

**GENETİK ALGORİTMA YARDIMIYLA DİŞLİLERDE OPTİMUM
MODÜL SEÇİMİ VE DİŞLİLERİN BOYUTLANDIRILMASI**

Tamer BAŞKAL

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EKİM 2008
ANKARA**

Tamer BAŞKAL tarafından hazırlanan GENETİK ALGORİTMA YARDIMIYLA DİŞLİLERDE OPTİMUM MODÜL SEÇİMİ VE DİŞLİLERİN BOYUTLANDIRILMASI adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Faruk MENDİ

.....

Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Kürşad DÜNDAR

.....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, G.Ü.

Prof. Dr. Faruk MENDİ

.....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, G.Ü.

Prof. Dr. H Rıza BÖRKLÜ

.....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, G.Ü.

Prof. Dr. Kerim ÇETİNKAYA

.....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, K.B.Ü.

Doç. Dr. M. Kemal KÜLEKÇİ

.....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, ME.Ü.

Tarih: 24/10/2008

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nail ÜNSAL

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

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

Tamer BAŞKAL

GENETİK ALGORİTMA YARDIMIYLA DİŞLİLERDE OPTİMUM MODÜL SEÇİMİ VE DİŞLİLERİN BOYUTLANDIRILMASI

(Doktora Tezi)

Tamer BAŞKAL

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
EKİM 2008**

ÖZET

Bu çalışmada, yeni bir optimizasyon metodu olan ve günümüzde hemen hemen her alanda kullanılabilen genetik algoritmayla, bir dişli kutusunun düz, helis, konik ve sonsuz vida dişlileri ile mil çapı, rulman ve kutu gövdesinin tasarım optimizasyonları gerçekleştirilmiştir. Optimizasyonu yapılan amaç fonksiyonları; dişli çark, mil ve rulman hacimlerinin minimizasyon fonksiyonlarıdır. Genetik algoritma bir genetik süreç gibi en iyiyi bulma ilkesine dayandığından, sınır aralıkları içinden değişkenlerin aldıkları değerler, dişli kutusunu oluşturan elemanların optimum boyutlarda olmasını sağlamıştır. Modül optimizasyonunda, diş dibi kırılması, aşınma ve ezilmeye göre hesaplama yapılarak optimum modül bulunmuştur. Mil çapı boyutlandırması değişken yükleme durumuna, rulman boyutlandırması ise, çalışma ömrüne göre optimize edilmiştir. Genetik algoritma ile elde edilen dişli hacmi sonuçları analitik yöntemle elde edilen sonuçlarla mukayese edilerek irdelenmiş ve genetik algoritmanın makine elemanları tasarım optimizasyonlarında başarı ile kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

Bilim Kodu : 708.3.029
Anahtar Kelimeler : Genetik algoritma, dişli, modül, mil çapı, rulman seçimi
Sayfa Adedi : 207
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Faruk MENDİ

GENETIC ALGORITHM USING SELECT OF OPTIMUM MODULE AT GEARS AND DIMENSION OF GEARS

(PhD. Sc. Thesis)

Tamer BAŞKAL

**GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
OCTOBER 2008**

ABSTRACT

In this study, the design of flat, helix, conical and worm gears in a gear box and that of shaft diameter, bearing and box body has been realized by means of genetic algorithm which is a new optimization method and can be used almost in every field at the present day. The objective functions which have been optimized are; the minimization functions of the volumes of gear wheel, shaft, and bearing. As the genetic algorithm is based on the principle of finding the best just like genetic process, the values of the variables within the specified range have enabled the parts of the gear box to reach to the optimum dimensions. The optimum module has been found by estimating according to tooth strength, surface and crush. Dimensioning of shaft diameter has been optimized according to variable loading and that of bearing has been done according to working life. The results of gear volumes obtained by genetic algorithm have been evaluated by comparing with the results obtained by analytical method and it has been reached to the conclusion that genetic algorithm can be used efficiently in the optimizations of the design of machine elements.

Science Code : 708.3.029

Key Words : Genetic algorithm, gear, module, diameter of gear, bearing

Page Number: 207

Adviser : Prof. Dr. Faruk MENDİ

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren Hocam Prof. Dr. Faruk MENDİ' ye, yine kıymetli tecrübelerinden faydalandığım hocam Doç. Dr. M. Kemal KÜLEKÇİ, Yrd.Doç. Dr. Hamit SARUHAN' a, Gerede Meslek Yüksekokulu'nda görevli Öğr. Gör. Tanju BÜLBÜL, Öğr. Gör. Erdoğan DOĞRU' ya, tüm çalışma arkadaşlarıma ve aileme teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	.xii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR	xx
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	5
2.1. Dişli Kutusu Tasarımı İçin Genetik Algoritma Kullanımı	5
2.2. Dişli Kutusu Tasarımı Optimizasyonuna İlişkin Çalışmalar	5
3. GENETİK ALGORİTMALAR	13
3.1. Tarihçe	13
3.2. Genetik Algoritma Kavramı	13
3.3. Genetik Algoritmaların Uygulama Alanları	14
3.3.1. Optimizasyon.....	15
3.3.2. Mekanik öğrenme	16
3.3.3. Otomatik programlama ve bilgi sistemleri	16
3.3.4. Montaj hattı dengeleme problemi.....	16
3.3.5. Çizelgeleme problemi.....	16
3.3.6. Tesis yerleşim problemi.....	16
3.3.7. Gezgin satıcı problemi.....	17

Sayfa

3.4. Geleneksel Yöntemlere Göre Genetik Algoritmalar	17
3.5. Genetik Algoritmanın Temel Unsurları.....	17
3.5.1. Başlangıç popülasyonu ve kodlama.....	18
3.5.2. Amaç fonksiyonu ve uygunluk fonksiyonu	21
3.5.3. Seçim	22
3.5.4. Çaprazlama (Eşleştirme, Crossover).....	27
3.5.5. Mutasyon	31
3.5.6. Yer değiştirme	35
3.5.7. Genetik algoritmanın sonlandırılması	35
3.5.8. Genetik algoritmanın kontrol parametreleri	35
3.6. Genetik Algoritmanın Temel Akış Diyagramı.....	38
3.7. Soft Hesaplama Teknikleri Ve Yapay Zeka Yaklaşımı	41
3.7.1. Bulanık küme teorisi.....	42
3.7.2. Bağımlı değişkenler optimizasyonu	42
3.7.3. Yapay sinir ağları.....	42
3.7.4. Serbest türetilmiş optimizasyon tekniğinin ortak özellikleri	43
3.7.5. Serbest türetilmiş optimizasyon teknikleri.....	44
4. DİŞLİ KUTUSU TASARIMI	46
4.1. Dişli Kutusunu Oluşturan Temel Elemanların Tasarımı	46
4.2. Dişli Çarkların Sınıflandırılması	47
4.3. Silindirik Düz Dişli Çarklar	48
4.3.1. Düz dişli çarkların boyutlandırılması	48
4.3.2. Düz dişli modül belirleme hesapları.....	52
4.4. Silindirik Helisel Dişli Çarklar.....	56

Sayfa

4.4.1. Silindirik helisel dişli çarkların boyutlandırılması	56
4.5. Konik Dişli Çarklar	60
4.5.1. Konik dişli çarkların boyutlandırılması.....	61
4.5.2. Diş genişliği.....	61
4.5.3. Diş sayısı	61
4.5.4. Diş kökü mukavemetine göre modül hesapları	62
4.5.5. Ezilme ve aşınmaya göre modül belirleme.....	63
4.6. Sonsuz Vida Mekanizmaları	65
4.6.1. Ezilme ve aşınmaya göre boyutlandırma.....	66
4.7. Dişli Kuvvetleri	70
4.7.1. Düz dişli kuvvetleri	71
4.7.2. Helis dişli kuvvetleri.....	72
4.7.3 Konik dişli kuvvetleri	73
4.7.4. Sonsuz vida ve çarkı dişli kuvvetleri.....	74
4.8. Miller	75
4.8.1. Tanım.....	75
4.8.2. Mil çapı hesabı	76
4.9. Rulmanlı Yataklar	80
4.9.1. Rulman çeşitleri.....	81
4.9.2. Rulmanların yük taşıma özellikleri.....	83
4.9.3. Rulman seçme etkenleri	84
4.9.4. Rulman ömür hesaplarında kullanılan denklemler.....	85
4.10. Dişli Kutusu Gövdeleri.....	88

Sayfa

5. GA İLE DİŞLİ HACMİ OPTİMİZASYONU.....	90
5.1. Genetik Algoritma, Uygunluk Ve Kısıt Fonksiyonu Tanımlama	90
5.2. GA Parametre Kontrolü Ve Seçimi	91
5.3. GA, Düz Dişli Kutusu Tasarım Fonksiyonlarına Uygulanması	95
5.3.1. Silindirik Düz Dişli Çarklar.....	95
5.3.2. Mil çapı optimizasyonu	104
5.3.3. Rulman seçimi	108
5.3.4. Dişli kutusu hacim optimizasyonu	113
5.4. GA, Helis Dişli Kutusu Tasarım Fonksiyonlarına Uygulanması.....	117
5.4.1. Helisel dişli çarklar.....	117
5.4.2. Mil çapı optimizasyonu	121
5.4.3. Rulman seçimi	124
5.4.4. Dişli kutusu hacim optimizasyonu	129
5.5. GA, Konik Dişli Kutusu Tasarım Fonksiyonlarına Uygulanması	133
5.5.1. Konik Dişli Çarklar	133
5.5.2. Mil çapı optimizasyonu	138
5.5.3. Rulman seçimi	142
5.5.4. Dişli kutusu hacim optimizasyonu	146
5.6. GA, Sonsuz Vida Ve Çarklı Dişli Kutusu Tasarım Fonks. Uygulanması ...	150
5.6.1. Sonsuz vida ve karşılık dişlisi	150
5.6.2. Mil çapı optimizasyonu	155
5.6.3. Rulman seçimi	158
5.6.4. Dişli kutusu hacim optimizasyonu	160

Sayfa

5.7. Analitik Yöntemle Dişli Hacmi Optimizasyonu	165
5.8. Dişli Optimizasyon Değişkenlerinin GA ve AY 'le Değerlendirilmesi.....	168
5.8.1. Düz dişli sonuç değerlendirmesi	168
5.8.2. Helis dişli sonuç değerlendirmesi.....	169
5.8.3. Konik dişli sonuç değerlendirmesi	171
5.8.4. Sonsuz vida ve karşılık dişlisi sonuç değerlendirmesi	173
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	175
7. KAYNAKLAR.....	178
EKLER	183
EK-1 Düz dişli rulman seçiminde kullanılan SKF rulman kataloğu.....	184
EK-2 Helis dişli rulman seçiminde kullanılan SKF rulman kataloğu	185
EK-3 Konik dişli rulman seçiminde kullanılan SKF rulman kataloğu	187
EK-4 Düz ve helis dişli kutusu	192
EK-5 Konik ve sonsuz vida dişli kutusu	193
EK-6 Düz ve helis dişli güç ve iletme oranı değerleri	194
EK-7 Konik dişli güç ve iletme oranı değerleri	198
EK-8 Sonsuz vida ve karşılık dişlisi güç ve iletme oranı değerleri.....	203
EK-9 Dişli malzemesi kopma ve sertlik değerleri	205
ÖZGEÇMİŞ.....	206

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Kromozomların kodlanması.....	19
Çizelge 3.2 Bit sayısının bulunması.....	20
Çizelge 3.3 10'luk tabanda değişken değerinin bulunması.	20
Çizelge 3.4 Değişkenlerin 10'luk tabana çevrilmesi.....	21
Çizelge 3.5 Rulet tekerleği seçim hesabı.....	25
Çizelge 3.6 Turnuva seçim yöntemi.....	26
Çizelge 3.7 Mutasyona uğrayan genlerin yerleri.....	32
Çizelge 3.8 Mutasyona uğrayan genlerin gerçek değeri.	33
Çizelge 3.9 Gerçek kodlamada mutasyon.	34
Çizelge 3.10 Genetik algoritma oranları.	37
Çizelge 3.11 Genetik algoritma işlemleri.	39
Çizelge 4.1. Dişlilerin sınıflandırılması	47
Çizelge 4.2. Standart modül değerleri.....	48
Çizelge 4.3. Form faktörü (K_f).....	49
Çizelge 4.4. Diş sayısı seçimi.	50
Çizelge 4.5. Yüzey işçiliğine ve milin yataklanmasına bağlı genişlik sayısı.....	51
Çizelge 4.6. Dinamik yük faktörü (K_d)	51
Çizelge 4.7. Diş kökü mukavemetine göre kullanılan semboller.....	53
Çizelge 4.8. Yüzey ezilmesi eşitliğinde kullanılan semboller.....	54
Çizelge 4.9. Düz dişli boyutlandırılmasına esas olan denklemler.....	55
Çizelge 4.10. Diş dibi mukavemeti eşitliğinde kullanılan semboller.....	57

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.11. Yüzey ezilmesi eşitliğinde kullanılan semboller.....	58
Çizelge 4.12. Helis dişli boyutlandırılmasına esas olan denklemler	59
Çizelge 4.13. Eksenler arası 90° olan konik dişli genişlik oranları.	61
Çizelge 4.14. Diş kökü mukavemetine göre kullanılan semboller.....	62
Çizelge 4.15. Yüzey ezilmesi eşitliğinde kullanılan semboller.....	63
Çizelge 4.16. Konik dişli boyutlandırılmasına esas olan denklemler	64
Çizelge 4.17. Sonsuz vida çark malzemeleri.	66
Çizelge 4.18. Kilitlenmesiz mekanizmalarda iletim oranı, helis açısı değerleri	67
Çizelge 4.19. Ağız sayısına bağlı verim.....	67
Çizelge 4.20. Karakteristik yük değerleri.....	68
Çizelge 4.21. Aşınma ve ezilme eşitliğinde kullanılan semboller	69
Çizelge 4.22. Sonsuz vida mekanizması boyutlandırılması için denklemler	69
Çizelge 4.23. Düz dişli denklemleri.	71
Çizelge 4.24. Helis dişli denklemleri	72
Çizelge 4.25. Konik dişli denklemleri.....	73
Çizelge 4.26. Sonsuz vida ve çarkı denklemleri.....	74
Çizelge 4.27. Mil ve dişli malzemesi dayanımları.	77
Çizelge 4.28. Rulmanların kullanıldığı uygun yerler	84
Çizelge 4.29. Çalışma koşullarına bağlı ömür süresi.	86
Çizelge 4.30. Sıcaklık faktörü	87
Çizelge 4.31. Güvenirlilik faktörü.....	88
Çizelge 4.32. Kombine yükler için dinamik yük faktörleri.....	88
Çizelge 5.1. Düz dişli giriş parametreleri.....	97

Çizelge	Sayfa
Çizelge 5.2. Düz dişli değişkenleri.	100
Çizelge 5.3. Çaprazlama.....	101
Çizelge 5.4. Mutasyon.....	101
Çizelge 5.5. Genetik algoritma parametreleri.....	102
Çizelge 5.6. Düz dişli optimizasyon sonuçları.	103
Çizelge 5.7. Düz dişli mil çapı değişkenleri.	106
Çizelge 5.8. Genetik algoritma parametreleri.....	107
Çizelge 5.9. Düz dişli kutusu mil çapı sonuçları.....	107
Çizelge 5.10. Düz dişli rulman seçimi değişkenleri.....	111
Çizelge 5.11. Genetik algoritma parametreleri.	112
Çizelge 5.12. Düz dişli kutusu sabit bilyalı rulman sonuçları.....	112
Çizelge 5.13. Düz dişli kutusu boyut optimumizasyon sonuçları.	115
Çizelge 5.14. Düz dişli boyutları.....	116
Çizelge 5.15. Helis dişli giriş parametreleri.	118
Çizelge 5.16. Helis dişli değişkenleri.....	119
Çizelge 5.17. Helis dişli optimizasyon sonuçları.	120
Çizelge 5.18. Helis dişli kutusu mil çapı sonuçları.....	123
Çizelge 5.19. Eğik bilyalı rulman seçimi değişkenleri.	127
Çizelge 5.20. Genetik algoritma parametreleri.	127
Çizelge 5.21. Helis dişli kutusu eğik bilyalı yatak sonuçları.	128
Çizelge 5.22. Helis dişli kutusu boyut optimumizasyon sonuçları.....	130
Çizelge 5.23. Helis dişli boyutları.....	132
Çizelge 5.24. Konik dişli kutusu tasarım parametreleri.....	135

Çizelge	Sayfa
Çizelge 5.25. Konik dişli değişkenleri.	136
Çizelge 5.26. Genetik algoritma parametreleri.....	136
Çizelge 5.27. Konik dişli optimizasyon sonuçları.....	137
Çizelge 5.28. Konik dişli kutusu mil çapı sonuçları.....	140
Çizelge 5.29. Konik makaralı rulman seçimi değişkenleri	144
Çizelge 5.30. Genetik algoritma parametreleri.	145
Çizelge 5.31. Konik makaralı rulman sonuçları.	145
Çizelge 5.32. Konik dişli kutusu boyut optimumizasyon sonuçları.....	148
Çizelge 5.33. Konik dişli boyutları.	149
Çizelge 5.34. Sonsuz vida ve karşılık dişli kutusu tasarım parametreleri	152
Çizelge 5.35. Sonsuz vida dişlisi değişkenleri.	153
Çizelge 5.36. Genetik algoritma parametreleri.....	154
Çizelge 5.37. Sonsuz vida ve karşılık dişlisi sonuçları.	154
Çizelge 5.38. Sonsuz vida ve karşılık dişlisi mil çapı sonuçları	157
Çizelge 5.39. Konik makaralı rulman sonuçları.	159
Çizelge 5.40. Sonsuz vida ve karşılık dişli kutusu sonuçları	162
Çizelge 5.41. Sonsuz vida çarkı boyutları.	164
Çizelge 5.42. Düz dişli GA ve AY değişken sonuçları	168
Çizelge 5.43. Helis dişli GA ve AY değişken sonuçları.	170
Çizelge 5.44. Konik dişli GA ve AY değişken sonuçları.	172
Çizelge 5.45. Sonsuz vida ve karşılık dişlisi GA ve AY değişken sonuçları.....	173
Çizelge 6.1. Dişli hacmi sonuçları.....	176

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1 Rulet tekerleği işlem adımları	24
Şekil 3.2 Tek noktalı çaprazlama işlemi	28
Şekil 3.3 İki noktalı çaprazlama işlemi	29
Şekil 3.4 Çok noktalı çaprazlama işlemi	29
Şekil 3.5 Düzgün çaprazlama	30
Şekil 3.6. Genetik algoritmanın basit çalışma diyagramı	38
Şekil 3.7. Genetik algoritmanın yorumlanması	40
Şekil 3.8. Genetik algoritma çalışma diyagramı	41
Şekil 4.1. Dişlilerin genel olarak çalışma durumları	47
Şekil 4.2. Düz dişli boyutlandırılması	55
Şekil 4.3. Helis dişli boyutlandırılması	59
Şekil 4.4. Eksen kesişme açısı 90° olan konik dişli çark	60
Şekil 4.5. Konik dişli boyutlandırılması	64
Şekil 4.6. Sonsuz vida ve çarkı boyutlandırılması	70
Şekil.4.7. Düz dişli kuvvetleri	71
Şekil 4.8. Helis dişli kuvvetleri	72
Şekil 4.9. Konik dişli kuvvetleri	73
Şekil 4.10. Sonsuz vida kuvvetleri	75
Şekil 4.11. Düşey yükleme durumu	78
Şekil 4.12. Yatay yükleme durumu	79
Şekil 5.1. Farklı jenerasyonlarda uygunluk fonksiyonu eğrileri	92

Şekil	Sayfa
Şekil 5.2. Farklı çaprazlama oranı için uygunluk fonksiyonu eğrileri	93
Şekil 5.3. Farklı mutasyon oranları için uygunluk fonksiyonu eğrileri.....	94
Şekil 5.4. Dinamik yük faktörü polinom grafiği	96
Şekil 5.5. Form faktörü polinom grafiği.....	96
Şekil 5.6. Şematik düz dişli kutusu	98
Şekil 5.7. Optimum uygunluk fonksiyonu grafiği.....	103
Şekil 5.8. Düz dişli değişkenlerinin aldıkları değerler	103
Şekil 5.9. Mil çapı optimizasyonunda kullanılan dişli kutusu	104
Şekil 5.10. Optimum mil çapı uygunluk fonksiyonu grafiği.....	108
Şekil 5.11. Mil çapı değişkenlerinin aldığı değerler grafiği.....	108
Şekil 5.12. Sabit bilyalı rulman genişlik ilişkisi grafiği	110
Şekil 5.13. Sabit bilyalı rulman çap ilişkisi grafiği	110
Şekil 5.14. Sabit bilyalı rulman dinamik yük taşıma kapasitesi grafiği.....	111
Şekil 5.15. Optimum rulman seçimi uygunluk fonksiyonu grafiği	113
Şekil 5.16. Rulman seçimi değişkenlerinin aldığı değerler grafiği	113
Şekil 5.17. Düz dişli kutusu boyutu uygunluk fonksiyonu grafiği.....	115
Şekil 5.18. Düz dişli kutusu değişkenlerinin aldığı değerler grafiği.....	116
Şekil 5.19. Şematik helis dişli kutusu.....	119
Şekil 5.20. Optimum uygunluk fonksiyonu grafiği.....	120
Şekil 5.21. Helis dişli değişkenlerinin aldıkları değerler.	121
Şekil 5.22. Mil çapı optimizasyonu yapılan dişli kutusu.	121
Şekil 5.23. Mil çapı uygunluk fonksiyonu optimizasyon grafiği	123
Şekil 5.24. Helis dişli mil çapı değişkenlerinin aldıkları değerler.	124

Şekil	Sayfa
Şekil 5.25. Eğik bilyalı rulman genişlik ilişkisi grafiği.....	125
Şekil 5.26. Eğik bilyalı rulman iç çap ile dış çap ilişkisi grafiği.....	126
Şekil 5.27. Eğik bilyalı rulman dinamik yük taşıma kapasitesi grafiği.....	126
Şekil 5.28. Optimum rulman seçimi uygunluk fonksiyonu grafiği.	128
Şekil 5.29. Rulman seçimi değişkenlerinin aldığı değerler grafiği	129
Şekil 5.30. Helis dişli kutusu boyutu, uygunluk fonksiyonu grafiği.....	131
Şekil 5.31. Helis dişli kutusu değişkenlerinin aldığı değerler grafiği	131
Şekil 5.32. Şematik konik dişli kutusu.	134
Şekil 5.33. Konik dişli uygunluk fonksiyonu grafiği	137
Şekil 5.34. Konik dişli değişkenlerinin aldıkları değerler.....	138
Şekil 5.35. Mil çapı optimizasyonu yapılacak dişli kutusu.....	138
Şekil 5.36 Mil çapı optimizasyon grafiği	141
Şekil 5.37. Konik dişli mil çapı değişkenlerinin aldıkları değerler.....	141
Şekil 5.38. Konik makaralı rulman genişlik ilişkisi grafiği.....	143
Şekil 5.39. Konik makaralı rulman iç çap ile dış çap ilişkisi grafiği.....	143
Şekil 5.40. Konik makaralı rulman dinamik yük taşıma kapasitesi grafiği.....	144
Şekil 5.41. Optimum rulman seçimi uygunluk fonksiyonu grafiği	146
Şekil 5.42. Konik dişli konik rulman değişkenlerinin aldıkları değerler	146
Şekil 5.43. Konik dişli kutusu boyutu uygunluk fonk. optimizasyon grafiği	149
Şekil 5.44. Konik dişli kutusu değişkenlerin aldıkları değerler	149
Şekil 5.45. Karakteristik yük değeri grafiği	151
Şekil 5.46. Karşılık dişlisi uygunluk fonksiyonu grafiği.....	155
Şekil 5.47. Karşılık dişlisi değişkenlerinin aldıkları değerler.	155

Şekil	Sayfa
Şekil 5.48. Mil çapı optimizasyonu yapılacak dişli kutusu	156
Şekil 5.49. Mil çapı uygunluk fonksiyonu grafiği.....	158
Şekil 5.50. Mil çapı değişkenlerinin aldıkları değerler	158
Şekil 5.51. Optimum rulman seçimi uygunluk fonksiyonu grafiği	160
Şekil 5.52. Konik dişli konik rulman değişkenlerinin aldıkları değerler	160
Şekil 5.53. Sonsuz vidalı dişli kutusu boyutu uygunluk fonksiyonu grafiği.....	163
Şekil 5.54. Sonsuz vidalı dişli kutusu boyutu değişkenlerinin aldıkları değerler	163
Şekil 5.55. Analitik yöntemle düz dişli optimizasyonu.	166
Şekil 5.56. Analitik yöntemle helis dişli optimizasyonu	166
Şekil 5.57. Analitik yöntemle konik dişli optimizasyonu	167
Şekil 5.58. Analitik yöntemle sonsuz vida ve karşılık dişlisi optimizasyonu	167
Şekil 5.59. Düz dişli, GA ve AY değişken sonuçları grafiği	169
Şekil 5.60. Düz dişli GA ve AY değişken sonuçları sütun grafiği.....	169
Şekil 5.61. Helis dişli GA ve AY değişkenleri grafiği	170
Şekil 5.62. Helis dişli GA ve AY değişkenleri sütun grafiği	171
Şekil 5.63. Konik dişli GA ve AY değişkenleri grafiği	172
Şekil 5.64. Konik dişli GA ve AY değişkenleri sütun grafiği.....	172
Şekil 5.65. Sonsuz vida ve karşılık dişlisi GA ve AY değişkenleri grafiği	173
Şekil 5.66. Sonsuz vida ve karşılık dişlisi GA ve AY değişkenleri sütun grafiği	174

