeli ve dört elips delikli düz dişli çark.



Şekil 4.18. Gövdesi kademeli ve dört daire delikli düz dişli çark.



Şekil 4.19. Gövdesi kademeli ve altı elips delikli düz dişli çark.



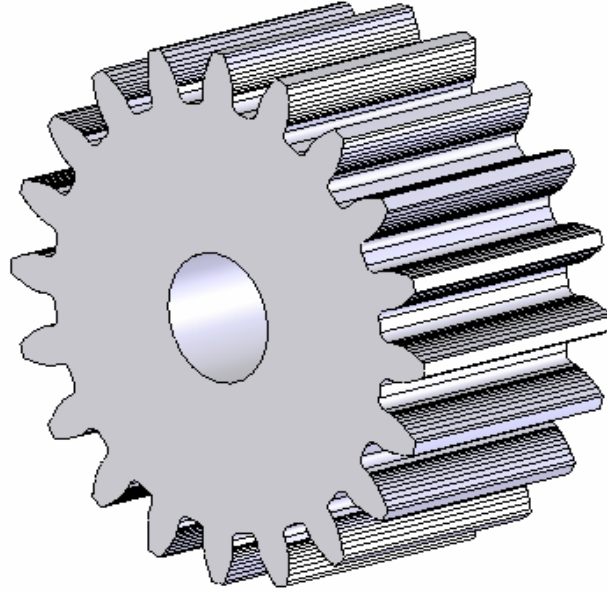
Şekil 4.20. Gövdesi kademeli ve altı daire delikli düz dişli çark.

4. 5. Gövde Tasarımları ve Gerilme Analizleri

Bu bölümde, tasarımı yapılan dişli çarkların ağırlıkları, hacmi, şekil değiştirme ve gerilme analizleri aşağıda verilmiştir.

4. 5.1. Düz Dişli Çark

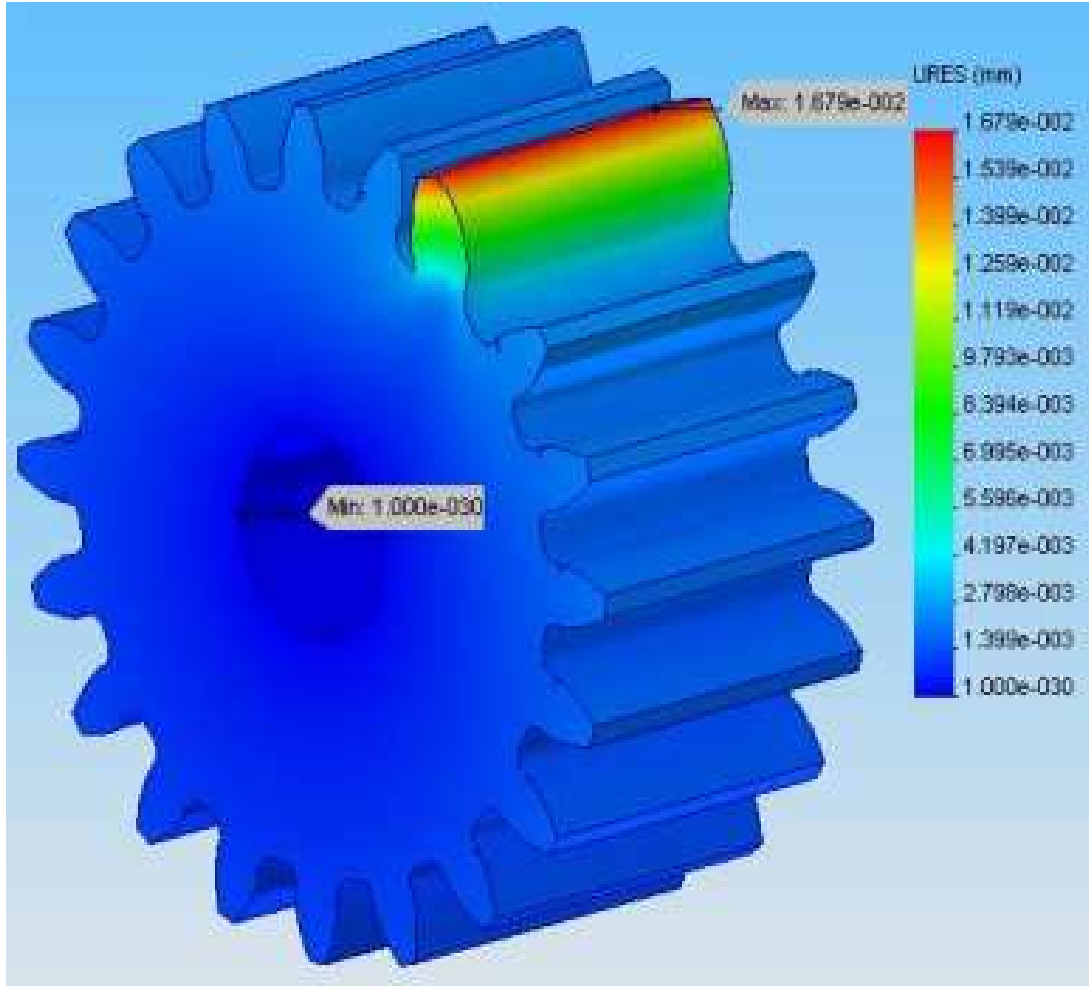
Şekil 4.21’de gösterilen gövdesine hiçbir işlem yapılmamış düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 4,63964 kg ve hacmi 602,551 cm³’tür.



Şekil 4.21. Düz dişli çark.

Tablo 4.2. Mesh bilgileri

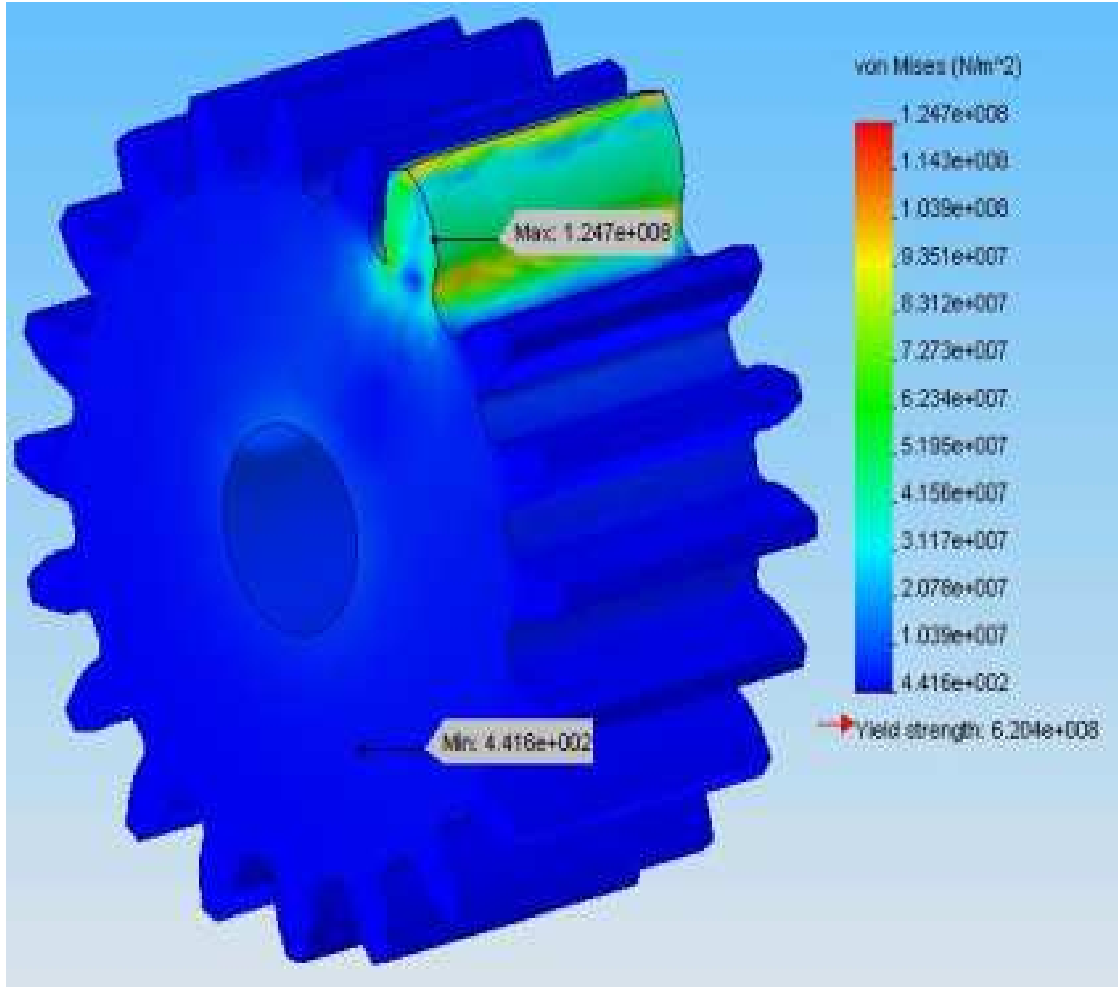
Açıklama	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	6,8433 mm
Tolerans	0,34217 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	10889
Nokta Sayısı	17808



Şekil 4.22. Düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.3. Düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 60 mm)	0,0167881 mm	(40,206 mm, 52,34 mm, 11,25 mm)



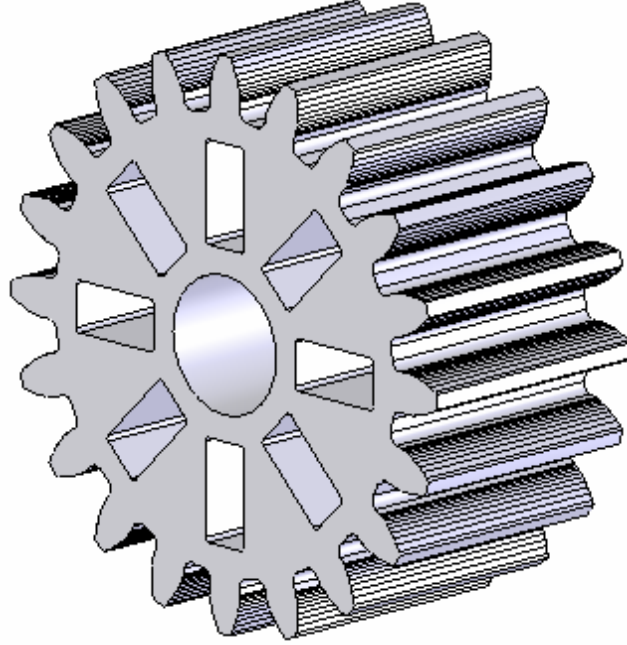
Şekil 4.23. Düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.4. Düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
441,551 N/m ²	(-40.1421mm, -51,8753mm, 3.75 mm)	1.2467x10 ⁸ N/m ²	(28.2818 mm, 46.8467 mm, 48.75 mm)

4. 5.2. Gövdesi Dikdörtgen Delikli Düz Dişli Çark

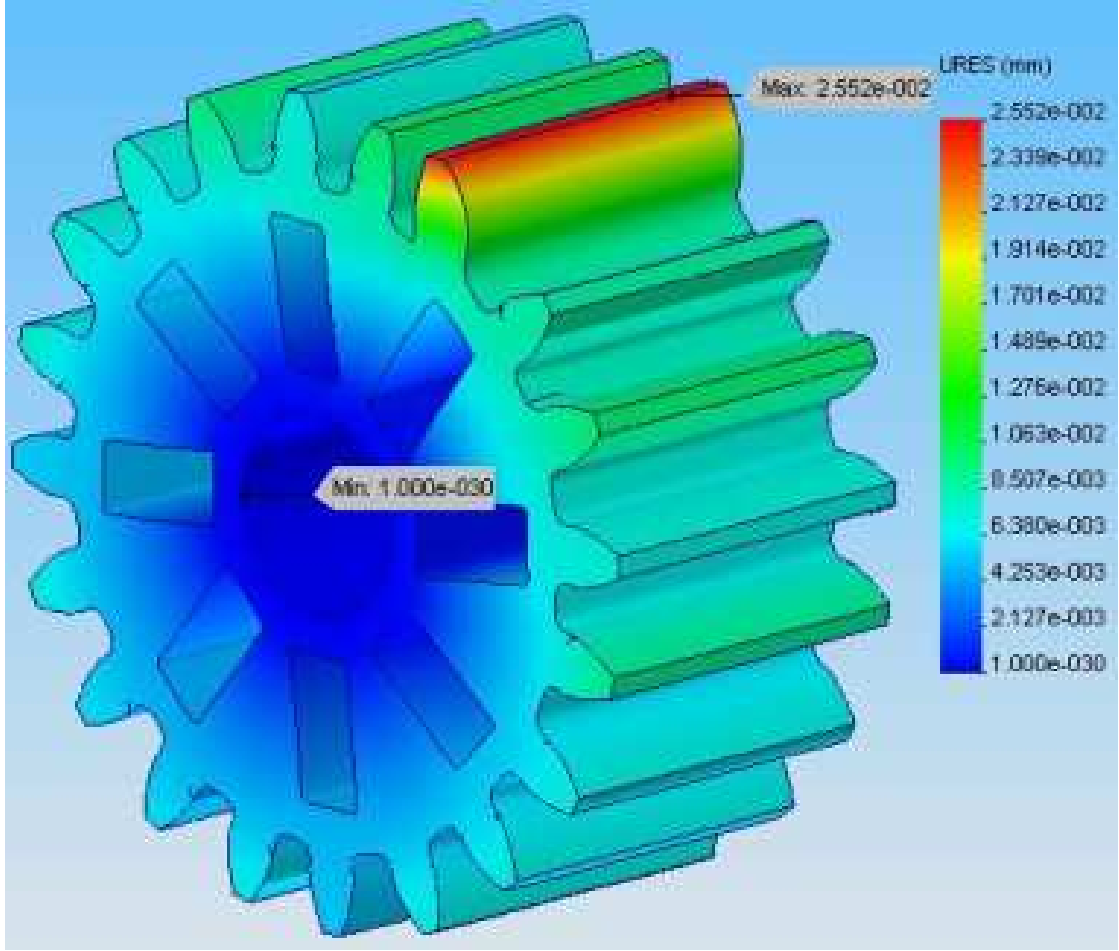
Şekil 4.24’de gösterilen gövdesine dikdörtgen delikler açılmış düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 3,57897 kg ve hacmi 464,723 cm³’tür.



Şekil 4.24. Gövdesi dikdörtgen delikli düz dişli çark.

Tablo 4.5. Mesh bilgileri

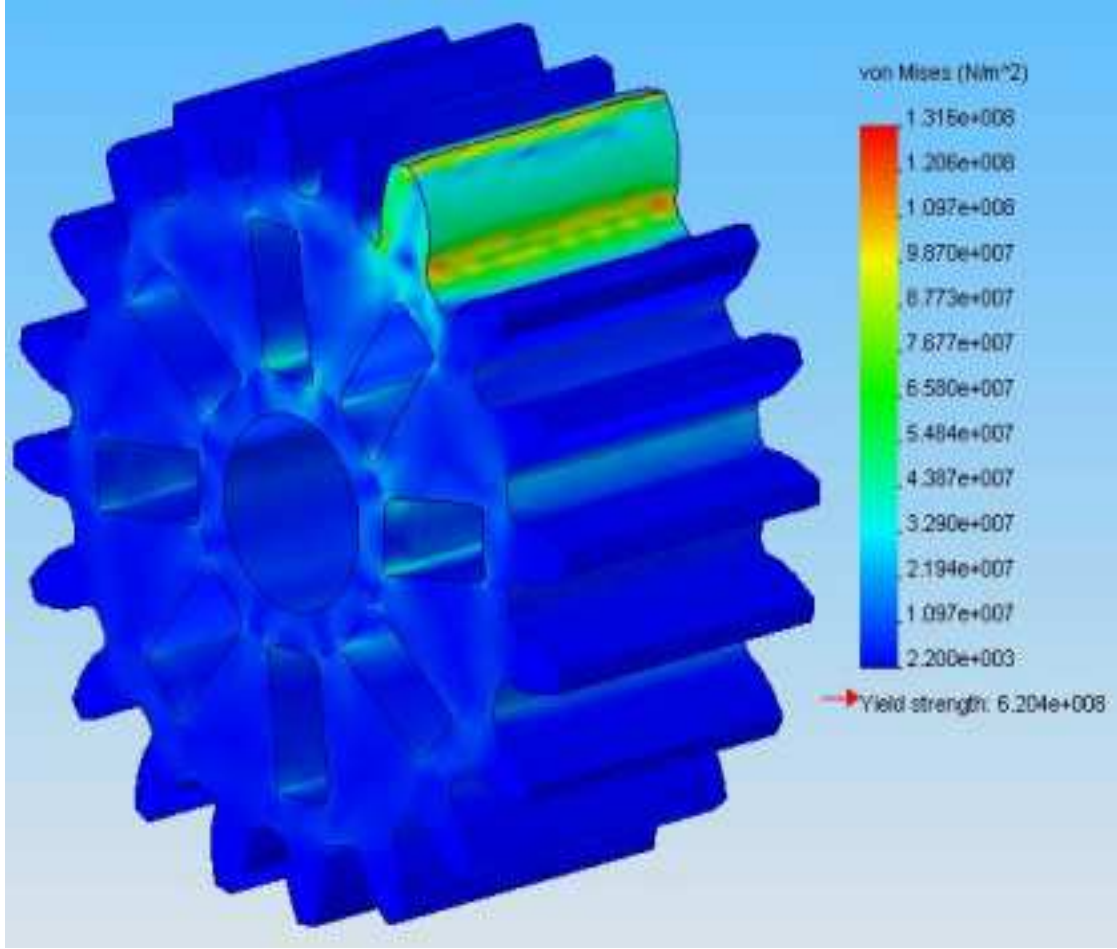
Açıklama	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,7477 mm
Tolerans	0,38739 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	45224
Nokta Sayısı	75365



Şekil 4.25. Gövdesi dikdörtgen delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.6. Gövdesi dikdörtgen delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 60 mm)	0,0255206 mm	(40,206 mm, 52,34 mm, 11,25 mm)



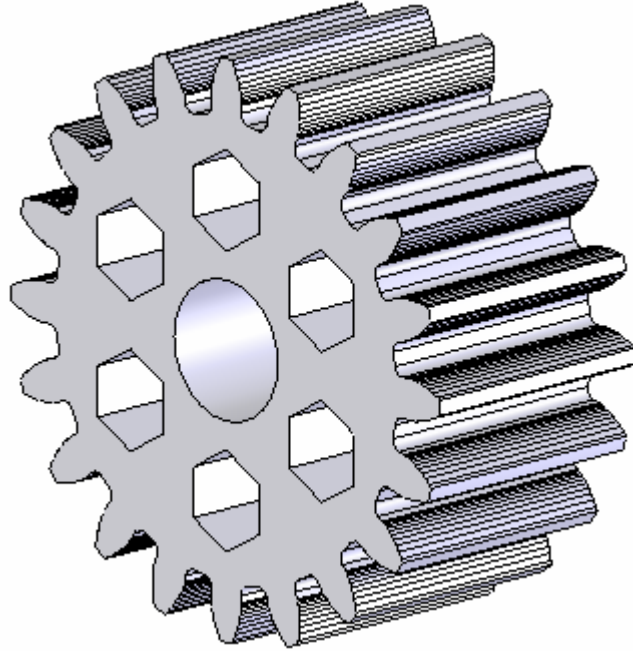
Şekil 4.26. Gövdesi dikdörtgen delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.7. Gövdesi dikdörtgen delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
2200,43 N/m ²	(-18,7835 mm, -59,6945 mm, 60 mm)	1,31601x10 ⁸ N/m ²	(40,206 mm, 52,34 mm, 0mm)

4. 5. 3. Gövdesi Altıgen Delikli Düz Dişli Çark

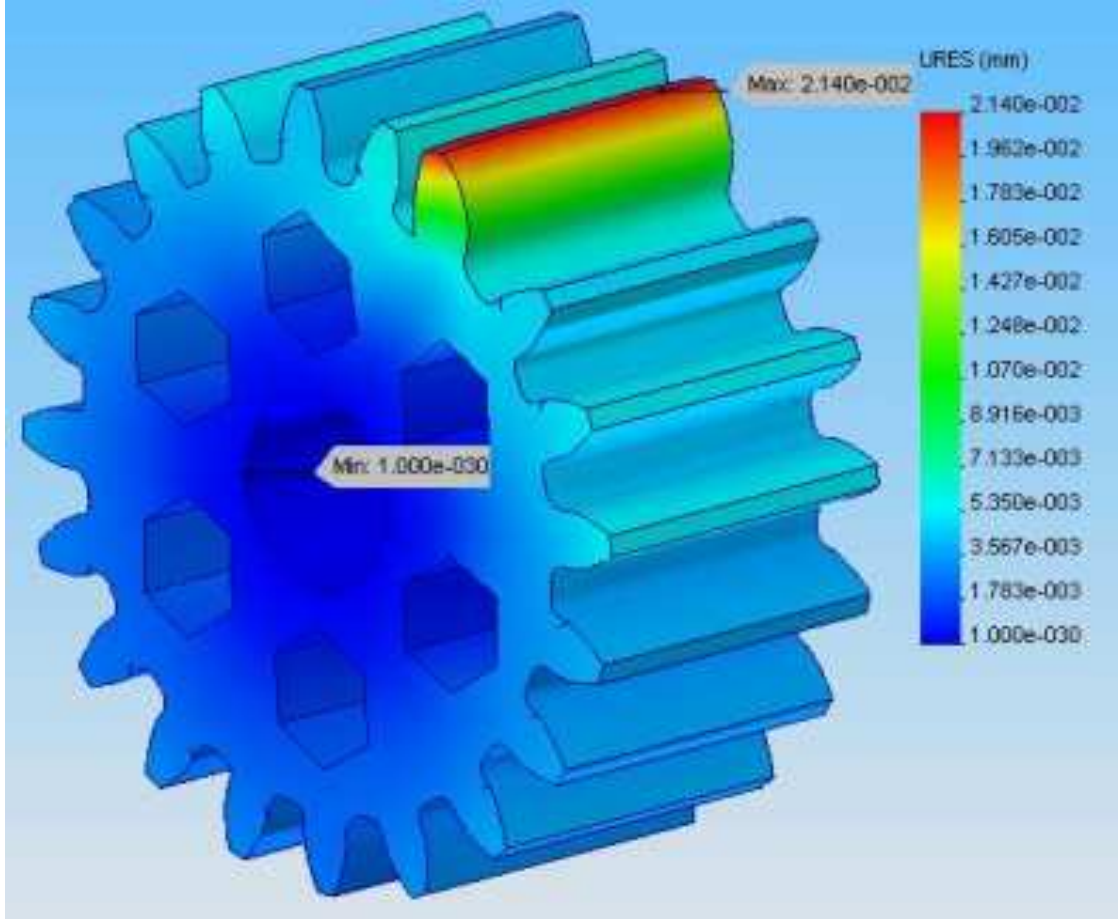
Şekil 4.27’de gösterilen gövdesine altıgen delikler açılmış düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 3,67939 kg ve hacmi 477,843 cm³’tür.



Şekil 4.27. Gövdesi altıgen delikli düz dişli çark.