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
m	Modül
l	Kromozom bit sayısı
$x_{1,23}$	Kromozom bölümleri
x_i	Değişken değeri
ε	Değişken adımı
f	Amaç fonksiyonunu
g	Uygunluk fonksiyon katsayısı
F	Uygunluk fonksiyonu
a	Ölçeklendirme faktörü
b	Pozitif kaydırma değeri
P_i	Seçilme olasılık değeri
Q_i	Birikimli olasılık değeri
r	Rastgele sayı
r_k	Rastgele üretilen, mutasyon oranı sayısı
K_f	Form faktörü
Z	Diş sayısı
ψ_m	Modüle bağlı diş genişliği sayısı
ψ_t	Adıma bağlı diş genişliği sayısı
ψ_d	Bölüm dairesi çapına bağlı diş genişliği sayısı
π	Pi, daire çevresinin çapına oranı
K_d	Dinamik yük faktörü
K_ε	Kavrama faktörü
ε	Kavrama oranı
b	Dişli genişliği

Simgeler	Açıklama
F_{ϕ}	Diş kuvveti
σ_{em}	Emniyetli gerilim
σ_D	Değişken mukavemet gerilimi
K_{ϕ}	Diş kavşağındaki çentik faktörü
S	Çalışma emniyet katsayısı
M_d	Pinyon dişli üzerine gelen moment
d_1	Pinyon dişli çapı
Z_1	Pinyon dişli diş sayısı
σ_k	Dili malzemesi kopma gerilimi
E	Dişli malzemesi elastikiyet modülü
P_{em}	Emniyetli yüzey basıncı
i	İletim oranı
H_B	Brinell sertlik değeri
P_{max}	Yüzey basıncı
t	Adım
D_o	Bölüm dairesi çapı
D_a	Diş üstü çapı
D_f	Diş dibi çapı
h_1	Diş başı yüksekliği
h_2	Diş dibi yüksekliği
h	Diş tam yüksekliği
β	Helis açısı
m_n	Normal modülü
m_s	Alın modülü
t_n	Normal adım
t_s	Alın adımı
p	Eğim adımı
α	Eğim açısı
Z_{min}	Alt kesilmesiz diş sayısı
α	Kavrama açısı

Simgeler**Açıklama**

φ_1	Pinyon dişli koniklik açısı
φ_2	Çevrilen dişli koniklik açısı
m_o	Ortalama modülü
m_a	Dış modülü
D_{oa}	Dış bölüm dairesi çapı
γ_o	Vida helis açısı
η	Ağız sayısına bağlı olarak verim
C_{em}	Karakteristik yük değerleri
V_k	Kayma hızı
m_e	Çark eksenel modülü
f	Form sayısı
m_a	Alın modülü
D_{o1}	Sonsuz vida bölüm dairesi çapı
D_{a1}	Sonsuz vida dış üstü çapı
D_{f1}	Sonsuz vida dış dibi çapı
D_{o2}	Çark bölüm dairesi çapı
D_{a2}	Çark dış üstü çapı
D_{f2}	Çark dış dibi çapı
D_{aa}	Çark dış çapı
b_1	Sonsuz vida uzunluğu
b_2	Çak genişliği
P	İletilen güç
M	Moment
F_t	Teğetsel kuvvet
F_r	Radyal kuvvet
F_a	Eksenel kuvvet
F_p	Pinyon kuvveti
F_g	Dişli kuvveti
φ	Koniklik açısı

Simgeler**Açıklama**

F_{tw}	Sonsuz vida teğetsel kuvveti
φ	Koniklik açısı
F_{tg}	Çark teğetsel kuvveti
γ_o	Sonsuz vida helis açısı
μ	Sürtünme katsayısı
T	Mil torku
M_{max}	Düşey ve yatay yükleme momenti
τ_D	Malzemenin düzeltilmiş sonsuz ömür gerilimi
L_h	Çalışma ömrü
L	Milyon devir olarak çalışma ömrü
L_n	Düzeltilmiş ömür değeri
C_t	Sıcaklık düzeltmeli yük değeri
C	Dinamik yük taşıma kapasitesi
C_o	Statik yük taşıma kapasitesi
P	Rulmana gelen bileşke yük
m	Yatak eleman değeri
a_1	Güvenirlilik faktörü
f_t	Sıcaklık faktörü
D	Tekerlek çapı
L_s	Yol cinsinden çalışma ömrü
F_{rulman}	Rulman bileşke yükü
$F_{eksenel}$	Rulman eksenel yükü
e_{rulman}	Rulman katsayısı
$e_{katalog}$	Rulman katalog katsayısı
x	Rulman eksenel yük katsayısı
y	Rulman radyal yük katsayısı

Kısaltmalar**Açıklama****GA**

Genetik Algoritma

DIN

Deutsche Industrie Norm (Alman standardı)

SAE

Society of Automotive Engineers (Amerikan standardı)

Cem

Karakteristik yük değeri

AY

Analitik Yöntem

1. GİRİŞ

Günümüz teknolojisi, gelişmelerin doruğa çıktığı ve tarihin hiçbir devrinde erişemediği bir hızla bilimsel keşiflerin yapıldığı bir çağdır. Makinelerde gelişen bu teknoloji içerisinde hayatımızın her noktasında yerini almışlar ve hızla almaya devam etmektedirler. Örneğin, her gün kullandığımız araçlar sürekli küçülmekte ve performansları artmakta, buna karşılık maliyetleri eskiye göre düşmektedir [1]. Bunun sebebi, son yıllarda tasarım ve imalat araçlarında ortaya çıkan müthiş gelişme ve optimizasyon yöntemlerindeki yeni metodların uygulanmasıdır.

Dişli çark mekanizmaları güç ve hız iletiminin gerekli olduğu yerlerde hız düşürücü veya yükseltici olarak kullanılır. Bu elemanların verimlerinin yüksek oluşu ve güvenilir olmaları, diğer hareket ve güç ileten mekanizmalara göre daha çok tercih edilmelerini sağlamaktadır.

Dişli kutusu tasarımında ana hedef, parametre girişlerine bağlı olarak, istenilen ihtiyacı karşılayacak en az hacimli boyutlandırmadır. Dolayısıyla boyutlandırmanın ana hedefi dişli kutusunu oluşturan bileşenler olacaktır. Dişli kutusunu meydana getiren temel bileşenler başta dişli kutusu olmak üzere, dişli çarklar, miller, kamalar ve yataklardır.

Bir dişlinin yüklenen torku iletebilmesi için amaca yönelik çabalardan birisi de kuşkusuz minimum modüllü bir dişlinin boyutlandırılması sonucu, amaçlanan torku elde edebilen küçük boyutlu dişli tasarlanmasıdır. Bu çabaları yerine getirmek için, iletilecek güç, devir sayısı, kavrama oranı, çalışma koşulları, dişli malzemesi, dişlilerin üretim yöntemleri gibi özellikler, modül seçim formüllerinde dikkate alınması gereken değişken özelliklerdir. Bu değişkenlerin, sisteme uygun olanların istenilen sınırlar dahilinde alınmasıyla, en iyi sonucu verecek değerlerin seçimi, modül fonksiyonunda bir çok değer birlikte kullanılmasını gerektirdiğinden çözüm güçleşmektedir. Bilindiği gibi geleneksel yöntemlerle yapılan optimizasyon çalışmaları, karmaşık, zahmetli ve zaman alıcı bir süreçtir. Geçmişte yapılan araştırmalarda, problem çözümünde kullanılan parametreler arası ilişkiler deneme

yanılma metoduyla yapılmasına rağmen, şimdilerde parametre fazlalığı çözüm uzayını genişletmekte ve çözümler zorlaşmaktadır [2]. Günümüzde genetik algoritmalar fonksiyon çözümlerinde etkili ve kısa zamanda fonksiyon optimizasyonuna olanak sağlamaktadır. Fonksiyon optimizasyonunda asıl problem, çözüm uzayı içerisinde yerel sonuçları dikkate almadan global çözümler içerisinde amaç fonksiyonunun optimize edilmesidir. Bu amaçla genetik algoritma, çözüm uzayı içerisinde kısıtlanmış bölge dahilinde, amaç fonksiyonu minimizasyonu çözümü esas alınarak tarama yaptığından fonksiyon optimizasyonu için başarılı bir tarama yöntemi olarak tanımlanmaktadır [3].

Tasarımı gerçekleştirilen düz dişli, helis dişli, konik dişli, sonsuz vida ve karşılık dişlisi modül seçimine esas olacak diş sayısı, genişlik oranı, helis açısı, emniyet katsayısı, çevresel hız, çentik katsayısı, form faktörü gibi tasarımı birebir etkileyecek olan değişkenlerin sisteme en uygunlarının seçilmesi, çözüm uzayının kapsamını etkileyecek olan unsurlardır. Çözüm uzayı içerisinde, bu değişkenlerin dişliler üzerine yapılmış deneysel ve teorik çalışmaları dikkate alınarak istenilen sınır aralıklarından ve tasarım kısıtlamaları ile en uygun değişkenin alınması amaç fonksiyonunu optimize edecektir.

Tasarımcının bir hedefi de bu süreci olabilecek en kısa süreye indirmek ve en optimum noktaya ulaşmak olmalıdır. Bu çalışmanın temel amacı, genetik algoritma yöntemi kullanılarak bir dişli kutusu tasarımında, temel bileşenlerden olan dişli çark, mil ve rulman hacimlerinin kısıt fonksiyonlarıyla tarama yapılarak, optimum boyutlarda bir dişli kutusunu tasarlamaktır.

Bu bağlamda hazırlanacak olan programla, optimum boyutların elde edilmesi, parametrik tasarımda zaman tasarrufu ve dişli hacmi değişkenlerinin alabileceği değerlerin oluşturduğu çözüm uzayındaki değeriyle (analitik yöntem), genetik algoritmanın bulduğu sonucun karşılaştırılması hedeflenmektedir.

Bu çalışmada izlenen metod; dişli tasarımı, mil çapı ve rulman seçimi fonksiyonlarının belirlenmesiyle, fonksiyonu optimize edecek kısıt fonksiyonlarının

geliştirilmesi çalışmanın ilk adımı olmuştur. İkinci adım, bu fonksiyonları optimize edecek olan genetik algoritma program algoritmasının, dişli kutusu fonksiyonlarına matlab 7.0 programlama dilinde uyarlanmasıdır. Son aşama elde edilen sonuçların kısıt fonksiyonları dahilinde olduğunun saptanması ve Borland Delphi 6.0 programlama dilinde hazırlanan, analitik fonksiyon taraması algoritmasından elde edilen sonuçların, dişli tasarım değişkenleri sonuçlarıyla mukayese edilmesidir. Bundan sonraki bölümler aşağıdaki gibi düzenlenmiştir.

Birinci bölümde, dişli kutusu tasarımının günümüz teknolojisindeki önemi ve optimizasyon gerekliliğinin nedenleri üzerinde durulmuş, dişli kutularında en az hacmi elde etmek için genel tasarım parametreleri ifade edilmiştir.

İkinci bölümde, genetik algoritma üzerine yapılmış optimizasyon çalışmaları sunulmuş, dişli kutusuna ilişkin optimizasyon yöntemleri ve genetik algoritma çalışmalarına yer verilmiştir.

Üçüncü bölümde, mühendislik problemlerinde genel optimizasyon yöntemlerinin tanıtılması ve genetik algoritmanın fonksiyon optimizasyonlarında nasıl kullanılacağına ilişkin bilgilendirmeler ve genetik algoritma operatörleri hakkında genel anlatımlara yer verilmiştir.

Dördüncü bölümde, dişli kutusunda kullanılan dişli çarkların boyutlandırmaya esas olan modül seçimi, mil çapı seçimi ve rulman seçimi fonksiyonları için kullanılan değişkenler ve hesap kriterleri açıklanmıştır.

Beşinci bölümde, düz, helis, konik, sonsuz vida dişlisi kutusunda kullanılan değişkenler, tasarım kısıtları, genetik algoritma operasyon parametreleri modül seçimi, mil çapı ve rulman seçimi uygulamalarına ilişkin elde edilen sonuçlar ve grafiklere yer verilmiştir. Bu optimizasyonlarda kullanılan, parametre ve faktör seçimleri algoritma süresince kullanılmak üzere fonksiyonlara dönüştürülmüştür. Ayrıca SKF rulman kataloğundan alınan veriler fonksiyonlar halinde algoritma içerisinde kullanılmıştır. Böylece elde edilen genetik algoritma verileri, analitik

olarak değişkenlerin alabileceği tüm değerlerin en az hata yaklaşımlı sonuçlarıyla mukayese edilmiştir.

Sonuç ve öneriler bölümünde araştırma sonuçları irdelenmekte, bu değerlendirmeler sonrası yapılması muhtemel çalışmalara öneriler sunulmaktadır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Dişli Kutusu Tasarımı İçin Genetik Algoritma Kullanımı

Makine tasarımının gelişen teknolojiyle, bilgisayarlı ortamlarda gerçekleştirilmesi bu alanda daha iyi neticelere ulaşmayı sağlamaktadır. Makine elemanlarının boyutlandırılmasına ilişkin mühendislik hesaplamalarının bir optimizasyon tekniğiyle en uygun noktalara çekilmesi tasarımcı ve kullanıcıya çok önemli avantajlar sağlamaktadır. Bu hedefe ulaşmak için, bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak çeşitli algoritma ve yapay zeka tekniklerinin kullanılması zorunlu olmaktadır. Bu nedenle dişli kutusu optimizasyonuna ilişkin pek çok optimizasyon tekniği kullanılmaktadır. Bu teknikler yaygın olarak pratik ve arama uzayında optimum sonuçlar veren yapay zeka teknikleridir. Dişli kutusu optimizasyonunda modül, mil çapı ve rulman seçimini birlikte inceleyen genetik algoritma optimizasyonuna rastlanmamaktadır.

Genetik algoritmayla daha evvel yapılan araştırmalar incelenmiş, çalışmalara ait özet bilgiler aşağıda sunulmuştur.

2.2. Dişli Kutusu Tasarımı Optimizasyonuna İlişkin Çalışmalar

Yalçın, günümüzde yaygın bir şekilde kullanılan optimizasyon tekniklerinden genetik algoritmayı, planet dişli sistemlerinin modül seçiminde kullanmıştır. Geleneksel çözümleme yöntemleriyle çözümün zaman aldığını ve rasyonel olmayan sonuçların ortaya çıkabileceğini ifade etmektedir. Bu sebeple planet dişli mekanizmalarının modül seçimi, amaç fonksiyonu haline getirilerek optimizasyon yapılmıştır. Amaç fonksiyonunu, örnek bir planet dişli kutusu boyutlarıyla kısıtlayarak istenen boyutlarda olmasını sağlamıştır. Genetik algoritma, Matlab 7.0 programı sayesinde kullanıldığını ve elde edilen sonuçların grafikler halinde sunulduğunu ifade etmektedir [1].

Toktaş, mekanik sistemler için bir kavramsal tasarım modelinin geliştirilmesinde yapay sinir ağlarının kullanılması adlı çalışmasında, yapay sinir ağları tekniğiyle silindirik düz, silindirik helis, konik düz, sonsuz vida ve çarklı dişlileri için, güç ve hareket iletim sistemleri tasarımını gerçekleştirmiştir. Yapay sinir ağları kullanımı için, tasarımda gerekli olan ihtiyaç ve sınırlandırmaları belirlenerek, eğitim ve test küme verileri aracılığıyla geriye yayılım algoritması değişken sayıda gizli katmanlarda eğitime işlemini uygulamıştır. Test küme verileri ile kontrol edilerek, teorik hesap sonuçları ve yapay sinir ağları modeli sonuçları istatistiksel hata analizleri ile karşılaştırmıştır. Sonuçların kabul edilebilir hata aralığında olduğunu görmüştür [4].

Papathanassrou, rüzgar gücüyle üretimde yapay zeka kullanımı adlı çalışmasında, yapay sinir ağları ve kararlılık ağaçları gibi iki uygulamayı rüzgar gücü üretiminde kullanmıştır. İlk çalışmasını, 20 kw'lık rüzgar türbin prototipinde, sürekli manyetik üretici için tasarlamıştır. Bu çalışmasında hem kendi başına hem de elektriksel ızgaralarla bağlantılar arası kullanım için dişlisiz rüzgar türbini tasarımını gerçekleştirmiştir [5].

Airol di, helikopter iniş dişlileri için çok amaçlı genetik algoritma adlı çalışmasında, kayarak inen dişlilerin optimizasyonunda genetik algoritma tabanlı sayısal optimizasyonu yaklaşımını ifade etmektedir. Modelleme tekniği ifadesi ve sayısal-deneysel bağıntılar, bir prototip dişli üzerinde düşme testi uygulamasıyla gösterilmiştir. Sayısal analizler ilk önce dişlinin dış görünüş tasarımı için kullanılmış olup, sonra zeminle kayma etkileşimi özellikleri dişlinin duyarlılığı için kullanılmıştır. Optimizasyon tekniği, iniş performansı ile dişli zorlanması arasındaki ilişkiyi araştırmak için kullanılmıştır. Sert zemindeki yüksek sürtünme katsayısıyla yükleme faktörlerini minimize etmek içinde problemin bir sayısal formül haline dönüştürüldüğünü ifade etmektedir [6].

Su, sonsuz vida dişlilerinde teoriksel ve deneysel yaklaşım adlı çalışmasında, sonsuz vidalardaki uygunsuzluğun araştırılması için teoriksel ve deneysel bir yaklaşım önermektedir. Çalışmasının asıl amacının, bilgisayar destekli performans

similasyonu ve gerçek çalışma koşullarındaki dış etkenlerle oluşan elastik deformasyonu, üretim hatalarının sonsuz vidalar üzerindeki etkisini bulmak olduğunu söylemektedir. Tasarım parametreleri optimizasyonunda, transmisyon hatalarının tahmini ve dış zorlanma değerlerini araştırmak için, çeşitli ileri teknikler olan 3D-CAD similasyonu, yapay sinir ağları, genetik algoritma ve ileri deneysel metotlar kullanıldığını ifade etmektedir [7].

Mendi, vd., genetik algoritma yoluyla kaynaklı bağlantıların yükleme tipine bağlı oluşan gerilim için, global olarak optimum kaynak alanı seçimini araştırarak, bulunan sonuçları analitik yöntemle mukayese etmiştir. Makine elemanlarının boyutlandırılmasında diğer klasik mühendislik hesaplamaları kullanılabildiğini, ancak bu tür problemlerin klasik hesaplama teknikleri ile çözümü, deneme yanılma yönteminin kullanıldığı uzun bir süreç olduğu ifade edilmiştir [8].

Amin, ağ tabanlı dişli tasarım optimizasyonunda, hız ve verimliliğin yükseltilmesi adlı çalışmasında, ağ tabanlı dişli tasarım optimizasyonu programı geliştirildiğini ifade etmektedir. Bu optimizasyonu genetik algoritma ile gerçekleştirmiş, optimizasyon programının hızlı yürütülmesi için sistem içerisinde yapay sinir ağları tarafından bütünleşmiş gelişimi ifade etmektedir. Bu çalışmasında ayrıca, yeniden üreme-öğrenme algoritmasının performans gelişmesine izin veren bir metot olduğunu söylemektedir. Deneysel testlerin öğrenmede, genelleme hatalarında ve ağ öğrenme oranında zamandan ortalama %50 azalma olduğunu gösterdiğini ifade etmektedir [9].

Fonseca, son zamanlarda araçların sessizlik gelişiminde, transmisyon niteliği düzeltilmesi, gürültü, titreşim gibi nedenlerin dişliler üzerinde azaltılmasında kısıtlı şartlar bulunduğunu ifade etmektedir. Tasarımda her zaman en önemli düşünce, dişlinin gürültü ve titreşimini önlemek olmuştur. Yaygın olarak kabul gören bir düşünce, dişli çiftlerinin iletim oranındaki hatalarla gürültü meydana gelmektedir. Dişli optimizasyonunda son zamanlarda oluşan kanının, transmisyon hataları, dinamik transmisyon performansının düzeltilmesi olduğunu ifade etmektedir. Çalışmasında, dişli toplam ağırlık optimizasyonu değerleri minimizasyonu genetik

algoritma kullanmıştır. Genetik algoritmanın matematiksel formülasyonu, statik yük paylaşımı ve transmision hatası hesabı üzerine tasarlanmış bir tabana sahiptir. Genetik algortmada kullanılan kısıtlar, yerel optimizasyon ve en yakın global optimizasyon çözümlemeyi başarmak için uygulandığını ifade etmektedir [10].

Su, dişli tasarım optimizasyonu için çok kullanıcıli internet ortamı adlı çalışmasında, internet aracılığı ile web tabanlı çok kullanıcıli bir sistemle geniş boyutlu bir yazılım paketini, uzaktan yürütmeyi hedeflemiştir. Helisel dişlilerin optimizasyonu için, genetik algoritma yazılımı sunmaktadır. Bunun için, html bileşimini, java servlets, java applets, java scripty protokolünü kullanmıştır [11].

Sadegedi, yapay sinir ağlarıyla dişli kutuları için hata arama ve tanıma sistemi adlı çalışmasında, çok katmanlı sinir ağları kullanımıyla deneysel olarak dişli kutusundaki tipik yataklama hataları ve dişlileri tanıma işlemi üzerine odaklanmıştır. Bir dişlinin işletim şartları olan, hafif veya orta emniyetli olmasına, tipik bir dişli kutusu olmasına, dişlilerin kırılma kusurlarına ve genel yataklama kusurları gibi dişli kutusu çıktı katmanı, hatanın bulunmasına yönelik amaç için tasarlanılmıştır. Titreşim uyarıları en fazla güvenilirlik kaynağı olarak tanıtıldığını ifade etmektedir [12].

Aziz, pinyon dişli tasarımı ve analizi için zeki sistem adlı çalışmasında, dişli çark dişleri üzerindeki kuvvet ve yük dağılım analizleri için, bir yöntem olan iki ölçekli sonlu elemanlar yöntemi ile kapalı form çözümlerinin bileşimleri sunulmaktadır. Öncelikle tasarım parametreleri belirli hale dönüştürüleceğini, model analizinin tüm üretim süreci, diş profilinin koordinatlarının belirlenmesi, dişli çark dişlerinin temas bölümü, otomatik örgü üretimi, sınır ve yükleme durumları tamamen tasarımcı için otomatik halde olduğunu ifade etmektedir. Sonlu elemanlar yöntemi, kapalı form çözümlerinde elde edilen sonuçlarla mukayeseli bir şekilde ilişkili olduğunu ve bu işlemlerin kolay bir şekilde başka tip dişlilere de uygulanabilirliğini söylemektedir [13].

Chen, elektronik silindirli yağlama soğutma üzerinde güvenilirlik adlı çalışmasında, dişli toplam hacminin en aza düşürülmesini yağ soğutmalı elektronik silindir mekanizması için hedeflenmiştir. Yağ filmi elastik kalınlık oranında optimum tasarım için, diş sayısı, modülü, dişli genişliği tasarım değişkenlerini sınır şartları içerisinde, matematiksel modelleme çözümünü genetik algoritma ile yapıldığını ifade etmektedir [14].

Toktaş, makine tasarım işleminde kullanılan yapay zeka teknikleri ve uygulama alanları adlı çalışmasında, makine tasarımında kullanılan yapay zeka tekniklerini ele almıştır. Yapay zeka yöntemleri olan yapay sinir ağları, uzman sistemler, bulanık mantık, genetik algoritmalar, zeki karma (hibrit) sistemlerin makine tasarımındaki uygulamaları üzerinde durulmuştur. Yapay zeka tekniklerinin makine tasarımında kullanılmasının, tasarım sürecinin daha az zaman aldığını ve daha kolay olduğunu söylemektedir. İnsan gücü ve zaman kaybının azaltılmasıyla düşen maliyetler sayesinde de, bugünkü rekabet şartlarında önemli bir avantaj sağladığını ifade etmektedir. Ayrıca genetik algoritmanın pek çok alanda senkronize bir şekilde optimum çözümü araması yerel bir optimumda kalma riskinin, çok aza indirgemesini avantaj olarak görmektedir [15].

Saruhan, sınır şartları verilen bir hız redüktörünün minimum ağırlığını hesaplayan bir algoritma tanıtmaktadır. Çalışmasının asıl amacının, genetik algoritmanın potansiyellerini ve uygulama kabiliyetlerini, bir optimum hız redüktörü tasarımında göstermektedir. Bu tasarım için elde edilen sonuçlar bu tekniklerin uygunluğunu göstermektedir. Genetik algoritma doğal seçim teknikleri kullanarak tanımlanmış sınırlar içerisinde tarama yapan ve genetik fikrine dayalı uygun araştırma teknikleri olduğunu belirtmektedir [16].

Saravanan, genetik algoritma kullanılarak pratik olarak dişli tasarım optimizasyonu adlı çalışmasında, optimum dişli tasarımı için dişli ağırlığının yanında imalat hatalarını ve etkili bir şekilde iletimi geliştirmede algoritmaların gelişimini açıklamış ve genetik algoritmanın problem çözümündeki güçlü yanlarından dolayı GA'yı kullandığını ifade etmektedir. Bu algoritmalar için, türevlerin artışı veya arama

uzayındaki süreklilik olmasının bu algoritmalarda kısıtlı olmadığını belirtmiştir. Uygun bir amaç fonksiyonuyla, minimum hata ve ağırlığın hesaplanabilir olduğunu, böylece maximum verimlilik elde edilebileceğini ifade etmektedir. Algoritma üzerindeki bu etkililiği bilgisayar simulasyonu ile test ederek etkili olduğunu saptamıştır [17].

Xueliang, yüzeyleri sertleştirilmiş dişli çiftlerinin optimizasyonunu genetik algoritma tabanlı yaklaşımla modifiye edilmesi adlı çalışmada, makul ve optimum bir katsayıyla silindirik dişli çiftlerinde dişli özelliklerinin düzeltilmesi üzerinde durmuş, yükleme kapasitesi, sürtünme kuvveti gibi değerler için yararlı olacağını belirtmiştir. Genetik algoritmalar kullanılarak silindirik dişli çiftlerindeki katsayıların en uygunları optimum tasarım seçenekleri verilerek geliştirdiğini ifade etmektedir [18].

Yokota, genetik algoritmalar kullanarak optimum dişli ağırlığı için yöntem adlı çalışmada, eğmeye çalışan zorlamalar için optimum bir dişli ağırlığı tasarımını, lineer olmayan integer programlama ile dişli ve mil zorlanmaları formüle edilmiş ve problemin çözümünde genetik algoritmayı kullanmıştır [19].

Yin, yağlama etkisinin dişli parametrelerine olan tesiri ve yağlama teorisi üzerine yaptığı çalışmada, dişli transmisyon matematiksel optimizasyon modelini, film kalınlık oranı maksimizasyon ve nesnelerin hacimlerinin minimizasyonu gibi koordinasyonla araştırmıştır. Bu modelleme devamında genetik algoritma sayesinde çözüme ulaşmıştır. Yapay sinir ağlarını farklı kıvrım noktalarını canlandırmada kullanmış, yapay sinir ağları ile genetik algoritmaları birleştirmiştir. Sayısal örneklerle de bunun etkinliğini göstermektedir [20].

Abersek, dişli kutusu tasarımı için uzman sistemler adlı çalışmada, dişlinin üretimi ve boyutlandırma optimizasyonu için uzman sistemler üzerine çalışmış, dişlinin boyutlandırılması için problem çözümünde genetik algoritmalar kullanılmış, özellikle global uç noktaları tarama yeterliliğinde kuvvetli olmasından dolayı genetik algoritmalar kullanılmıştır. Dişlilerin optimizasyonu veya dişli çiftlerinin optimizasyonlarını bitirdikten sonra, en güç şartlar olan bir ürünün teorik olarak

hesaplanmasını takip eden üretim ve özelliklerinin optimizasyonu aşamasını incelemiştir. Bu aşamayı başarmak için de, çeşitli şekillerdeki ürünlerin talebinde, üretim alanları için uzman sistemler geliştirmeye başladığını ifade etmektedir [21].

Rouch ve Saruhan, genetik algoritma kullanarak rulmanlarda yağlayıcı film kalınlığı optimizasyonu adlı çalışmasında, yüksek hız rotor sistemlerinde, rulman ve yüklü mil yatağı arasındaki yağlayıcı film kalınlığı optimizasyonunun rulman geometrisi seçiminde, oldukça önemli tasarım kriteri olduğunu ifade etmektedir. Çalışmasında, diğer tasarım kriterleri ile birlikte sistem dengesini de dikkate alarak etkili bir optimizasyon yöntemi geliştirmek için genetik algoritmanın kullanımı üzerine odaklanmıştır. Genetik algoritma tabii seçim ve genetikleri fikri üzerine kurulu tekniklerin, bir çok alanlarda problemlerin optimum çözümünü araştırmak için tasarlanmış kuvvetli metotlar olduğunu ifade etmektedir [22].

Roso ve diğerleri, bükme-levha yatak tasarım optimizasyonunda genetik algoritmanın kullanımı adlı çalışmasında, optimum bükme-pad yatakların optimum tasarım metodunu etkili bir şekilde geliştiren genetik algoritmanın kullanımı üzerine odaklanmıştır. Bu optimizasyon yaklaşımı minimum film kalınlığı, güç kaybı, maksimum film sıcaklığı ve genel amaçlar üzerinedir. Beş bükme levhalı ön yüklenen yatakların sonuçları daha çok geleneksel optimum tasarım metotları olan global ölçüt metot derecesi, rotor yatak tasarımında genetik algoritmaların potansiyellerini kanıtlamak ve kıyaslamak için ortaya atıldığını ifade etmektedir [23].

Marcelin, dişlilerde genetik optimizasyon adlı çalışmasında, dişlilerde optimizasyon probleminin çözümü oldukça güç olduğunu, gerçekte hedefler çokluğunu ve hedefte bir çok kriterler optimizasyon için gerekliliğini belirtmektedir. Bir çok hedefler arasında oluşumu bulmanın kolay olmadığını ve optimizasyon kriterinin sık sık bir diğeriyle çelişmekte olduğunu ifade etmektedir. Buna ilave olarak bir çok miktardaki tasarım kriterleri olduğunu ve bu değişkenlerin çok olmasıyla farklı değerler alındığını ifade etmektedir. Bundan başka dişlilerin hesaplanması çok güç ve karmaşıklığını belirterek, bu hesaplamalar tasarımdaki ve üretimdeki problemlerden dolayı dişlilerde oluşan hataların yarısının doğruluğunun kanıtlandığını

belirtmektedir. Bu yüzden sağlam ve güvenilir optimizasyon programı gerekliliğinden bahsetmektedir. Matematiksel optimizasyon metotları böyle problemlerin çözümünde çok zordur ve farklı değişkenli optimizasyon metotları böyle problemlerin çözümü için özel metotların kullanımı tercih edilmektedir. Bu çalışmada, çözümün genetik algoritmayla, dişli çiftlerinin optimizasyonunda çok iyi seçim olduğunu söylemektedir [24].

Yaman, elektrik motorundan aldığı hareketi, belirli bir seviyeden hız kutusuna iletmekte olan bir kardan mili çapının minimizasyonunu, amaç fonksiyonunu tasarım değişkenleri içerisinde kısıtlayıcı bölge içerisinde genetik algoritma kullanarak problem çözümünü sağladığını ifade etmektedir [25].

Zeyveli, genetik algoritma (GA) ile hız kutusu dişli tasarımı amaçlayarak, dişli kutusunda kullanılan dişliler için düz, helis ve konik dişli çiftleri tek ve iki kademeli olarak minimum malzeme hacmi esas alınarak optimize ettiğini ifade etmektedir. Optimizasyonda, iletilecek güç, iletim oranı ve pinyon dişlisi devir sayısı dikkate alındığını belirtmektedir. Diş eğilmesi, diş aşınması ve tanımlanan değişkenlerin sınır değerleri içinde çözümler sağladığını ifade etmektedir. GA'nın kısa sürede elde ettiği bu sonuçların, endüstride istenilen özellikteki hız kutularının minimum malzeme koşuluna göre kısa sürede tasarlanmaları için kullanılma olanağı bulunduğunu söylemektedir [26].

3. GENETİK ALGORİTMALAR

3.1. Tarihçe

Genetik algoritmalar, 1960'lı yıllarda John Holland tarafından geliştirildi. Holland, 1975 yılında genetik algoritmanın teorik altyapısı sayılan “Adaptation in Natural and Artificial Systems” konulu bir çalışma yapmıştır. 1980'li yılların ortalarında genetik algoritmalar, makine öğrenmesi, programlama ve iş planlama gibi alanlarda karmaşık problemlerin optimizasyonu için çözümlerde kullanıldı [27].

Holland'ın çalışmalarının sonuçlarını açıkladığı kitabı, 1975'de yayınlanmasından sonra geliştirdiği yöntemin adı Genetik Algoritmalar olarak adlandırılmıştır. Holland'ın doktora öğrencisi, David E. Goldberg 1989'da gaz borusu hatlarının denetimi üzerine yaptığı çalışma, genetik algoritmaların pratik kullanımının olduğunu kanıtlamıştır [28].

Goldberg (1989) “Genetic Algorithms in Search Optimisation and Machine Learning” adlı çalışmasından sonra genetik algoritmanın geniş alanlarda uygulamaları başlamıştır. Syswerda (1989) çaprazlama işlemini üzerinde çalışmalar yaparak, tekli, ikili ve düzgün çaprazlama sonuçlarını karşılaştırmıştır. Greenwel, Angus ve Finck (1995), GA için en uygun mutasyon ihtimalini araştırmışlardır. De Jong (1975), Schaffer (1989), ve Grefenstette (1986) Genetik algoritmada kullanılan kontrol parametreleri üzerinde çalışmışlardır [29].

3.2. Genetik Algoritma Kavramı

Genetik algoritmalar, 1970'lerin başında John Holland tarafından ortaya atılan, doğal hayattaki düzeni örnek alarak geliştirilen ihtimalli bir arama yöntemidir. Tabii hayatta en iyi bireylerin, çoğalmalarıyla daha iyiyi elde etme prensibine dayanmaktadır. Bir grup topluluk içerisindeki en iyi bireyin seçilerek, topluluk içerisindeki kötü bireylerin çoğalma sürecinden iptal edilmesi sonucu, sürekli iyiye bir akış fikri üzerine odaklanan işlemler zinciridir. Genetik algoritmalar çözüm uzayı

içerisinden, bir grup toplulukla çözüme doğru ilerlemede ilk adım atılması ve bunların içerisinden yaşama ihtimali en yüksek bireylerin seçimi ve iyiye yönelimin çeşitli genetik süreçlerle desteklenmesidir. Çözüm uzayında, bir noktadan ziyade bir grup içerisinden çözüme yaklaşma, genetik algoritmaların en büyük özellikleridir. Bu şekildeki seçim, genetik algoritmanın yerel çözümden global çözüme yönelmesine neden olmaktadır [30].

Tabiatta organizmaların çoğalma ve hayatta kalma yeteneğini etkileyen, genlerinin içerdiği bazı özellikleri vardır. Tabii seleksiyon, gelecek nesillerin içerisindeki kuvvetli bireylerin gen sayısını, zayıf olan bireylerin gen sayısından daha çok miktarda olmasını sağlamaktır. Böylelikle tabii yaşamdaki en iyi bireylerin hayatta kalma ve çoğalma eğilimini, az iyi bireylerin dışlanması eğilimi süresince daha yüksek olasılığa sahip yapmaktadır.

Genetik algoritmalar, canlıların çoğalma sürecini referans alan ve bir topluluk içerisinden özel bir bireyi bulmak için kullanılan, güçlü bir arama tekniğidir. Bu algoritmalar, şimdilerde yaygın bir şekilde çok farklı alanlarda bilimsel problemlerin çözümü için uygulanmaktadır. Genetik algoritmalar, genetik operatörler ve kromozom ifadesiyle ilişkilendirilerek pratik hayatta kullanılmaktadırlar. Genetik operatörler olan çaprazlama, mutasyon gibi işlem adımlarıyla çözüm uzayı içerisinden doğal seçim kullanılarak aramaya yön verilmektedir [31].

Temel ilkeleri John Holland tarafından ortaya atılan genetik algoritmaların, temel ilkelerinin ortaya atılmasından sonra, genetik algoritmalar hakkında bir çok bilimsel çalışma yapılmıştır.

3.3. Genetik Algoritmaların Uygulama Alanları

Goldberg'in "Genetic algorithms in Search optimization and Machine Learning" adlı kitabında, genetik algoritmanın kullanıldığı alanları biyoloji, bilgisayar bilimi, mühendislik, yöneylem araştırması, melez teknikleri, görüntü işleme, model tanıma, fizik ve sosyal bilimler olarak belirtilmektedir. Günümüz bilim dünyasında

fonksiyon optimizasyonu, çizelgeleme, mekanik öğrenme, tasarım, hücresel üretim, uçakların parametrik tasarımı, uluslar arası güvenlik modelleme, makine tasarımı gibi pek çok alanlarda uygulamaları bulunmaktadır [29].

Genetik algoritmanın uygulandığı problemlere aşağıdaki bölümlerde yer verilmiştir. Bu problemler incelendiğinde genetik algorithmadan nasıl faydalanıldığı hakkında genel bir fikir oluşturulacaktır.

3.3.1. Optimizasyon

Genetik algoritmalar yoğunlukla çok değişkenli fonksiyonların optimizasyonunda kullanılmaktadır. Optimize edilecek amaç fonksiyonunun çözümü türev alma yöntemleriyle çözülemiyorsa, genetik algoritma bu tür hesaplamalara gerek duymadan işleme prensibine dayandığından, geleneksel yöntemlere göre daha kolay bir şekilde problem çözümlerinde kullanılmaktadır [33].

Optimize edilecek bir fonksiyonun değişkenleri istenilen sınır aralıklarında, bir değişkenin diğerine göre durumu, fonksiyonun matematiksel boyutunu hemen etkileyeceğinden bir biriyle uyumunu test ederek optimal sonuca varılmaktadır.

Genetik algoritmanın sınır aralıklarındaki değişkenlerin alacakları değerler cinsinden bir ikili kodlamayla işletilmesi bu yöntemi avantajlı kılmaktadır. Üstelik bu süreçte herhangi bir türev bilgisine ihtiyaç duyulmamaktadır. Amaç fonksiyonunu oluşturan değişken sayısının artmasıyla çözüm uzayının genişliği geleneksel yöntemlerle optimizasyonu imkansızlaştırmaktadır.

Genetik algoritma çözüme tek bir noktadan ziyade bir grup değişkenle yola çıkması optimizasyonu kolaylaştırmaktadır. Genetik algoritmayı oluşturan operatörler sayesinde de değişken çeşitliliğinin artırılması çözümün iyiye yöneliminde avantaj sağlamaktadır.

3.3.2. Mekanik öğrenme

Mekanik öğrenme, elde edilen veriler üzerinde anlam geliştirmek, bu anlamlar üzerinde yorumlamalar geliştirmek ve görülmemiş nesneleri tahmin etmeye yönelik çalışmalar yapmaktadır. Genetik algoritmayla mekanik öğrenme alanında, sınıflama sistemleri yapılabilmektedir [31-34].

3.3.3. Otomatik programlama ve bilgi sistemleri

Hesaplamaya dayalı sistemlerin tasarımında, bilgisayar ağ tasarımlarında, ağ güvenilirlik parametre tasarımı ve bilgilerin verimli bir şekilde işlenmesi amacıyla genetik algoritma kullanılmaktadır [31-34].

3.3.4. Montaj hattı dengeleme problemi

Endüstriye dayalı üretim yapan alanlarda, üretim planlama ve maliyet hesaplanması için kullanılan amaç fonksiyonlarının optimizasyonunda genetik algoritmalarından faydalanılmaktadır [31-34].

3.3.5. Çizelgeleme problemi

Basit bir çizelgeleme problemi olan, işlem süresi ve teslim tarihi belli olan işlerin çizelgelenmesinde, genetik algoritma kullanılarak çözüme gitmede klasik yöntemlerden çok daha hızlı ve optimala yakın çözümler bulunmaktadır [31-34].

3.3.6. Tesis yerleşim problemi

Bir tesisin kurulması aşamasında, tesiste kullanılacak teçhizat ve kaynakların planlanan kriterlerle en iyi şekilde yerleşimi bir optimizasyon tekniğidir. Bu amaçla bir çok teçhizatın üretim aşamasındaki çeşitliliği üretimi zorlaştırmaktadır. Bu nedenle, bir çok değişken arasından optimala yakın çözümler genetik algoritma kullanılarak elde edilmektedir [31-34].

3.3.7. Gezgin satıcı problemi

Gezgin satıcı olarak nitelendirilen problem, bir hedefe varmak için geçilmesi gereken bir çok noktayı en kısa mesafede sağlayan yolun hesaplatılmasıdır. Elektronik devre tasarımları, posta taşıma işleri, yolculuk rota tayinleri bu uygulamaya örneklerdir. Bu şekilde, bir çok alternatifli durumun çözümünde genetik algoritmalarla kabul edilebilir çözüme ulaşılabilmektedir [31-34].

3.4. Geleneksel Yöntemlere Göre Genetik Algoritmalar

Genetik algoritmalarla optimizasyon tekniğinin, geleneksel yöntemlere göre en temel farkları, çeşitli matematiksel modellemeler yerine, rastgele seçilen değişkenler üzerinden çözüme ulaşmasıdır. Rastgele seçilmiş olan değişkenler kümesi üzerinde doğal seçim süreci mantığıyla, iyilerin saklanıp, kötülerin elenmesinin amaç fonksiyonundaki istenen özellikler bulununcaya kadar devam edilmesi, genetik algoritmaların geleneksel yöntemlere en belirgin özelliğidir. Genetik algoritmaların geleneksel yöntemlere göre aramadaki farkları, tek bir noktayı değil kıyaslamının içerisindeki tüm değişken değerlerini araması, türev bilgisine gerek duymaması, aramanın yönünü amaç fonksiyonundaki uygunluğun belirlemesi, olasılıklı geçiş yöntemlerini kullanıp, belirlilik yöntemlerini kullanmaması, parametrelerin kendisiyle değil onların kodlarıyla çalışmasıdır [35].

3.5. Genetik Algoritmanın Temel Unsurları

Basit bir genetik algoritma Goldberg tarafından tanımlandı. Algoritmayı oluşturan basit elemanlar, kromozomlar popülasyonu, uygun kromozom seçimi, yeni çocukları üretmek için çaprazlama ve elde edilen çocuklara uygulanan rastgele değişim işlemleridir [36].

Genetik algoritma popülasyonu içerisindeki kromozomlar yaygın bir şekilde ikili kodlama dizilerinden oluşur. Kromozomlar içerisinde, 0 ve 1 sayılarından oluşan bir geometrik yapı mevcuttur. Her kromozom, aday çözümlerden oluşan arama uzayı

içerisinde bir nokta olarak tanımlanmış özelliğe sahiptir. Kromozomlardan oluşan popülasyon, genetik algoritma süreci boyunca popülasyon içerisindeki bir diğer kromozomla başarılı bir şekilde yer değiştirme özelliğine sahiptir. Genetik algoritma amaç fonksiyonu optimizasyonu yapılması için sık sık geçerli popülasyon içerisindeki kromozomların en iyi değer sonucuna ihtiyaç duyar. Bir kromozomun en iyi olması, amaç fonksiyonunu içerisindeki çözümü neticesinde ne kadar iyi olduğuna bağlıdır [36].

3.5.1. Başlangıç popülasyonu ve kodlama

Genetik algoritmanın, bir dizi kodlama grubuyla eşzamanlı olarak yerleştirildiği ve çözümlerin bulunduğu potansiyel bir sayma operatörüdür. Genellikle bir popülasyon 30 ile 100 arasındaki bireyden oluşturulur. Pek çok uygulamalarda algoritma içerisindeki bireyler, ikili sayı dizisiyle kromozomların ifade edilmesi şeklinde kullanılır. Parametre seti içerisindeki her değişken ikili dizi şeklinde kodlanarak bir kromozomun şekli art arda dizilmiş değişkenlerle oluşturulur [35].

Popülasyon sayısı, Goldberg tarafından Eş. 3.1 ile bulunması tavsiye edilmektedir. Burada l kromozom için kullanılan bit adedini ifade etmektedir [28].

$$\text{Popülasyon sayısı} = 1,65 * 2^{0,21 * l} \quad (3.1)$$

Bir kromozom amaç fonksiyonundaki değişken sayısı kadar kodlanır. Kromozomu oluşturan ikili sayı dizisinin bir kısmı bir değişkeni, diğer kısımları da başka değişkenleri ifade eder. Bu sayı dizisi içerisinde kullanılan ikili kodlamanın her bir sayısına gen adı verilmektedir. Bir değişkenin sınırları içerisindeki alabileceği tüm değerler bu kodlama içerisinde yer almaktadır. Öyle ki bir değişkenin hangi aralıkta tarama yapacağı da bu kodlama içerisinde yer almaktadır.

Popülasyon içerisindeki bireyler, yaygın bir şekilde ikili sayı tabanında ifade edilmesine karşın, üçlü, tam sayı, gerçek değer kodlamaları da yapılmaktadır.

Örneğin, üç değişkenli bir amaç fonksiyonunda x_1 , x_2 ve x_3 değişkenleri (Çizelge 3.1) kromozom yapısıyla kodlanır [35].

Çizelge 3.1. Kromozomların kodlanması

1 0 1 1 0 1 0 0 1 1 1 1				0 1 0 0 0 0 1 1 0 0 0				0 0 1 1 1 0 0 1 0 0 0 0 0							
x_1 (12 bit)				x_2 (11 bit)				x_3 (13 bit)							
Kromozom	1 0 1 1 0 1 0 0 1 1 1 1 0 1 0 0 0 0 1 1 0 0 0 0 0 1 1 1 0 0 1 0 0 0 0 0														
0 , 1'in her biri "GEN"															

Amaç fonksiyonundaki değişkenlerin alabilecekleri değerler ve tarama adımı 2'lik (0,1) sayı tabanına göre kodlanarak, bu kodlama sayesinde genetik algoritma operatörleri kullanılmaktadır. Bu kodlamanın yapılması için Eş. 3.2 kullanılır. Burada l her değişken için kullanılan bit uzunluğu $x(i)_{\text{altsnır}}$ değişkenin alt sınırı, $x(i)_{\text{üstsınır}}$ değişkenin üst sınırı, ε değişken adımıdır [16].

$$2^l \geq \frac{x(i)_{\text{üst snr}} - x(i)_{\text{alt snr}}}{\varepsilon} + 1 \quad (3.2)$$

Bit uzunluğu hesaplandıktan sonra ikilik sayı tabanındaki bitler yan yana getirilerek değişken sayısı kadar kromozom uzunluğu oluşturulur. Artık, bu kromozom uzunluğu sayesinde genetik operatörler kullanılır. Genetik algoritma işlemleri sonrası kodların çözülmesi içinde Eş. 3.3 kullanılmaktadır. Burada, $d(i)$ dizinin 10'luk tabandaki değerini göstermektedir [16].

$$x(i) = x(i)_{\text{alt snr}} + \frac{x(i)_{\text{üst snr}} - x(i)_{\text{alt snr}}}{2^l - 1} d(i) \quad (3.3)$$

Bir amaç fonksiyonu $F(x_1, x_2, x_3)$ olarak verilmiş olsun, burada amaç fonksiyonu x_1 , x_2 , x_3 değişkenlerinin alabilecekleri değerler, fonksiyonun değerini verecektir. x_1 , x_2 , x_3 değişkenlerinin sınır aralıkları; $-2 \leq x_1 \leq 2$, $0 \leq x_2 \leq 2$, $1 \leq x_3 \leq 8$ şeklinde verilmiş olsun. Bu değişkenlerin sınır aralıkları içerisindeki tarama hassasiyeti de 1/1000 olarak düşünülerek kromozomun ikili sayı dizisindeki kodlanması Eş. 3.2 ve 10'luk

tabanda değişken değerinin elde edilmesi Eş. 3.3 formüller kullanılarak, Çizelge 3.2 ve Çizelge 3.3 elde edilmektedir.