Tablo 4.8. Mesh bilgileri

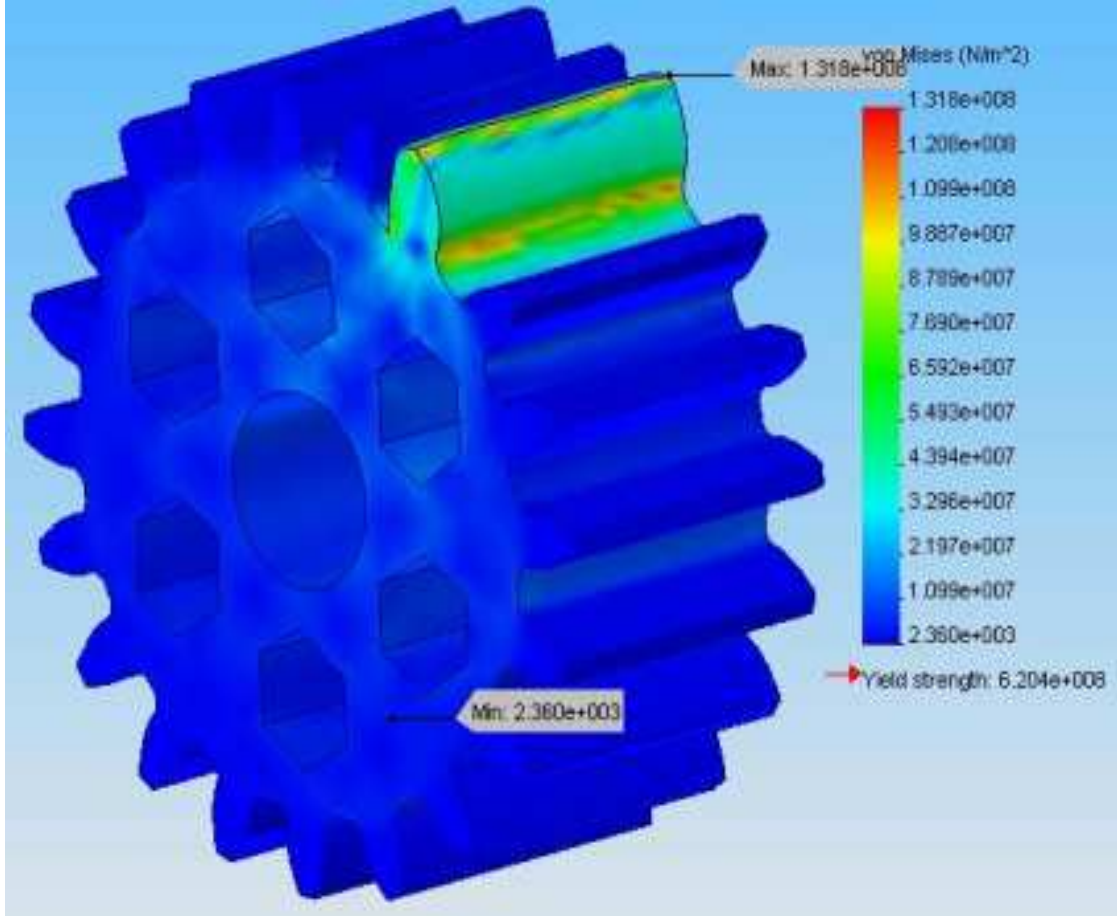
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,82 mm
Tolerans	0,391 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	39285
Nokta Sayısı	65663



Şekil 4.28. Gövdesi altıgen delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.9. Gövdesi altıgen delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 60 mm)	0,0213992 mm	(40,206 mm, 52,34 mm, 11,25 mm)



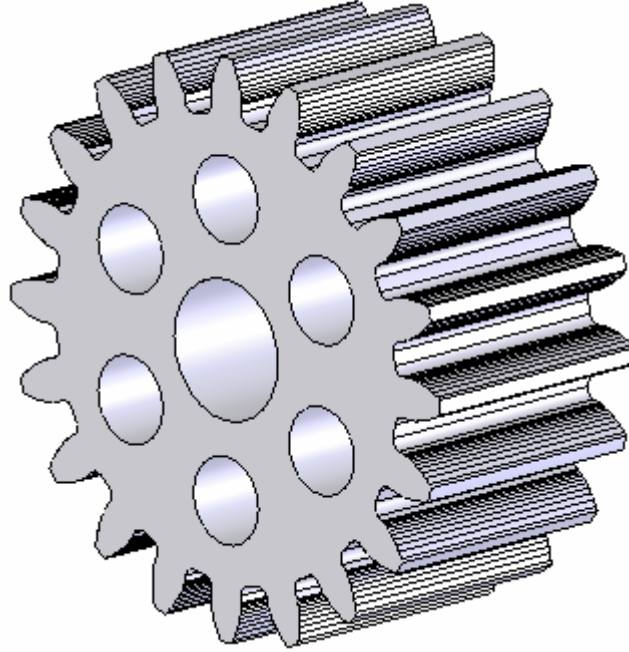
Şekil 4.29. Gövdesi altıgen delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.10. Gövdesi altıgen delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
2359,66 N/m ²	(-35,7858 mm, -53,6154 mm, 3,75 mm)	1,31829x10 ⁸ N/m ²	(40,206 mm, 52,34 mm, 0mm)

4. 5.4. Gövdesi Daire Delikli Düz Dişli Çark

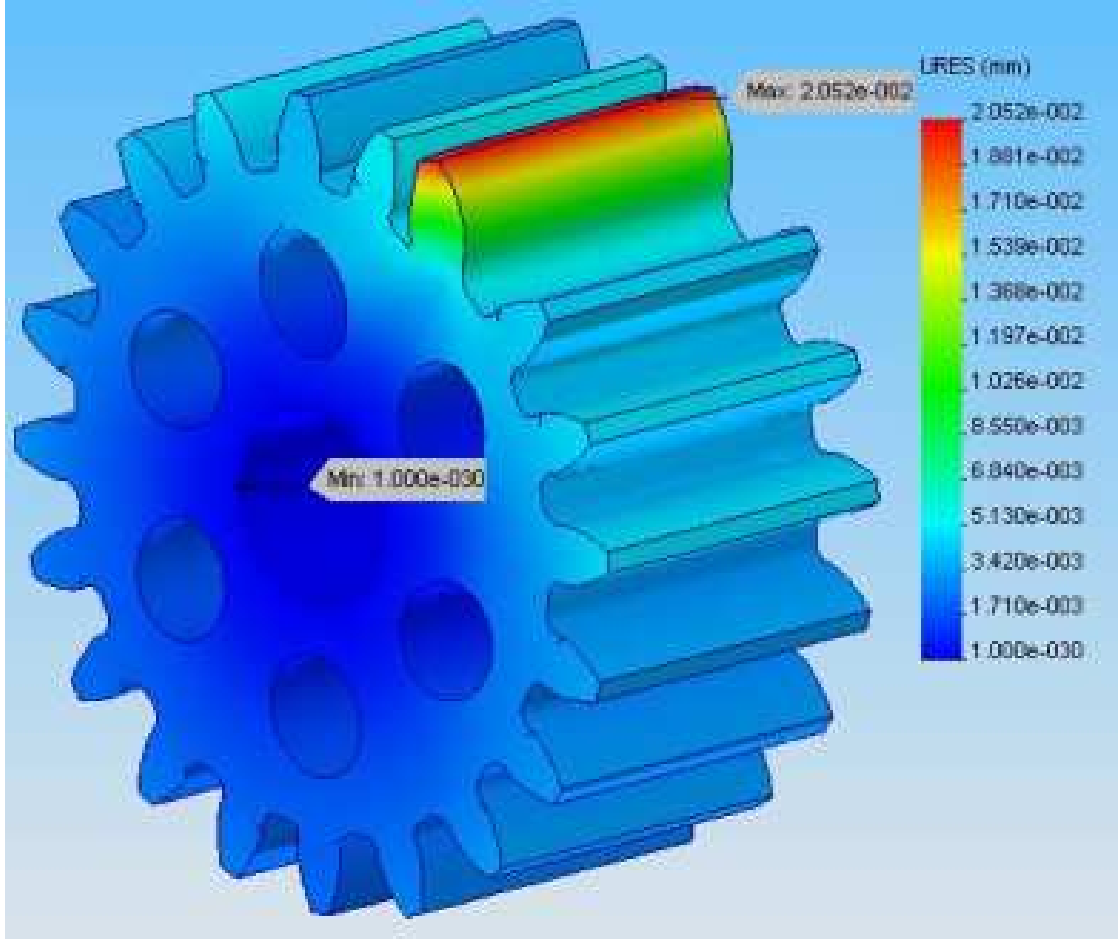
Şekil 4.30’da gösterilen gövdesine daire delikler açılmış düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 3,76879 kg ve hacmi 489,454 cm³’tür.



Şekil 4.30. Gövdesi daire delikli düz dişli çark.

Tablo 4.11. Mesh bilgileri

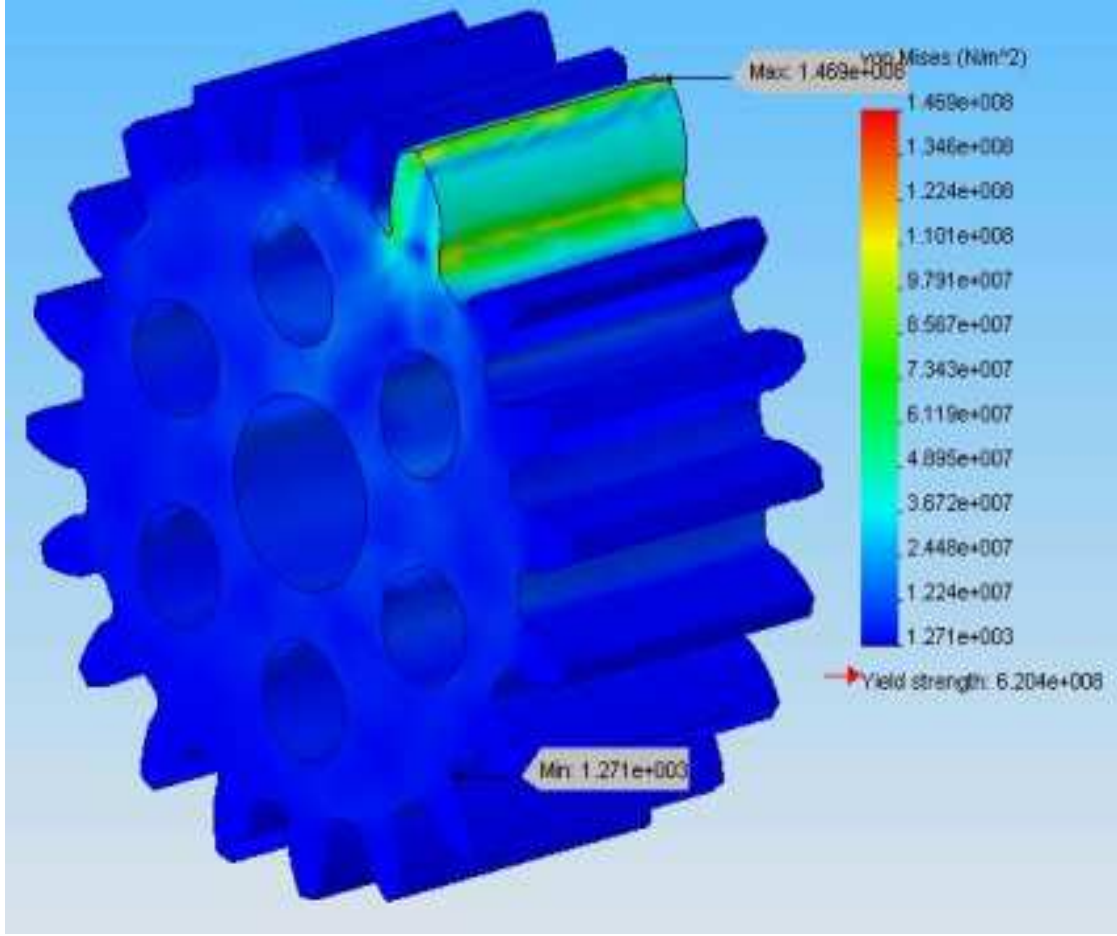
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,8828 mm
Tolerans	0,39414 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	41010
Nokta Sayısı	68042



Şekil 4.31. Gövdesi daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.12. Gövdesi daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 60 mm)	0,020521 mm	(40,206 mm, 52,34 mm, 11,25 mm)



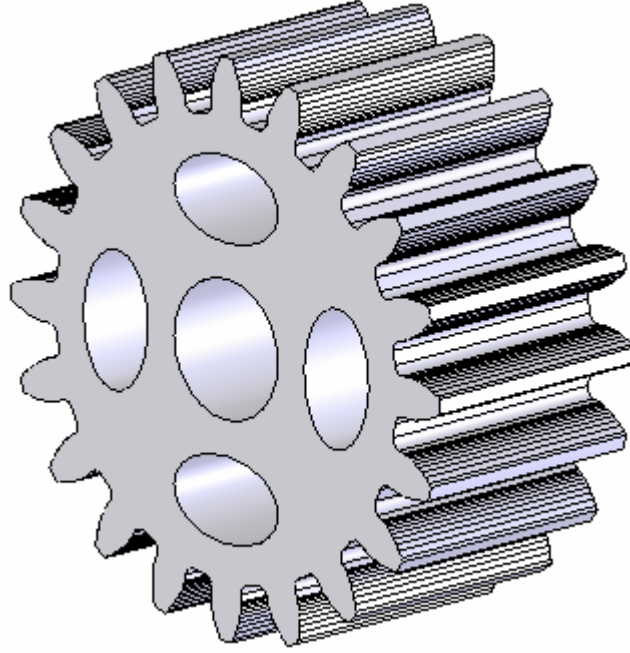
Şekil 4.32. Gövdesi daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.13. Gövdesi daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
1271,07 N/m ²	(-21,8343 mm, -61,1879 mm, 1,92849 mm)	1,46861x10 ⁸ N/m ²	(40,206 mm,52,34 mm, 0mm)

4. 5. 5. Gövdesi Elips Delikli Düz Dişli Çark

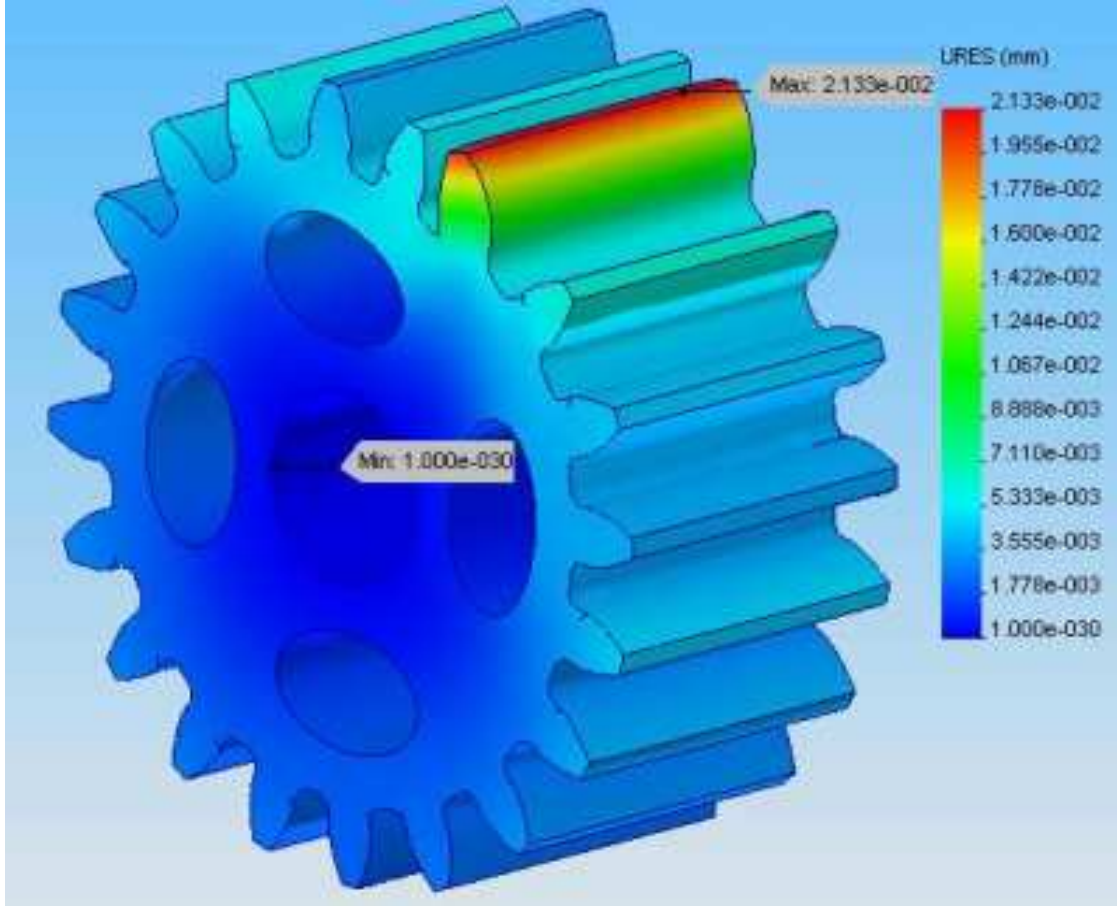
Şekil 4.33’de gösterilen gövdesine elips delikler açılmış düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 3,71002 kg ve hacmi 481,820 cm³’tür.



Şekil 4.33. Gövdesi elips delikli düz dişli çark.

Tablo 4.14. Mesh bilgileri

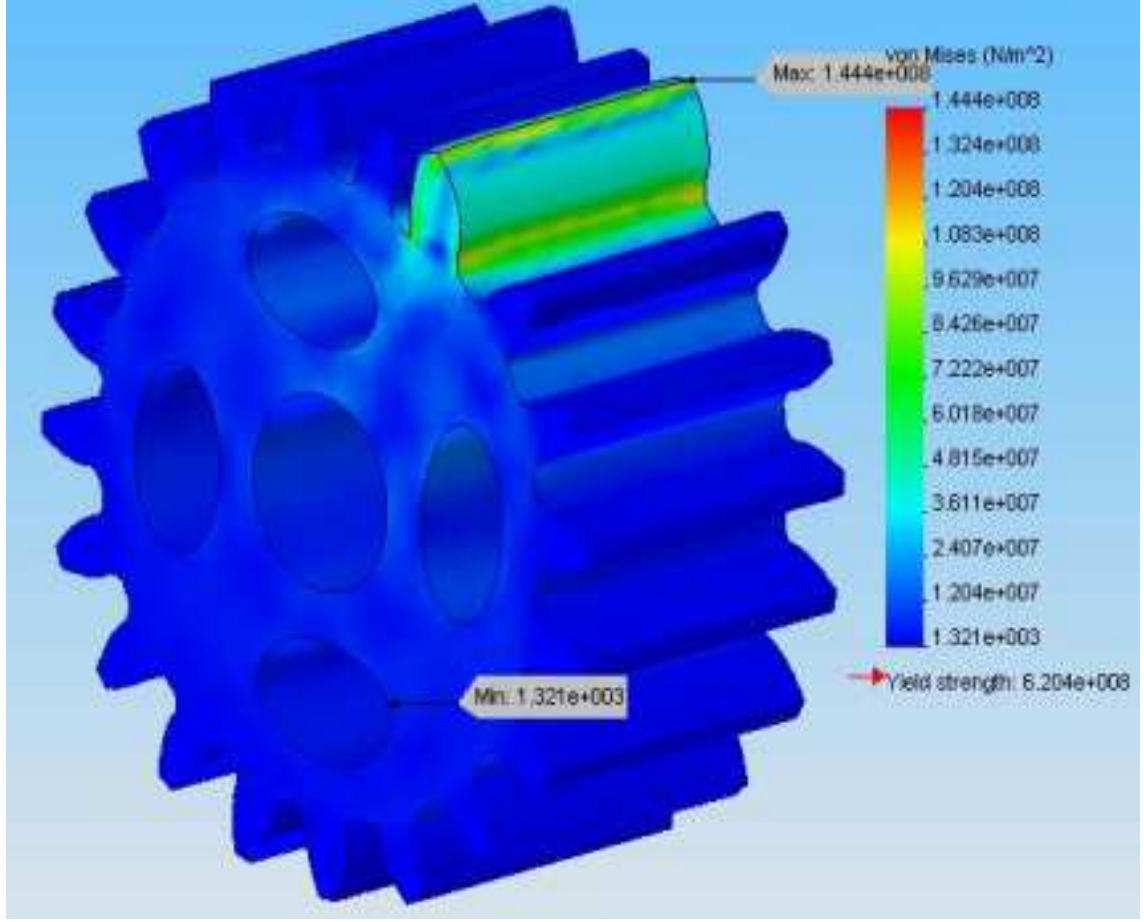
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,8416 mm
Tolerans	0,39208 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	41928
Nokta Sayısı	69230



Şekil 4.34. Gövdesi elips delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.15. Gövdesi elips delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 60 mm)	0,0213312 mm	(40,206 mm, 52,34 mm, 11,25 mm)



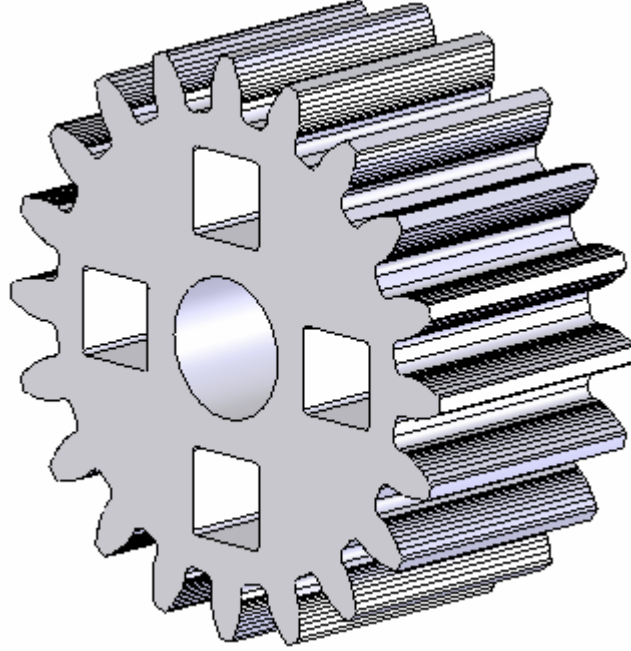
Şekil 4.35. Gövdesi elips delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.16. Gövdesi elips delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
1321,07 N/m ²	(-40,1421 mm, -51,8753 mm, 3,75 mm)	1,44438x10 ⁸ N/m ²	(40,206 mm, 52,34 mm, 0mm)

4. 5. 6. Gövdesi Kare Delikli Düz Dişli Çark

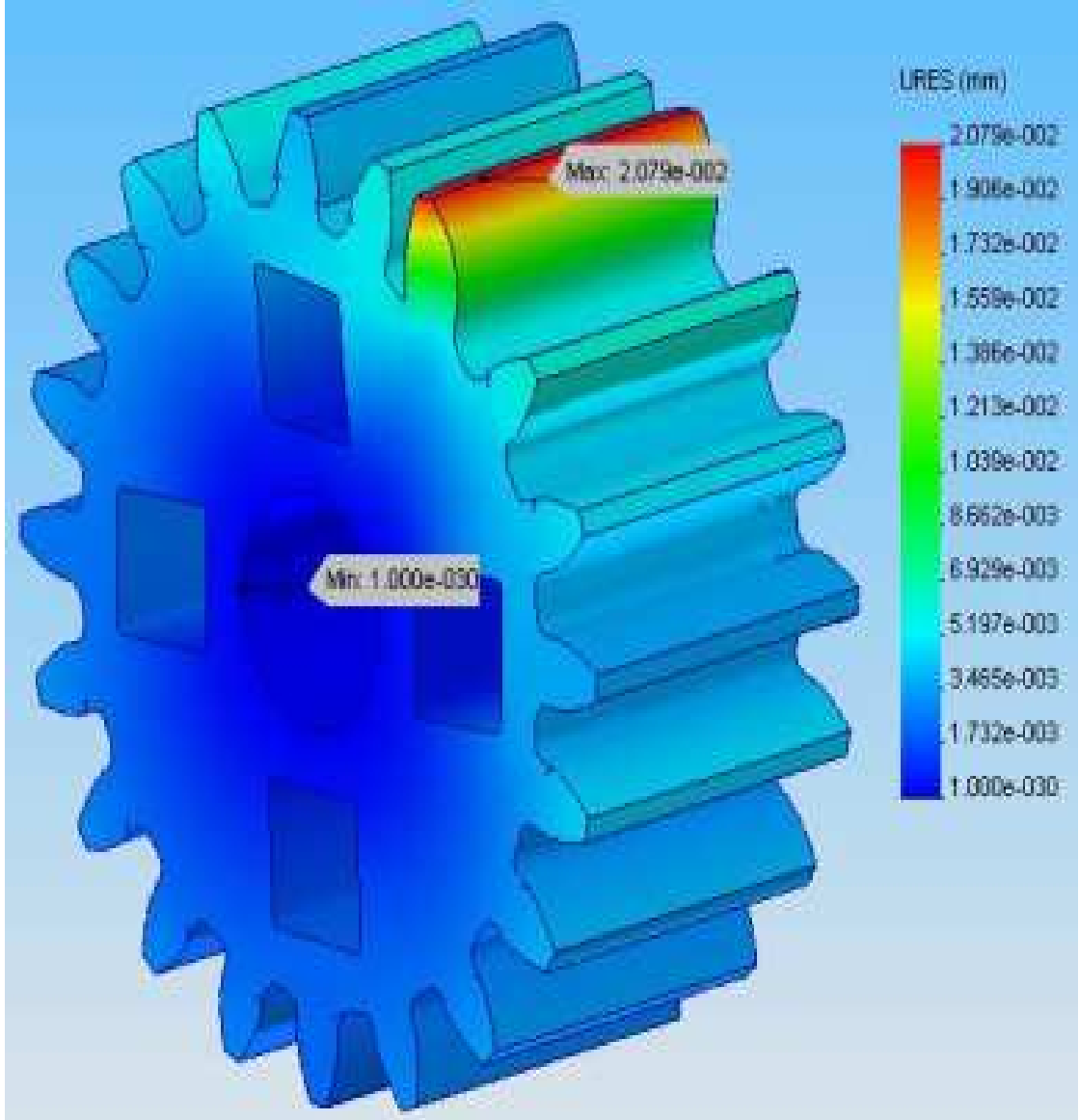
Şekil 4.36’da gösterilen gövdesine kare delikler açılmış düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 3,90203 kg ve hacmi 506,757 cm³’tür.



Şekil 4.36. Gövdesi kare delikli düz dişli çark.