Çizelge 3.2. Bit sayısının bulunması

Değişken	Hassasiyet	Formül	Değer	Sonuç	(l)
x_1	1/1000	$2^l \geq \frac{x(i)_{üst\ snr} - x(i)_{alt\ snr}}{\varepsilon} + 1$	$2^l \geq \frac{2 - (-2)}{0,001} + 1$	4001	12
x_2	1/1000	$2^l \geq \frac{x(i)_{üst\ snr} - x(i)_{alt\ snr}}{\varepsilon} + 1$	$2^l \geq \frac{2 - 0}{0,001} + 1$	2001	11
x_3	1/1000	$2^l \geq \frac{x(i)_{üst\ snr} - x(i)_{alt\ snr}}{\varepsilon} + 1$	$2^l \geq \frac{8 - 1}{0,001} + 1$	7001	13

Çizelge 3.3. 10'luk tabanda değişken değerinin bulunması

Değişken	(l)	Formül	Değer	Sonuç
x_1	12	$x(i) = x(i)_{alt\ sınır} + \frac{x(i)_{üst\ snr} - x(i)_{alt\ snr}}{2^l - 1} d(i)$	$x_1 = -2 + \frac{2 - (-2)}{2^{12} - 1}$	-1,999
x_2	11	$x(i) = x(i)_{alt\ sınır} + \frac{x(i)_{üst\ snr} - x(i)_{alt\ snr}}{2^l - 1} d(i)$	$x_2 = 0 + \frac{2 - 0}{2^{11} - 1}$	0,001
x_3	13	$x(i) = x(i)_{alt\ sınır} + \frac{x(i)_{üst\ snr} - x(i)_{alt\ snr}}{2^l - 1} d(i)$	$x_3 = 1 + \frac{8 - 1}{2^{13} - 1}$	1,001

Çizelge 3.1'deki amaç fonksiyonunun değişkenleri olan x_1 , x_2 , x_3 ikili kodlamayla elde edilen bitlerin, 10'luk tabandaki değerlerinin bulunması için izlenen yöntem de Çizelge 3.4 gösterilmiştir.

Çizelge 3.4. Değişkenlerin 10'luk tabana çevrilmesi

1 1 1 1 0 0 1 0 1 1 0 1	0 0 0 1 1 0 0 0 0 1 0	0 0 0 0 0 1 0 0 1 1 1 0 0
x_1 (12 bit)	x_2 (11 bit)	x_3 (13 bit)
$1.2^0 = 1$ $0.2^1 = 0$ $1.2^2 = 4$ $1.2^3 = 8$ $0.2^4 = 0$ $1.2^5 = 32$ $0.2^6 = 0$ $0.2^7 = 0$ $1.2^8 = 256$ $1.2^9 = 512$ $1.2^{10} = 1024$ $1.2^{11} = 2048$ $\Sigma = 3885$	$0.2^0 = 0$ $1.2^1 = 2$ $0.2^2 = 0$ $0.2^3 = 0$ $0.2^4 = 0$ $0.2^5 = 0$ $1.2^6 = 64$ $1.2^7 = 128$ $0.2^8 = 0$ $0.2^9 = 0$ $0.2^{10} = 0$ $\Sigma = 194$	$0.2^0 = 0$ $0.2^1 = 0$ $1.2^2 = 4$ $1.2^3 = 8$ $1.2^4 = 16$ $0.2^5 = 0$ $0.2^6 = 0$ $1.2^7 = 128$ $0.2^8 = 0$ $0.2^9 = 0$ $0.2^{10} = 0$ $0.2^{11} = 0$ $0.2^{12} = 0$ $\Sigma = 156$
$x_1 = -2 + \frac{(2 - (-2)).3885}{2^{12} - 1}$	$x_2 = 0 + \frac{(2 - 0).194}{2^{11} - 1}$	$x_3 = 1 + \frac{(8 - 1).156}{2^{13} - 1}$
$x_1 = 1,794$	$x_2 = 0,189$	$x_3 = 1,133$

3.5.2. Amaç fonksiyonu ve uygunluk fonksiyonu

Amaç fonksiyonu, problem alanı içerisindeki bireylerin sahip olduğu performansların nasıl olduğunu görmek için kullanılmaktadır. Bir minimizasyon probleminde, en uygun bireyler amaç fonksiyonunu oluşturan değişkenlerin sayısal olarak en düşüklerinin birleşmesiyle elde edilecektir. Uygunluk fonksiyonu, uygunluk değerlendirmesine bağlı olarak amaç fonksiyonuna dönüştürmek için kullanılır. Uygunluk değerleri popülasyon dizisinin çözüm kalitesini gösterir [35].

$$F(x) = g(f(x)) \quad (3.4)$$

f bir amaç fonksiyonunu, g ise negatif olmayan bir sayıyı amaç fonksiyon değerine dönüştüren, F 'de uygunluğa bağlı bir sonuçtur. Bir minimizasyon probleminde en az amaç fonksiyon değerini en uygun bireylerle minimize etmek için böyle bir yöntem

kaçınılmazdır. Birçok durumda, uygunluk fonksiyon değeri, sonraki nesil içerisindeki bireyleri üretmesi beklenen neslin sayısına uygundur. Yaygın olarak, oransal uygunluk atama dönüşümü kullanılmaktadır. $F(x_i)$, her bireyin işlenmemiş performans olarak hesabı, $f(x_i)$, tüm popülasyon için bağıntıdır [35].

$$F(x_i) = f(x_i) / \sum_{i=1}^{N_{ind}} f(x_i) \quad (3.5)$$

N_{ind} , popülasyon sayısını, x_i , i . bireylerin değerini ifade etmektedir. Bir fonksiyona uygunluk ataması, her bireyin sahip olduğu uygunluğuna bağlı olarak çoğalma şansını verecektir [35]. Amaç fonksiyonunu doğrusal bir yönlendirmeye dönüştürmek için Eş. 3.6 eşitliği kullanılmaktadır.

$$F(x) = a \cdot (f(x)) + b \quad (3.6)$$

Optimizasyon, maksimize edilecekse pozitif, minimize edilecekse negatif olarak bir a ölçeklendirme faktörü, uygunluk değerini negatif olmayan bir değere yönlendirmek için ise b kaydırması kullanılmaktadır [35].

3.5.3. Seçim

Genetik algoritmanın kullanımında, popülasyon içerisindeki gelecek nesli oluşturacak olan bireylerin nasıl seçileceği kararı, kodlamadan sonraki ikinci aşamadır. Seçmenin amacı, popülasyondaki daha iyi bireyleri çok daha iyi özelliklere sahip çocuklara dönüştürmektir [36]. Seçme prosedürü, çoğalmak üzere seçilmiş olan bireylerin kaç kez belirleneceği süreç anlamına da gelmektedir [35].

Seçim işlemi, bireylerin uygunluk değerlerine bakılarak, uygunluk değerleri yüksek olanları, düşük olanlara tercih etmektir [37]. Bu tercih, bir sonraki neslin oluşumunda elenenlerin yerini daha iyi bireylerin almasıdır. Bir popülasyon içerisindeki

bireylerden üstün özelliklere sahip olanların seçilmesiyle, çözüm kalitesinin nesilden nesile aktarılması kötü bireylerin üreme şansını düşüreceğinden kötüye yönelim azalır ve iyiye gidiş hızlanmaktadır. Bu süreç bir döngü halinde işlenerek, istenen kriterler sağlanıncaya kadar devam ettirilmektedir [33].

Seçme işlemi, ilk popülasyonun rastgele oluşturulmasıyla, sonraki nesli oluşturacak olan hangi bireylerin var olması gerektiği, rulet tekerleği seçimi, turnuva seçim yöntemi, derecelendirmeli seçme yöntemi, elitizmlı seçme yöntemlerinden oluşmaktadır.

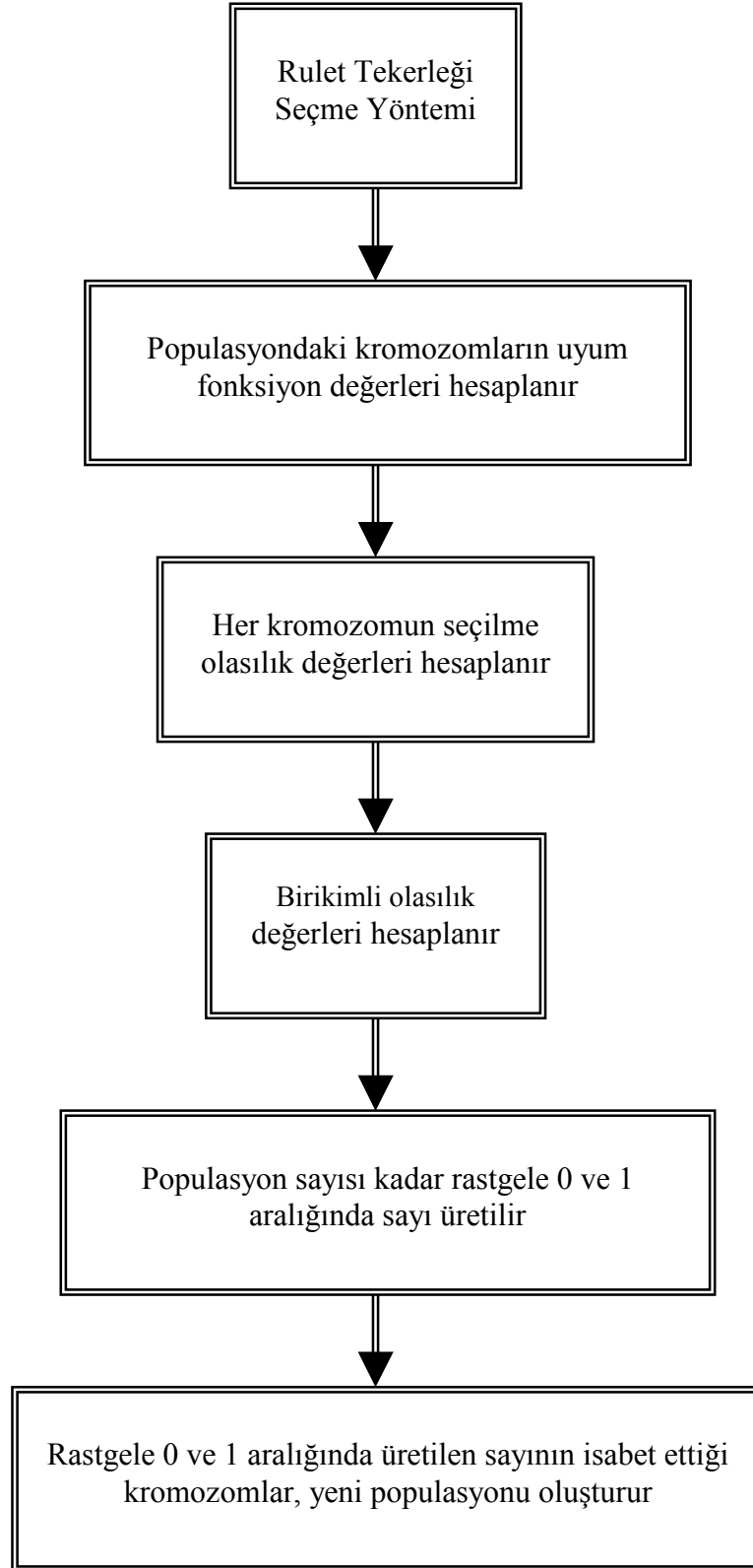
Rulet tekerleği seçimi:

Rulet tekerleği seçim yöntemi, kromozomların seçimini gittikçe artan olasılıkla seçen bir yöntemdir. Her ne kadar seçme işlemi rastgele yapılıyor gibi olsa da bireylerin seçimi uygunluk fonksiyon değeriyle kıyaslanır [34].

Bu yöntemde, amaç fonksiyonunun minimizasyon edilmesi durumuna göre seçim yapılacaksa öncelikli olarak tüm bireylerin amaç fonksiyon değerleri hesaplanır. Popülasyon sayısı kadar elde edilmiş olan bu değerler, uyum fonksiyonu olarak tamamı toplatılır. Her kromozomun seçilme olasılık değeri, amaç fonksiyon değerlerinin toplam uyum fonksiyon değerine bölünmesiyle popülasyon sayısı kadar hesaplanır. Yine her kromozom için, bir önceki seçilme olasılık değerlerinin sırayla toplanmasıyla 0'dan 1'e kadar olan aralıkta birikimli olasılık değerleri de hesaplanır.

Elde edilen birikimli olasılık değerleri üzerinde rastgele 0 ve 1 aralığında sayı üretilerek, üretilmiş olan sayı hangi birikimli olasılık değerine isabet ediyorsa, o birey seçilmiş olur. Bu işlem sonucunda elde edilen kromozomlar, bir sonraki operatörde kullanılmak üzere yeni popülasyonu oluşturacaktır.

Rulet tekerleği seçme işleminin işlem adımları sırasıyla Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Rulet tekerleği işlem adımları

Çizelge 3.5. Rulet tekerleği seçim hesabı [34].

Kromozom no	Amaç Fonksiyon Değeri	Seçilme olasılık değeri	Birikimli olasılık değeri	Rastgele üretilen sayı	İsabet eden kromozom no
1	18,361	0,060	0,060	Fonksiyon minimumları	4
2	12,252	0,040	0,100		12
3	8,851	0,028	0,129		11
4	3,321	0,010	0,140		10
5	22,123	0,072	0,212	0,743	17
6	6,236	0,020	0,233	0,153	5
7	12,159	0,039	0,272	0,946	20
8	8,545	0,027	0,300	0,313	9
9	9,879	0,032	0,333	0,666	15
10	10,125	0,033	0,366	0,133	4
11	56,265	0,184	0,550	0,213	6
12	5,256	0,017	0,568	0,255	7
13	6,478	0,021	0,589	0,186	5
14	9,410	0,030	0,620	0,548	11
15	15,121	0,049	0,669	0,985	20
16	13,136	0,043	0,712	0,255	7
17	21,158	0,069	0,781	0,412	11
18	29,114	0,095	0,877	0,785	18
19	23,295	0,076	0,953	0,259	7
20	14,141	0,046	1	0,154	5
Amaç fonksiyonu	Uyum fonksiyonu Toplamı (F_{toplam})	Seçilme olasılık değeri (P_i)	Birikimli olasılık değeri (Q_i)	Rastgele sayı (r)	Seçilen Kromozom
$F(x_1, x_2, x_3)$	$Pop \sum_{i=1}^{sayisi} f(x_i)$	$\frac{f(x_i)}{F_{toplam}}$	$\sum_{k=0}^i P_k$	$Q_{i-1} < r \leq Q_i$	
Sonuç	305,226	$\frac{18,361}{305,226} = 0,060$	0,060	$0,366 < r \leq 0,550$ 0,412	11

Turnuva seçim yöntemi:

Başlangıç popülasyonu içerisinde, bir sonraki popülasyonu oluşturacak bireyler için, rastgele seçilen bireylerin iyi olanlarının tercih edilmesidir. Şöyle ki, ilk yöntem turnuva seçiminde popülasyon sayısının iki katı kadar rastgele seçilen bireyler arasında değerlendirme yapılarak iyi olanlara bir sonraki genetik operatör uygulanır. İkinci tarz turnuva metodunda ise popülasyon sayısı kadar rastgele oluşturulan

kromozomlar başlangıçtaki kromozom sırasına göre karşılaştırılarak iyi olanlar bir sonraki genetik operatöre yönlendirilir [29].

Çizelge 3.6. Turnuva seçim yöntemi

Kromozom no	Amaç Fonksiyon Değeri	Birinci tip turnuva seçme işlemi			İkinci tip turnuva seçme işlemi		
		Rastgele seçilen kromozomlar		Seçilen Kromozom	Kromozom no	Rastgele seçilen kromozomlar	Seçilen Kromozom
1	18,361	7	14	14	1	5	1
2	12,252	10	15	10	2	12	12
3	8,851	9	17	9	3	15	3
4	3,321	12	3	12	4	19	4
5	22,123	18	5	5	5	14	14
6	6,236	11	9	9	6	18	6
7	12,159	5	19	5	7	12	12
8	8,545	8	5	8	8	3	8
9	9,879	9	8	8	9	5	9
10	10,125	1	7	7	10	1	10
11	56,265	6	11	6	11	8	8
12	5,256	9	12	12	12	7	12
13	6,478	3	15	3	13	18	13
14	9,410	15	12	12	14	20	14
15	15,121	12	17	12	15	16	16
16	13,136	14	14	14	16	18	16
17	21,158	13	1	13	17	11	17
18	29,114	10	9	9	18	11	18
19	23,295	18	7	7	19	15	15
20	14,141	15	1	15	20	14	14
Değerlendirme minimizasyon	$F_{x7} < F_{x14}$	12,159 > 9,410		14	$F_{x1} < F_{x5}$	18,361 < 22,123	1

Çizelge 3.6’da görüldüğü gibi, turnuva seçme yönteminde her ne kadar rastgele kromozom seçimi yapılsa da, iyi kromozomların tercih edilmesi iyiye gidişi sağlayacaktır. Birinci ve ikinci tip turnuva seçiminde, amaç fonksiyonunun minimizasyon edilmesi durumuna göre, 11. kromozom elenerek yerini daha iyi bir kromozoma bırakmıştır.

Derecelendirmeli seçme yöntemi:

Derecelendirmeli seçme yöntemi amaç fonksiyonunun bir noktada kesişmesini hızlı ve pratik bir şekilde yapılması için kullanılan alternatif bir seçim yöntemidir. Popülasyondaki bireylerin amaç fonksiyonu değerlerine göre sıralanması sonucu kromozomların seçilme olasılıkları, tüm bireyler arasındaki uygunluk durumundan daha ziyade her bireyin sıralamadaki yerine bağlı olan seçimdir [36].

Elitizimli seçme yöntemi:

Bir sonraki nesil için, en iyi kromozoma hayatta kalma garantisi veren bir seçim stratejisidir. Bu şekildeki bir strateji kromozoma verilmeyecek olursa, en iyi kromozom popülasyon için uygulanan çoğalma, çaprazlama ve mutasyon operatörlerinden dolayı kaybedilebilir. En iyi kromozom, elitizm yöntemiyle sonraki nesillere aktararak, elenmesine izin verilmemektedir. Bir çok araştırmacı, elitizmin genetik algoritmanın performansını önemli bir şekilde geliştirdiğini ortaya çıkarmıştır [36].

3.5.4. Çaprazlama (Eşleştirme, Crossover)

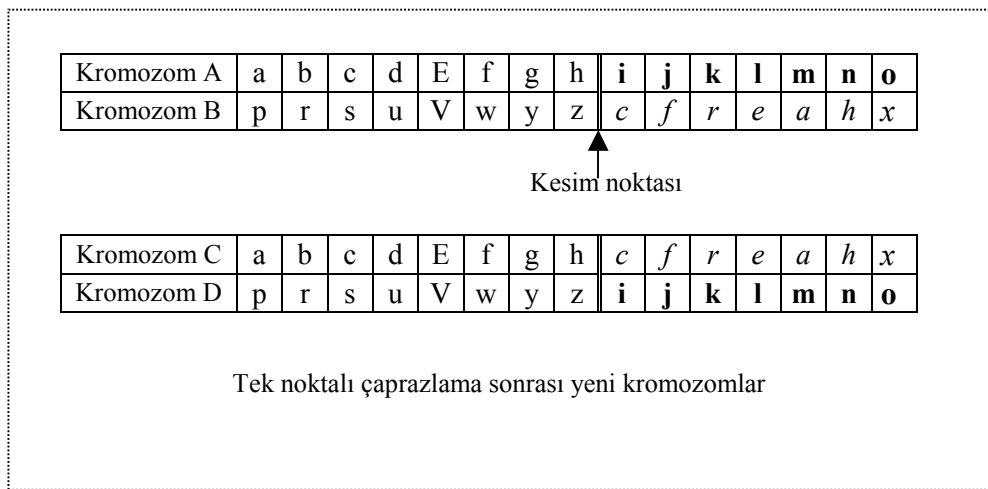
Çaprazlama, yeni kromozomların üretilmesi için kullanılan genetik algoritmanın temel bir operatörüdür. Tabiattaki duruma tümüyle benzeyen bir şekilde, ailenin genetik özelliklerinden yeni bireyler üretmeye yönelik bir süreçtir. En basit bir çaprazlama tek noktalı olarak gerçekleştirilmektedir [35].

Bir sonraki neslin elde edilmesi için kromozomlar eşleştirilerek, gen yapısı daha önceden belirlenmiş bir yöntemle yer değiştirilir. Böylelikle iki kromozomdan genleri yer değişmiş iki yeni kromozom elde edilir. Çaprazlamayla, yeni popülasyonda gen çeşitliliği elde edilmiş olur. Seçme işlemi sayesinde belirli bir özelliğe sahip olan bir kromozom, çaprazlamayla genetik bilgi değişimine maruz bırakılır. Bu sayede, kromozomlardaki bilgi takası, yeni kromozomdan yeni genetik bilgi elde edilmesine neden olur.

Çaprazlama işlemi, popülasyondaki tüm kromozomlara uğratılması gerekmez. Bazı kromozomlar bir sonraki nesle aynı gen yapısıyla taşınabilir. Bazı kromozomlara çaprazlama yapmadan aktaracaksa, bir çaprazlama oranı kullanmak gerekmektedir. Çaprazlama oranı 0 ile 1 arasındaki bir orandır. Bu oran 0,8 ise 10 kromozomdan 8'i çaprazlamaya uğratılması anlamına gelmektedir [29]. Genetik bilginin değişimi için kromozom çeşitli şekillerde çaprazlamaya uğratılmaktadır. En çok kullanılan çaprazlama, tek noktalı, çok noktalı ve düzgün çaprazlama yöntemleridir.

Tek noktalı çaprazlama

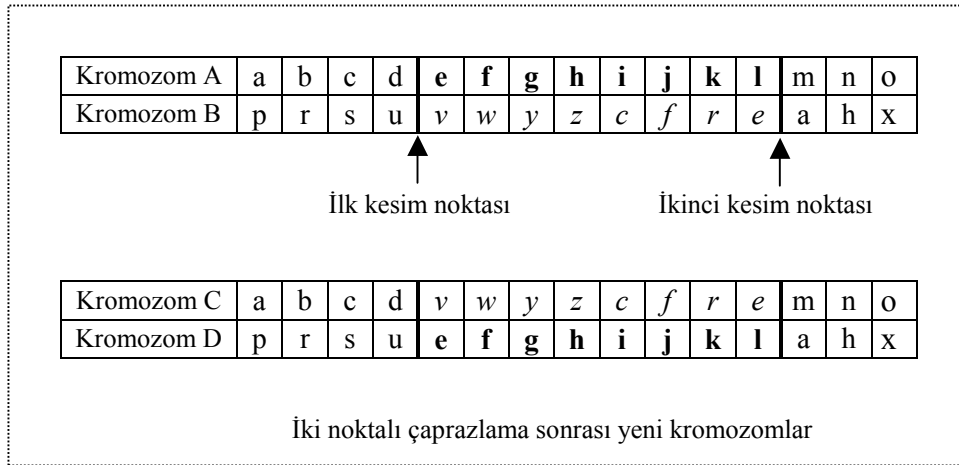
Seçme işlemiyle eşleştirilen kromozomlardan iki tanesi üzerinde şu şekilde yapılan bir çaprazlamadır. Öncelikle kromozomu oluşturan gen sayısının bir eksiği kadar rastgele bir sayı üretilir. Bu sayı hangi gene isabet ediyorsa, her iki kromozomun bu noktaları kesime uğratılır. Kesim noktasının ilk yarısı her iki kromozomda da aynen kullanılarak, ikinci yarıları yer değiştirilir. Örneğin 15 genden oluşan bir kromozomun kesim noktası için üretilen sayı 8 olsun, bu her iki kromozomun ilk 8 geninin aynen kullanılacağı, kalan 7 geninin karşılıklı yer değiştireceği anlamına gelmektedir. Tek noktalı çaprazlama, Şekil 3.2'deki bir örneklendirmeye ifade edilmiştir [30].



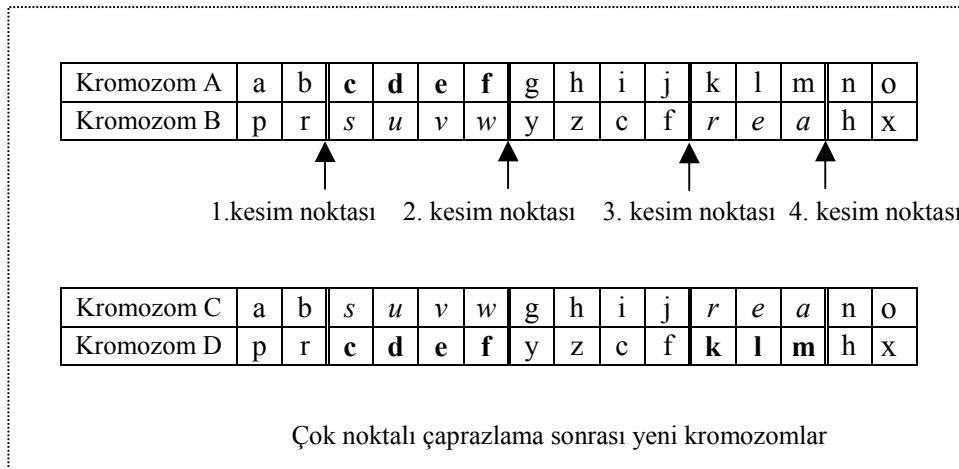
Şekil 3.2. Tek noktalı çaprazlama işlemi

Çok noktalı çaprazlama:

Çok noktalı çaprazlama işleminde kromozomlar en az iki yerinden kesime uğratılır. İki noktalı kesim yapılacaksa, kromozomun ilk ve son bölümleri aynen kalır, orta bölüm birinci ve ikinci kromozom arasında yer değiştirilir. İki'den fazla kesim yapılacaksa, ilk bölüm aynen kalırken ikinci bölümler kromozomlar arasında yer değiştirilir, yine devamında üçüncü bölüm aynen kalırken, dördüncü bölüm kromozomlar arası yer değiştirilir. Bu yöntemde devamındaki bölümlerde yine aynı sırayla, bölümler birer atlayarak yer değiştirilir. İki ve çok noktalı kesime Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'de yer verilmiştir [30].



Şekil 3.3. İki noktalı çaprazlama işlemi



Şekil 3.4. Çok noktalı çaprazlama işlemi

Çok noktalı çaprazlama yapılması için, m çaprazlama yerini, $k_i \in \{1, 2, \dots, l-1\}$, k_i , çaprazlama noktasını, l ise kromozom uzunluğunu ifade etmektedir. k_i çaprazlama noktası için kromozom uzunluğunun bir eksiği kadar, aynısı olmayan ve artan bir şekilde rastgele üretilen bir sayıyla elde edilmektedir. $m=4$ olan bir örneklendirme Şekil 3.4’de gösterilmiştir. Çok noktalı çaprazlama, bireylerin çok yakın dizilere sahip olmadığı durumlarda kromozomlara katkıda bulunması fikri üzerine yapılan bir operasyondur. Bundan daha başka, çok noktalı çaprazlamanın kromozomu tahrip ediyormuş gibi gözükten hali aslında, arama uzayı araştırmasını teşvik eden ve daha sağlam yapan bir yöntemdir [35].

Düzgün çaprazlama:

Tek ve çok noktalı çaprazlamada kromozomun ayrılacağı bölüm belirtilerek buradan genlerin yer değiştirilmesi yapılır. Ancak düzgün çaprazlama yönteminde kromozomun bölüneceği nokta olmadan, kromozomun kendi uzunluğu kadar rastgele oluşturulmuş bir şablonla kromozomlar arası yapılan genlerin çocuk kromozomlara taşınmasıdır. Bu operasyon, rastgele oluşturulan şablonun genlerine bakarak anne ve babanın genlerini çocuklara aktarmak anlamına da gelmektedir. Şablon kromozom üzerinde, şayet ikili kodlamadaki bit 1 ise anneden kromozom alınır, 0 ise babadan kromozom alınarak çaprazlama yapılmış olur. İkinci çocuk kromozom için ise, bu defa 1 ise babadan 0 ise anneden gen alınır. Bu sayede hem anne kromozomun hem de baba kromozomun genleri çocuk kromozomlara verilmiş olur. Şekil 3.5’de düzgün bir çaprazlama örneği gösterilmiştir [16].

Kromozom A	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n	o
Çaprazlama şablonu	1	1	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	1	1	1
Kromozom B	p	r	s	t	v	w	q	y	z	t	a	g	h	e	k
Kromozom C	p	r	c	t	e	w	g	y	i	j	k	l	h	e	k
Kromozom D	a	b	s	d	v	f	q	h	z	t	a	g	m	n	o

1 Koyu
0 eğik

Şekil 3.5. Düzgün çaprazlama

Şekil 3.5’de C kromozomu elde edilirken, şablonda 1 görüldüğünde B kromozomunun **p** ve **r** genleri, 0 olduğunda ise, A kromozomunun *c* geni alınmıştır. D kromozomunun genlerinin, C ile tersi olduğu da görülmektedir.

3.5.5. Mutasyon

Mutasyon, yeni bir genetik yapı oluşturmak için, bir çift kromozomun rastgele herhangi bir genini karşılıklı yer değiştirilmesi işlemidir [30]. Mutasyonla kromozomların sürekli aynı geometrik yerde dolaşmalarına ve geçmiş görevlerini tekrarlamalarına karşı popülasyonu sağlama almak için yapılan işlemidir [36]. Genetik algoritmada mutasyon düşük olasılıklarla uygulanmaktadır. Genellikle 0,001 ile 0,01 arasındaki oranlarla kromozomların genleri arasında yer değişikliği yapılmaktadır [35].

Mutasyon sayesinde, genetik bilgi kod değişimiyle kromozomların hep aynı gen yapısında olması engellenmektedir. Çaprazlamayla elde edilemeyen, genetik bilgisi iyi durumdaki kromozomları mutasyonla elde etmek mümkün olmaktadır. Ancak bir kromozom çok yüksek genetik bilgi uygunluğuna sahipse, bunu bozma ihtimali de olmaktadır [37].

İkili kodlamada mutasyon:

Mutasyona uğratma, ikili sayı sisteminde kromozomların 0 ve 1’den oluşan genlerini mutasyon oranıyla, isabet eden genini değiştirmektir. Mutasyon operatörüyle, kromozomlara hangi oranlarda değişim yapılacağı mutasyon oranıyla ifade edilir. Mutasyon oranı 0,01 verilmişse kromozom genlerine %1 kadar değişim yapılacak demektir. Bir popülasyona mutasyon yapılması için, popülasyondaki kromozomların gen sayısı hesaplanır. Bu sayıya bağlı olarak hangi genin değiştirileceğini tespit etmek için ise 0’dan 1’e kadar rastgele sayı üretilir. Rastgele üretilen sayı hangi gene isabet ediyorsa, isabet eden genin kodu 0’sa 1’e, 1’si 0’a dönüştürülür [30].

$$r_k (k=1,.....kromozom\ sayısı * gen\ sayısı) \quad (3.7)$$

Mutasyon değişimi için, Eş. 3.5’de kullanılan r_k 0-1 aralığında üretilen rastgele sayıyı ifade etmektedir. 20 kromozomlu ve her kromozomu 10 genden oluşan bir poplasyonun, rastgele üretilen r_k değeri 0,002 olsun, bu değer 38’inci kez üretim ise 3’nolu kromozomun 8’inci geni mutasyon oranından küçük olduğuna göre, (0,002<0,01) gen değişimi yapılır. Diğer genlerde de böyle bir durum varsa onlarda değiştirilir, yoksa genler olduğu gibi saklanır [34].

Çizelge 3.7. Mutasyona uğrayan genlerin yerleri

Rastgele üretilen r_k değeri	Kromozom no	Gen no	Popülasyondaki kromozomlar	Mutasyona uğratılmış yeni popülasyon	Mutasyona uğramış kromozomlar
0,009	1	1	1 100010010	0 100010010	+
0,905	1	2	1 1 00010010	1100010010	-
0,015	1	3	11 0 0010010	1100010010	-
0,601	1	4	110 0 010010	1100010010	-
0,201	1	5	1100 0 10010	1100010010	-
0,105	1	6	11000 1 0010	1100010010	-
0,013	1	7	110001 0 010	1100010010	-
0,852	1	8	1100010 0 10	1100010010	-
0,159	1	9	11000100 1 0	1100010010	-
0,007	1	1-10	110001001 0	110001001 1	+
...	...	...	...	...	...
0,301	9	9-6	0001 1 00111	0001100111	-
0,125	9	9-7	0001 1 00111	0001100111	-
0,001	9	9-8	0001100 1 11	0001100 0 11	+
0,012	9	9-9	0001100 1 11	0001100111	-
0,006	9	9-10	000110011 1	000110011 0	+
...	...	...	...	...	...
0,512	14	14-5	10111 1 0001	1011110001	-
0,586	14	14-6	10111 1 0001	1011110001	-
0,198	14	14-7	10111 1 0001	1011110001	-
0,008	14	14-8	1011110 0 01	1011110 1 01	+
0,025	14	14-9	1011110 0 01	1011110001	-
0,028	14	14-10	101111000 1	1011110001	-
...	...	...	...	...	...
0,003	19	19-7	111001 0 100	111001 1 100	+
0,951	19	19-8	1110010 1 00	1110010100	-
0,653	19	19-9	1110010 1 00	1110010100	-
0,369	19	19-10	111001010 0	1110010100	-
0,045	20	20-1	0 111011111	0111011111	-
Mutasyona oranı 0,01’den küçük sayılar koyu gösterilmiştir. Genin bulunduğu yer 0-1 koyu , mutasyona uğrayan gen 0-1 eğik olarak ifade edilmiştir.					

Çizelge 3.7’de mutasyona uğratma işleminin hangi genlere yapıldığı görülmektedir. Mutasyona uğratılmış popülasyonla, genetik operasyonlara devam edilmesi sonucu yeni genetik bilgiye sahip bireyler elde edilir. Bu sayede popülasyondaki çeşitlilik, optimum sonuca gitmek için, arama uzayında yeni noktalar anlamına gelmektedir [32].

Çizelge 3.8. Mutasyona uğrayan genlerin gerçek değeri

Kromozom no	Mutasyon öncesi kodlama	Mutasyon sonrası kodlama
1	1 100010010 (10 bit, l=10)	0 100010010 (10 bit, l=10)
$0 < x_l < 2$	$0.2^0 = 0$ $1.2^1 = 2$ $0.2^2 = 0$ $0.2^3 = 0$ $1.2^4 = 16$ $0.2^5 = 0$ $0.2^6 = 0$ $0.2^7 = 0$ $1.2^8 = 256$ $1.2^9 = 512$ $\Sigma = 786$	$0.2^0 = 0$ $1.2^1 = 2$ $0.2^2 = 0$ $0.2^3 = 0$ $1.2^4 = 16$ $0.2^5 = 0$ $0.2^6 = 0$ $0.2^7 = 0$ $1.2^8 = 256$ $0.2^9 = 0$ $\Sigma = 274$
	$x(i) = x(i)_{\text{alt snr}} + \frac{x(i)_{\text{üst snr}} - x(i)_{\text{alt snr}}}{2^l - 1} d(i)$	
	$x_l = 0 + \frac{(2 - 0).786}{2^{10} - 1}$	$x_l = 0 + \frac{(2 - 0).274}{2^{10} - 1}$
	$x_l = 1,536$	$x_l = 0,535$

Çizelge 3.8’de mutasyona uğrayan genlerin, 2’li kodlamadan 10’kodlamaya dönüştürülmesi gösterilmiştir. Burada bir gen üzerinde yapılan bir değişiklik, kodlamanın başına isabet etmiş olmasıyla kromozomun gerçek değerini oldukça

değiştirmektedir. Mutasyonla elde edilen yeni genetik bilgi, amaç fonksiyonunu en uygun duruma getirmek için arama uzayında yeni bir boyut kazandıracaktır.

Gerçek kodlamada mutasyon:

Mutasyona uğratma işlemi gerçek sayılar üzerinde de yapılabilmektedir. Gerçek sayılara uygulanan mutasyon işlemi, belirlenen mutasyon oranı kadar ikili kodlamayla aynı şekilde seçilen kromozomların gerçek sayılarını değiştirmek için yine rastgele üretilen sayılar kullanılmaktadır. Rastgele üretilen ilk sayı gene yapılan müdahalenin katsayısını, ikincisi ise genin alt veya üst sınırlardan başlayarak yapılan değişimi ifade etmektedir [29].

Çizelge 3.9’da gerçek sayılara yapılan mutasyon işlemi, gerçek sayılar üzerine nasıl uygulandığını ifade etmektedir. Rastgele üretilen ilk sayı r_1 , 0 ve 1 aralığında üretilen sayıyı, r_2 ise 0 yada 1’den oluşan rastgele sayıyı göstermektedir [34].

Çizelge 3.9. Gerçek kodlamada mutasyon

Kromozom no	Rastgele üretilen r_k değeri	Rastgele üretilen r_1	Rastgele üretilen r_2	Kromozomun ikili kodu	Kromozomun gerçek kodu	Mutasyon sonrası gerçek kodu
1	0,009	0,276	1	1100010010	1,536	1,664
1	0,007	0,159	0	1100010010	1,536	1,291
9	0,001	0,895	1	0001100111	0,201	1,811
9	0,006	0,412	0	0001100111	0,201	0,118
14	0,008	0,089	0	1011110001	1,472	1,340
19	0,003	0,105	1	1110010100	1,790	1,812
$0 < x_i < 2$ $r_2 = 1 \dots x_{(i)} + r_1 (x_{(i)} \text{üst sınır} - x_{(i)})$ $r_2 = 0 \dots x_{(i)} + r_1 (x_{(i)} \text{alt sınır} - x_{(i)})$				$= 1,536 + 0,276(2 - 1,536)$ $= 1,536 + 0,159(0 - 1,536)$		$= 1,664$ $= 1,291$

Çizelge 3.7’de ikili kodlanan kromozomlar, Çizelge 3.9’da gerçek kodlama mutasyonu yapılarak gösterilmiştir.

3.5.6. Yer değiştirme

Seçim ve eşleştirme prosedürü sayesinde, eski popölasyondan yeni bireylerin üretilmesi sonucu, yeni popölasyon elde edilmektedir. Ancak üretilen bireyler önceki bireylerden daha az iyi olabilmektedirler. Bu durumda her nesil için, amaç fonksiyonu değeri iyi olan bir veya daha çok birey, öncekilerin yerini alarak genetik algoritmanın başarısı arttırılmaktadır [35].

3.5.7. Genetik algoritmanın sonlandırılması

Genetik algoritmalar rastgele arama tekniği olduğundan, ne zaman sonlandırılacağı kararı, amaç fonksiyonu değeri hep aynı yerde dolaşmaya başladığında sonlandırmanın artık yapılabileceğini göstermektedir. Hem kabul edilebilir çözüme ulaşıldığında hem de popölasyonun kaç kez genetik süreçten geçileceği sayısına erişildiğinde algoritmanın çalışması durdurulmalıdır [38].

Genetik algoritmanın sonlandırılması pratikte yaygın olarak önceden belirlenmiş nesil sayısı kadar ve popölasyondaki kromozomların en iyilerinin amaç fonksiyonundaki durumunu test ederek olmaktadır. Şayet bu kriterler kabul edilebilir çözümler ise genetik algoritma sonlandırılır, değilse yeni arama için genetik algoritma yeniden başlatılarak kabul edilen çözüme ulaşılır [35].

3.5.8. Genetik algoritmanın kontrol parametreleri

Genetik algoritmanın kullanılması için, genetik algoritmayı kontrol eden çeşitli oranların belirlenmesi gerekmektedir. Bu, genetik algoritmanın performansında oldukça önemli bir aşamadır [39].

Genetik algoritma parametreleri, popölasyon sayısı, çaprazlama oranı, mutasyon oranı ve jenerasyon (tekrarlama, nesil) sayısıdır. Bu parametrelerin amaç fonksiyonunun karmaşıklığına göre seçilmesi, optimizasyonun yöneliminde etkili olmaktadır.

Popülasyon büyüklüğü:

Genetik algoritmanın performansını doğrudan etkileyen bir seçimdir. Amaç fonksiyonunun optimizasyonu için, arama uzayı içerisinde ne ölçüde bir çözüm kümesiyle algoritmanın başlatılacağı en iyiye gidilmesi için etkili olan ilk tercihtir. Küçük çözümlerden oluşan dizilerle yola çıkmak genetik algoritmanın kabiliyetini azaltmaktadır. Çok geniş popülasyon boyutları da kromozomların değerlendirilmesi için ayrıca zaman gerektirdiğinden sonuçların elde edilmesini geciktirecektir [39].

Çok değişkenli bir optimizasyon probleminde, kromozomu oluşturan gen sayısının artması anlamına geldiğinden hesaplama yeteneğini zorlaştıran bir etken olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu sebeple, hesaplanması istenen dizilerin hem uzunluğu hem de çokluğu algoritmanın işleyişinde doğrudan bir etkidir [30-32].

Çaprazlama oranı:

Çaprazlama, bir sonraki bireyleri meydana getiren bir süreçtir. Bireylerin çoğalmasında, çaprazlama oranının düşük seçilmesi yeni bireylerin elde edilmesini güçleştiren bir faktördür. Yüksek çaprazlama oranları ise arama uzayında çok daha fazla noktaların taranması anlamına gelmektedir. Amaç fonksiyonunda çok iyi sonuçlar veren bireylerin çaprazlama oranı fazlalığıyla da genetik algoritmanın performansını düşürebilmektedir [30].

Bir çok çalışmada çaprazlama oranı, genellikle yüksek tutulmaktadır [39]. Kromozomlar arası genetik bilginin değiştirilerek yeni bilgiler elde etmek, optimizasyon da avantajlı bir işlemdir.

Mutasyon oranı:

Mutasyon, çaprazlama sonrası elde edilen yeni genetik bilgiler üzerinde yapılan değişikliklerle yeni bilgilerin elde edilmesidir. Bu oran popülasyonu oluşturan kromozomların, ne kadarına değişiklik yapılacağı anlamını taşımaktadır. Yüksek

mutasyon oranları arama uzayında çok fazla genetik bilgi çeşitliliği elde edilmesini sağlar, ancak arama uzayı taramasını, fazlaca rastgelelikle genişletmiş olmaktadır. Düşük mutasyon oranları kromozom çeşitliliğini daraltan ve optimizasyonu düşük kalitede yapılmasına bir nedendir [35].

Jenerasyon sayısı (Nesil sayısı):

Bir optimizasyon probleminde amaç, kabul edilebilir uygunluk değerine ulaşmaktır. Bunu sağlayabilmek, yapılan optimizasyonun arama uzayındaki tüm noktalarından bilginin ulaşmasıyla olmaktadır. Arama uzayında elde edilen bilgileri optimuma ulaştırılması için, genetik bilgileri işleyen süreçten geçiren döngü kurmaktır. Bu döngü miktarı jenerasyon sayısını ifade eden bir terimdir [33]. Jenerasyon sayısı, başlangıçta rastgele seçilen bir popülasyonun kaç kez genetik süreçten geçirileceği belirlenir. Bu sürecin döngü miktarı, optimizasyon edilecek amaç fonksiyonunun kabul edilebilir hale geldiği seviyede olmasıdır. Bu sayının belirlenmesi, aramanın başarısıyla ilgili olduğundan, birbirine yaklaşan optimum sonuçların değerlendirilmesine bağlıdır [40]. Amaç fonksiyonunun hassasiyetine bağlı olarak yüksek seviyelerde seçilebilmektedir.

Genetik algoritmada parametreler:

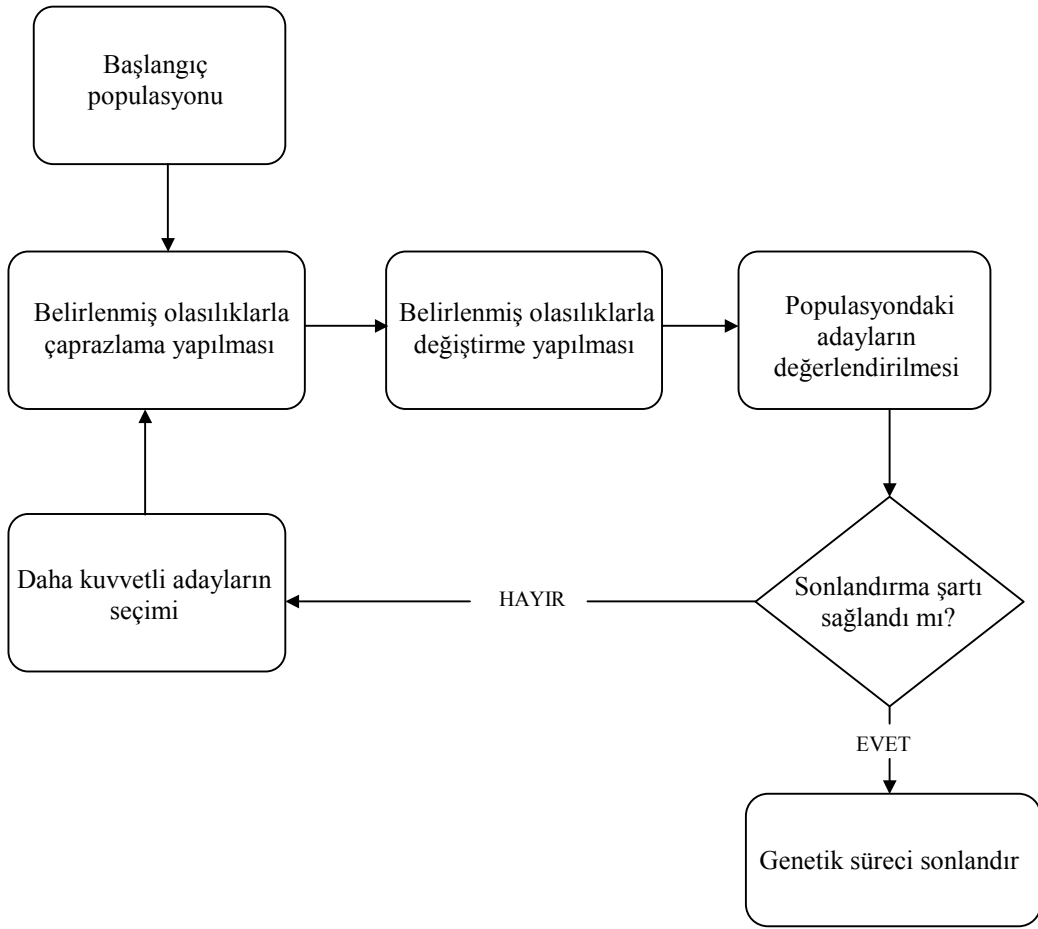
Genetik algoritmanın çalışma sürecinde kullanacağı parametreler problemlerin farklılığına göre değişmektedir. Ancak bir çok çalışmada yaygın olarak kullanılan parametreler Çizelge 3.10’ da gösterilmiştir [30].

Çizelge 3.10. Genetik algoritma oranları

Parametre adı	Parametre
Popülasyon sayısı	20...300
Çaprazlama oranı	0,6...0,95
Mutasyon oranı	0,0001...0,01

3.6. Genetik Algoritmanın Temel Akış Şeması

Genetik algoritma, rastgele alınan başlangıç popülasyonu, seçme, çaprazlama, mutasyon süreçleriyle en iyi genetik yapıyı buluncaya kadar tekrarlanan bir süreçtir. Bir fonksiyonunun optimizasyonu için geçirdiği genetik süreç, Şekil 3.6'da gösterildiği gibidir [35, 36].



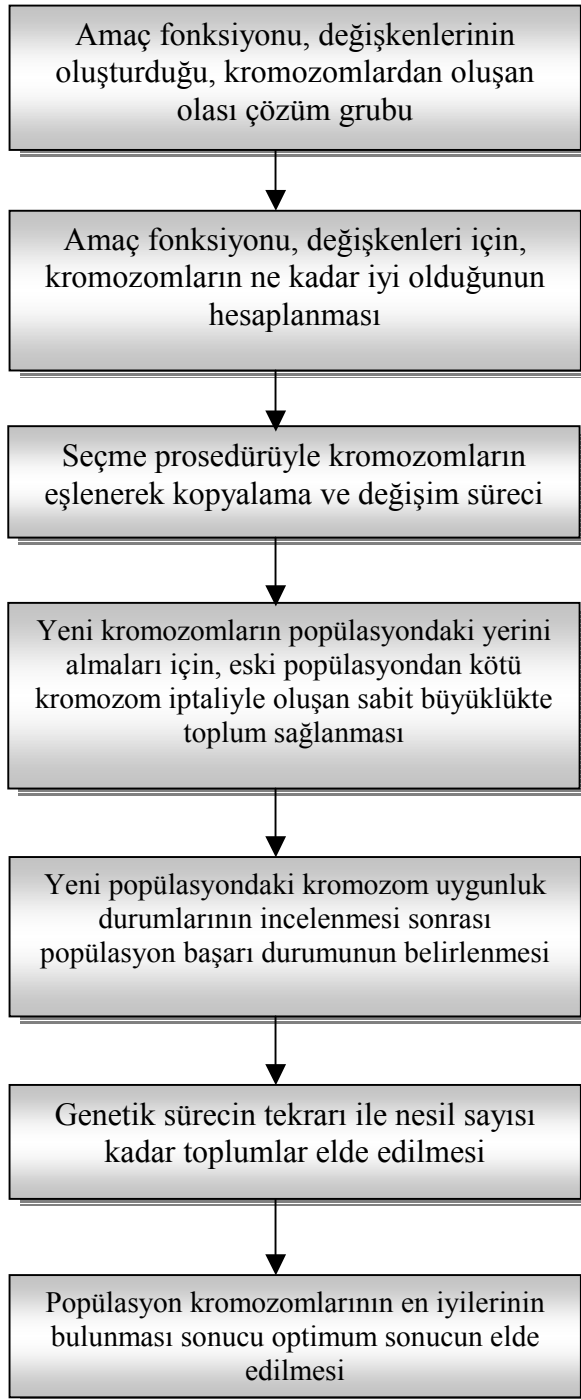
Şekil 3.6. Genetik algoritmanın basit çalışma diyagramı

Genetik algoritmanın 0 ve 1 kodlamalarından oluşan kromozomlara ait bir toplulukla başlanılan genetik operatörlerin ifadesi Çizelge 3.11'de gösterilmiştir. Buna göre rastgele bir seçimle başlanılan 2'li koddan oluşan kromozomlar topluluğu arama uzayında genetik süreçle elde edilen bilgileri işleyerek amaç fonksiyonu optimizasyonunu gerçekleştirmektedir [41].