Tablo 4.17. Mesh bilgileri

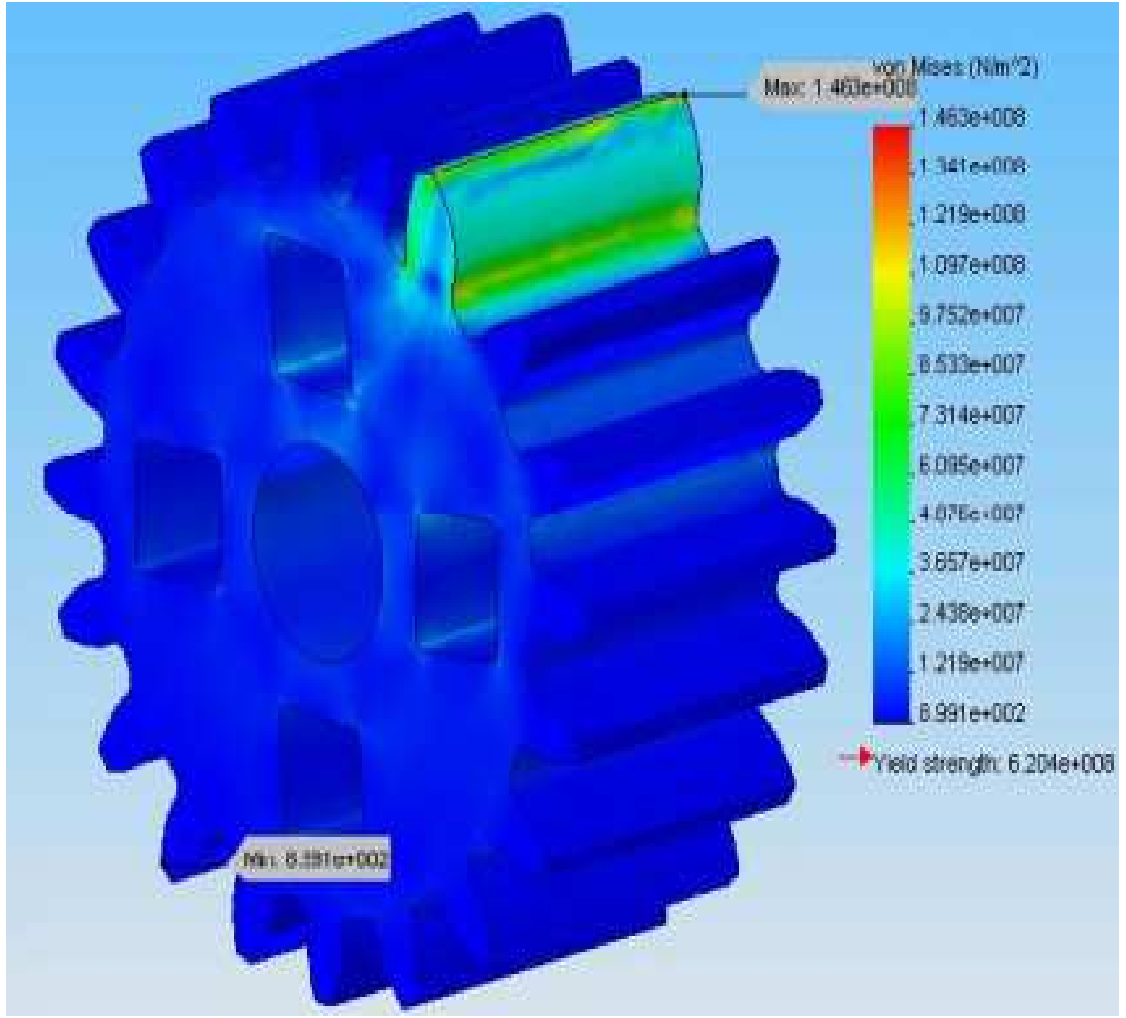
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,9746 mm
Tolerans	0,39873 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	44037
Nokta Sayısı	72481



Şekil 4.37. Gövdesi kare delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.18. Gövdesi kare delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 60 mm)	0,0207883 mm	(40,206 mm, 52,34 mm, 48,75 mm)



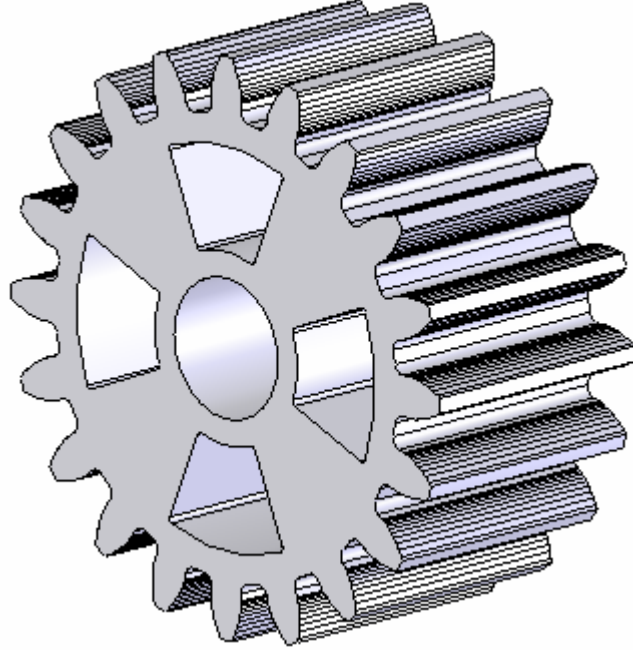
Şekil 4.38. Gövdesi kare delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.19. Gövdesi kare delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
899,071 N/m ²	(-39,3011 mm, -52,2337 mm, 60 mm)	1,46281x10 ⁸ N/m ²	(40,206 mm, 52,34 mm, 0mm)

4. 5.7. Gövdesi Dilim Delikli Düz Dişli ark

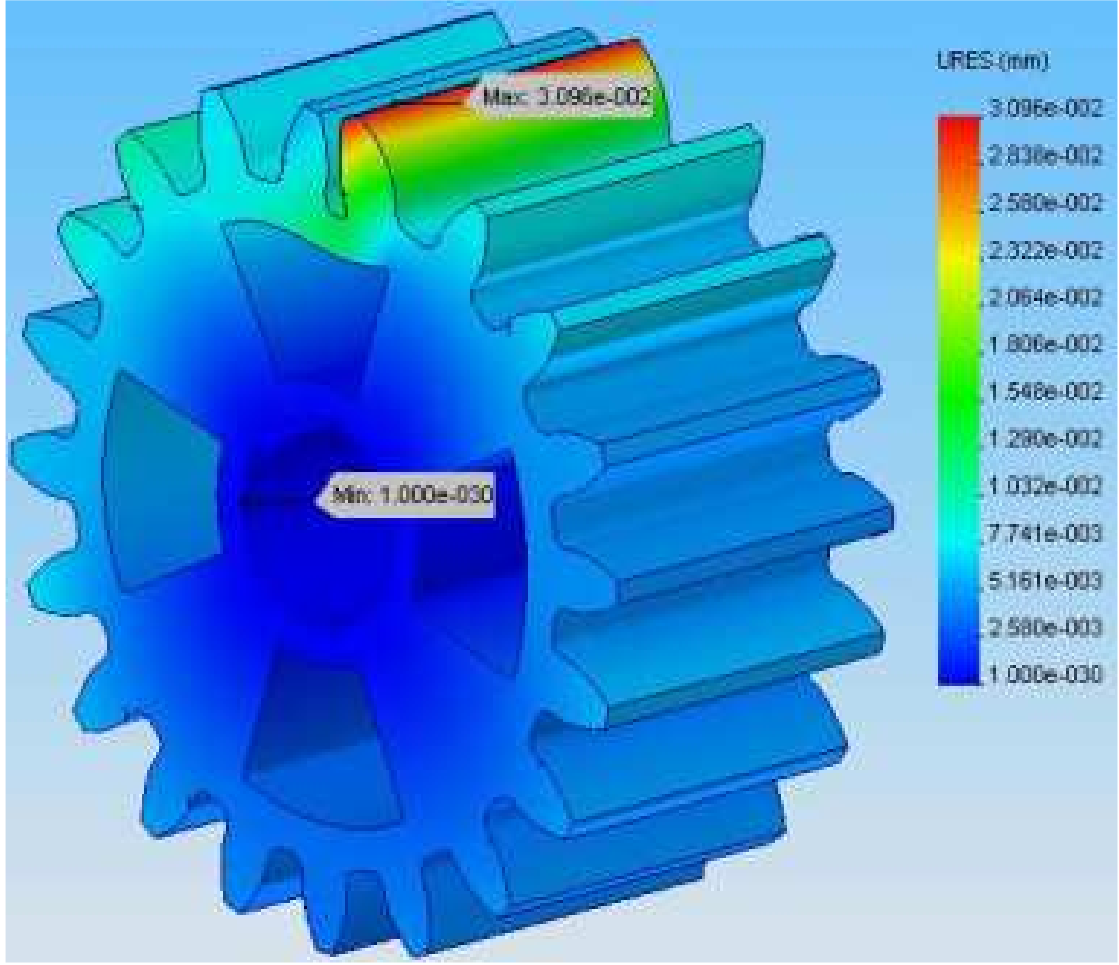
şekil 4.39’da gösterilen gövdesine dilim delikler açılmış düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı elik, kütlesi 3,44617 kg ve hacmi 447,555 cm³’tür.



şekil 4.39. Gövdesi dilim delikli düz dişli ark.

Tablo 4.20. Mesh bilgileri

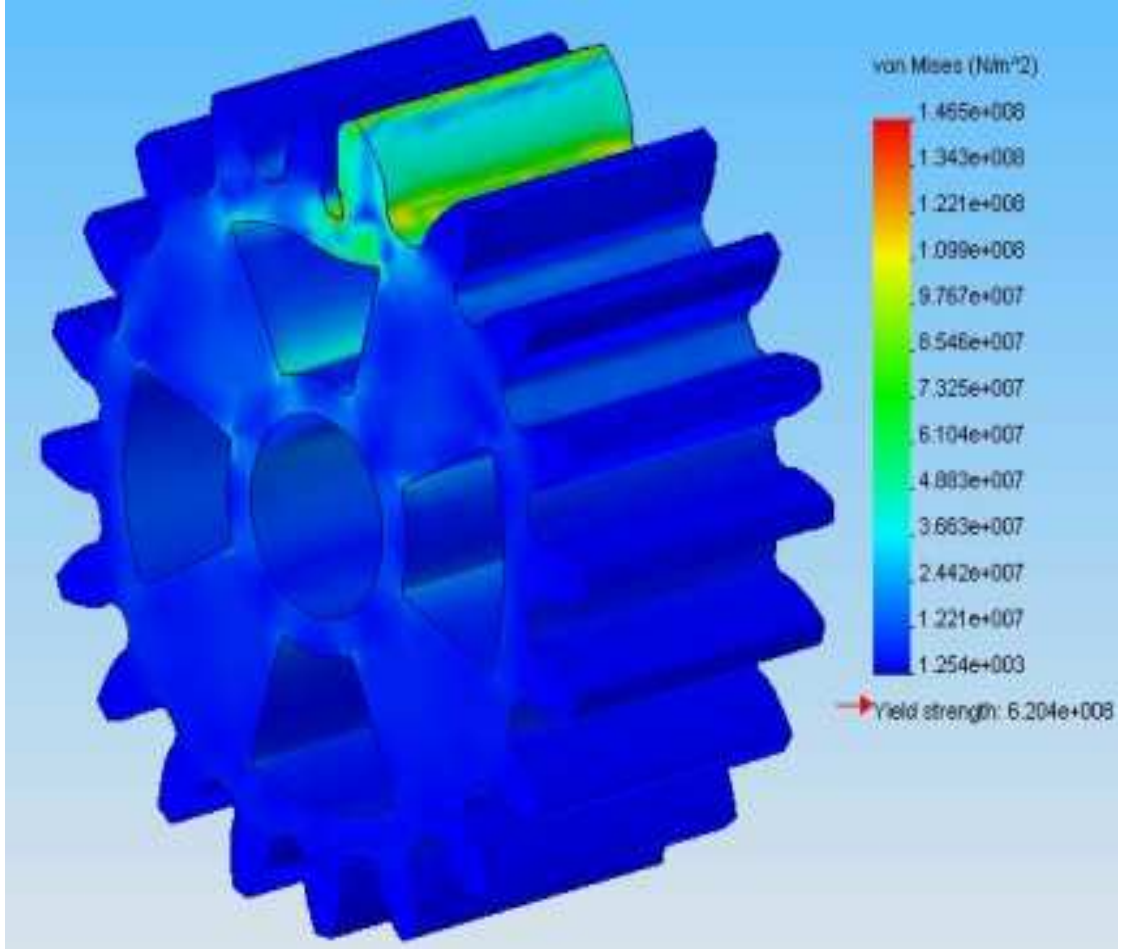
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik evirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,6512 mm
Tolerans	0,38256 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	42710
Nokta Sayısı	71123



Şekil 4.40. Gövdesi dilim delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.21. Gövdesi dilim delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 60 mm)	0,0309639 mm	(18,715 mm, 63,292mm, 48,75 mm)



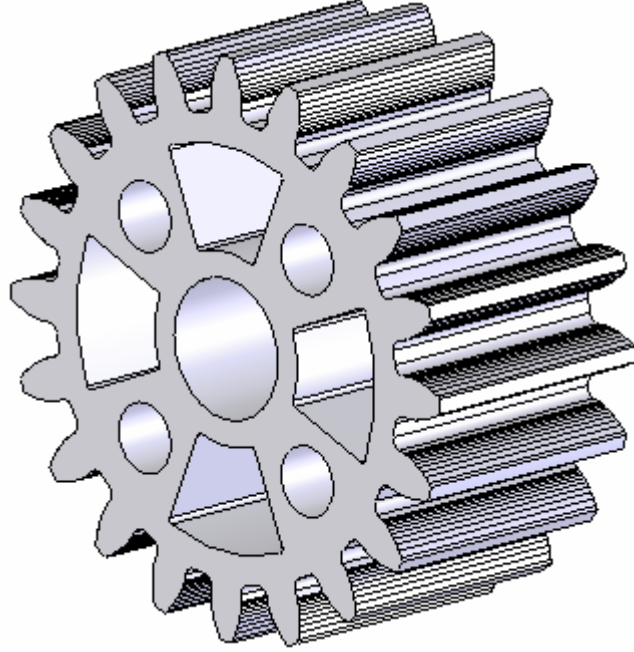
Şekil 4.41. Gövdesi dilim delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.22. Gövdesi dilim delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
1254,3 N/m ²	(- 3,18143mm, -61,1258 mm, 0 mm)	1,46497x10 ⁸ N/m ²	(11,4495mm, 51,9071mm, 48,75mm)

4.5.8. Gövdesi Dilim ve Daire Delikli Düz Dişli Çark

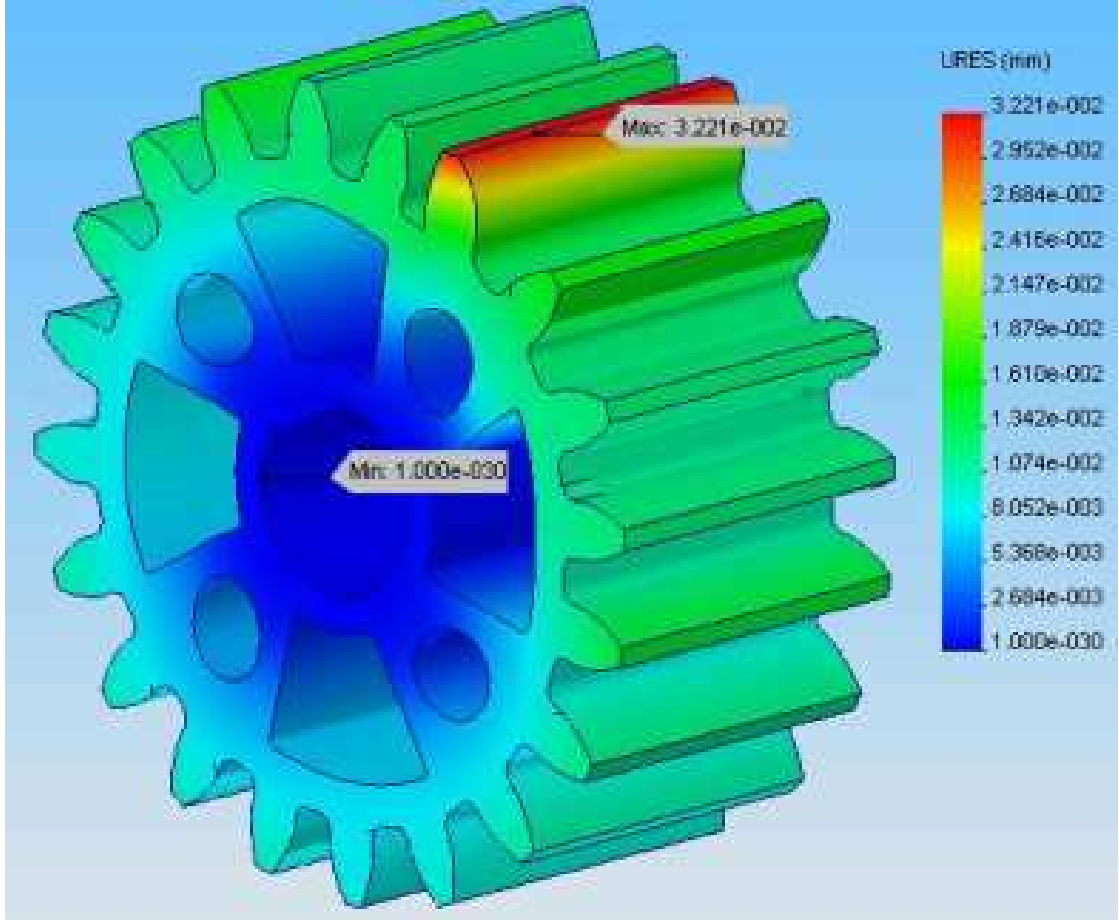
Şekil 4.42’de gösterilen gövdesine dilim ve daire delikler açılmış düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 3,07461 kg ve hacmi 399,3 cm³’tür.



Şekil 4.42. Gövdesi dilim ve daire delikli düz dişli çark.

Tablo 4.23. Mesh bilgileri

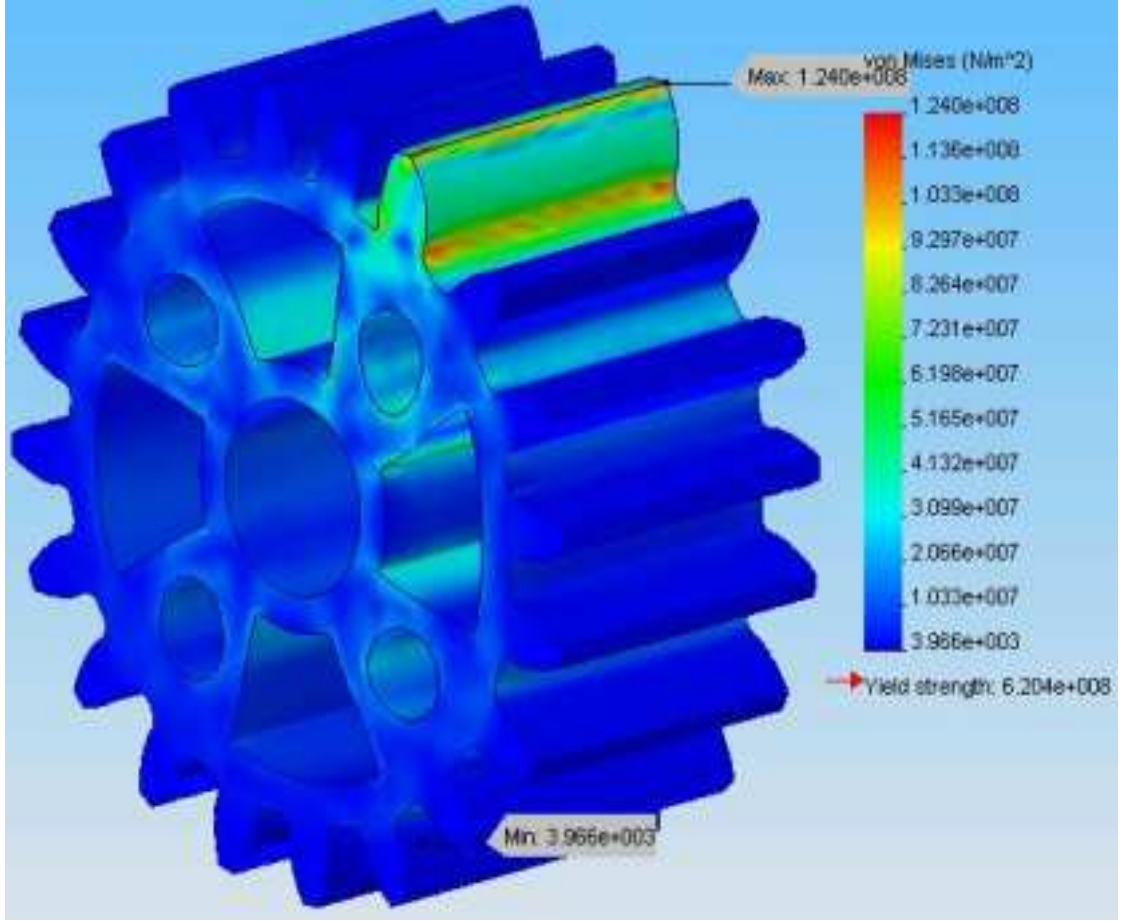
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,3657 mm
Tolerans	0,36828 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	47387
Nokta Sayısı	79189



Şekil 4.43. Gövdesi dilim ve daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.24. Gövdesi dilim ve daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 60 mm)	0,0322077 mm	(40,206 mm, 52,34 mm, 43,3333 mm)



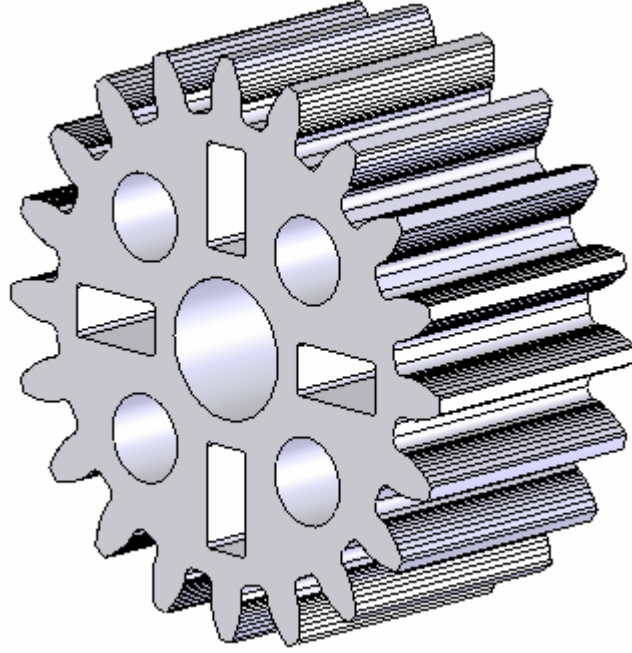
Şekil 4.44. Gövdesi dilim ve daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.25. Gövdesi dilim ve daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
3965,93 N/m ²	(-3,47593 mm, -62,2905 mm, 30mm)	1,23957x10 ⁸ N/m ²	(40,206 mm, 52,34 mm, 0mm)

4. 5.9. Gövdesi Dikdörtgen ve Daire Delikli Düz Dişli Çark

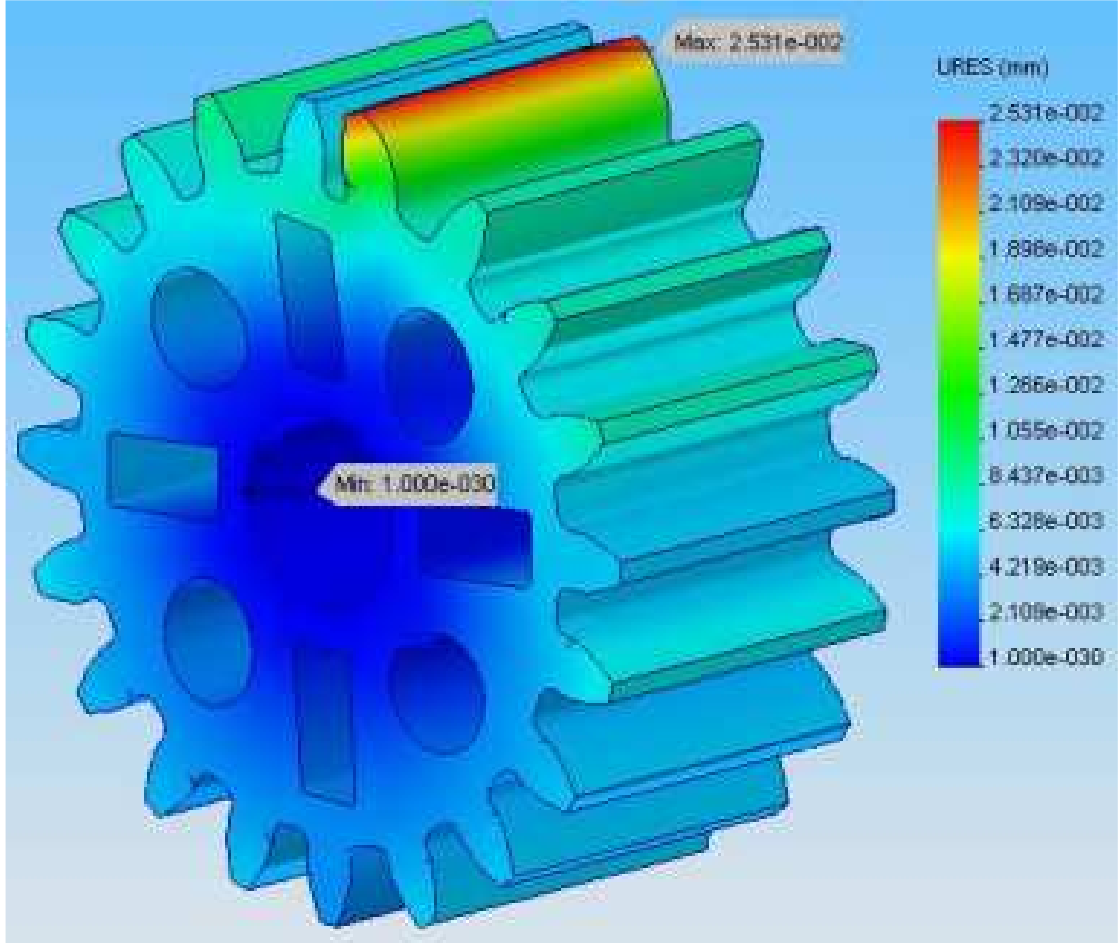
Şekil 4.45’de gösterilen gövdesine dikdörtgen ve daire delikler açılmış düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 3,52844 kg ve hacmi 458,239 cm³’tür.



Şekil 4.45. Gövdesi dikdörtgen ve daire delikli düz dişli çark.