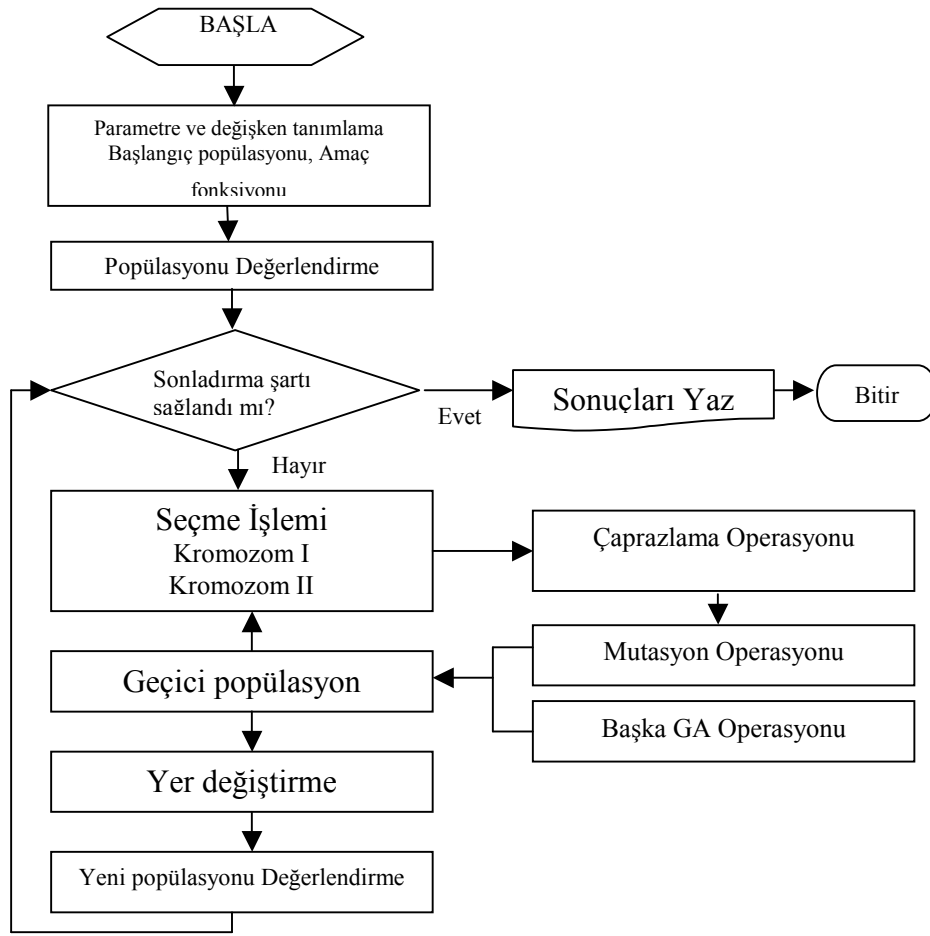
Çizelge 3.11. Genetik algoritma işlemleri

Rastgele seçilen kromozomlar topluluğu (N)	İşlem	Seçim sonrası kromozomlar topluluğu	İşlem	Çaprazlama, mutasyon sonrası kromozomlar topluluğu (N+1)
0100100011	SEÇİM	1010010100	ÇAPRAZLAMA, MUTASYON	1010010100
1010010100		0010100010		0010100010
1000100011		0000100011		0000100001
0010100010		1000100001		1000100011
1010010001		1011010000		1011000011
0000100011		0100100011		0100110001
1000010100		1000100011		1000110001
1000100001		1010010001		0010000011
0010100011		1000010100		1000000011
1011010000		0010100011		0010110100
0110010100		1010100011		1010110000
1010010101		0100010000		0100000011
1010100011		1010101000		1010101011
0100010000		1010101011		1010101000
1011110000		1010101011		1010110000
1010101000		1011110000		1011101011
1010101011		0001101000		0001110101
0001101000		1010010101		1010001000
TEK GENETİK SÜREÇ				

Genetik algoritmanın genel olarak işleyişinin yorumlanması, Şekil 3.7’de ifade edilmiştir [42]. Bu akış diyagramı, toplum büyüklüğünün sabitlenmesiyle, yeni toplumun içerisindeki kötülerin elenmesi sonucu, en iyiye yönelimin gerçekleşmesini göstermektedir.



Şekil 3.7. Genetik algoritmanın yorumlanması [42].



Şekil 3.8. Genetik algoritma çalışma diyagramı [42].

Şekil 3.8, bir fonksiyonun değişken tarama adımlarıyla oluşturduğu çözüm uzayında, sonlandırma şartı olan minimum nokta elde edilinceye kadar genetik bilgi değişimini gösteren algoritma akış şemasıdır.

3.7. Soft Hesaplama Teknikleri Ve Yapay Zeka Yaklaşımı

Soft hesaplama (soft computing) teknikleri ve yapay zeka teknikleri genel olarak aşağıdaki başlıklar halinde incelenmektedir. Genetik algoritma, bu başlıklar içerisindeki serbest türetimli optimizasyon teknikleri grubunda incelenmektedir [43, 44].

Soft Hesaplama Bileşenleri ve uzlaşımsal zeka

- i. *Uzlaşımsal zekadan hesaba dayalı zeka*

- ii. *Yapay sinir ağıları*
- iii. *Bulanık küme teorisi*
- iv. *Evrimsel hesaplama*

3.7.1. Bulanık küme teorisi

Bulanık Küme Teorisi (Fuzzy Set Theory) üç başlık altında incelenmektedir.

- i. Bulanık kümeler
- ii. Bulanık kurallar ve bulanık akıl yürütme
- iii. Bulanık çıkarsama sistemleri

3.7.2. Bağımlı değişkenler optimizasyonu

Bu optimizasyon tekniğinde kullanılan yöntemler aşağıdaki şekilde kullanılmaktadır.

- i. Sistem tanımlama için en küçük kare toplamaları metodu
- ii. Türevsel tabanlı optimizasyon
- iii. Serbest türetimli optimizasyon
 - a. Genetik algoritmalar
 - b. Tavlama benzetimi
 - c. Rastgele arama
 - d. Tek yönlü iniş araması

3.7.3. Yapay sinir ağıları

Bu bölümde incelenen yapay sinir ağıları yöntemleri şu şekildedir [43, 44].

- i. Uyarlanır sinir ağıları
- ii. Denetimli öğrenen sinir ağıları
- iii. Güçlendirmeye öğrenme (Deneysel öğrenme)
- iv. Denetimsiz öğrenme ve diğer sinir ağıları

3.7.4. Serbest türetimli optimizasyon tekniğinin ortak özellikleri

- i. *Türevsizlik*: Bu metotlar, verilen bir amaç fonksiyonunun minimum veya maksimum yapan parametreleri aramak için fonksiyonel türev bilgisine gerek duymadan amaç fonksiyonunu tekrar tekrar hesaplanmasına dayanan yöntemlerdir [44].
- ii. *Sezgisel yönlendirme*: Bu arama prosedürlerinin izlediği yollar, basit sezgisel kurallara dayanır. Bu kavramlardan bazıları değişme ve termodinamik gibi tabiatı varolan kavramlardan esinlenilmiştir [44].
- iii. *Yavaşlık*: Türev kullanılmadığından bu metotlar sürekli optimizasyon problemleri için genellikle türev tabanlı optimizasyon problemlerinden daha yavaştır [44].
- iv. *Esneklik*: Türevi alınabilen amaç fonksiyonlarına ihtiyaç duyulmadığından, fazladan kodlama ve hesaplama zamanını göz önüne almayan uygulamanın ihtiyaç duyduğu karmaşık amaç fonksiyonları kullanılabilir [44].
- v. *Rastgelelik*: Bu metotların hepsi rastgeledir. Yani, arama yöntemlerini belirlemek için rastgele sayı üreteçleri kullanılır. Bu elemanların rastgeleliği genellikle yeterli zaman verildiğinde global optimumun bulunmasını ortaya çıkarır [44].
- vi. *Analitik gizlilik*: Bu metotların rastgele olmaları nedeniyle analitik olarak incelenmeleri zordur [44].
- vii. *Döngülü (iterativ) yapı*: Bu teknikler döngülü yapıya sahiptir. Optimizasyon işleminin ne zaman durdurulacağını belirlemek, sonlandırma kriterlerine bağlıdır [44].

3.7.5. Serbest türetimli optimizasyon teknikleri

Bu bölümde en çok kullanılan serbest türetimli optimizasyon teknikleri, genetik algoritmalar, tavlama benzetimi, rastgele arama tekniği, tek yönlü iniş aramasıdır. Bu yöntemler hem sürekli optimizasyon, hem de ayrık optimizasyonlarda yaygın bir şekilde kullanılır [43, 44].

Genetik algoritmalar:

Genetik algoritmalara, 3. bölümde geniş bir şekilde yer verilmiştir.

Tavlama benzetimi:

Tavlama benzetimi, minimize etmek istediğimiz amaç fonksiyonunun değerinin bir termodinamik sistemdeki enerjiye benzetilmesidir. Yüksek ısılarda, tavlama benzetimi uzak noktalardaki fonksiyonun değerlendirmelerine izin veren ve daha yüksek enerjiye sahip yeni bir noktayı kabul etmeye yatkın olan bir yöntemdir. Yüksek hareketliliğe sahip atomların kendilerini bu bölgede olmayan atomlarla yönlendirme çalışmalarına karşılık gelerek, enerji durumunun bazen artabilmesidir. Tavlama benzetimi, düşük sıcaklıklarda amaç fonksiyonunu sadece yerel noktalarda değerlendirir ve daha yüksek enerjiye sahip yeni bir noktayı kabul etme olasılığı çok daha azdır. Bu da düşük hareketliliğe sahip atomların kendilerini sadece yerel atomlarla denkleştirmelerine ve enerji durumunun artma ihtimalinin azlığını gösterir [43, 44].

Rastgele arama:

Rastgele arama, amaç fonksiyonunun minimum ve maksimum yapan en uygun noktayı bulmak için, amaç fonksiyonunun parametre uzayını rastgele gibi görünen bir şekilde araştırılmasıdır. Türevsiz olmasının yanında, rastgele arama metodunun en belirgin özelliği basit bir işlem süreci olmasıdır. Bu basitlik metodun kolaylıkla anlaşılır hale gelmesini ve farklı alanlara uygulanabilmesini sağlar. Genetik

algoritmalarından ve tavlama benzetiminden farklı olarak rastgele arama metodu öncelikle sürekli optimizasyon problemleri için uygundur. Rastgele arama, ayrık ve birleşik arama uzayında optimizasyon problemleri için etkili olmaktadır [32].

Tek yönlü iniş araması:

Her hangi bir kısıtlamaya gerek duyulmayan n değişkenli bir fonksiyonu için, n boyutlu bir uzayda $n+1$ adet nokta olan bir başlangıç tek yönü, tek yöndeki en yüksek fonksiyon değerine sahip olan noktayı başka bir nokta ile sürekli olarak değiştirmesi prensibidir. Başka operasyonlarda kullanılarak tek yön gidişi yerel bölgeye uygun hale getirilir. İnişler devam ettirilerek bir düzlüğe gelindiğinde yön değişimi yapılarak minimuma yakın noktalara yaklaşım sağlanır [43, 44].

4. DİŞLİ KUTUSU TASARIMI

4.1. Dişli Kutusunu Oluşturan Temel Elemanların Tasarımı

Milden mile moment ve hareket iletiminde kayış kasnak, zincir ve sürtünmeli (dişsiz) çark mekanizmaları kullanılmaktadır. Sürtünmeli çarklar, yüksek momentleri iletebilmek için kullanılan dişli çarkların, kuvvet iletimini şekil bağına dönüştüren kinematik çift olarak, bir önceki makine elemanı olarak görülmektedir [45].

Güç ve hareket iletiminde çoğunlukla kullanılan elemanlar dişli çark mekanizmalarıdır. Dişli çarklar dönme hareketlerini bir milden diğer bir mile kinematik olarak aktaran elemanlardır. Devirlerinin iletiminde hareket veren ve hareketi alan çarklar birbirlerini uyumlu bir şekilde kavrarlar. Bu kavramayı sağlayan dişler, hareket alan milde istenilen devir ve momenti meydana getirirler. Bu sayede karşı milde sistemin ihtiyacı olan şartlar elde edilmiş olur [46].

Dişli çark mekanizmalarında bir milden başka bir mile, moment ve hareket iletimi birbirleriyle temas halindeki dişlerin oluşturduğu şekil bağı ile olmaktadır. Bir dişli kutusunda hareket, öncelikle dişlerin temasından sonra meydana gelir. Önemli olan bu hareketin verimli bir şekilde başka bir elemana aktarılmasıdır. Bu gayeyle hareket iletiminde mil elemanını ve milinde kolaylıkla dönebilmesi için yataklama elemanını kademeli olarak düşünmek gerekmektedir.

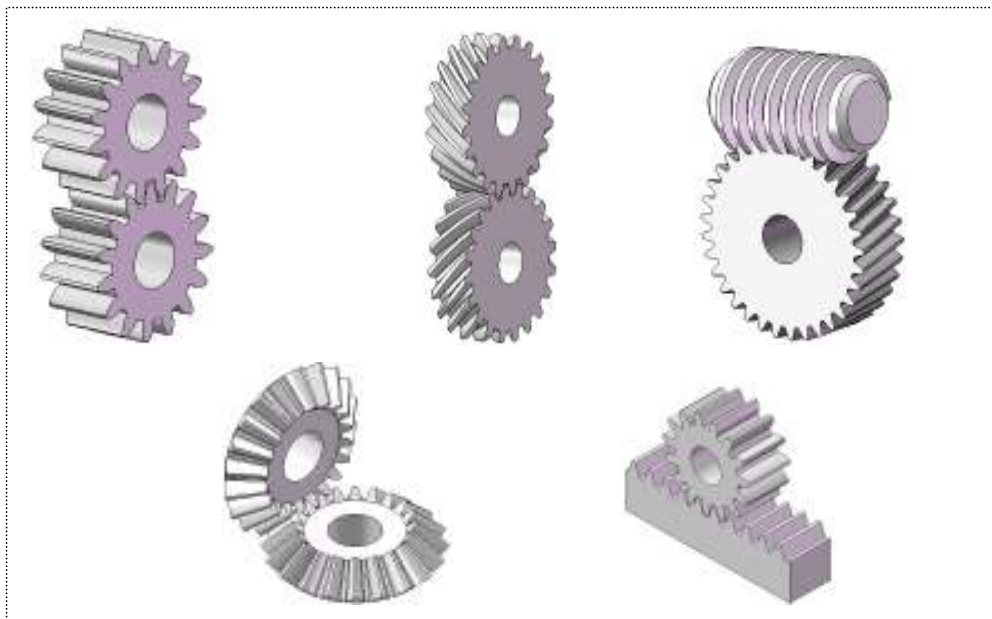
Dişli kutusu tasarlanırken, tasarımın temel elemanlarını dişli, mil ve yatak oluşturur. Bu elemanların sistemin ihtiyacına uygun sınırlar içinde seçilmesi tasarımın uygunluğunu göstermektedir. Bu amaçla tasarımı etkileyen bir çok değişken ve faktör değerlerinin birlikte düşünülmesi gerekmektedir. Dişli kutusunu oluşturan dişli, mil ve yatak seçimi için kullanılan değerler, zincirlemeli olarak birbirini doğrudan etkileyen unsurlardır. Bu nedenle herhangi birisinde yapılacak olan tasarım değişkeni, diğer bir elemanı otomatik olarak ilgilendirmektedir.

4.2. Dişli Çarkların Sınıflandırılması

Dişli çarklar eksenlerine, çalışma durumuna, dış profil eğrisine ve ölçü sistemine göre çeşitlilik göstermektedir. Çizelge 4.1’de dişlilerin sınıflandırılmasına yer verilmiştir [47]. Şekil 4.1’ bir dişli kutusunu meydana getiren dişlilerin, birbirlerine verdikleri hareket şekillerini göstermektedir.

Çizelge 4.1. Dişlilerin sınıflandırılması

Mil Eksenleri		Çalışma Durumu		Dişlerin açıldığı yüzey	Diş profil eğrisi	Dişli çark ölçü sistemi
Mil eksenini aynı düzlemde	Mil eksenini farklı düzlemde	Dıştan Çalışma	İçten Çalışma	Silindirik yüzeyli	Evolvent eğrili	Metrik ölçülü
Eksenleri paralel Dişliler	Helisel dişliler			Düzlem yüzeyli	Sikloid eğrili	
<i>Düz, helis, Kremayer, Ok dişli</i>						
Eksenleri kesişen Dişliler				Sonsuz vida ve karşılık dişlisi	Konik yüzeyli	Zincir dişli
<i>Konik Dişliler</i>						



Şekil 4.1. Dişlilerin genel olarak çalışma durumları [47].

4.3. Silindirik Düz Dişli Çarklar

Dişli çarklar içerisinde çalışma şekli basit olan ve dişleri mil eksenine paralel olarak imal edilen dişlilerdir. Düz dişliler, diğer dişlilere temel teşkil ederek az bir değişiklikle denklemlerinin başka dişlilere uygulandığı çarklardır. Helis, konik, spiral gibi adlandırılan dişli çarklar düz dişli çarklar üzerinde yapılan müdahalelerle elde edilen dişlilerdir. Bu nedenle düz dişli çarklar için kullanılan denklem ve kurallar bir kaç değişiklikle diğerlerine de uygulanabilmektedir [48].

4.3.1. Düz dişli çarkların boyutlandırılması

Modül:

Bir dişli çarkın bölüm dairesi çapının diş sayısına oranıdır. Dişli çark boyutlandırılmasında baz alınacak değerdir. Bu değerler standart sayılardır, ölçü birimi olarak milimetre kullanılır. Bu standart değerler Çizelge 4.2’de gösterilmiştir [45].

Çizelge 4.2. Standart modül değerleri

Modül Aralığı	Modül atlama değeri	Birim
1,0 - 4,0	0,25	mm
4,0 - 7,0	0,5	mm
7,0 - 16	1,0	mm
16 - 24	2	mm
24 - 45	3	mm
45 - 75	5	mm

Form faktörü:

Bir dişli çarkta diş sayısına bağlı olarak dişin şeklini karakterize eden ve dişin geometrik boyutlarını kapsayan form faktörü, kavrama açısı $\alpha=20^\circ$ için, diş sayısına bağlı olarak Çizelge 4.3'den seçilir. Çizelgede bulunmayan ara diş sayıları için interpolasyon yapılabilir [45].

Çizelge 4.3. Form faktörü (K_f)

Z	13	14	15	16	18	20	22	24	26	30	40	50	70	100	∞
K_f	3,5	3,33	3,23	3,15	3,0	2,95	2,86	2,78	2,70	2,60	2,45	2,7	2,8	2,1	2,2

Pinyon dişli diş sayısı seçimi

Dişli kutusu tasarımında, amaca yönelik bir dişlinin boyutlandırılması için önemli seçimlerden bir tanesi aynı işlevi yapabilecek, en az diş sayısını tercih ederek küçük boyutlarda üretimlerdir. Düzeltilmemiş dişlilerde alt kesilme sınırı $Z \geq 14$ düzeltilmiş (profil kaydırmalı) dişlilerde $Z \geq 9$ adete kadar düşürülebilmektedir. Diş sayısının azaltılmasıyla dişlerin birbirine temasını etkileyen kavrama oranı azalacağından yüksek devirli hız kutularında problem olabilmektedir. Diş sayısının çok olması kavrama oranını arttıracığından dişlilerin daha uyumlu çalışmasını sağlamaktadır. Düşük ve orta hızlarda $Z=14 \dots 20$, yüksek hızlarda $Z=20 \dots 30$ diş sayısı seçilmesi tavsiye edilmektedir. Çok yüksek hızlarda diş sayılarının artırılması tavsiye edilmektedir [45].

Diş sayıları dişlinin boyutlandırılmasına, alt kesilme durumuna, kavrama oranına ve verimli çalışmasına bağlı olarak bu özellikler düşünülerek seçilmesinde yarar görülmektedir. Bu özellikler düşünüldüğünde diş sayıları Çizelge 4.4'de olduğu gibi seçilmesi tavsiye edilmektedir [48].

Çizelge 4.4. Diş sayısı seçimi [48].

Seçim faktörü	Genel seçim	Verimli ve uyumlu çalışma	Küçük boyutlu çalışma
Diş sayısı	16...20	20...26	11...16

Diş genişliği ve genişlik oranı:

Dişliler birbirleriyle temas halindeyken üzerine gelen momenti, evolvent eğrili profil üzerinde diş genişliği mesafesince oluşan dikdörtgende taşımaktadırlar. Bu yük taşıyan dikdörtgenin büyük olması diş genişliğine bağlı olduğundan önemli bir değerdir. Yük dağılımını etkilediğinden dişli çarkın genişliği arttıkça yük taşıma kabiliyeti artar.

Ezilme ve aşınmaya dayanıklı sert malzemeler kullanıldığı zaman çark genişliği küçük tutulabilmektedir. Diş genişliğinin büyük olduğu durumlarda işleme hatalarından ve millerin deformasyona uğramasından dolayı da yükün mil üzerinde bir yönde yığılmasına sebep olmaktadır. Bu da diş köşelerinin kırılmasına neden olmaktadır [48].

Bir başka taraftan dikkate alınması gereken durum ise dişlinin mil üzerine montajıyla ilgili yataklama şeklidir. Dişli çark, milin bir ucuna takılarak tek taraflı yataklama ile çalıştırılacaksa, milin esnemesinden dolayı dişin tamamı temas edemediğinde diş genişliğinin fazla olmasının önemi kalmamaktadır. Bu durumlarda diş genişliği dar tutulmalıdır.

Her iki taraftan yataklama yapılarak dişli moment iletecekse diş genişliğinin büyük olması dişli ömrünü uzatmaktadır. Diş genişliği sayısı, modüle bağlı olarak $\psi_m = b/m$, adıma bağlı olarak $\psi_t = b/t$, bölüm dairesi çapına bağlı olarak $\psi_d = b/d$, adıma göre ise genişlik sayısı $\psi_t = \pi\psi_m$ ifade edilmektedir. Genişlik sayısı yüzey kalitesi ve yataklama durumuna bağlı olarak Çizelge 4.5’den seçilebilir [45].

Çizelge 4.5. Yüzey işçiliğine ve milin yataklanmasına bağlı genişlik sayısı (ψ_m , ψ_d)

Yüzey kalitesi ve yataklama durumu	Modüle bağlı, ψ_m	Çapa bağlı, ψ_d
İşlenmiş döküm dişlilerde (kalite 12)	4...5	0,23...0,28
İşlenmiş dişlilerde (kalite 9-7)	7...9	0,4...0,5
Hassas işlenmiş, tek taraftan yataklanmış dişlilerde (kalite 6-4)	14...16	0,7...0,9
Hassas işlenmiş, iki taraftan yataklanmış dişlilerde	18...23	1...1,3
Hassas işlenmiş, iki taraftan yataklanmış helisel dişlilerde	20...40	1,1...2

Dinamik yük faktörü:

Dinamik halde çalışan makine sistemlerinde dinamik veya hız faktörü, sürekli dönerek hareket ileten makine elemanları için rijitlik, birim genişliğe düşen kuvvet, adım ve profil hatalarına bağlıdır. Pratik olarak bunların hepsi bir arada düşünülemediğinden dinamik faktör dişlinin üretim kalitesiyle ilişkilendirilmektedir [48]. Çevre hızı ve yüzey işçiliği kalitesine bağlı olarak Çizelge 4.6’da gösterildiği gibi kullanılmaktadır [45].

Çizelge 4.6. Dinamik yük faktörü (K_d)

Çevre hızı (m/s)	2	4	12	20	40	60	80
Hassas işçilik (K6..4)	1	1	1,1	1,15	1,2	1,25	1,5
Normal işçilik (K9..7)	1	1,1	1,25	1,3	-	-	-
Kaba İşçilik (K12)	1,5	2,0	-	-	-	-	-

Kavrama oranı (ε), kavrama faktörü ($K\varepsilon$):

Dişliler birbirleriyle temas halindeyken üzerlerindeki yükü bir diğerine aktarırken yükün diş profili üzerinde dağılımına kavrama oranı denilmektedir. Kavrama sırasında dişliler üzerindeki yük, diş başından itibaren geldiği düşünülürse kavrama oranına bağlı olarak yük normal değerden küçük olmaktadır. Bu sebeple diş dibi mukavemeti açısından kavrama faktörünü hesaplamalarda dikkate almak gerekmektedir [48]. Diş kuvvetinin kavrama anındaki yük paylaşımı dikkate alınarak diş dibi mukavemeti için $K\varepsilon=1/\varepsilon$ alınmaktadır. Diş yan yüzeyinin ezilmesi açısından ise, DIN 3990'e göre, $K\varepsilon=\sqrt{(4-\varepsilon)/3}$ bağıntısı önerilmektedir. Bu bağıntıyla kavrama faktörü ($K\varepsilon$), 0,85-1 arasında bir değer hesaplanmaktadır. Dişli kullanımlarında, emniyetli tarafta kalmak amacıyla, çoğunlukla $\varepsilon=1$, $K\varepsilon=1$ alınmaktadır. Diş sayısına bağlı olarak kavrama oranı artmaktadır. Normal bir düz dişli çark mekanizmasında gerçek kavrama oranı $\varepsilon=1,25$ olarak uygulamalarda kullanılmaktadır [45].