Tablo 4.26. Mesh bilgileri

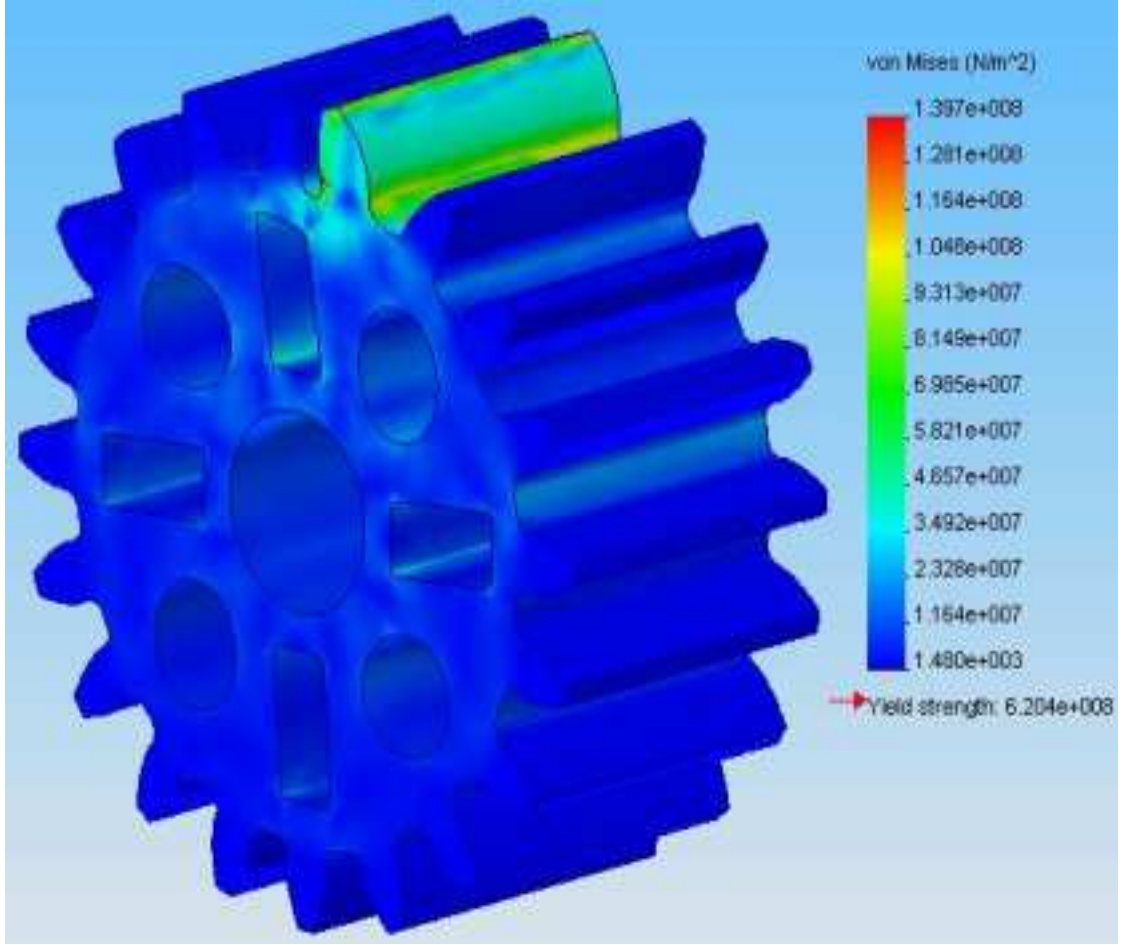
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,7115 mm
Tolerans	0,38558 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	43227
Nokta Sayısı	72106



Şekil 4.46. Gövdesi dikdörtgen ve daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.27. Gövdesi dikdörtgen ve daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 60 mm)	0,0253119 mm	(22,0642 mm, 62,2027 mm, 11,25 mm)



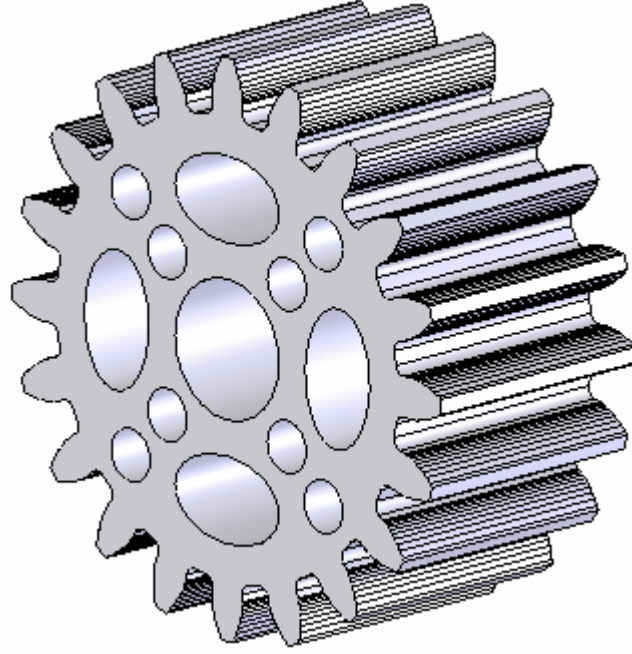
Şekil 4.47. Gövdesi dikdörtgen ve daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.28. Gövdesi dikdörtgen ve daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
1479,63 N/m ²	(-0,888268 mm, -64,9435 mm, 0 mm)	1,39693x10 ⁸ N/m ²	(12,4212mm, 53,2934 mm, 56,25 mm)

4.5.10. Gövdesi Elips ve Daire Delikli Düz Dişli Çark

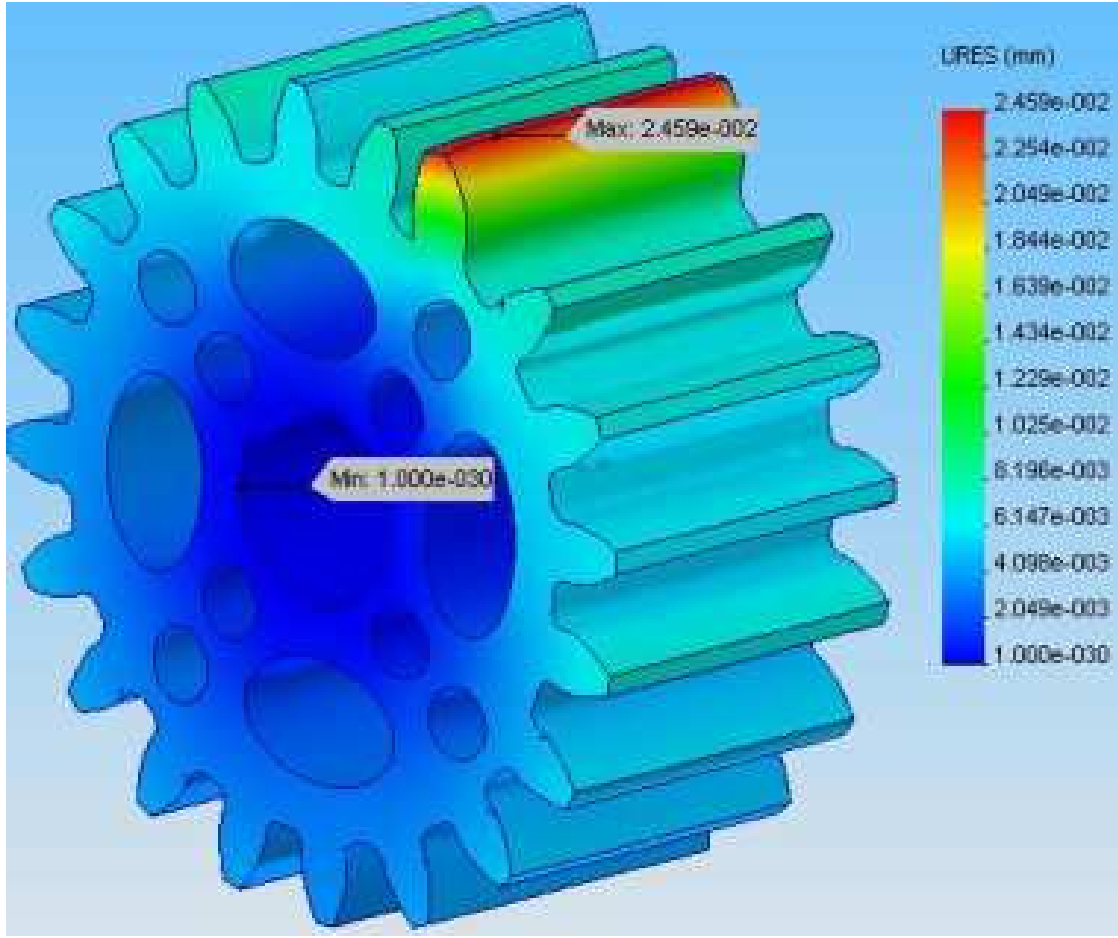
Şekil 4.48’de gösterilen gövdesine elips ve daire delikler açılmış düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 3,29201 kg ve hacmi 427,534 cm³’tür.



Şekil 4.48. Gövdesi elips ve daire delikli düz dişli çark.

Tablo 4.29. Mesh bilgileri

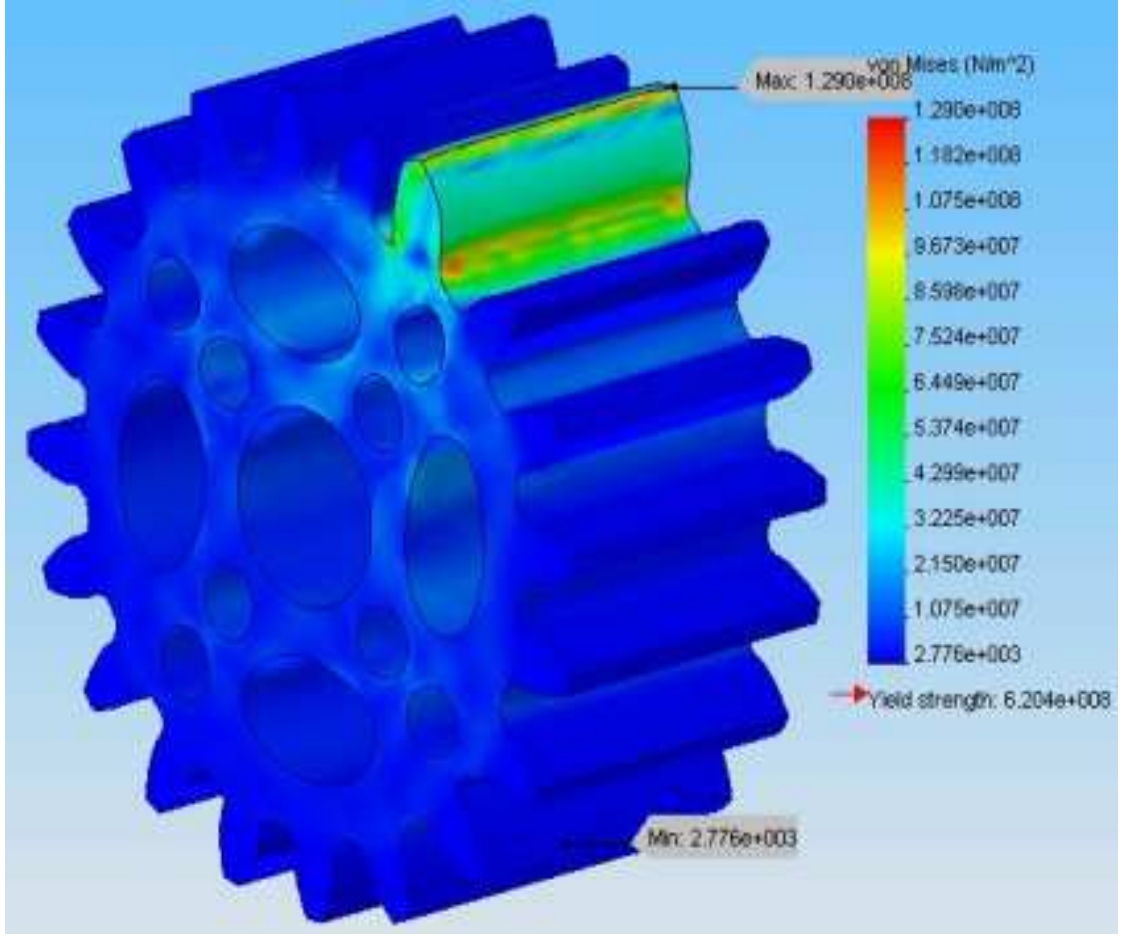
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,5353 mm
Tolerans	0,37677 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	43429
Nokta Sayısı	72752



Şekil 4.49. Gövdesi elips ve daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.30. Gövdesi elips ve daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 60 mm)	0,0245883 mm	(40,206 mm, 52,34 mm, 48,75mm)



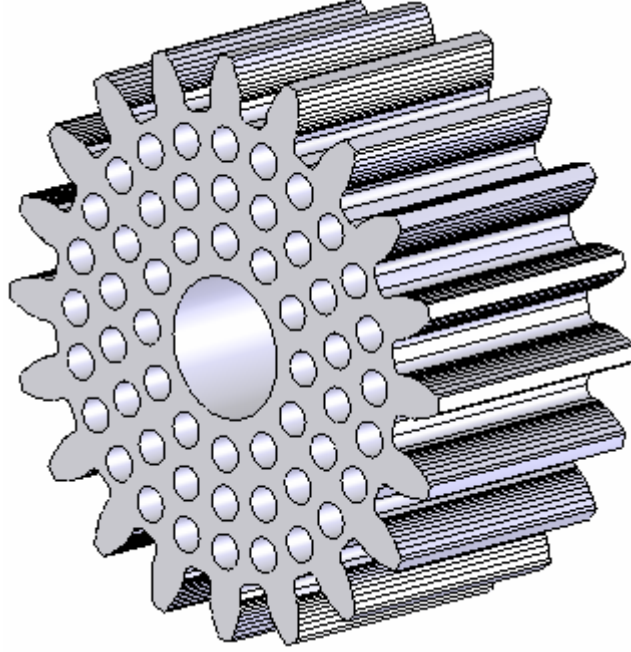
Şekil 4.50. Gövdesi elips ve daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.31. Gövdesi elips ve daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
2776,42 N/m ²	(-0,6696 mm, -65,3586 mm, 0 mm)	1,28972x10 ⁸ N/m ²	(40,206 mm, 52,34 mm, 0mm)

4. 5.11. Gövdesi Çok Sayıda Daire Delikli Düz Dişli Çark

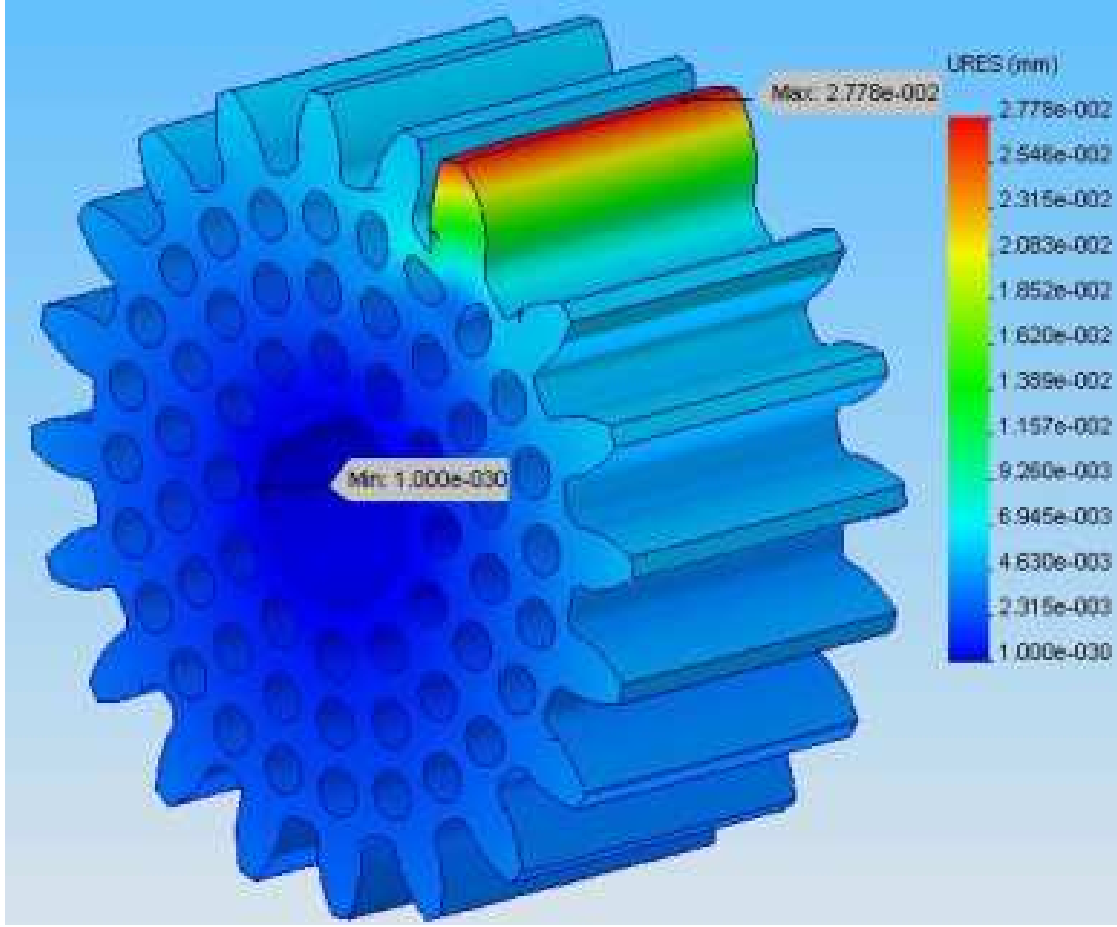
Şekil 4.51’de gösterilen gövdesine çok sayıda daire delikler açılmış düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 3,38562 kg ve hacmi 439,691 cm³’tür.



Şekil 4.51. Gövdesi çok sayıda daire delikli düz dişli çark.

Tablo 4.32. Mesh bilgileri

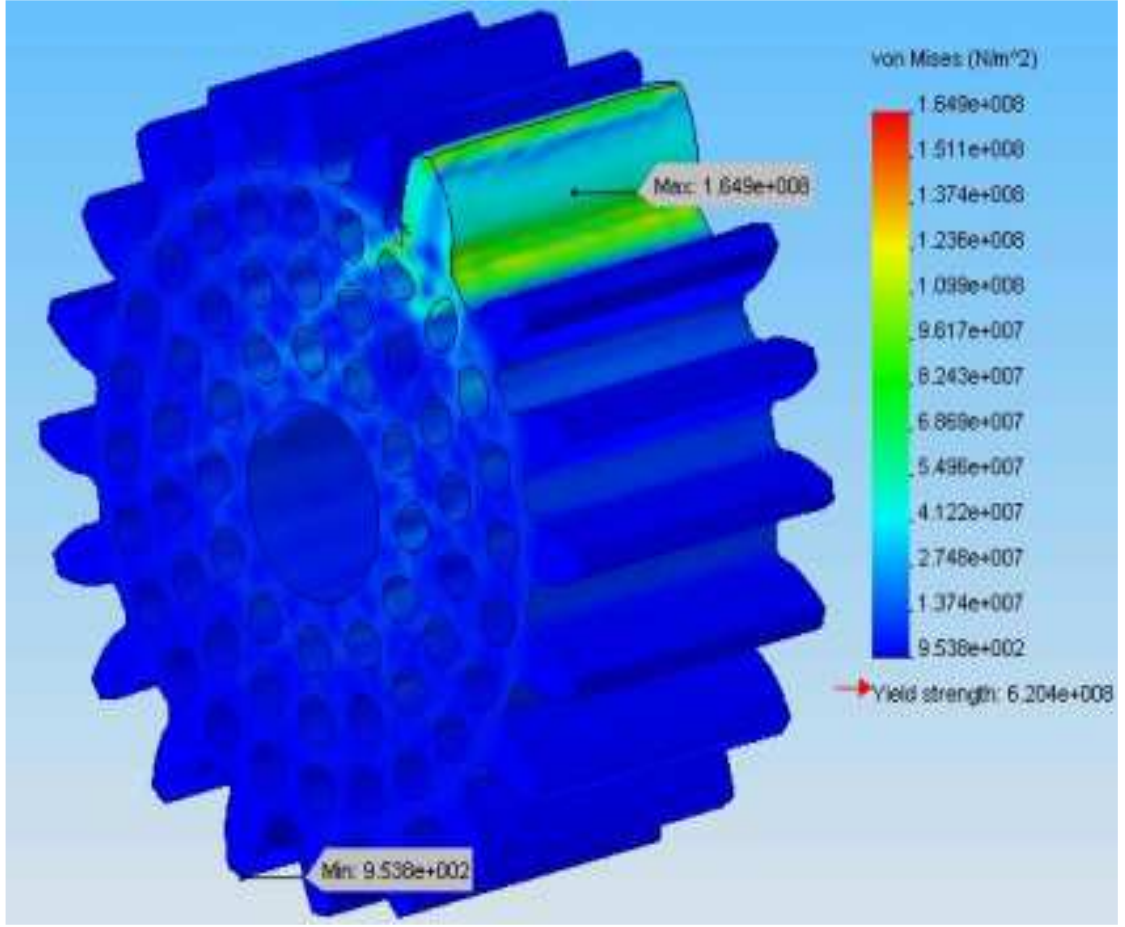
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,6061 mm
Tolerans	0,3803 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	60755
Nokta Sayısı	103328



Şekil 4.52. Gövdesi çok sayıda daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.33. Gövdesi çok sayıda daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 60 mm)	0,0277787 mm	(40,206 mm, 52,34 mm, 11,25 mm)



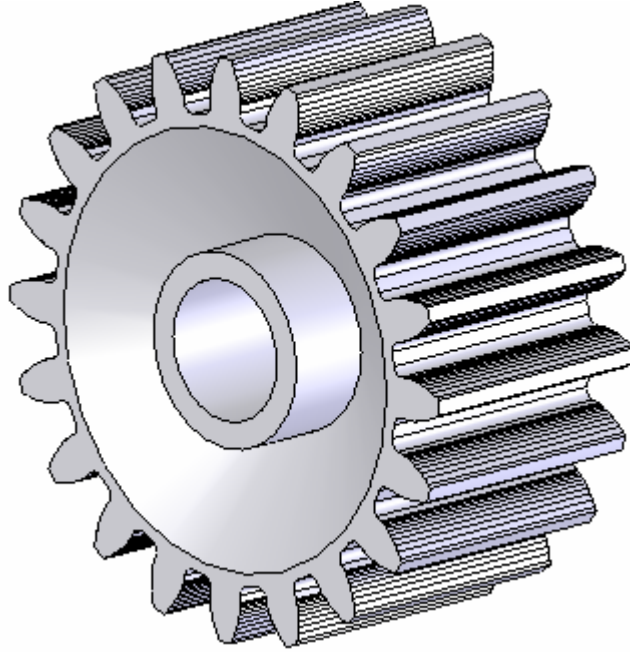
Şekil 4.53. Gövdesi çok sayıda daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.34. Gövdesi çok sayıda daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
953,846 N/m ²	(-18,7115 mm, -63,292 mm, 60 mm)	1,64865x10 ⁸ N/m ²	(26,9293 mm, 45,8285 mm, 18,75mm)

4. 5.12. Gövdesi Konik Boşaltılmış Düz Dişli Çark

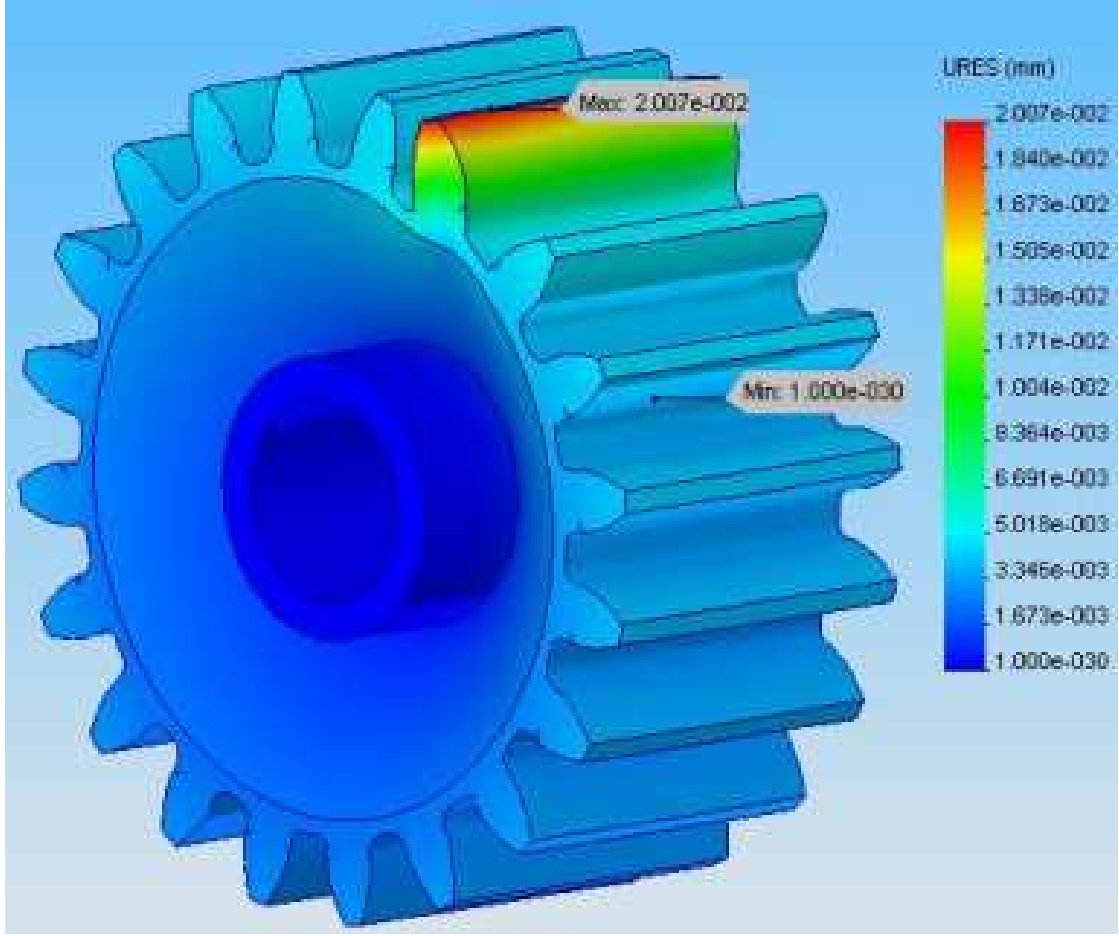
Şekil 4.54’de gösterilen gövdesi konik boşaltılmış düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 3,79879 kg ve hacmi 493,349 cm³’tür.



Şekil 4.54. Gövdesi konik boşaltılmış düz dişli çark.

Tablo 4.35. Mesh bilgileri

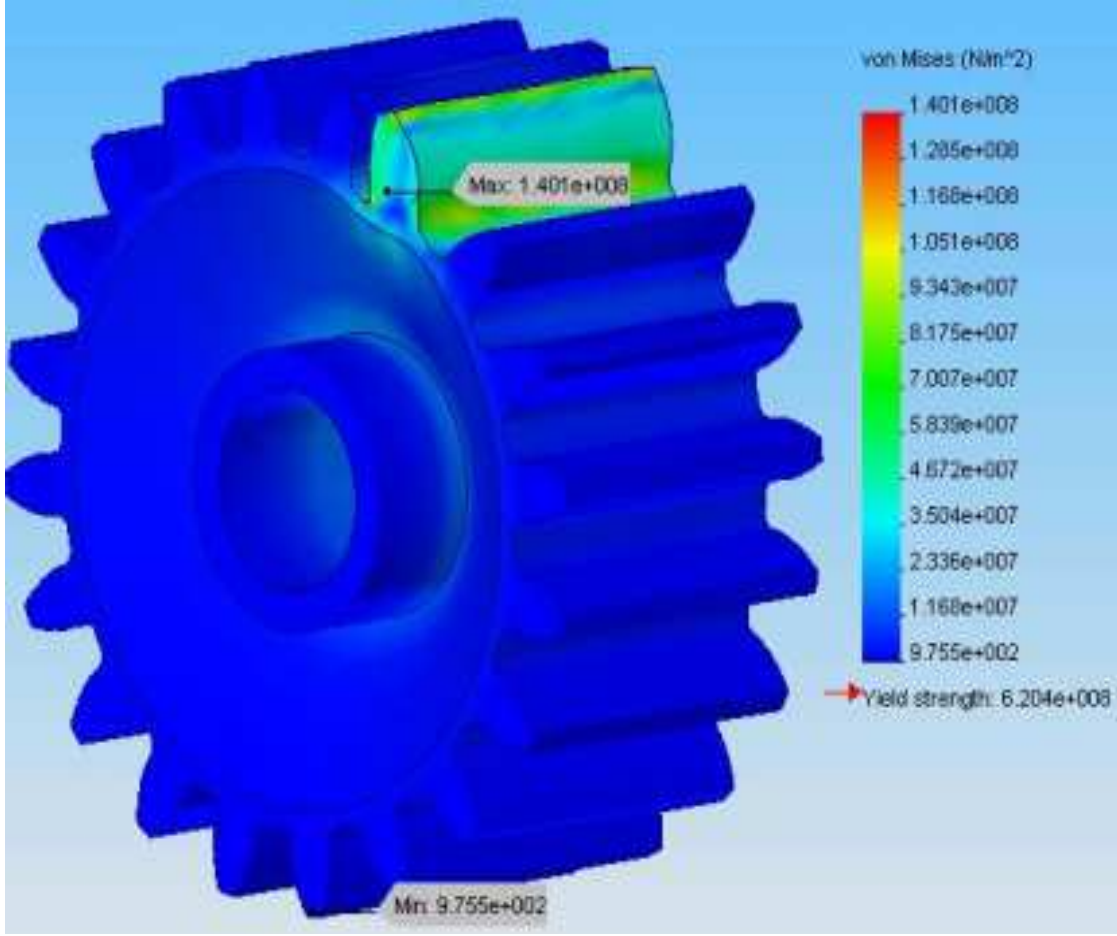
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,9037 mm
Tolerans	0,39518 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	40742
Nokta Sayısı	67078



Şekil 4.55. Gövdesi konik boşaltılmış düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.36. Gövdesi konik boşaltılmış düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 60 mm)	0,020073 mm	(-63,292 mm, 18,7115 mm, 11,25 mm)



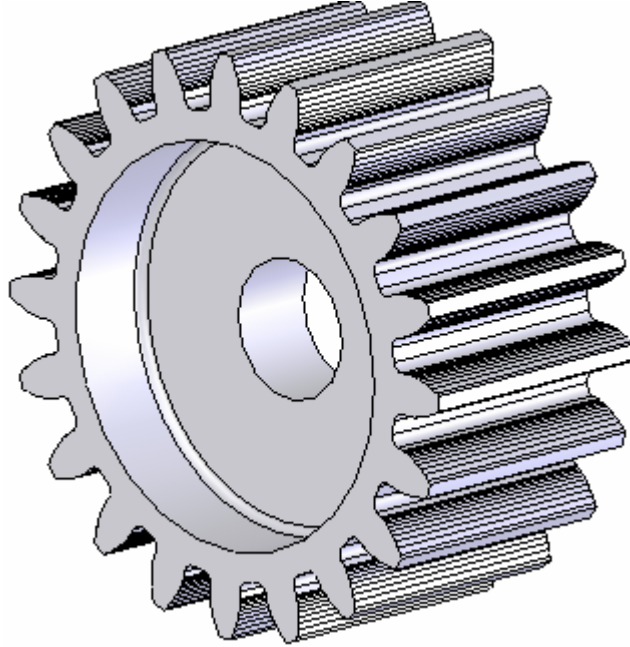
Şekil 4.56. Gövdesi konik boşaltılmış düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.37. Gövdesi konik boşaltılmış düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
975,454N/m ²	(38,9585 mm, -52,4826 mm, 0 mm)	1,40144x10 ⁸ N/m ²	(-50,4212mm, 21,2645 mm, 3,75mm)

4. 5.13. Gövdesi Kademeli Düz Dişli Çark

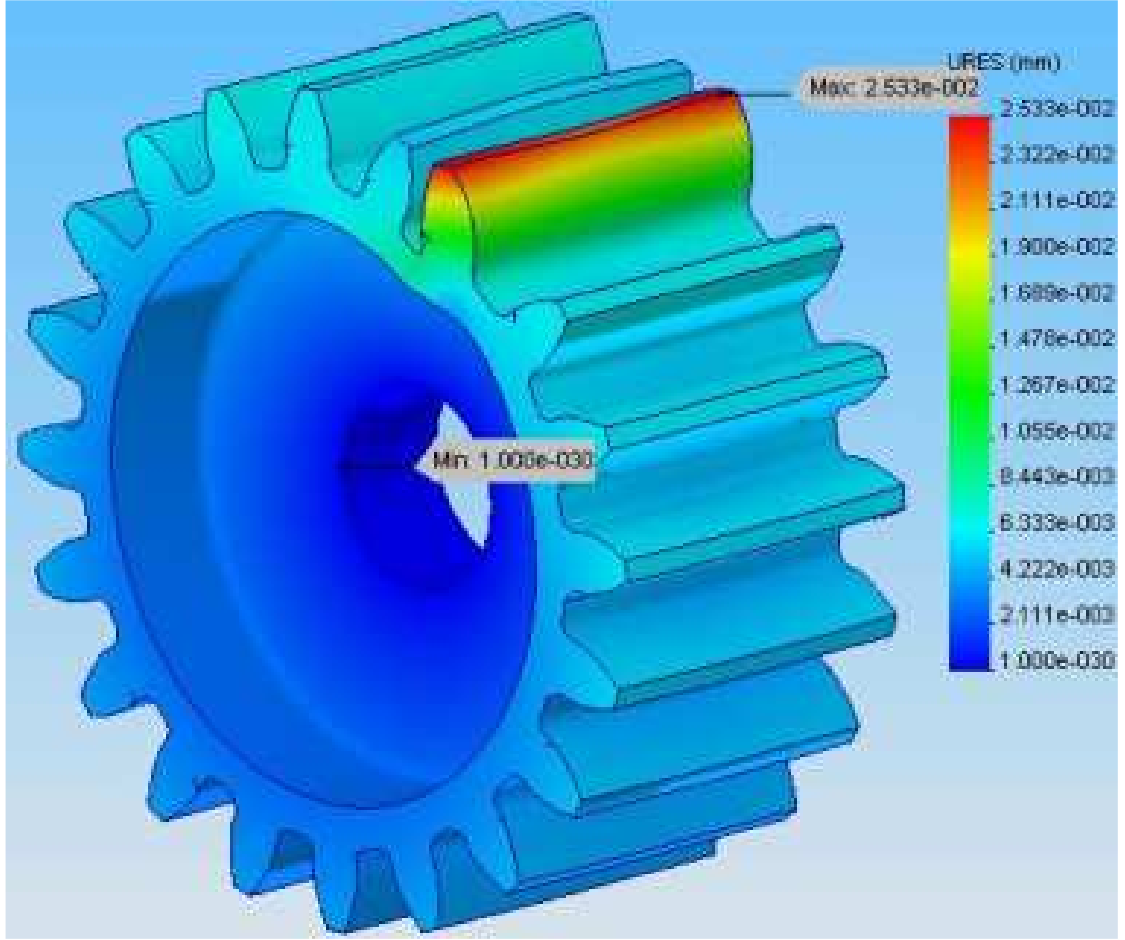
Şekil 4.57’de gösterilen gövdesi kademeli düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 2,84367 kg ve hacmi 369,308 cm³’tür.



Şekil 4.57. Gövdesi kademeli düz dişli çark.

Tablo 4.38. Mesh bilgileri

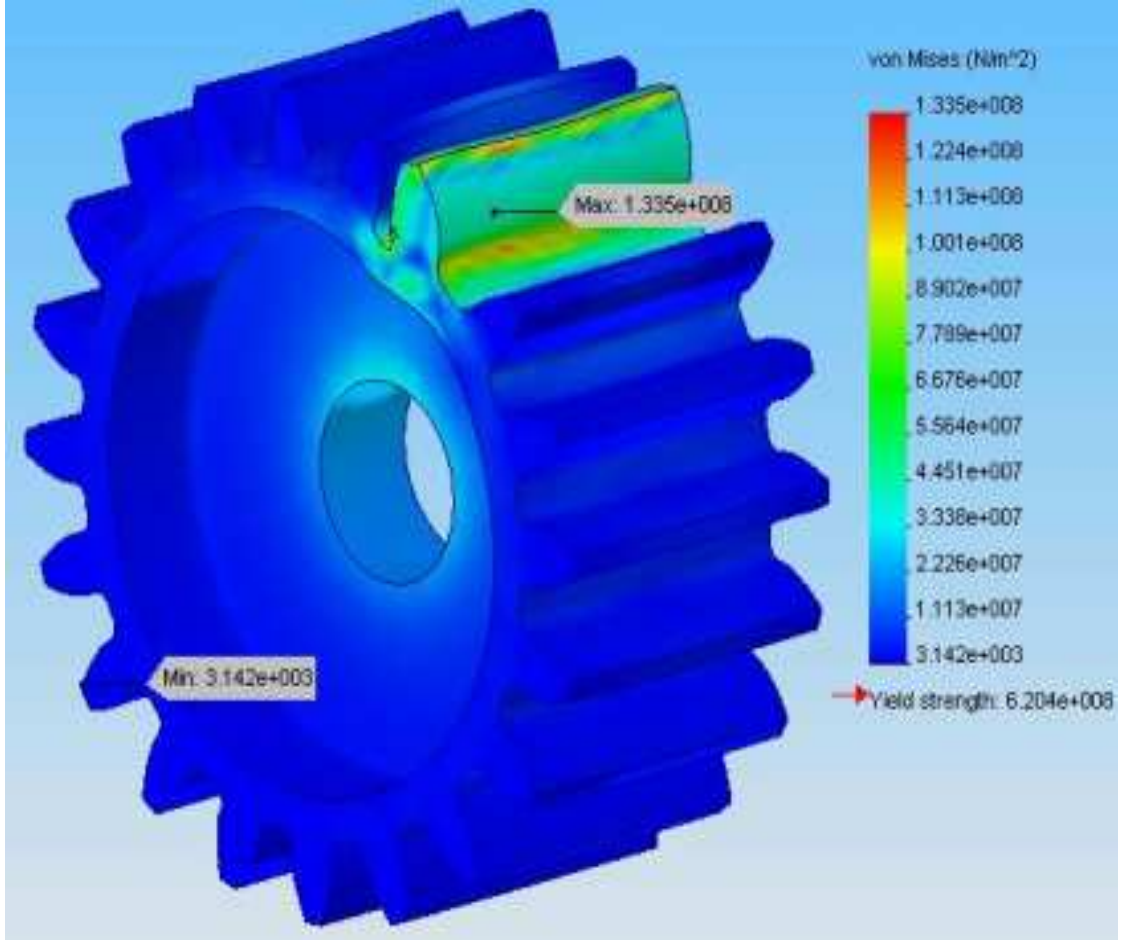
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,1765 mm
Tolerans	0,35882 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	45181
Nokta Sayısı	74933



Şekil 4.58. Gövdesi kademeli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.39. Gövdesi kademeli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 40 mm)	0,0253304 mm	(40,206 mm, 52,34 mm, 3,33334 mm)



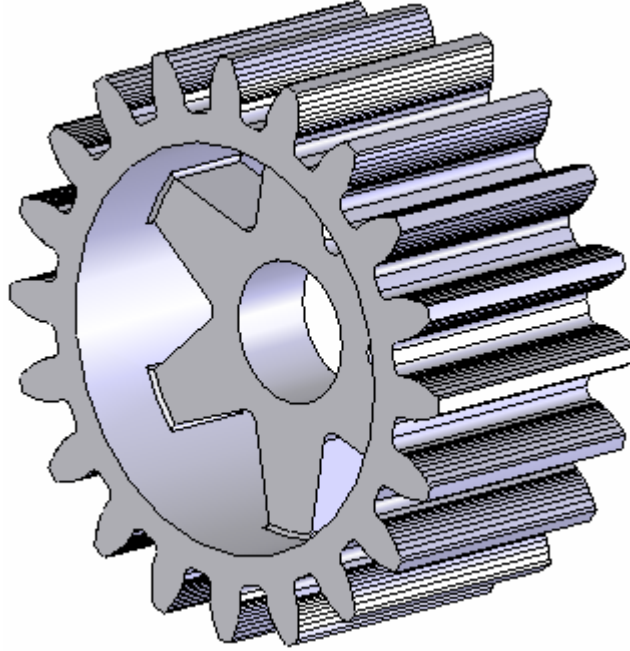
Şekil 4.59. Gövdesi kademeli düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.40. Gövdesi kademeli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
3141,53 N/m ²	(-53,9977 mm, -36,5123 mm, 60mm)	1,33526x10 ⁸ N/m ²	(26,9293mm, 45,8285 mm, 36,6667 mm)

4. 5. 14. Gövdesi Kademeli ve Kaburgalı Düz Dişli Çark

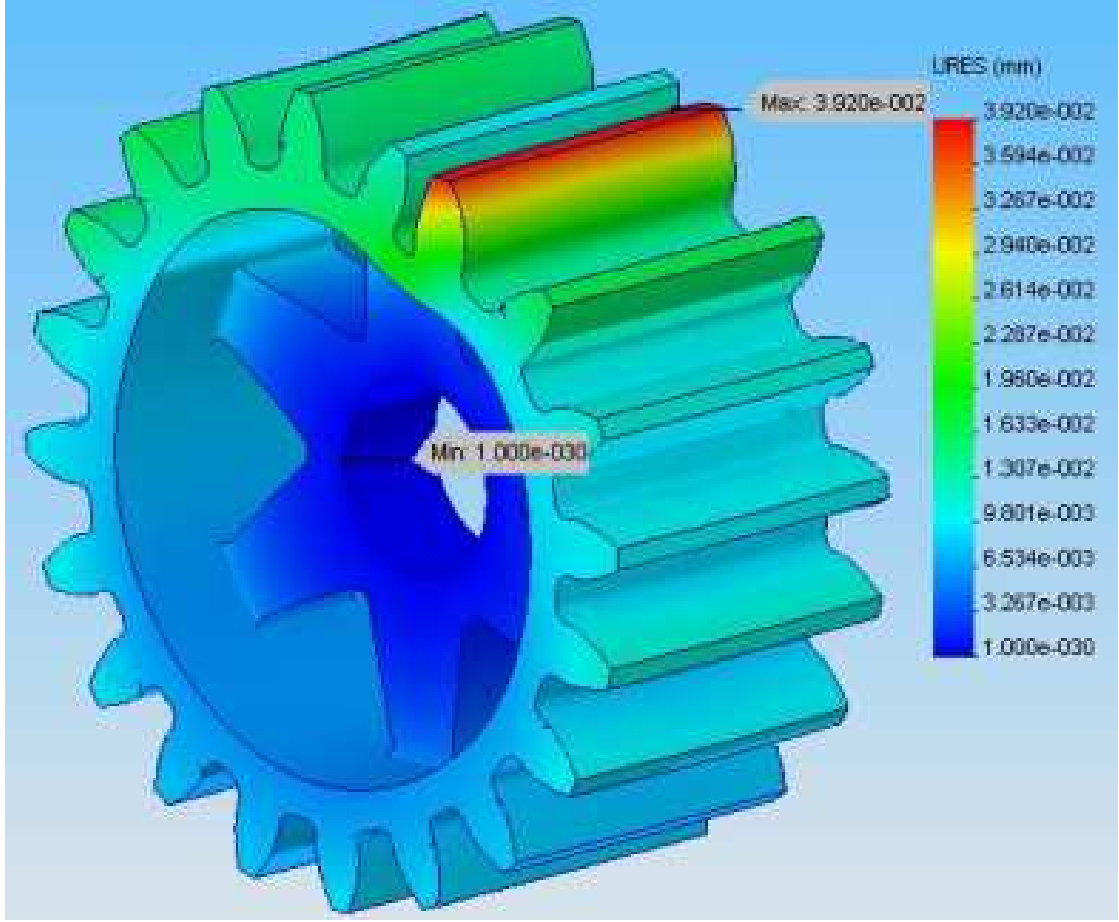
Şekil 4.60’da gösterilen gövdesi kademeli ve kaburgalı düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 2,43154 kg ve hacmi 315,784 cm³’tür.



Şekil 4.60. Gövdesi kademeli ve kaburgalı düz dişli çark.

Tablo 4.41. Mesh bilgileri

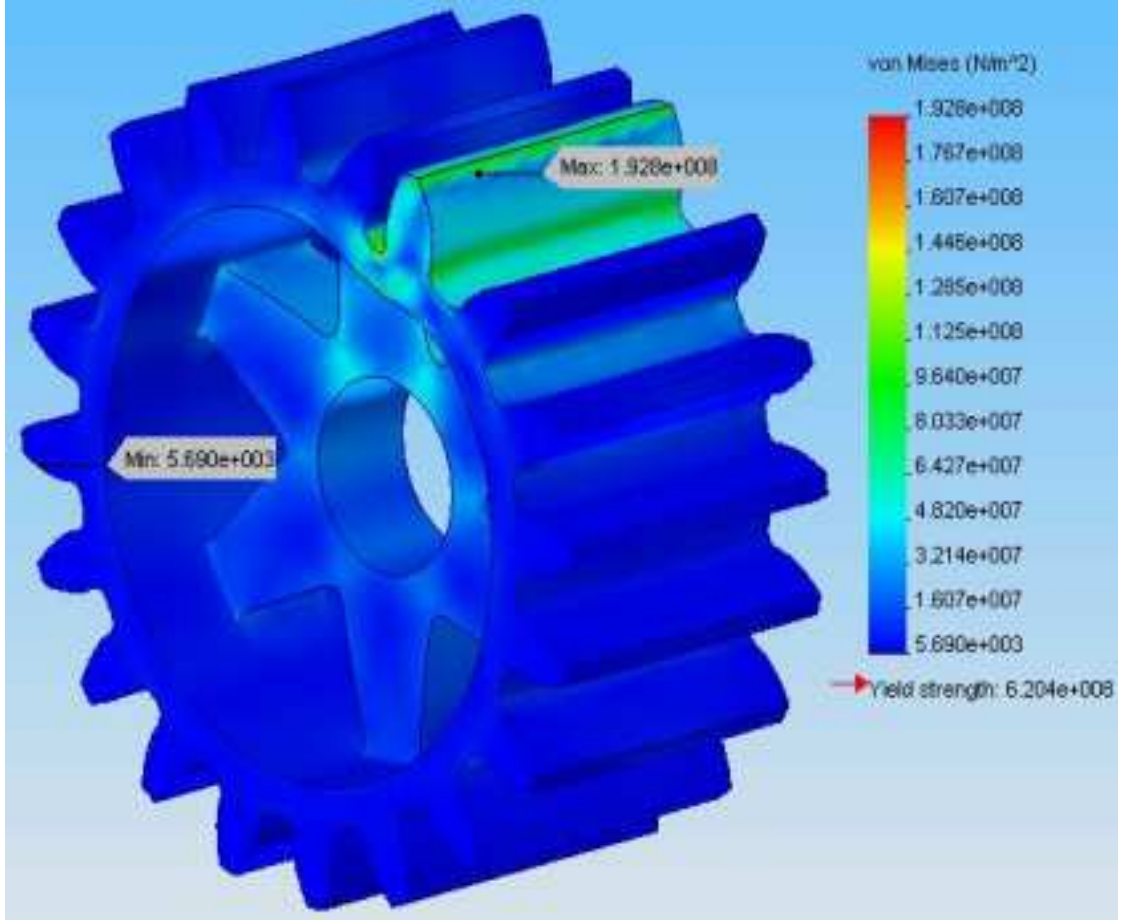
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	6,8116 mm
Tolerans	0,34058 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	44460
Nokta Sayısı	74948



Şekil 4.61. Gövdesi kademeli ve kaburgalı düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.42. Gövdesi kademeli ve kaburgalı düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 40 mm)	0,0392026 mm	(37,354 mm, 54,4121 mm, 6,66666 mm)



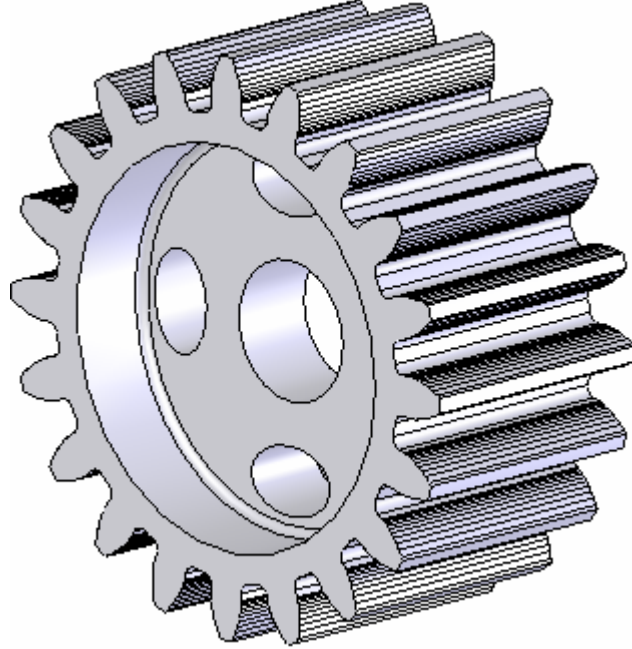
Şekil 4.62. Gövdesi kademeli ve kaburgalı düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.43. Gövdesi kademeli ve kaburgalı düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
5690,34 N/m ²	(-61,1258 mm, -3,18143 mm, 60 mm)	1,92788x10 ⁸ N/m ²	(6,93238 mm, 45,3272 mm, 19,6455mm)

4. 5. 15. Gövdesi Kademeli ve Dört Elips Delikli Düz Dişli Çark

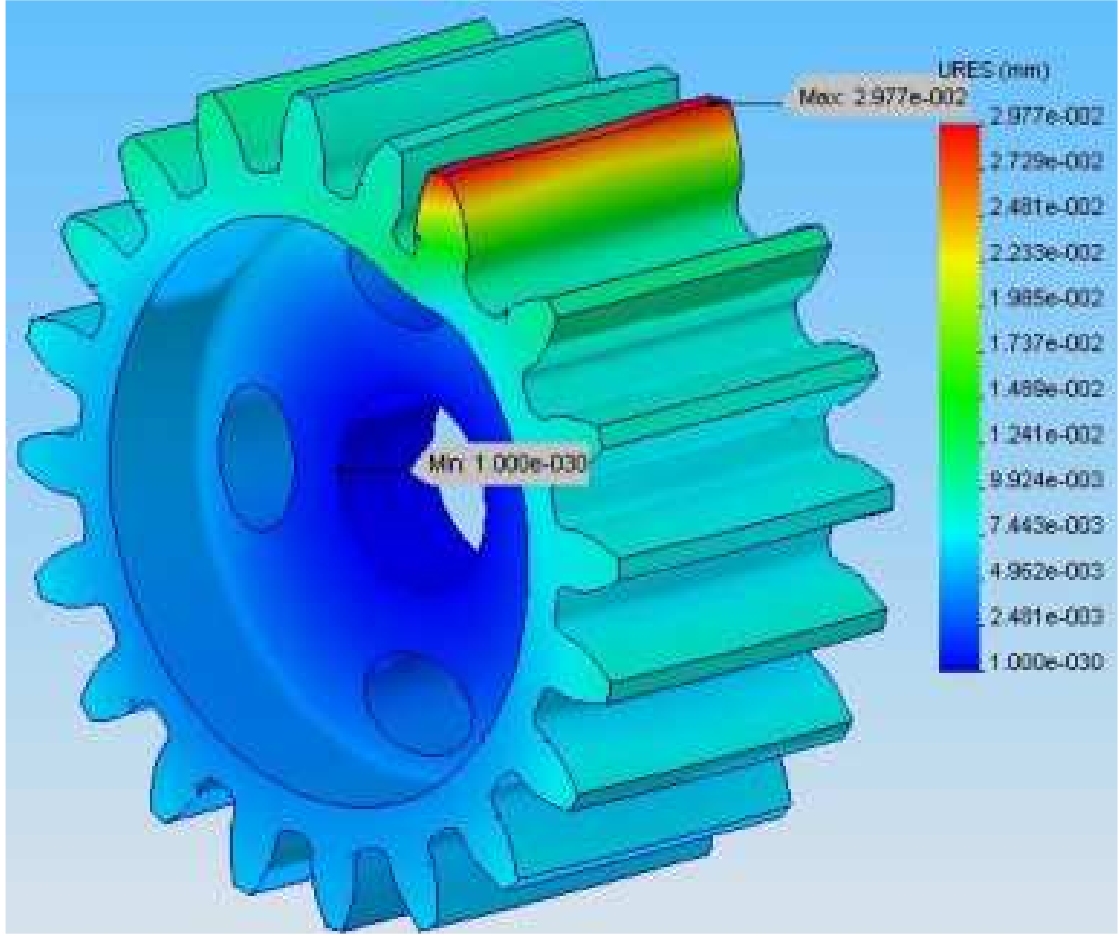
Şekil 4.63’de gösterilen gövdesi kademeli ve dört elips delikli düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 2,65784 kg ve hacmi 345,174 cm³’tür.