4.3.2. Düz dişli modül belirleme hesapları

Diş kökü mukavemetine göre modül:

Eğilme ve basma gerilmelerinin bileşkesinden yola çıkarak, dişlinin taşıyabileceği kuvvet formülü Eş. 4.1 gösterildiği şekildedir [45].

$$F_{\zeta} \leq \frac{\sigma_D}{K_{\zeta} \cdot K_f \cdot K_d \cdot K\varepsilon} b m \quad (4.1)$$

Eş. 4.1 içerisinde kullanılan, $\sigma_{em} = (\sigma_D / K_{\zeta})$, $b = \psi_m m$, $F_{\zeta} = S M_d / (d_1 / 2)$, $d_1 = Z_1 m$ ve $K\varepsilon = 1 / \varepsilon$ yazılarak modül, Eş. 4.2'de olduğu gibidir.

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot S \cdot M_d \cdot K_d \cdot K_f}{Z_1 \cdot \Psi_m \cdot \varepsilon \cdot \sigma_{em}}} \quad (4.2)$$

Eş. 4.2 ve Eş. 4.3’de kullanılan semboller Çizelge 4.7’de ifade edilmiştir.

Çizelge 4.7. Diş kökü mukavemetine göre kullanılan semboller

Sembol	Eşitlik açıklaması
S	Çalışma emniyet katsayısı (Darbe faktörü, $S=1...2$)
M_d	Pinyon dişli üzerine gelen moment (N.mm)
σ_D	Dişli çark malzemesi için, değişken yükleme durumu mukavemet gerilimi, (N/mm ²)
K_d	Dinamik yük faktörü
K_f	Form faktörü
σ_{em}	Emniyetli gerilim, (N/mm ²)
K_ϕ	Diş kavşağındaki çentik faktörü, $K_\phi \geq 1,5$
Z_1	Pinyon dişli diş sayısı
ψ_m	Modüle bağlı genişlik oranı
Ψ_d	Çapa bağlı genişlik oranı
ε	Kavrama oranı

Çentik faktörü, diş tabanının dişli gövdesiyle birleştiği yerde gerilme yığılmalarının önüne geçmek için kullanılan bir faktördür. Çentik faktörü, $K_\phi \geq 1,5$ seçilerek bu zorlanma etkisinin önüne geçilmektedir. Malzemenin σ_D değerini pratik bir şekilde kullanmak için $\sigma_D = 0,55\sigma_k$ alınmaktadır. Modül belirlemeyi, bölüm dairesi çapına bağlı olarak bulunması isteniyorsa Eş. 4.3 kullanılmaktadır [45].

$$m = \sqrt[3]{\frac{2.S.M_d.K_d.K_f}{Z_1^2.\Psi_d.\varepsilon.\sigma_{em}}} \quad (4.3)$$

Yüzey ezilmesine göre modül:

Birbirleriyle eş çalışan dişlilerin, dişlerin temas eden yüzeylerinde yorulmaya bağlı yüzey aşınmaları meydana gelmektedir [48]. Yüzeylerde iletilebilecek en fazla basınç dişli malzemesinin sertleştirilmesiyle ilgilidir. Bu sebeple dişlerin iç kısımlarında mukavemetli iç yapı, dışında ise aşınmaya dayanıklı sert kabuk şeklinde dişliler üretilmektedir. Yüzeyde ezilme ve aşınmalar sebep olan Hertz tipindeki yüzey basınçları meydana gelmektedir. Ezilme ve aşınmaların önüne geçmek için Eş. 4.4 ile modül seçimi yapılmaktadır [45].

$$m = \sqrt[3]{\frac{2.S.M_d.E.K_d}{Z_1^2.P_{em}^2.\Psi_m.\varepsilon}}(i+1)/1 \quad (4.4)$$

Eş. 4.4’de kullanılan semboller Çizelge 4.8’de izah edilmiştir.

Çizelge 4.8. Yüzey ezilmesi denkleminde kullanılan semboller

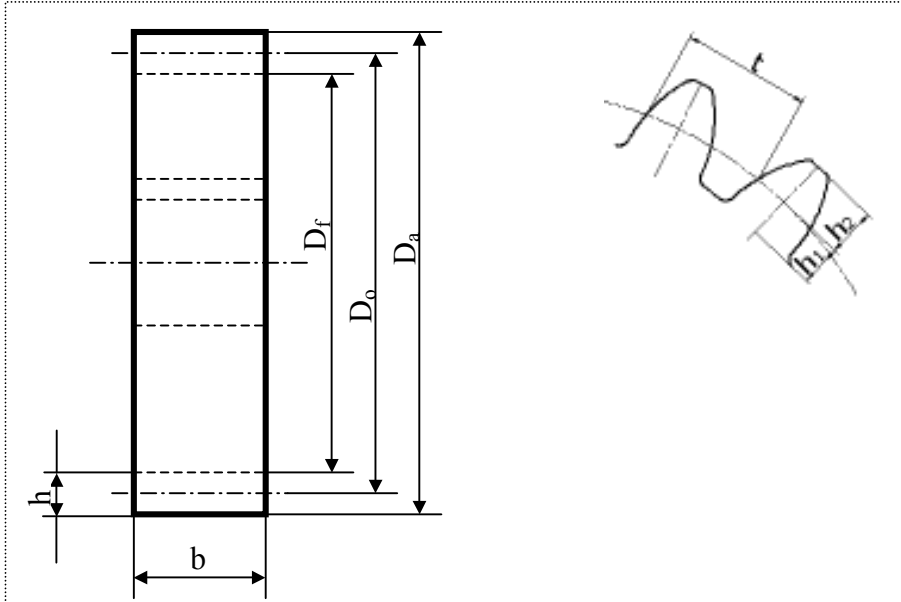
Sembol	Eşitlik açıklaması
S	Çalışma emniyet katsayısı, (Darbe faktörü, S=1...2)
M _d	Pinyon dişli üzerine gelen moment (N.mm)
E	Dişli malzemesi elastikiyet modülü (N/mm ²)
K _d	Dinamik yük faktörü
Z ₁	Pinyon dişli diş sayısı
P _{em}	Emniyetli yüzey basıncı (N/mm ²), P _{em} ≤0,7σ _k
i	İletim oranı
Ψ _m	Modüle bağlı genişlik oranı
ε	Kavrama oranı

Emniyetli yüzey basıncını, yüzeylerdeki aşınmaları önlemek için kopma geriliminin 0,7’si kadar alınmaktadır. Kopma gerilimi ile brinel sertlik arasında yaklaşık σ_k=0,35H_B ilişkisi vardır. Bu şekilde iletilecek basınç P_{max}≤0,25.H_B=P_{em}

alınmaktadır [45]. Eş. 4.3 ve Eş. 4.4 ile elde edilen modülün en yüksekı alınarak, düz dişli Çizelge 4.9’da kullanılan formüllere göre boyutlandırılmaktadır [47].

Çizelge 4.9. Düz dişli boyutlandırılmasına esas olan denklemler

Sembol	Sembol açıklaması	Formül
m	Dişli modülü	m
t	Adım	$\pi.m$
D_o	Bölüm dairesi çapı	$m.z$
D_a	Diş üstü çapı	$D_o+2.m$
D_f	Diş dibi çapı	$D_o-2,33.m$
h_1	Diş başı yüksekliği	m
h_2	Diş dibi yüksekliği	1,167.m
h	Diş tam yüksekliği	2,167.m
b	Dişli genişliği	$\psi_m.m$



Şekil 4.2. Düz dişli boyutlandırılması

4.4. Silindirik Helisel Dişli Çarklar

Helisel dişli çarklar, düz dişlilere göre dişleri helis açısı kadar eğik açılmış olan dişlilerdir. Düz dişlilerde dişle birbirleriyle temasa geçerken diş profilleri dişlinin genişliği boyunca aynı anda oturacağından darbeli bir temas söz konusu olmaktadır. Bu darbeli temasta dişlilerin çalışması esnasında gürültü meydana getirmektedir. Ayrıca diş profillerinin ani teması dişlerin mukavemet için olumsuzluk meydana getirmektedir. Bu sebeple dişlerin temasını sessiz ve yumuşak kavramayla mukavemetini arttırmak amacıyla helisel dişliler üretilmiştir [45].

Helisel dişli çarklarda, sürekli birkaç diş aynı anda temas etmektedir. Dişler aynı zamanda diş genişliği boyunca olan dikdörtgensel alanı, temas etmediğinden düz dişli çarklara nazaran daha sessiz ve daha mukavemetli bir iletim olmaktadır [46].

Karşılıklı çalışan helisel dişliler, kavrama anında önce bir nokta şeklinde temas etmektedirler. Daha sonra bu noktasal temas artarak doğrusal temasa dönüşmektedir. Moment iletimi bu şekildeki bir temasla yüklendikleri gibi, momentin dişler üzerinden ayrılması aynı şekilde olması moment iletiminde bir avantajdır. Helis dişliler, böylece yükün meydana getirdiği titreşimi engellemektedir [45].

4.4.1. Silindirik helisel dişli çarkların boyutlandırılması

Diş dibi mukavemetine göre modül:

Helis dişlilerde diş dibi mukavemetine göre modül seçimi, düz dişlilerde kullanılan ifadelerle aynıdır. Ancak helis dişlilerde diş eğiminden kaynaklanan normal modül ve alın modül ifadeleri kullanılmaktadır. Düz dişlilerde kullanılan modül ifadesi, helis dişlilerde normal modül olarak kullanılmaktadır. Bu dişlilerde modülün hesaplanması için, Eş. 4.5 kullanılmaktadır [45].

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2.S.M_d.K_d.K_f.Cos\beta}{Z_n.\Psi_m.\varepsilon.\sigma_{em}}} \quad (4.5)$$

Eş. 4.5’de kullanılan semboller Çizelge 4.10’da ifade edilmiştir.

Çizelge 4.10. Diş dibi mukavemeti eşitliğinde kullanılan semboller

Sembol	Eşitlik açıklaması
S	Çalışma emniyet katsayısı, (Darbe faktörü, S=1...2)
M _d	Pinyon dişli üzerine gelen moment, (N.mm)
K _d	Dinamik yük faktörü
Z _n	Eşdeğer diş sayısı, Z/ Cos ³ β
β	Helis açısı, β=10 °...30°
i	İletim oranı
ψ _m	Modüle bağlı genişlik oranı
ε	Kavrama oranı, ε = 1,2...2,1
σ _{em}	Emniyetli gerilim, (N/mm ²)

Aşınma ve ezilmeye göre modül:

Helis dişlilerde aşınma ve ezilmeye göre modül seçimi, düz dişlilerdeki aşınma ve ezilmeye göre modül belirleme yöntemleri geçerlidir. Ancak helis dişlilerde çeviren dişli çapı (d₁), sembolü yerine d₁/Cos²β ifadesi kullanılmaktadır. Bu dişlilerde normal modülün hesaplanması için, Eş. 4.6 kullanılmaktadır [45].

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2SM_dEK_d \cos^4 \beta}{Z_1^2 P_{em}^2 \Psi_m \varepsilon}} (i + 1) / 1 \quad (4.6)$$

Eş. 4.6’da, genişlik katsayısı çapa bağlı olarak denklem düzenlendiğinde, Eş. 4.7 elde edilmektedir [45].

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2SM_dEK_d \cos^5 \beta}{Z_1^3 P_{em}^2 \Psi_d \varepsilon}} (i+1) / 1 \quad (4.7)$$

Eş. 4.6 ve Eş. 4.7’de kullanılan semboller Çizelge 4.11’de ifade edilmiştir.

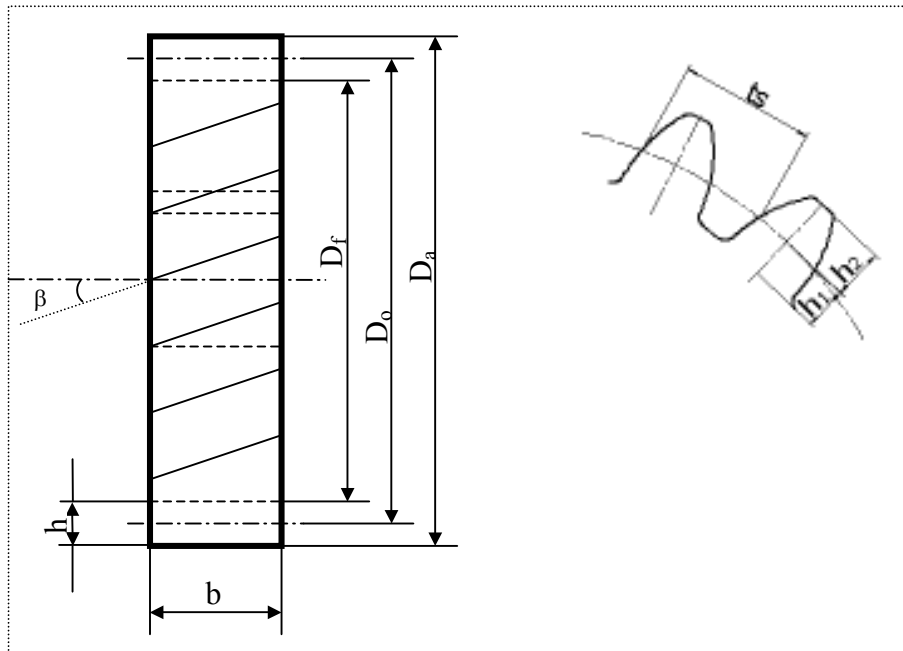
Çizelge 4.11. Yüzey ezilmesi denkleminde kullanılan semboller

Sembol	Eşitlik açıklaması
S	Çalışma emniyet katsayısı (Darbe faktörü, S=1...2)
M _d	Pinyon dişli üzerine gelen moment, (N.mm)
E	Dişli malzemesi elastikiyet modülü, (N/mm ²)
K _d	Dinamik yük faktörü
Z ₁	Pinyon dişli diş sayısı
β	Helis açısı, β=10 ° ...30°
P _{em}	Emniyetli yüzey basıncı (N/mm ²), P _{em} ≤0,7σ _k
i	İletim oranı
Ψ _m	Modüle bağlı genişlik oranı
Ψ _d	Çapa bağlı genişlik oranı
ε	Kavrama oranı, ε = 1,2...2,1

Eş. 4.5 ve Eş. 4.6’den elde edilen modülün en yükseği alınarak, helis dişli Çizelge 4.12’de kullanılan formüllere göre boyutlandırılmaktadır.

Çizelge 4.12. Helis dişli boyutlandırılmasına esas olan denklemler

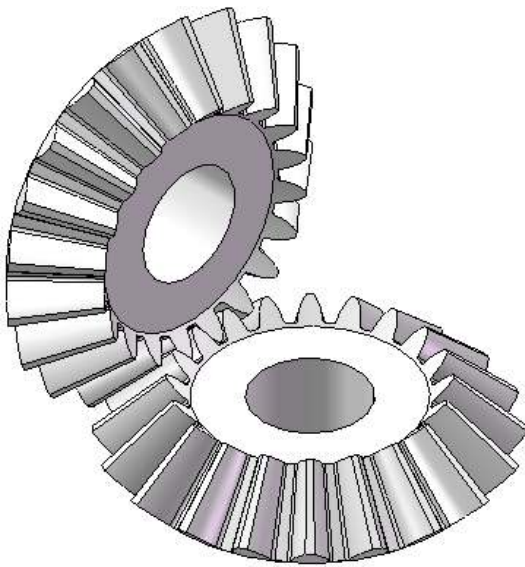
Sembol	Sembol açıklaması	Formül
m_n	Normal modülü	$m_s \cos \beta$
m_s	Alın modülü	$m_n / \cos \beta$
t_n	Normal adım	πm_n
t_s	Alın adımı	πm_s
D_o	Bölüm dairesi çapı	$m_s Z$
D_a	Diş üstü çapı	$D_o + 2m_n$
D_f	Diş dibi çapı	$D_o - 2,33m_n$
h_1	Diş başı yüksekliği	m_n
h_2	Diş dibi yüksekliği	$1,167m_n$
h	Diş tam yüksekliği	$2,167m_n$
b	Dişli genişliği	$\psi_m m_n$
p	Eğim adımı	$\pi D_o / \tan \beta$
α	Eğim açısı	$\tan^{-1}(p / \pi D_o)$
$Z_{\min}$	Alt kesilmesiz diş sayısı	$2 / (\sin^2 \alpha \cos^3 \beta)$



Şekil 4.3. Helis dişli boyutlandırılması

4.5. Konik Dişli Çarklar

Dişli çark eksenleri bir noktada kesişen ve dişlerin dişli mil eksenine doğru yönlendiği dişlilerdir. Bu dişliler birbiri üzerinde dönerek hareket eden kesik koni şekilli mekanizmalardır. Bu dişlilerde eksenlerinin kesişme açısına göre, çoğunlukla 90° olmaktadır. Ancak tasarlanacak makinenin durumuna göre $\phi < 90^\circ$ veya $\phi > 90^\circ$ olarak da imal edilmektedir [46]. Eksenleri kesişmeden çalışan konik dişli mekanizmalarına, hipoid dişli mekanizmaları denmektedir. Bu dişlilerde eksenlerinin kesişmemesinden dolayı diş genişliği boyunca kaymalar oluşabildiğinden eksenleri kesişen konik dişlilere nazaran verimleri düşüktür [45]. Konik dişliler, dişlerin yönüne göre düz ve eğrisel konik dişliler olmak üzere iki ana gruba ayrılmaktadır. Eğrisel konik dişlilerde, dişlerin eğikliği dişlinin merkezine göre yaptığı açıyla bilinmektedir. Bu dişliler helisel, daire yaylı, evolvent eğrili, episikloid eğrili olarak çeşitli formlarda imal edilmektedir [48]. Konik dişliler, profil geometrisinin hassasiyeti, montaj ve mil yataklama durumuna göre, çalışma esnasında milin esnemesine bağlı olan hataların meydana gelmemesi için dikkat gerektirmektedir. Bu sebeple oluşabilecek hatalar, dişli genişliği boyunca temas yerine noktasal teması sağlayacağından dişin uçlarında yüklenmelere sebep olmaktadır [45].



Şekil 4.4. Eksen kesişme açısı 90° olan konik dişli çark

4.5.1. Konik dişli çarkların boyutlandırılması

Düz dişli konik çarkların boyutlandırılmasında ortalama modül (m_o) ifadesi kullanılmaktadır. Konik dişlilerin boyutlandırmasında, ortalama bölüm dairesi çapı $d_o/\cos\varphi$, dişli genişliği b olan iki eşdeğer düz dişli gibi boyutlandırmaya esas denklemlere benzetilmektedir [45].

Eş. 4.8 ile standart modül değeri hesaplanmaktadır.

$$m_a = m_o + b \sin\varphi_1 / Z_1 \quad (4.8)$$

4.5.2. Diş genişliği

Kesik koniler üzerine açılan dişler, koninin iç tarafında dişlerin incelmesinden dolayı yükün diş genişliği boyunca dağılması için belirli bir sınırlama getirilmektedir. Çeviren konik dişlinin diş sayısına bağlı olarak dişli genişliği Çizelge 4.13'deki genişlik oranları kullanılmaktadır [45].

Çizelge 4.13. Eksenler arası 90° olan konik dişlilerde kullanılan genişlik oranları

$i=z_2/z_1$	1	2	3	4	5	6,5
Z_1	40	30	23	18	14	10
$\psi_d=b/d_{a1}$	0,21	0,34	0,47	0,62	0,75	0,76

4.5.3. Diş sayısı

Konik dişlilerde, diş sayısının artması bu dişlilerin çalışma verimini arttırmaktadır. Ancak diş sayısındaki artış tasarımın kütleli ve hacimsel olarak büyümesine sebep olacağından sistemin ihtiyacına cevap verebilecek en fazla diş sayısı seçilmelidir. Konik dişlilerin alt kesilme olmadan en az diş sayısını, kavrama açısı $\alpha=20^\circ$ için $Z_{e1min}=14$ alınarak, Eş. 4.9 ile bulunmaktadır.

$$Z_{1min}=Z_{e1min}\cos\varphi_1 \quad (4.9)$$

4.5.4. Diş kökü mukavemetine göre modül hesapları

Konik dişli çarklarda, modül hesabı silindirik düz dişlilerde kullanıldığı şekildedir. Konik dişlinin parametrelerine uygun bir şekilde, denklem düzenlendiğinde, Eş. 4.10 ortalama modül denklemi elde edilmektedir [45].

$$m_o = \sqrt[3]{\frac{2.S.M_d(1-\Psi_d \sin \varphi_1)K_d.K_f}{Z_1^2.\Psi_d.\mathcal{E}.\sigma_{em}}} \quad (4.10)$$

Eş. 4.10’de, $Z_e=Z_1/\cos\varphi_1$ teorik diş sayısı esas alınarak, silindirik düz dişliler için seçilen form faktörü seçilmektedir. Bu eşitlik içerisinde kullanılan sembollerin açıklaması Çizelge 4.14’de izah edilmiştir.

Çizelge 4.14. Diş kökü mukavemetine göre kullanılan semboller

Sembol	Eşitlik açıklaması
S	Çalışma emniyet katsayısı (Darbe faktörü, S=1...2)
M _d	Pinyon dişli üzerine gelen moment (N.mm)
φ_1	Pinyon dişli koniklik açısı
K _d	Dinamik yük faktörü
K _f	Form faktörü
σ_{em}	Emniyetli gerilim, Pratik olarak $\sigma_{em}=0,5\sigma_D/K_\varphi$ (N/mm ²)
K _ç	Diş kavşağındaki çentik faktörü, $K_\varphi \geq 1,5$
Z ₁	Pinyon dişli teorik diş sayısı
Ψ_d	Çapa bağlı genişlik oranı
$\mathcal{E}$	Kavrama oranı

4.5.5. Ezilme ve aşınmaya göre modül belirleme

Konik dişli çarklarda, moment ileten yüzeylerde yorulmaya bağlı yüzey aşınmalarının önüne geçmek, dişli malzemesinin yüzeyindeki sertliğiyle yakından ilgilidir. Bu sebeple malzemenin yüzey sertliğini dikkate alarak konik dişlinin ortalama modül seçim denklemi, Eş. 4.11 ile hesaplanmaktadır [45].

$$m_o = \sqrt[3]{\frac{2.S.M_{d1}(i \cos \varphi_1 + \cos \varphi_2)(1 - \Psi_d \sin \varphi_1)K_d.E}{P_{em}^2.Z_1^3.\Psi_d.i}} \quad (4.11)$$

Eş. 4.11’de kullanılan semboller Çizelge 4.15’de ifade edilmiştir.

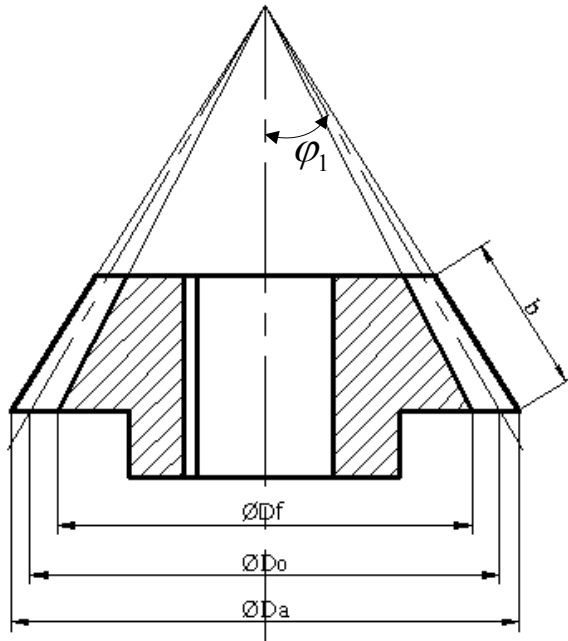
Çizelge 4.15. Yüzey ezilmesine göre kullanılan semboller

Sembol	Eşitlik açıklaması
S	Çalışma emniyet katsayısı, (Darbe faktörü, S=1...2)
M _{d1}	Pinyon dişli üzerine gelen moment, (N.mm)
E	Dişli malzemesi elastikiyet modülü, (N/mm ²)
K _d	Dinamik yük faktörü
Z ₁	Pinyon dişli diş sayısı
φ ₁	Pinyon dişli koniklik açısı
φ ₂	Çevrilen dişli koniklik açısı
P _{em}	Emniyetli yüzey basıncı, (N/mm ²), P _{em} ≤0,7σ _k
i	İletim oranı
Ψ _d	Çapa bağlı genişlik oranı
ε	Kavrama oranı, ε = 1,2...2,1

Eş. 4.10 ve Eş. 4.11’den elde edilen modülün en yükseği alınarak, konik dişli Çizelge 4.16’da kullanılan formüllere göre boyutlandırılmaktadır.