Şekil 4.63. Gövdesi kademeli ve dört elips delikli düz dişli çark.

Tablo 4.44. Mesh bilgileri

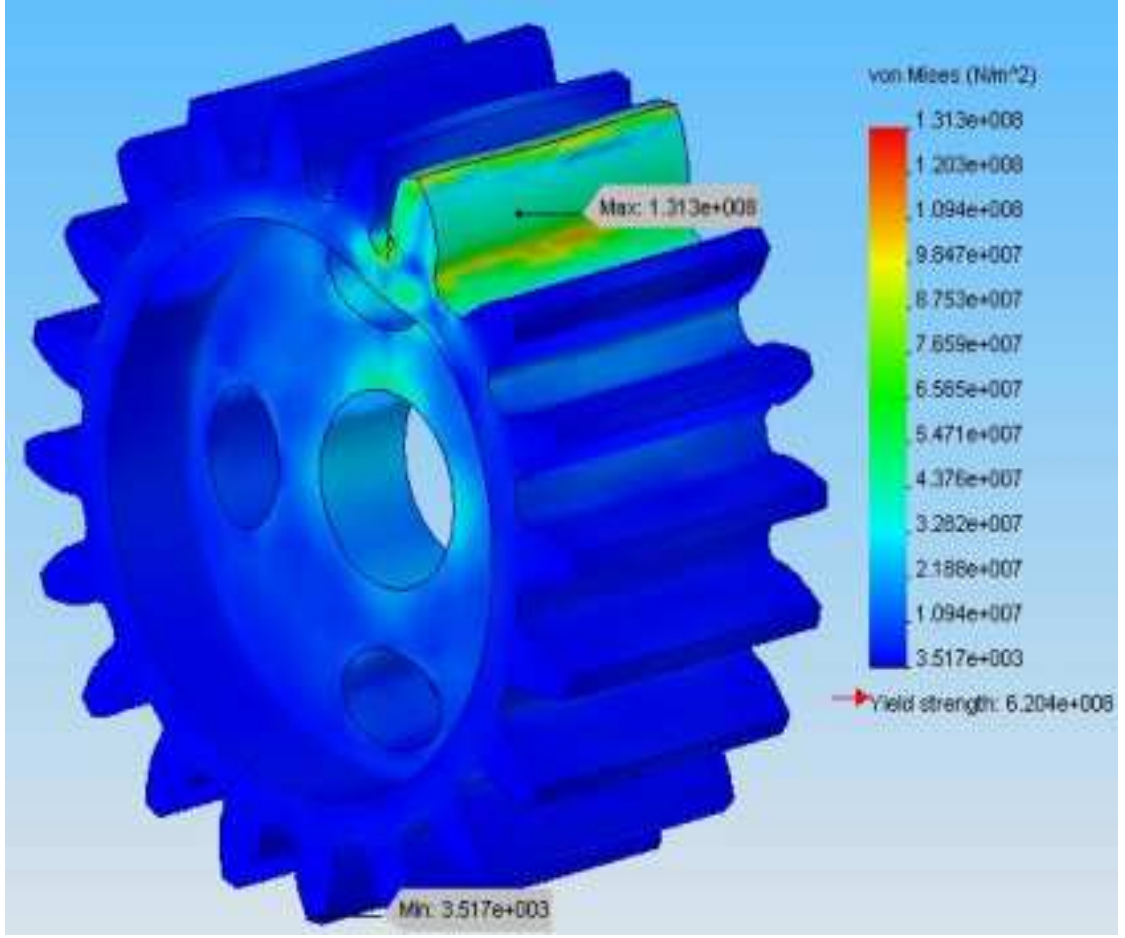
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,0166 mm
Tolerans	0,35083 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	45567
Nokta Sayısı	75665



Şekil 4.64. Gövdesi kademeli ve dört elips delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.45. Gövdesi kademeli ve dört elips delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 40 mm)	0,0297732 mm	(40,206 mm, 52,34 mm, 3,33334 mm)



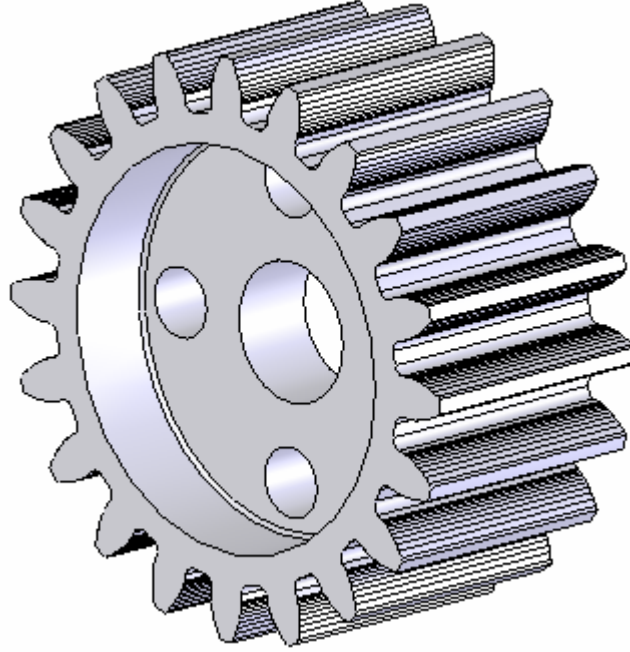
Şekil 4.65. Gövdesi kademeli ve dört elips delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.46. Gövdesi kademeli ve dört elips delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
3516,74 N/m ²	(- 0,598766mm, -65,3889 mm, 58,5485 mm)	1,31288x10 ⁸ N/m ²	(26,9293 mm, 45,8285 mm, 30mm)

4. 5.16. Gövdesi Kademeli ve Dört Daire Delikli Düz Dişli Çark

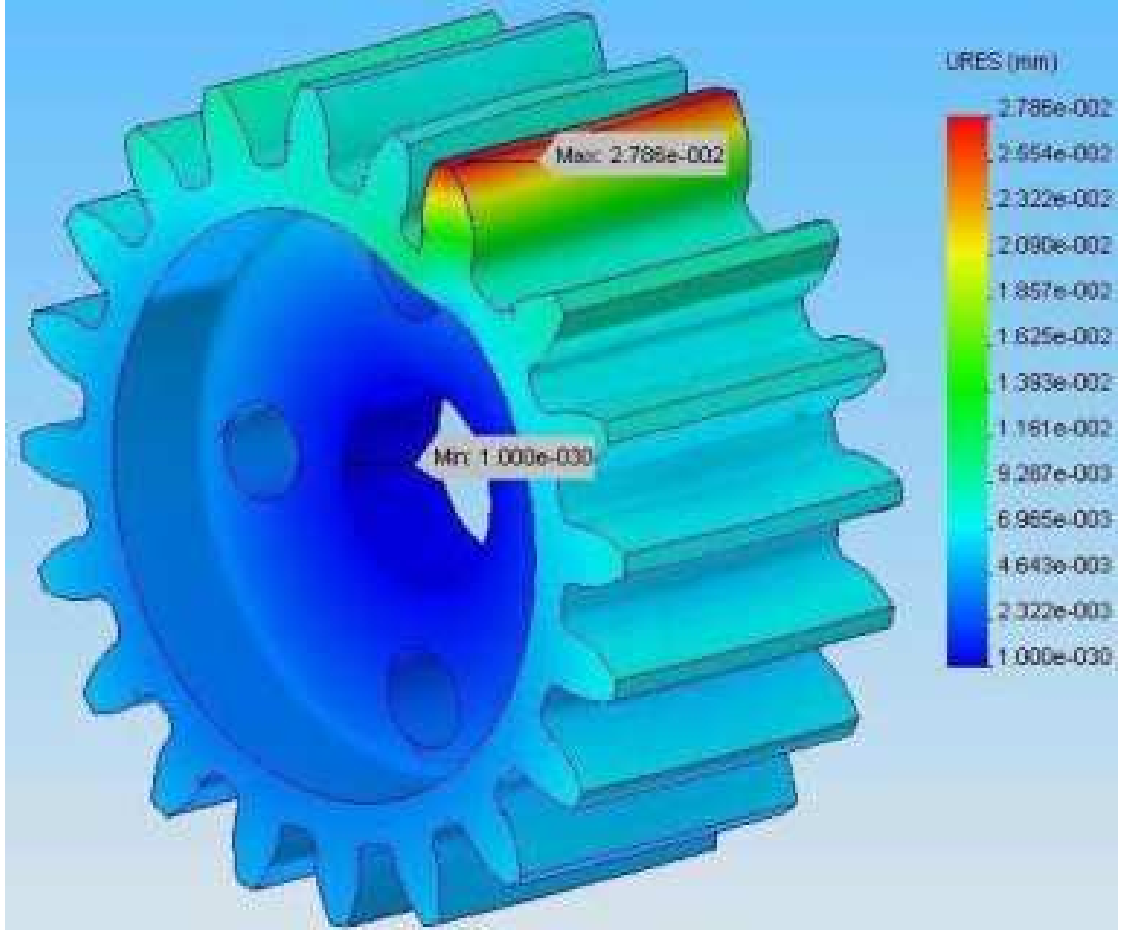
Şekil 4.66’da gösterilen gövdesi kademeli ve dört daire delikli düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 2,71982 kg ve hacmi 353,223 cm³’tür.



Şekil 4.66. Gövdesi kademeli ve dört daire delikli düz dişli çark.

Tablo 4.47. Mesh bilgileri

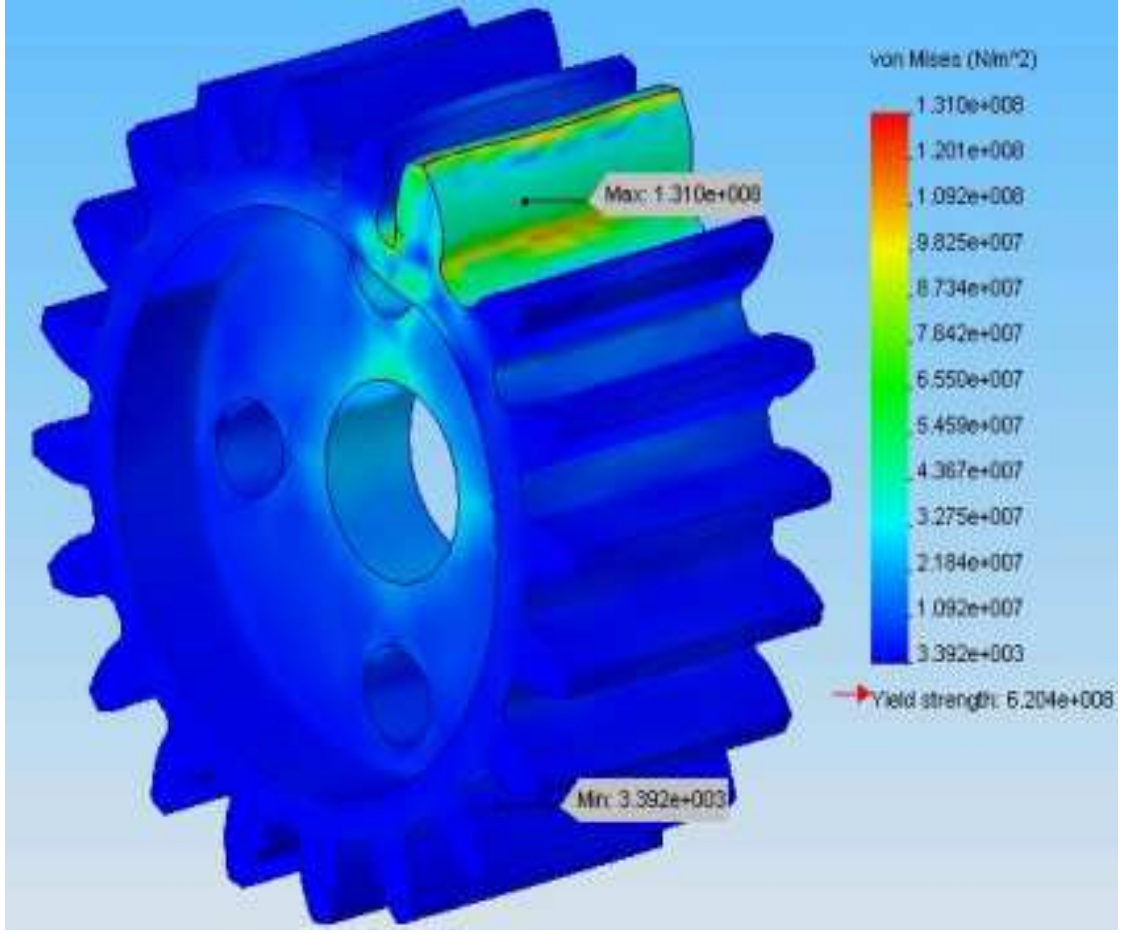
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,0707 mm
Tolerans	0,35354 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	44685
Nokta Sayısı	74439



Şekil 4.67. Gövdesi kademeli ve dört daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.48. Gövdesi kademeli ve dört daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 40 mm)	0,0278601 mm	(40,206 mm, 52,34 mm, 56,6667 mm)



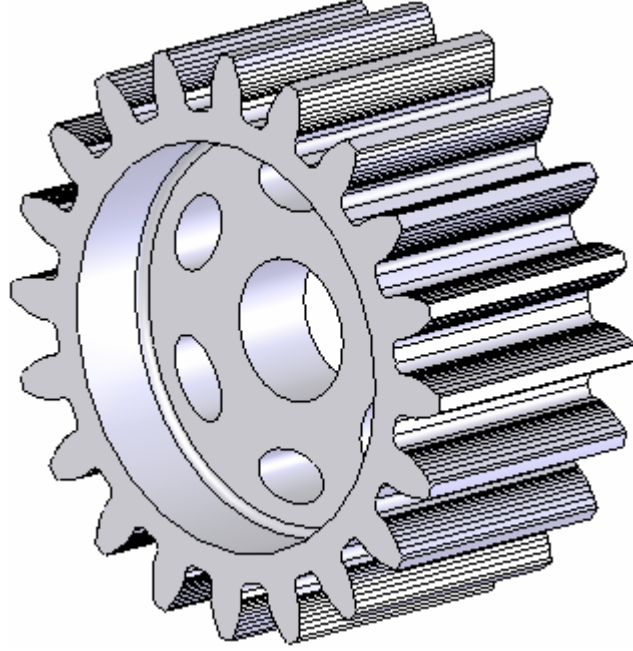
Şekil 4.68. Gövdesi kademeli ve dört daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.49. Gövdesi kademeli ve dört daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
3391,62 N/m ²	(-17,4662 mm, -62,0497 mm, 0 mm)	1,31002x10 ⁸ N/m ²	(26,9293 mm, 45,8285 mm, 30mm)

4. 5. 17. Gövdesi Kademeli ve Altı Elips Delikli Düz Dişli Çark

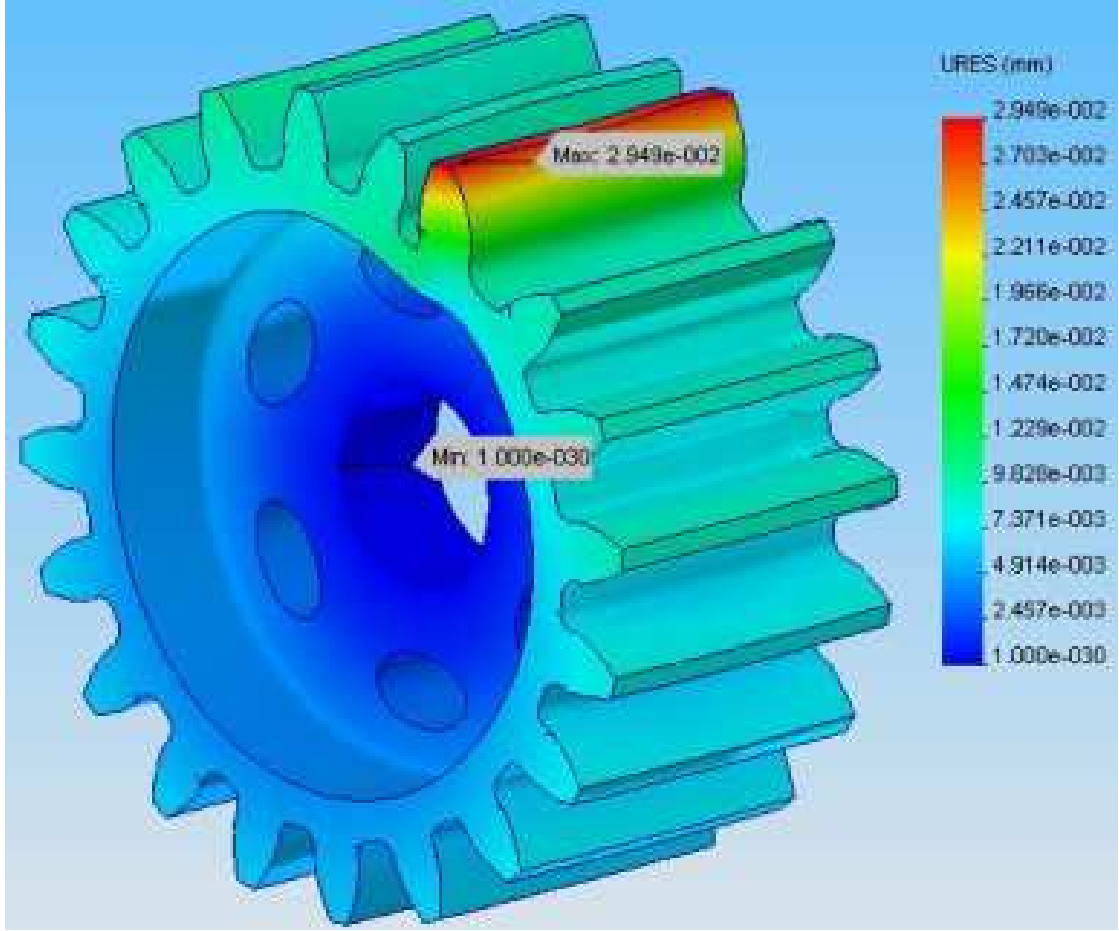
Şekil 4.69’da gösterilen gövdesi kademeli ve altı elips delikli düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 2,66937 kg ve hacmi 346,672 cm³’tür.



Şekil 4.69. Gövdesi kademeli ve altı elips delikli düz dişli çark.

Tablo 4.50. Mesh bilgileri

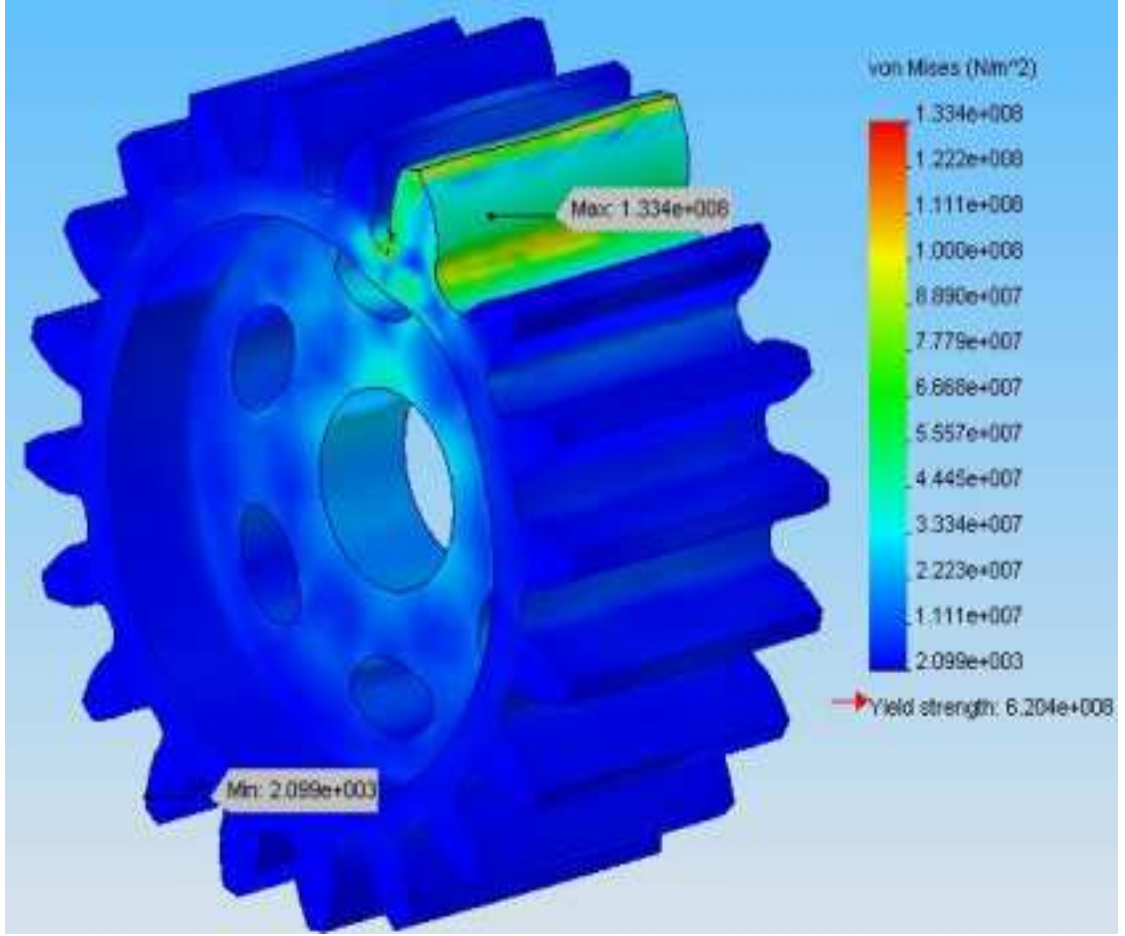
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,0268 mm
Tolerans	0,35134 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	45525
Nokta Sayısı	75691



Şekil 4.70. Gövdesi kademeli ve altı elips delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.51. Gövdesi kademeli ve altı elips delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 40 mm)	0,0294855 mm	(40,206 mm, 52,34 mm, 56,6667 mm)



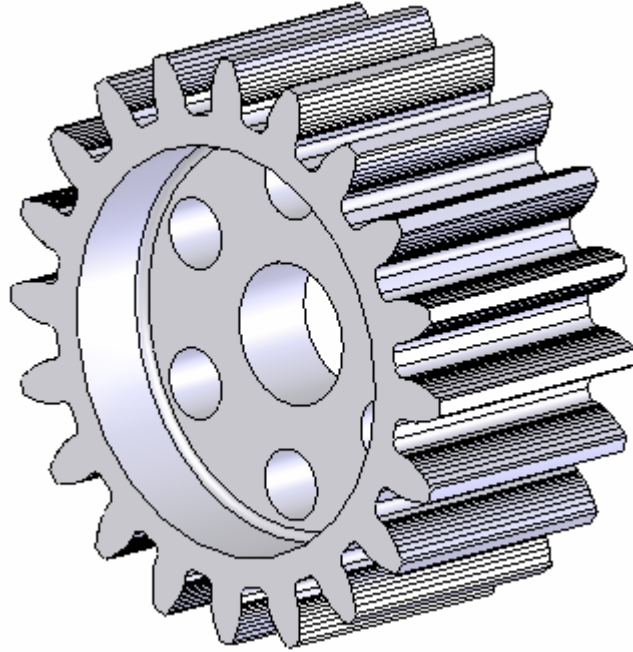
Şekil 4.71. Gövdesi kademeli ve altı elips delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.52. Gövdesi kademeli ve altı elips delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
2098,96 N/m ²	(-39,9329 mm, -50,6023 mm, 60 mm)	1,33356x10 ⁸ N/m ²	(26,9293mm, 45,8285 mm, 36,6667 mm)

4. 5. 18. Gövdesi Kademeli ve Altı Daire Delikli Düz Dişli Çark

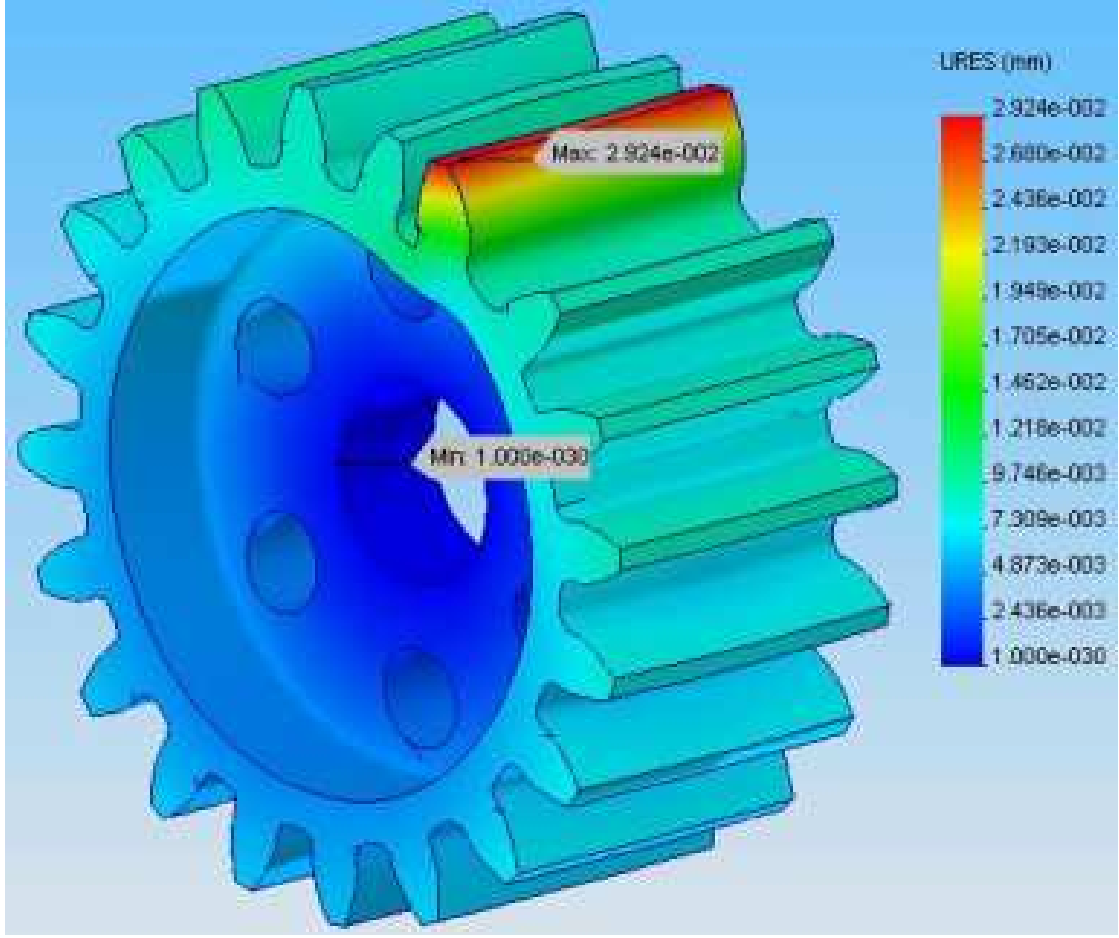
Şekil 4.72’de gösterilen gövdesi kademeli ve altı delikli düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 2,65789 kg ve hacmi 345,180 cm³’tür.



Şekil 4.72. Gövdesi kademeli ve altı daire delikli düz dişli çark.

Tablo 4.53. Mesh bilgileri

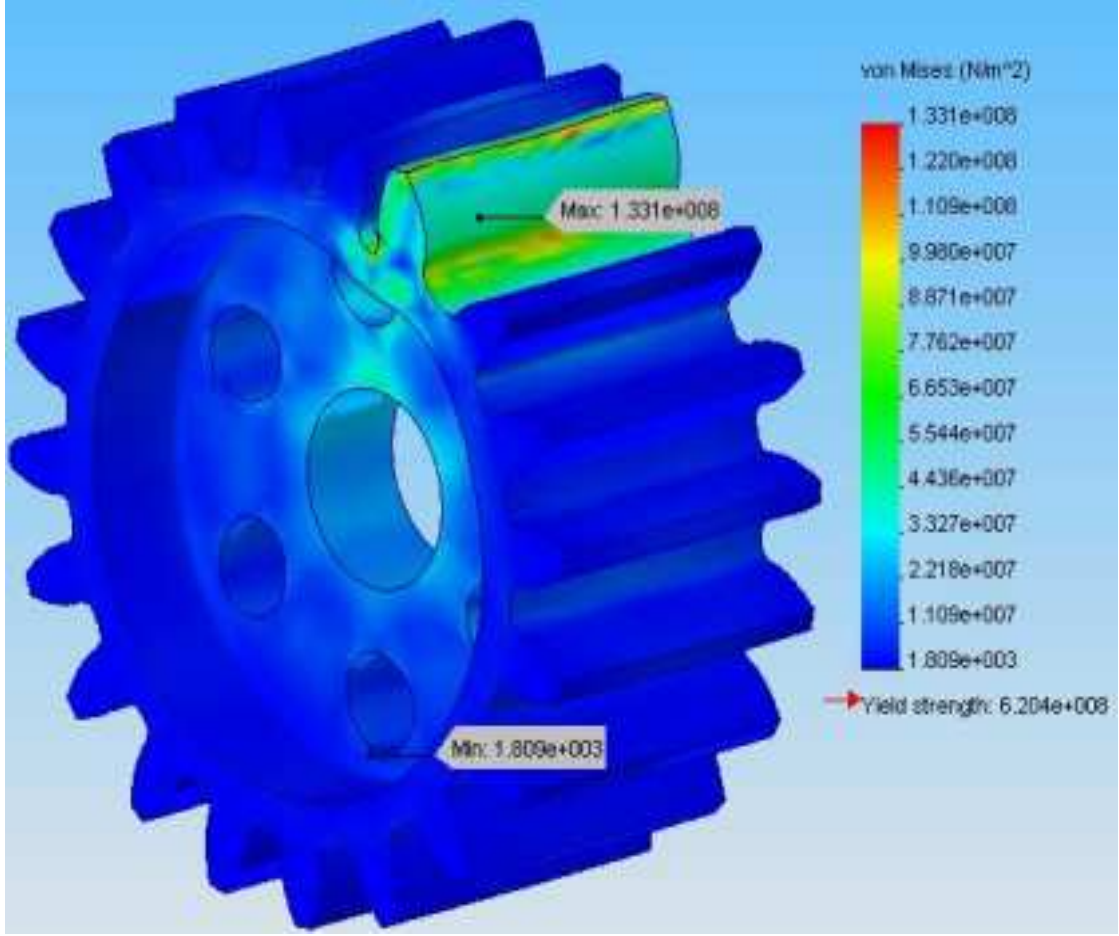
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,0167 mm
Tolerans	0,35083 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	44995
Nokta Sayısı	74921



Şekil 4.73. Gövdesi kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.54. Gövdesi kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 40 mm)	0,0292368 mm	(40,206 mm, 52,34 mm, 56,6667 mm)



Şekil 4.74. Gövdesi kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.55. Gövdesi kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
1808,77 N/m ²	(- 36,9317mm, -54,2078 mm, 6,66666mm)	1,33062x10 ⁸ N/m ²	(26,9293mm, 45,8285mm, 36,6667mm)

4.6. Sonuçlar

Gerilme analizi ve şekil değiştirme analizlerinden elde edilen sonuçlar aşağıdaki tabloda toplu halde verilmiştir.

Tablo 4.56. Düz dişli çarkların ağırlık, gerilme ve şekil değiştirme değerleri

Dişli adı	Kütle (kg)	Min. Gerilme (N / m ²)	Max. Gerilme x10 ⁸ (N / m ²)	Min. Şekil değiştirme (mm)	Max. Şekil değiştirme (mm)
Düz Dişli Çark	4,63964	441,561	1,2467	0	0,0167881
Gövdesi Dikdörtgen Delikli Düz Dişli Çark	3,57897	2200,43	1,31601	0	0,0255206
Gövdesi Altıgen Delikli Düz Dişli Çark	3,67939	2359,66	1,31829	0	0,0213992
Gövdesi Daire Delikli Düz Dişli Çark	3,76879	1271,07	1,46861	0	0,020521
Gövdesi Elips Delikli Düz Dişli Çark	3,71002	1321,07	1,44438	0	0,0213312
Gövdesi Kare Delikli Düz Dişli Çark	3,90203	899,071	1,46281	0	0,0207883
Gövdesi Dilim Delikli Düz Dişli Çark	3,44617	1254,3	1,46497	0	0,0309639
Gövdesi Dilim ve Daire Delikli Düz Dişli Çark	3,07461	3965,93	1,23957	0	0,0322077
Gövdesi Dikdörtgen ve Daire Delikli Düz Dişli Çark	3,52844	1479,63	1,39693	0	0,0253119
Gövdesi Elips ve Daire Delikli Düz Dişli Çark	3,29201	2776,42	1,28972	0	0,0245883
Gövdesi Çok Sayıda Daire Delikli Düz Dişli Çark	3,38562	953,846	1,64865	0	0,0277787
Gövdesi Konik Boşaltılmış Düz Dişli Çark	3,79879	975,454	1,40144	0	0,020073
Gövdesi Kademeli Düz Dişli Çark	2,84367	3141,53	1,33526	0	0,0253304
Gövdesi Kademeli ve Kaburgalı Düz Dişli Çark	2,43154	5690,34	1,92788	0	0,0392026
Gövdesi Kademeli ve Dört Elips Delikli Düz Dişli Çark	2,65784	3516,74	1,31288	0	0,0297732
Gövdesi Kademeli ve Dört Daire Delikli Düz Dişli Çark	2,71982	3391,62	1,31002	0	0,0278601
Gövdesi Kademeli ve Altı Elips Delikli Düz Dişli Çark	2,66937	2098,96	1,33356	0	0,0294855
Gövdesi Kademeli ve Altı Daire Delikli Düz Dişli Çark	2,65789	1800,77	1,33062	0	0,0292368

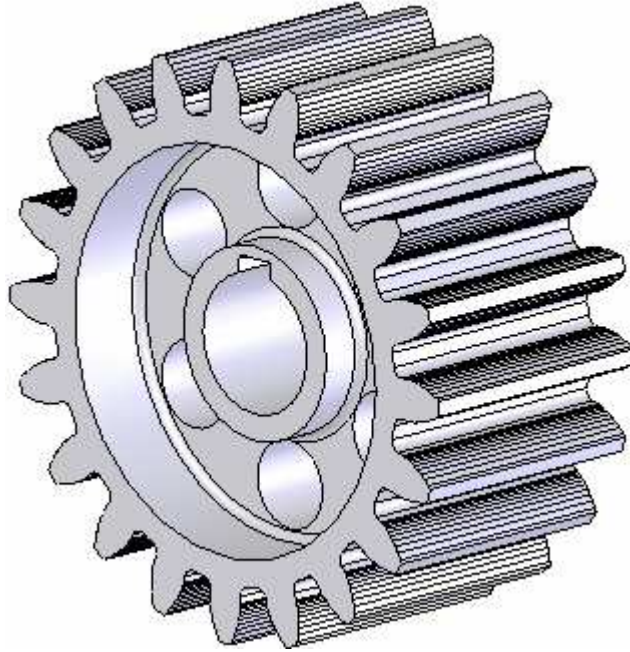
Gerilme analizi yapılan dişliler ağırlık, minimum gerilme ve maksimum gerilme kriterlerinin üçü de göz önüne alınarak incelendiğinde seçilecek olan dişlinin ağırlığının ve gerilme değerlerinin minimum olması gerekir. Bu değerler Tablo 4.56’da toplu olarak verilmiştir.

Dikdörtgen delikli dişli, altıgen delikli dişli, daire delikli dişli, elips delikli dişli, kare delikli dişli ve gövdesi konik boşaltılmış dişlinin ağırlıklarının yüksek olduğu görülmüştür. (Şekil 4.4, Şekil 4.5, Şekil 4.6, Şekil 4.7, Şekil 4.8, Şekil 4.14). Dilim delikli dişlinin minimum gerilmesi küçük ama maksimum gerilmesinin büyük olduğu görülmüştür (Şekil 4.9). Dilim ve daire delikli dişlinin maksimum gerilmesi küçük ama minimum gerilmesinin büyük olduğu görülmüştür (Şekil 4.10). Çok sayıda daire delikli dişlinin minimum gerilmesi küçük ama maksimum gerilmesinin büyük olduğu görülmüştür (Şekil 4.13). Dikdörtgen ve daire delikli dişli ile elips ve daire delikli dişli incelenirse; ağırlık ve maksimum gerime açısından elips ve daire delikli dişlinin değerlerinin düşük, minimum gerilme açısından dikdörtgen ve daire delikli dişlinin değerinin düşük olduğu görülmüştür (Şekil 4.11, Şekil 4.12). Kademeli dişlinin maksimum gerilmesinin ve ağırlığının düşük ama minimum gerilmesinin yüksek olduğu görülmüştür (Şekil 4.15). Kademeli ve kaburgalı dişlinin minimum ve maksimum gerilmesinin en yüksek olduğu görülmüştür (Şekil 4.16). Kademeli ve dört elips delikli dişli ile kademeli ve dört daire delikli dişlinin minimum gerilmelerinin yüksek olduğu görülmüştür (Şekil 4.17, Şekil 4.18). Kademeli ve altı elips delikli dişli ile kademeli ve altı daire delikli dişli incelendiğinde; ağırlık, minimum ve maksimum gerilme açısından kademeli ve altı daire delikli dişlinin değerleri kademeli ve altı elips delikli dişliden daha düşük olduğu görülmüştür (Şekil 4.19, Şekil 4.20).

Üç kriterde göz önüne alınırsa uygun olan dişliler; elips ve daire delikli dişli ile kademeli ve altı daire delikli dişlidir. Elips ve daire delikli dişlinin ağırlığının ve minimum gerilmesinin kademeli ve altı daire delikli dişliden daha yüksek olduğu görülmüştür. Ayrıca elips ve daire delikli dişlinin imalatındaki zorluklar dikkate alınırsa uygun olan dişlinin gövdesi kademeli ve altı daire delikli düz dişli çark olduğu tespit edilmiştir (Şekil 4.20).

4.7. Kademeli ve Altı Daire Delikli Düz Dişli Çarkın Boyut Optimizasyonu

Yapılan bu çalışmada elde edilen gerilme analizleri dikkate alındığında en uygun dişli gövde modelinin kademeli ve altı daire delikli dişli olduğu görülmüştür. Düz dişli çarkın optimizasyonu yapılırken bu dişli modeli dikkate alınmış ve optimizasyonu yapılacak dişli çarkın gövde modeli Şekil 4.75’de görüldüğü gibi tasarlanmıştır. Bu modele göre optimizasyon yapılırken dişli çarkın ağırlık veya hacim fonksiyonu için aşağıdaki denklem (4.1) türetilmiştir. Bu denklem dikkate alınarak MATLAB programlama ile aşağıda verilen program geliştirilmiştir. Geliştirilen bu program sonucunda $L_G = 41,6$ mm $b_1 = 60$ mm, $b_k = 20$ mm ve $d_p = 20$ mm bulunmuştur. Bulunan bu sonuçlara göre dişli çarkın tasarımı sonraki bölümlerde verilmiştir.



Şekil 4.75. Tasarlanan düz dişli çark modeli.

Tasarlanan düz dişli çark modelinin hacim fonksiyonu ,

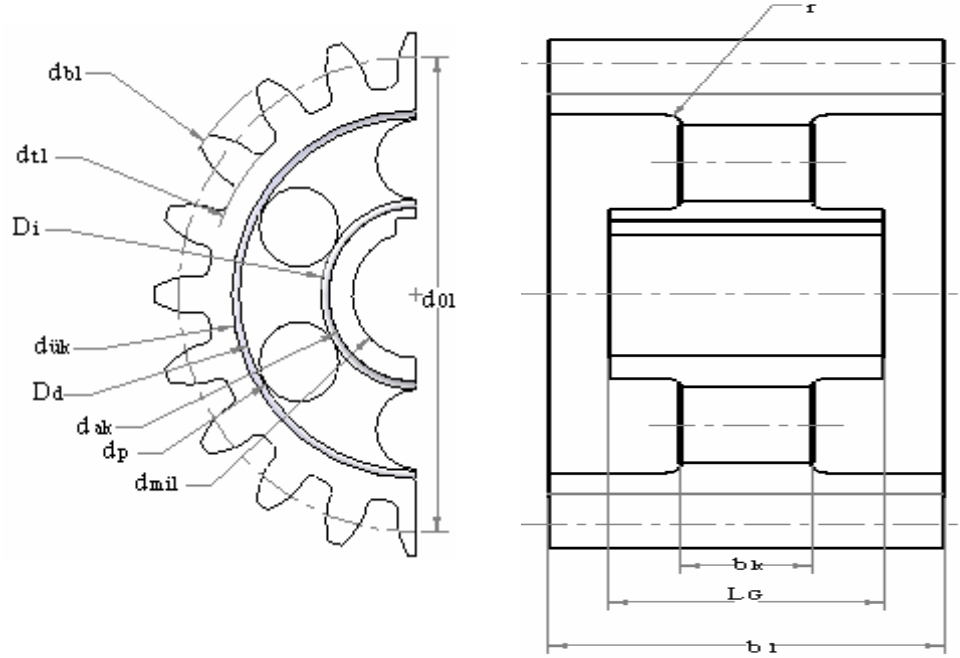
$$\begin{aligned} V = & (\pi .d_{01}^2 / 4). b_1 - (\pi .d_{mil}^2 / 4).L_G - b.t_1 .L_G - a.(\pi .d_p^2 / 4).b_k \\ & - \{ (\pi (.d_{ük}^2 - d_{ak}^2) / 4).(b_1 - b_k)\} - (\pi .d_{ük}^2 / 4).(b_1 - L_G) \\ & + \{ (4. \pi .r^2 - \pi^2 .r^2).(D_d + D_i) / 2 \} \end{aligned} \quad (4.1)$$

4.7.1. Tasarlanan Düz Dişli Çark İçin Matlab Programı

```
function [f,g]=fhr2(x)
LG = x(1); b1 = x(2); bk = x(3); dp = x(4);
d01 = 120; b = 10; dmil = 32;
t1 = 3.2; a = 6; Dd = 89; Di = 48; r = 2; Lk = 41.6;
dik = 93; dak = 44; z1 = 20; r = 2;
V = (π * d01 ^2/4)*b1 -(π *dmil ^2/4)*LG -b* t1 *LG - (a* π *dp^2/4)*bk -(π *(dik ^2-
dak ^2)/4)*( b1 - bk )-(π *dak^2/4)*( b1 - LG )+((4* π *r^2- π ^2*r^2)*( Dd + Di )/2);
g(1)= Lk / LG -1;
g(2)=2* b1 / d01 -1;
g(3)= bk / b1 -1;
g(4)=2*dp / ( Dd - Di )-1;
g(5)=20- bk ;
xo = [1 1 1 1]; vlb = [0 0 0 0]; vub = [100 100 100 100]; options(13) = 0;
x = constr ( 'fhr2', xo, options, vlb, vub );
41,6 60 20 20,5
```

4.8. Optimize Edilmiş Kademeli ve Altı Daire Delikli Düz Dişli Çarkın Boyutlandırılması

Optimize edilmiş olan kademeli ve altı daire delikli dişlinin boyutları Şekil 4.76'da gösterilmiştir. Dişli boyutlarının değerleri Tablo 4.57'de verilmiştir.



Şekil 4.76. Kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın boyutları.

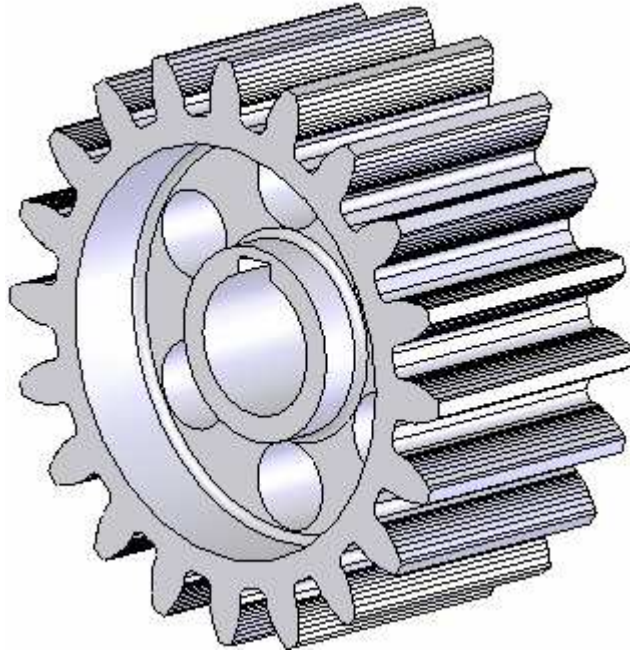
Tablo 4.57. Kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın boyutlarının değerleri

Bölüm dairesi çapı (d_{01})	120 mm	Üst kademe çapı ($d_{ük}$)	93 mm
Diş başı çapı (d_{b1})	132 mm	Alt kademe çapı (d_{ak})	44 mm
Diş dibi çapı (d_{t1})	105 mm	Dış çap (D_d)	89 mm
Diş sayısı (z_1)	20	İç çap (D_i)	48 mm
Modül (m)	6 mm	Delik çapı (d_p)	20 mm
Mil çapı (d_{mil})	32 mm	Devir sayısı (n)	292 dev/dak
Diş genişliği (b_1)	60 mm	Güç (N)	3 BG
Kademe genişliği (b_k)	20 mm	Kamanın göbek içinde kalan kısmı (t_1)	3,2 mm
Göbek uzunluğu (L_G)	41,6 mm	Kama genişliği (b)	10 mm
Radius (r)	2 mm	Daire sayısı (a)	6

4.9. Optimize Edilmiş Kademeli ve Altı Daire Delikli Düz Dişli Çarkın Gerilme Analizi

Optimizasyon sonucu bulunan yeni boyutlara göre dişli çarkın tasarımı tekrar SlidWorks'te çizilmiş (Şekil 4.77), şekil değiştirme ve gerilme analizleri Cosmosxpress'te yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıda tablolar halinde sunulmuştur.

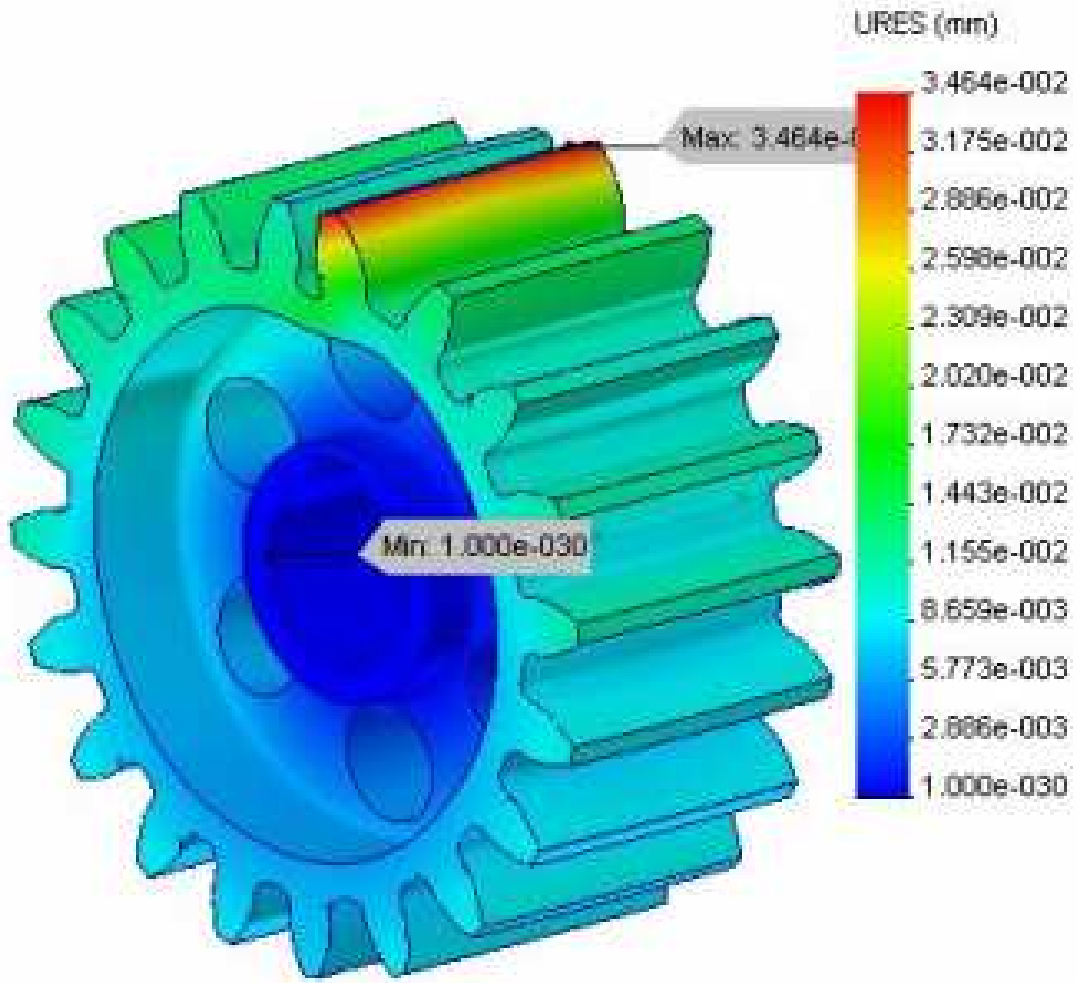
Şekil 4.77'de gösterilen optimize edilmiş kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 2,61871 kg ve hacmi 340.093 cm³'tür.



Şekil 4.77. Optimize edilmiş kademeli ve altı daire delikli düz dişli çark.

Tablo 4.58. Mesh bilgileri

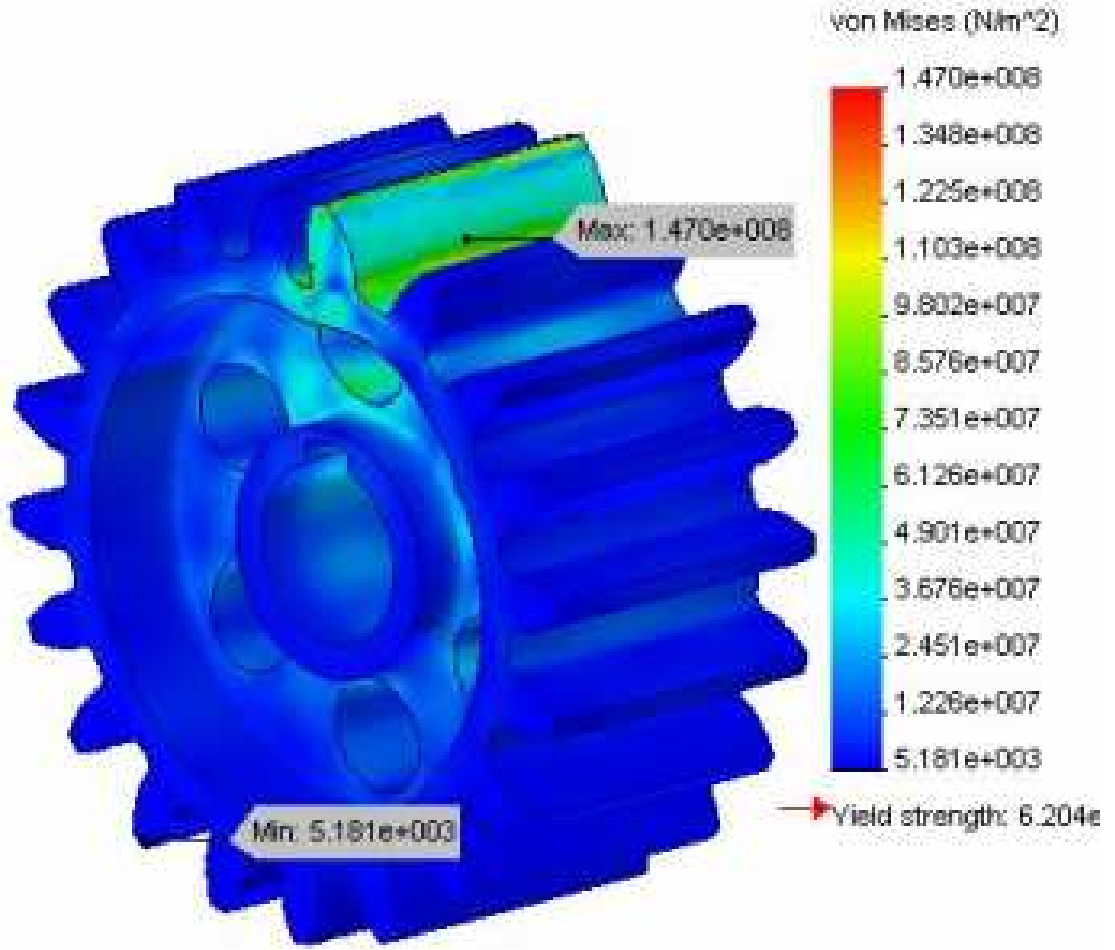
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	6,982 mm
Tolerans	0,3491 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	44648
Nokta Sayısı	74934



Şekil 4.78. Optimize edilmiş kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.59. Optimize edilmiş kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 50,8 mm)	0,0346354 mm	(18,715 mm, 63,292 mm, 3,33333 mm)



Şekil 4.79. Optimize edilmiş kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.60. Optimize edilmiş kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
5180,73 N/m ²	(-37,8751 mm, -53,2698 mm, 6 0 mm)	1,47021x10 ⁸ N/m ²	(11,4495mm, 51,9071 mm, 23,333 mm)

4.9.1.Düz Dişli Çarkların Karşılaştırılması

Tablo 4.61. Düz dişli çarkların karşılaştırılması

Parça ismi	Kütle (kg)	Hacim (cm ³)	Min. Gerilme (N/m ²)	Max. Gerilme x10 ⁸ (N/m ²)
Kademeli ve altı daire delikli düz dişli çark	2,65789	345,180	1800,77	1,33062
Optimize edilmiş düz dişli çark	2,61871	340,093	5180,73	1,47021

m_1 : Kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın kütlesi

m_2 : Optimize edilmiş düz dişli çarkın kütlesi

V_1 : Kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın hacmi

V_2 : Optimize edilmiş düz dişli çarkın hacmi

W_1 : Kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın ağırlığı

W_2 : Optimize edilmiş düz dişli çarkın ağırlığı

σ_1 : Kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın minimum gerilmesi

σ_2 : Optimize edilmiş düz dişli çarkın minimum gerilmesi

σ_3 : Kademeli ve altı daire delikli düz dişli çarkın maksimum gerilmesi

σ_4 : Optimize edilmiş düz dişli çarkın maksimum gerilmesi

$$\%W = \{ (W_1 - W_2) / W_1 \} . 100$$

$$\%W = \{ (m_1 \cdot g - m_2 \cdot g) / m_1 \cdot g \} . 100$$

$$\%W = \{ (m_1 - m_2) / m_1 \} . 100$$

$$\%W = \{ (2,65789 - 2,61871) / 2,65789 \} . 100$$

$$\%W = 1,4741$$

$$\% \sigma_{\min} = \{ (\sigma_1 - \sigma_2) / \sigma_1 \} . 100$$

$$\% \sigma_{\min} = \{ (1800,77 - 5180,73) / 1800,77 \} . 100$$

$$\% \sigma_{\min} = -187,6953$$

$$\% \sigma_{\max} = \{ (\sigma_3 - \sigma_4) / \sigma_3 \} . 100$$

$$\% \sigma_{\max} = \{ (1,33062 \cdot 10^8 - 1,47021 \cdot 10^8) / 1,33062 \cdot 10^8 \} . 100$$

$$\% \sigma_{\max} = -10,4905$$

Elde edilen bu verilere göre ağırlık değişiminin (%W) % 1,4741 azaldığı, minimum gerilme değişiminin (% $\sigma_{\min}$) % 187,6953 arttığı ve maksimum gerilme değişiminin (% $\sigma_{\max}$) % 10,4905 arttığı görülmüştür.

4.9.2. Hacim Farkının (V_f) Dış Genişliğine Eklenmesi ve Gerilme Analizi

Konstrüksiyon probleminin olmadığı dişli çark uygulamaları için yukarıda kazanılan ağırlık miktarının dişli çarkın dış genişliğine (diş boyu) ilave edilmesi düşünülmüş ve bunun için dış genişliğine eklenecek uzunluk (b_x) denklem (4.3) türetilerek aşağıdaki gibi hesaplanmıştır. Elde edilen b_x değeri dış genişliğine (b_1) ilave edilerek dişli modeli yeniden tasarlanmıştır (Şekil 4.80), şekil değiştirme analizi ve gerilme analizi incelenmiştir. Bulunan sonuçlar tablolar halinde sonraki bölümlerde sunulmuştur.

Tablo 4.61'den $V_1 = 345,180 \text{ cm}^3$, $V_2 = 340,093 \text{ cm}^3$,

$$V_f = V_1 - V_2 \quad (4.2)$$

$$V_f = 345,180 - 340,093$$

$$V_f = 5,087 \text{ cm}^3$$

$$V_f = 5087 \text{ mm}^3$$

$$b_x \cdot \frac{\pi}{4} (d_{01}^2 - d_{ik}^2) = V_f \quad (4.3)$$

$$d_{01} = 120 \text{ mm}, d_{ik} = 93 \text{ mm}$$

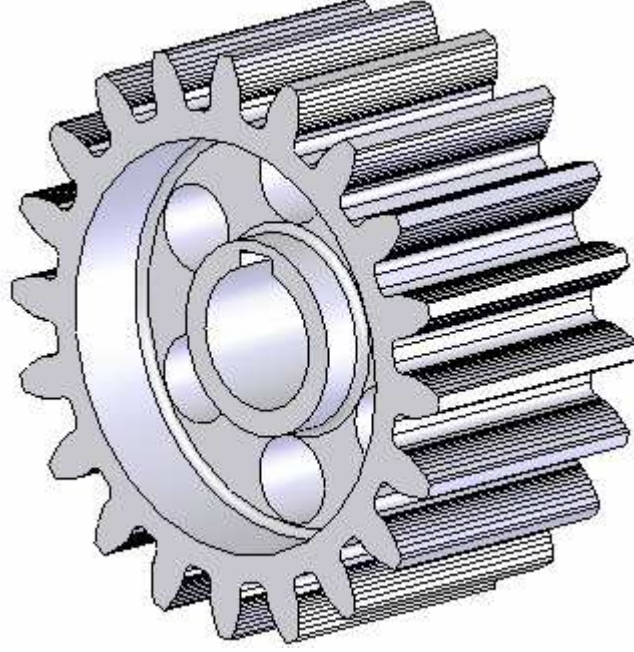
$$b_x \cdot \frac{\pi}{4} (120^2 - 93^2) = 5087$$

$$b_x = 1,1262336 \text{ mm}$$

$$b_x = 1,13 \text{ mm}$$

Burada b_x dış genişliğine eklenecek olan uzunluk değeridir.

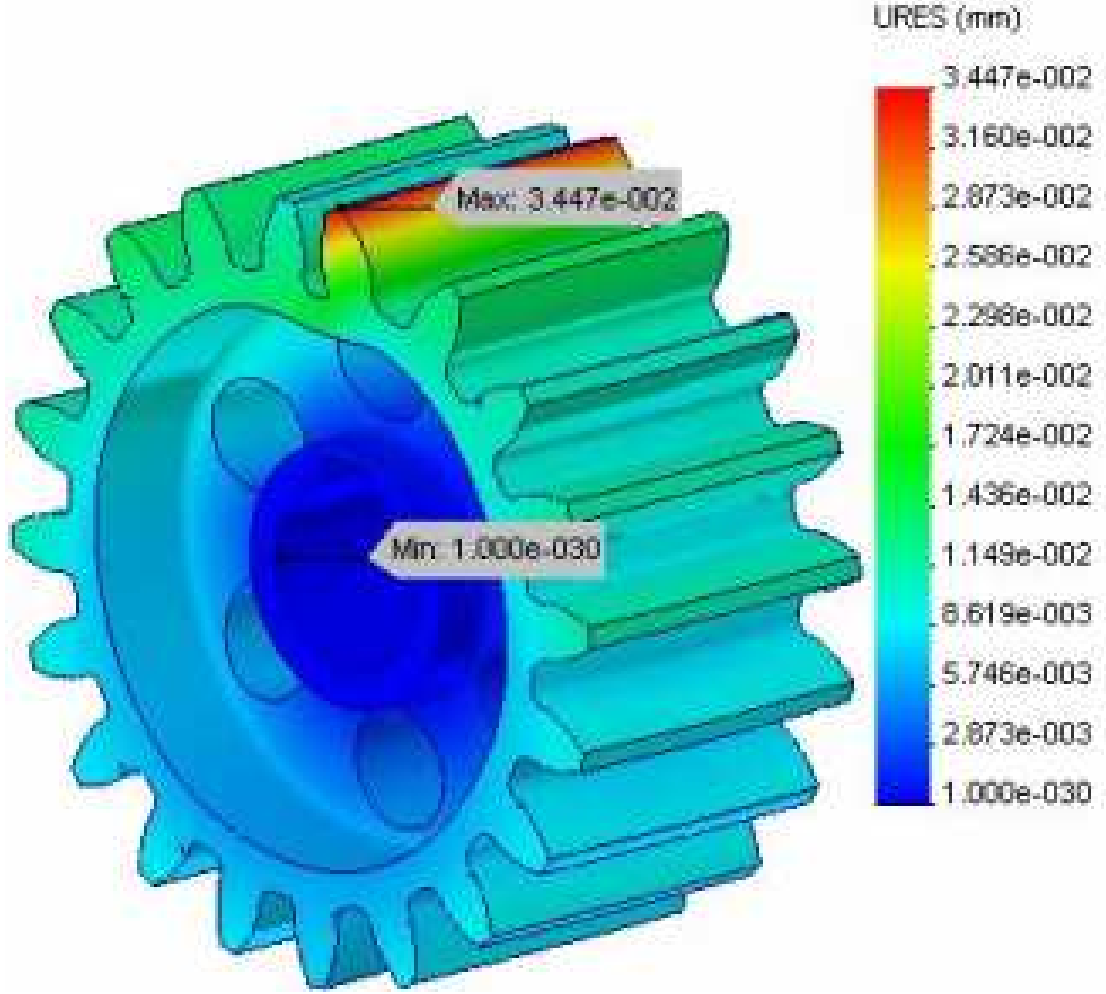
Şekil 4.80’de gösterilen diş genişliği arttırılmış düz dişli çarkın malzemesi alaşımlı çelik, kütlesi 2,65374 kg ve hacmi 344,642 cm³’tür.



Şekil 4.80. Diş genişliği arttırılmış düz dişli çark.

Tablo 4.62. Mesh bilgileri

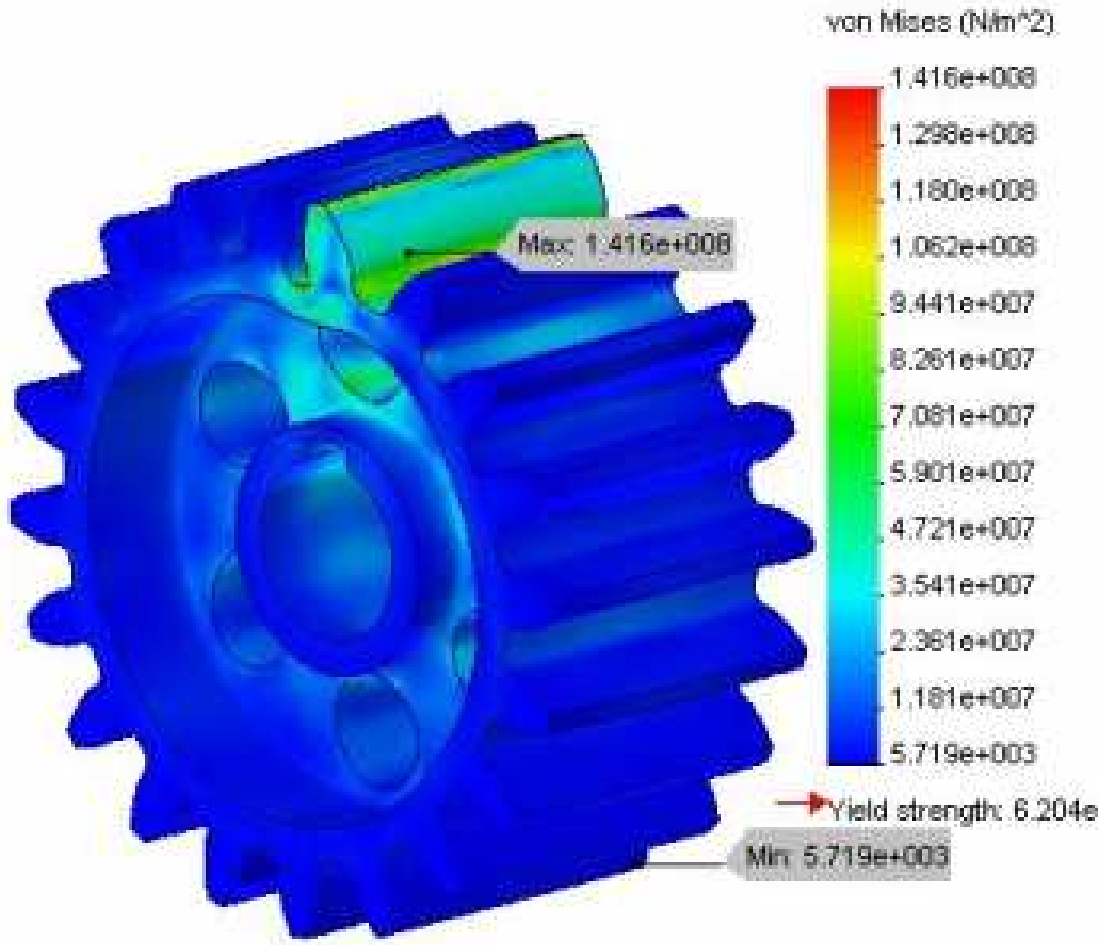
Mesh Türü	Solid Mesh
Kullanılan Mesh	Standart
Otomatik Çevirici	Off
Düzlem Yüzeyi	On
Tespit Noktaları	4 Nokta
Eleman Boyu	7,013 mm
Tolerans	0,35065 mm
Kalite	Yüksek
Eleman Adedi	45116
Nokta Sayısı	75533



Şekil 4.81. Genişliği arttırılmış düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi.

Tablo 4.63. Genişliği arttırılmış düz dişli çarkın şekil değiştirme analizi sonuçları

Minimum Şekil Değiştirme	Minimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Şekil Değiştirme	Maksimum Şekil Değiştirmenin Olduğu Koordinatlar
0 mm	(-16 mm, 0 mm, 51,3612 mm)	0,0344748 mm	(18,7115 mm, 63,292 mm, 57,7303 mm)



Şekil 4.82. Genişliği arttırılmış düz dişli çarkın gerilme analizi.

Tablo 4.64. Genişliği arttırılmış düz dişli çarkın gerilme analizi sonuçları

Minimum Gerilme	Minimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar	Maksimum Gerilme	Maksimum Gerilmenin Olduğu Koordinatlar
5718,98 N/m ²	(21,3424 mm, -61,6811 mm, 1,59792 mm)	1,41608x10 ⁸ N/m ²	(11,4495mm, 51,9071mm, 37,3549mm)

σ_2 : Optimize edilmiş düz dişli çarkın minimum gerilmesi

σ_4 : Optimize edilmiş düz dişli çarkın maksimum gerilmesi

σ_5 : Diş genişliği arttırılmış düz dişli çarkın minimum gerilmesi

σ_6 : Diş genişliği arttırılmış düz dişli çarkın maksimum gerilmesi

$\% \sigma_{\min 1}$: Minimum gerilme değişim yüzdesi

$\% \sigma_{\max 1}$: Maksimum gerilme değişim yüzdesi

$$\% \sigma_{\min 1} = \{(\sigma_2 - \sigma_5) / \sigma_2\} \cdot 100$$

$$\% \sigma_{\min 1} = \{ (5180,73 - 5718,98) / 5180,73 \} \cdot 100$$

$$\% \sigma_{\min 1} = -10,3894$$

$$\% \sigma_{\max 1} = \{(\sigma_4 - \sigma_6) / \sigma_4\} \cdot 100$$

$$\% \sigma_{\max 1} = \{ (1,47021 \cdot 10^8 - 1,41608 \cdot 10^8) / 1,47021 \cdot 10^8 \} \cdot 100$$

$$\% \sigma_{\max 1} = 3,6818$$

Elde edilen bu sonuçlara göre minimum gerilme değerlerinin maksimum gerilme değerlerine göre çok küçük olduğu dikkate alınırsa diş genişliğinin arttırılması düz dişli çark üzerindeki gerilme değerlerini azaltacağı görülmüştür.

5. GENEL SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Optimum ağırlıklı düz dişli çark tasarımı ve gerilme analizi üzerine yapılan bu çalışmada, elde edilen sonuçlar aşağıda ana hatları ile verilmiştir;

1. Gövde geometrileri köşeli olan düz dişli çark modellerinde minimum gerilmelerin bu köşeli bölgelerde yoğunlaştığı görülmüştür.
2. Kademeli dişlilerde göbek çapının etrafında diğer düz dişli çark modellerine göre daha çok yoğunlaşan minimum gerilmelerin oluştuğu görülmüştür.
3. Tasarlanan farklı gövde geometrilerine sahip düz dişli çark modellerinden en uygun olanının kademeli ve altı daire delikli dişli olduğu tespit edilmiştir.
4. Dişli çarklarda ağırlığın azaltılması halinde dişli çark üzerindeki gerilmelerin arttığı tespit edilmiştir.
5. Dişli çarklarda diş genişliği (b_1) arttırıldığı zaman dişli çark üzerindeki gerilmelerin azaldığı tespit edilmiştir.
6. Bu çalışmada, normal kuvvet (F_n) tasarlanan farklı gövde geometrilerine sahip düz dişli çark modellerinde diş başına uygulanmış ve buna göre gerilme analizleri yapılmıştır. Normal kuvvet düz dişli çark modellerinde bölüm dairesine ve diş dibine uygulanarak gerilme analizleri incelenebilir.
7. Düz dişli çarkların ağırlık optimizasyonları farklı algoritmalar kullanılarak da yapılabilir.
8. Düz dişli çarkın ağırlık optimizasyonu yapılırken, düz dişli çark malzemesinin emniyet gerilmesi de sınırlayıcı olarak alınıp ağırlık optimizasyonunun yapılması faydalı olabilir.

6. KAYNAKLAR

1. Akıncı, İ., Yılmaz, D., Çanakçı, M., Failure of a rotary tiler spur gear, *Engineerring Failure Analysis*, 12, (2005), 400-404.
2. Vedmar, L., Anderson, A., A method to determine dynamic loads on spur gear teeth and on bearings, *Journal of Sound and Vibration*, 267, (2003), 1065-1084.
3. Aslantaş, K., Taşgetiren, S., A study of spur gear pitting formation and life prediction, *Wear*, 257, (2004) 1167-1175.
4. Hsu, H.H., A study on precision forging of spur gear forms and spline by the upper bound method, *International Journal of Mechanical Sciences*, 44, (2002), 1543-1558.
5. Cho, H., Choi, J., Min, G., Choi, Y., Choi, J., An upper- bound analysis of the closed-die forging of spur gears, *Journal of Materials Processing Technology*, 67, (1997), 83-88.
6. Nickel, J., Çoban, A., Yılbaş, B. S., Analysis of a plasma nitrided Ti-6Al-4V spur gear surface, *Nuclear Instruments and Methods in Physics Research B*, 219, (1997), 496-500.
7. Litvin, F.L., Lian Q., Kapelevich, A.L., Aysmmetric modified spur gear drives: reduction of noise, localization of contact, simulation of meshing and stres analysis, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, 188, (2000), 363-390.
8. Çelik, M., Comprasion of three teeth and whole body models in spur gear analysis, *Mechanism and Machine Theory*, 34, (1999), 1227-1235.
9. Kramberger, J., Sraml, M., Glodez, S., Flasker, J., Potrc, I., Computational model fort he analysis of bending fatigue in gears, *Computerd and Structures*, 82, (2004), 2261-2269.
10. Thampson, D. F., Gupta, S., Shukla, A., Tradeoff analysis in minimum volume design of multi- stage spur gear reduction units, *Mechanism and Machine Theory*, 35, (2000) 609-627.
11. Ramamurti, V., Vijayendra N.H., Sujatha, C., Static and dynamic analysis of spur and bevel gears using FEM, *Mech. Mach. Theory*, Vol. 33, (1998), 1177-1193.
12. Kramberger, J., Sraml, M., Flasker, P. J., Numerical calculation of bending fatigue life of thin-rim spur gears, *Engineering Fracture Mechanics*, 71, (2004), 647-656.
13. Larsson, R., Transient non- Newtonian elastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear, *Wear*, 207, (1997), 67-73.
14. Fong, Z-H., Chiang, T-W., Tsay, C-W., Mathematical Model for Parametric Tooth Profile of Spur Gear Using Line of Action, *Math. and Comp. Modelling*, 36, (2002), 603-614.
15. Zhang, J.J., Esat I. I., Shi, Y. H., Load analysis with varying mesh stiffness, *Competers and Structures*, 70, (1999), 273-280.
16. Kapelevich, A., Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth, *Mechanism and Machine Theory*, 35, (2000), 117-130.

17. Yeşilyurt, İ., Gu, F., Ball, A. D., Gear tooth stiffness reduction measurement using model analysis and its use in wear fault severity assessment of spur gear, NDT&E International, 36, (2003), 357-372.
18. Choi, J., Cho, H-Y., Jo, C-Y., Forging of spur gears with internal serrations and design of the dies, Journal of Materials Processing Technology, 104, (2000), 1-7.
19. Li, S., Finite element analyses for contact strength and bending strength of a pair spur gears with machining errors, assembly errors and tooth modifications, Mechanism and Machine Theory , xxx, (2006), xxx-xxx.
20. Litvin, F.L., Fuentes, A., Zanzi, C., Pontiggia, M., Handschuh, R. F., Face- gear drive with spur involute pinion: geometry, generation by a worm, stres analysis, Comput. Methods Appl. Mech. Engrg., 191, (2002) 2785-2813.
21. Song, J.H., Im, Y.T., Development of a computer- aided-design system of cold forward extrusion of a spur gear, Journal of Materials Processing Tech., 153-154, (2004), 821-828.
22. Litvin, F.L., Perez, I. G., Fuentes, A., Vecchiato, D., Hansen, B. D., Binney, D., Design, generation and stres analysis of face-gear drive with helical pinion, Comput. Methods Appl. Mech. Engrg., 194, (2005), 3870-3901.
23. Park, S-J., Yoo, W-S., Deformation overlap in the design of spur and helical gear pair, Finite Elements in Analysis and Design, 40, (2004), 1361-1378.
24. Küçük, M., 1990, Makine Bilgisi, Devlet Kitapları M.E.B.- İstanbul.
25. Akkurt, M., 1997, Makina Elemanları Cilt II, Birsen Yayınevi, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

Fahrettin ÖZEK, 03.11.1980 tarihinde Elazığ'ın Maden ilçesinde doğdu. İlk ve orta okulu Maden'de liseyi ise Elazığ Mehmet Akif Ersoy Lisesi'nde bitirdi. 1997 yılında Fırat Üniversitesi Müh. Fak. Makine Mühendisliği Bölümünü kazandı. 12.07.2001 tarihinde Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu ve 2002 güz döneminde Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda yüksek lisansa başladı.