Çizelge 4.16. Konik dişli boyutlandırılmasına esas olan denklemler

Sembol	Sembol açıklaması	Formül
m_o	Ortalama modülü	$m_a - b \sin \varphi_1 / Z_1$
m_a	Dış modülü	$m_o + b \sin \varphi_1 / Z_1$
D_o	Ortalama bölüm dairesi çapı	$m_o Z$
D_a	Diş üstü çapı	$D_o + 2m_a \cos \varphi_1$
D_f	Diş dibi çapı	$D_o - 2,33m_a \cos \varphi_1$
D_{oa}	Dış bölüm dairesi çapı	$m_a Z$
h_1	Diş başı yüksekliği	m_a
h_2	Diş dibi yüksekliği	$1,167m_a$
h	Diş tam yüksekliği	$2,167m_a$
b	Dişli genişliği	$\psi_m m_a$
φ_1	Pinyon dişli koniklik açısı	$\tan^{-1}(D_{o1} / D_{o2})$
φ_2	Çevrilen dişli koniklik açısı	$\tan^{-1}(D_{o2} / D_{o1})$
$Z_{\min}$	Alt kesilmesiz diş sayısı	$Z_{e1 \min} \cos \varphi_1, (Z_{e1 \min} = 14)$



Şekil 4.5. Konik dişli boyutlandırılması

4.6. Sonsuz Vida Mekanizmaları

Mil eksenleri kesişmeyen ve paralel olmayan iki mil arasında güç ve hareket ileten bir spiral dişli mekanizmalarıdır. Miller arasındaki açı, genellikle 90° olarak kullanılmaktadır. Bu dişliler helisel dişli mekanizmalarının helisel yapısına benzemektedir. Eksenleri 90° olarak çalıştığından ve küçük dişlinin genişliğinin fazla olması dişlerini bir vida gibi göstermektedir. Küçük dişliye sonsuz vida, büyük dişliye ise çark denilmektedir. Sonsuz vida çarkın dişlerine bir doğru boyunca temas etmesi yük taşıma kabiliyetini diğer dişlilere nazaran arttırmaktadır. Sonsuz vidanın diş sayısı ağız sayısı olarak ifade edilir, genellikle ağız sayısı 1 ile 4 arasında kullanılmaktadır. Çark tamamen bir helis dişliye benzer ancak, çarkın vida üzerindeki dişlerine iyi kavraması için dairesel helis görünümündedir. Çarkın diş sayısı 25 ile 30 arasında değişmektedir [48].

Diş formları spiral dişliler gibi olduğundan özel bir spiral dişli mekanizması olarak düşünülebilir. Mekanizma civata ve somun gibi çalışan sonsuz vida ve çarktan oluşmaktadır. Bir helis eğrisinin bir silindir üzerindeki sarım sayısı, teorik anlamda, sonsuza kadar gidebileceği için küçük çarka sonsuz vida denmektedir [45].

Tek ağızlı sonsuz vida mekanizmalarında helis açısının otoblokaj durumuna bağlı olarak, tek yönde hareketin kolaylıkla iletiminde yaygın olarak kullanılmaktadır. Dişlerin kayma usulüne çalışması ve sürtünmenin de iletim oranına bağlı olarak artması yüksek çalışma sıcaklığıyla birlikte aşınmayı meydana getirmektedir [46].

Bu mekanizmalarda dişlerin temasını sağlama şekline göre, sonsuz vida çarkın etrafına yaklaşıyorsa sonsuz vida kuşatmalı (globoid), çark sonsuz vida etrafına yaklaşıyorsa çark kuşatmalı olarak anılmaktadır [45].

Bu mekanizmaların çalışmasında önemli bir olumsuzluk kayma hızıyla ortaya çıkan ısınma, buna bağlı olan aşınmalardır. Sürtünen diş yüzeyleri arasında bir yağ filmi sağlanırsa aşınma kontrol edilebilmektedir. Boyutlandırma ısınmaya bağlı, ezilme ve aşınma için, diş dibi mukavemetine yapılmaktadır. Sonsuz vida dişinin dipten

kırılmasına pek rastlanılmamaktadır. Çark dişi açısından da eğilmeye bağlı diş kökü mukavemeti ezilme ve aşınmaya göre oldukça yüksektir. Bu nedenle boyutlandırılmanın aşınmaya göre yapılması gerekmektedir [45].

Sonsuz vida ve karşılık dişlisi malzeme seçiminde, sonsuz vida malzemesi için semantasyon çelikleri, ıslah çelikleri, genel imalat çelikleri kullanılmaktadır. Sertleştirme ve yüzey işçiliği sonsuz vida için önemlidir. Çark malzemesi seçimi için sürtünme ve aşınmaya dayanıklı malzeme olarak düşük hızlarda dökme demir, ağır koşullarda bronz malzemedir. Sonsuz vida malzeme seçiminde kullanılan malzemeler Çizelge 4.17’de gösterilmiştir [45].

Çizelge 4.17. Sonsuz vida çark malzemeleri

Malzeme	Simge (TS)	σ_k (N/mm ²)	Sertlik (N/mm ²)
Savurma döküm kalay bronzu	D-Sn	320	115
Kum döküm kalay bronzu	D-Sn	200	900
Kokil döküm aliminyum alaşımı	Dk-Al Si 10 mg	200	1000
Kokil döküm çinko alaşımı	Dk-Zn Al 4 Cu1	230	900
Kum döküm dökme demir	DD 22	220	450
Kum döküm dökme demir	DD 26	260	550

4.6.1. Ezilme ve aşınmaya göre boyutlandırma

Sonsuz vida ve çark mekanizmalarında, çark malzemesi düşünülerek eksenel modüle göre hesaplama yapılmaktadır. Sonsuz vida mekanizmalarında geniş kabul gören bir hesaplama tekniğine göre kullanılan bir çok parametreler mevcuttur. Bu parametreler işletme koşullarına, kayma aşınmasına, yağlama ve yüzey durumlarına bağlı olarak tanımlanmaktadır [45].

Form sayısı:

Sonsuz vida mekanizmalarında form sayısı, vida ortalama çapının eksenel modüle oranı olarak tanımlanmaktadır. Form sayısının küçük olması helis açısının artması anlamına geldiğinden vidaların eğilme mukavemetini düşüren bir faktördür. Genellikle 7 ile 18 arasında, otoblokajlı vida iletimlerinde 15 ile 17 arasında alınmaktadır.

$$f=D_{o1}/m_e \quad (4.12)$$

Otoblokajsız vida iletimlerinde iletim oranı, vida ağız sayısı ve helis açısı arasında uygun bir seçim yapmak için, Çizelge 4.18'deki değerler kullanılmaktadır [45].

Çizelge 4.18. Kilitlenmesiz mekanizmalarda iletim oranına bağlı helis açısı değerleri

İletim oranı	30	20	15	10
Ağız sayısı	1	2	3	4
Vida helis açısı (γ_o)	5...6	10...13	15...17	19...25

Sonsuz vida mekanizması verimi:

Bir milden başka bir mile güç ve hareket iletiminde, alınan gücün verilen güce oranı olarak ifade edilir. Sonsuz vida mekanizmaların ağız sayısına bağlı olarak verim Çizelge 4.19'dan seçilmektedir [45].

Çizelge 4.19. Ağız sayısına bağlı verim

Ağız sayısı	1	2	3	4
η	0,55...0,65	0,65...0,75	0,75...0,80	0,78...0,82

Karakteristik yük değeri:

Sonsuz vida mekanizmalarının boyutlandırmasında emniyetli bölgede kalmak için, malzeme seçimi, yüzey işleme kalitesi, iletimde oluşan kayma hızı büyüklüğü, çalışma şartları, yağlama gibi durumlar göz önüne alınarak karakteristik yük değeri seçilmelidir. Sonsuz vida mekanizmasının boyutlandırılmasına esas olan bu değerler, malzeme çifti ve kayma hızına bağlı olarak, Çizelge 4.20’den seçilmektedir [45].

Çizelge 4.20. Karakteristik yük değerleri (C_{em})

Kayma hızı V_k (m/s)		1	3	4	5	6	8	10	15
Sertleştirilmiş çelik vida (taşlanmış)	Bronz çark	8	7	6	5,2	4,8	4	3,5	2,4
Kütle çeliği vida (ıslah edilmiş,tornada işlenmiş)	Bronz çark	4,3	4,3	3,8	2,2	2	1,8	-	-

Sonsuz vida mekanizması modülü:

Sonsuz vida mekanizmasında aşınma ve ezilmeye göre modül seçimi, eksenel modüle göre çark malzemesi için yapılmaktadır. Bu şekilde yapılan bir seçim, Eş. 4.13 ile hesaplanmaktadır [45].

$$m_e = \sqrt[3]{\frac{S.M_{d2}.K_d}{Z_2.\Psi_t.f.C_{em}}} \quad (4.13)$$

Eş. 4.13’de kullanılan semboller Çizelge 4.21’de ifade edilmiştir.

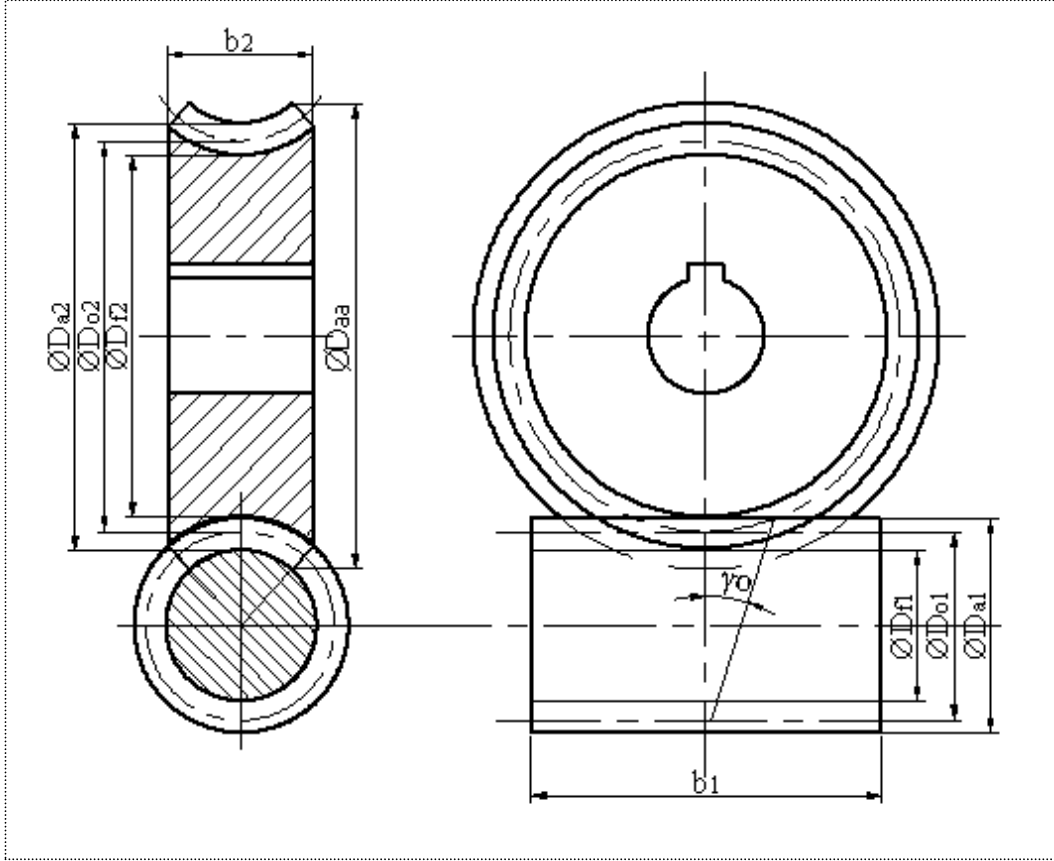
Çizelge 4.21. Aşınma ve ezilme eşitliğinde kullanılan semboller

Sembol	Eşitlik açıklaması
m_e	Çark eksenel modülü
S	Çalışma emniyet katsayısı, (Darbe faktörü, $S=1...2$)
M_{d2}	üzerine gelen moment, (N.mm)
K_d	Dinamik yük faktörü
Z_2	Sonsuz vida çarkı diş sayısı
Ψ_t	Adıma bağlı genişlik oranı
f	Form sayısı, ($f=7...18$)
C_{em}	Karakteristik yük değeri

Çizelge 4.22. Sonsuz vida mekanizması boyutlandırılması için denklemler

Sembol	Sembol açıklaması	Formül
m_e	Çark eksenel modülü	m_e
m_a	Alın modülü	$m_e \cos \gamma_o$
γ_o	Çark helis açısı	$\gamma_o = \tan^{-1}(m_e/D_{o1})$
D_{o1}	Sonsuz vida bölüm dairesi çapı	$z_1 m_e / \tan \gamma_o$
D_{a1}	Sonsuz vida diş üstü çapı	$D_{o1} + 2m_a$
D_{f1}	Sonsuz vida diş dibi çapı	$D_{o1} - 2,33m_a$
D_{o2}	Çark bölüm dairesi çapı	$z_2 m_a$
D_{a2}	Çark diş üstü çapı	$D_{o1} + 2m_a$
D_{f2}	Çark diş dibi çapı	$D_{o1} - 2,33m_a$
D_{aa}	Çark dış çapı	$D_{a2} + m_a$
h_1	Diş başı yüksekliği	m_a
h_2	Diş dibi yüksekliği	$1,167m_a$
h	Diş tam yüksekliği	$2,167m_a$
b_1	Sonsuz vida uzunluğu	$\sqrt{(D_{a1}^2 + D_{o1}^2)}$
b_2	Çak genişliği	$0,8D_{o1}$

Eş. 4.12'den elde edilen modüle göre, sonsuz vida ve çarkı Çizelge 4.22'de kullanılan formüllere göre boyutlandırılmaktadır.



Şekil 4.6. Sonsuz vida ve çarkı boyutlandırılması

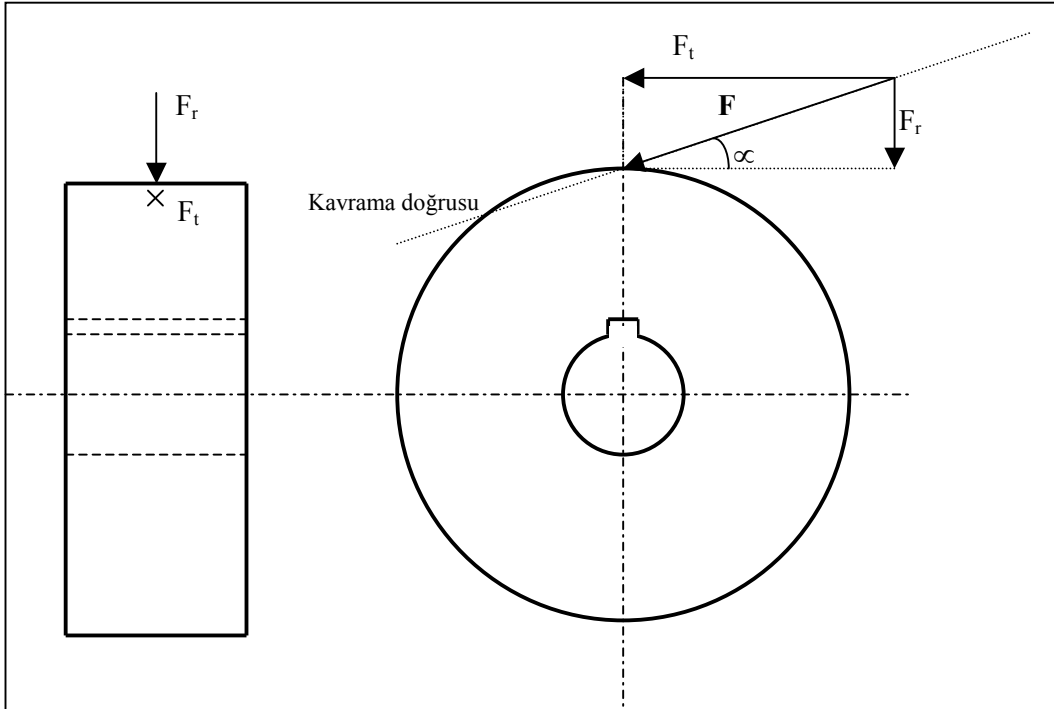
4.7. Dişli Kuvvetleri

Bir milden başka mile, hareket ve güç iletiminde dişlilerin, birbirlerini çevirdikleri noktada yani dişlerin temas noktasında, iletilen momentin büyüklüğüne bağlı olarak diş profiline dik bir şekilde gelmektedir.

Diş profiline dik gelen kuvvet, kavrama doğrultusu üzerinde olduğundan, bir kavrama açısıyla bileşenlerine ayrılarak mil çapı ve yatak kuvvetleri olarak kullanılmaktadır.

4.7.1. Düz dişli kuvvetleri

Düz dişli çarklarla moment iletirken dişlerin temas noktasında, temas doğrultusu boyunca olan ve diş profiline dik gelen kuvvet (F), bileşenlerine ayrıldığında dişliyi çeviren kuvvet olan teğetsel kuvvet (F_t), kavrama açısından kaynaklanan ve mile dik konumda gelen radyal (F_r) kuvvetleridir. Düz dişli kuvvetleri Şekil 4.7’de, bu kuvvetlerin hesaplanması için kullanılan eşitlikler Çizelge 4.23’de gösterilmiştir [48].



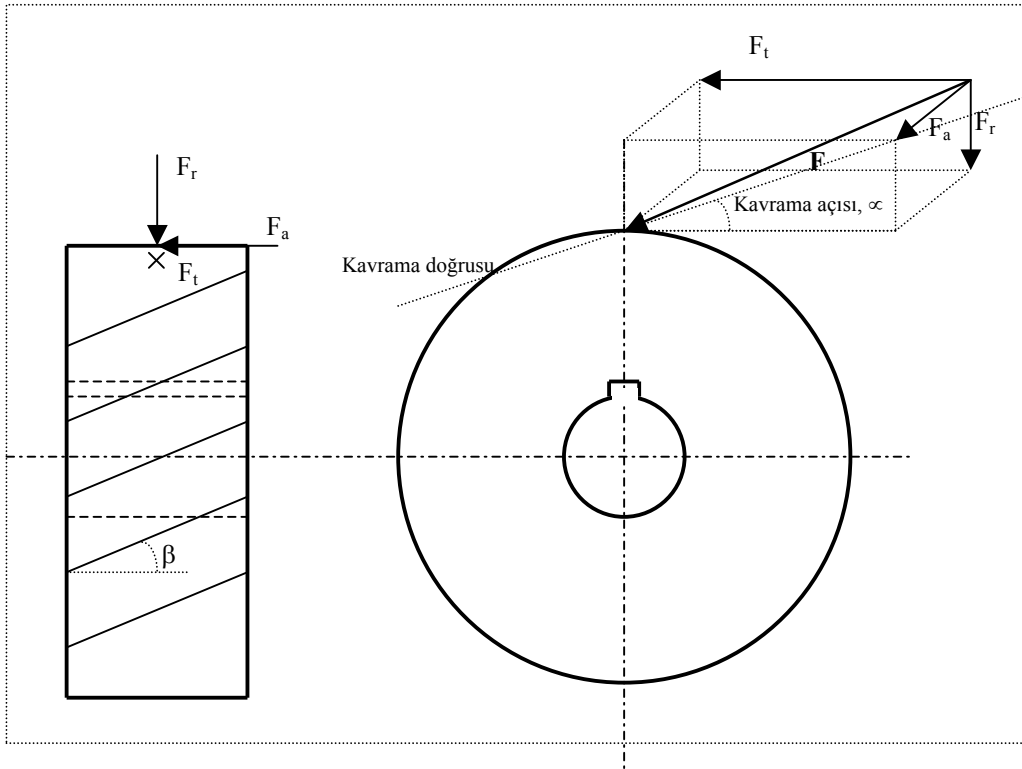
Şekil.4.7. Düz dişli kuvvetleri

Çizelge 4.23. Düz dişli denklemleri

Formül adı	Simge	Formül	Birim
İletilen güç	P	$M.n.2\pi/60$	watt
Moment	M	$F_t.d_1/2$	N.m
Teğetsel kuvvet	F_t	$2.M/d_1$	N
Radyal kuvvet	F_r	$F_t.\tan\alpha$	N
Kavrama açısı	α	20°	Derece

4.7.2. Helis dişli kuvvetleri

Helis dişli kuvvetleri düz dişli kuvvetlerine benzemekle birlikte, kavrama doğrusu boyunca gelen kuvvet (F), helis açından dolayı dişlerin üzerindeki kaymasından kaynaklanan ve yatakları zorlayan bir eksenel kuvvet (F_a), dişliyi çeviren teğetsel kuvvet (F_t) ve mil eksenine dik konumda olan radyal kuvvet (F_r) olarak bileşenlere ayrılmaktadır. Helis dişli kuvvetleri Şekil 4.8’de, bu kuvvetlerin hesaplanması için kullanılan eşitlikler Çizelge 4.24’de gösterilmiştir [48].



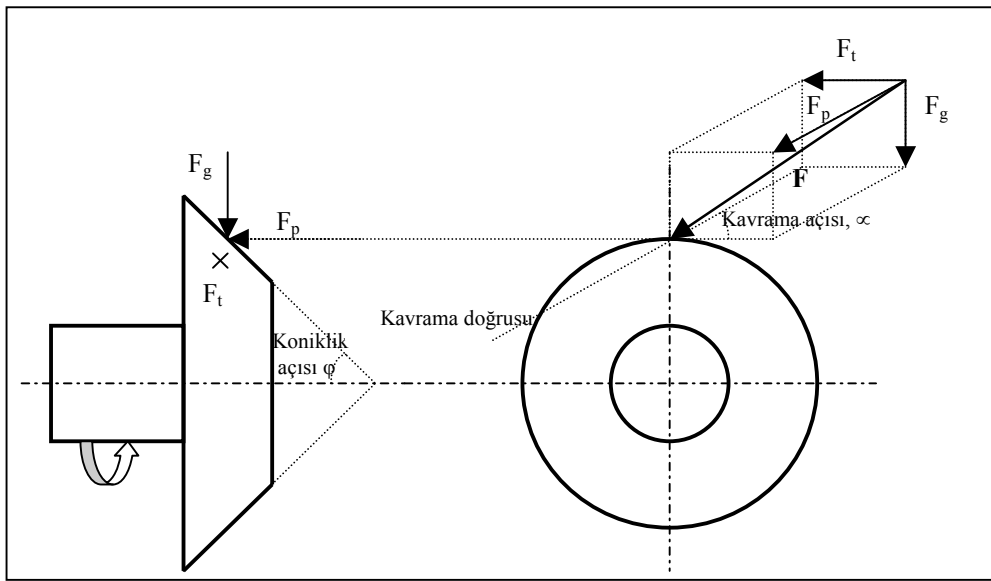
Şekil 4.8. Helis dişli kuvvetleri

Çizelge 4.24. Helis dişli denklemleri

Formül adı	Simge	Formül	Birim
İletilen güç	P	$M.n.2.\pi/60$	watt
Moment	M	$F_t.d_1/2$	N.m
Teğetsel kuvvet	F_t	$2.M/d_1$	N
Radyal kuvvet	F_r	$F_t.tan\alpha/Cos\beta$	N
Eksenel kuvvet	F_a	$F_t.tan\beta$	N
Helis açısı	β	$\beta=10^\circ \dots 30^\circ$	Derece
Kavrama açısı	α	20°	Derece

4.7.3. Konik dişli kuvvetleri

Eksenleri dik çalışan konik dişli çarkların yuvarlanma konisi dikkate alınarak, diş genişliği boyunca düzgün bir yük dağılımı olduğu varsayılarak, kavrama doğrusu boyunca diş üzerine gelen kuvvet (F), kavrama ve koniklik açısıyla dişliyi çeviren teğetsel kuvvet (F_t), pinyon dişli eksenine paralel olan kuvvet (F_p) ve dişli eksenine paralel olan (F_g) kuvvetleri olarak bileşenlerine ayrılmaktadır.



Şekil 4.9. Konik dişli kuvvetleri

Konik dişli kuvvetleri Şekil 4.9’da, bu kuvvetlerin hesaplanması için kullanılan eşitlikler ise, Çizelge 4.25’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.25. Konik dişli denklemleri

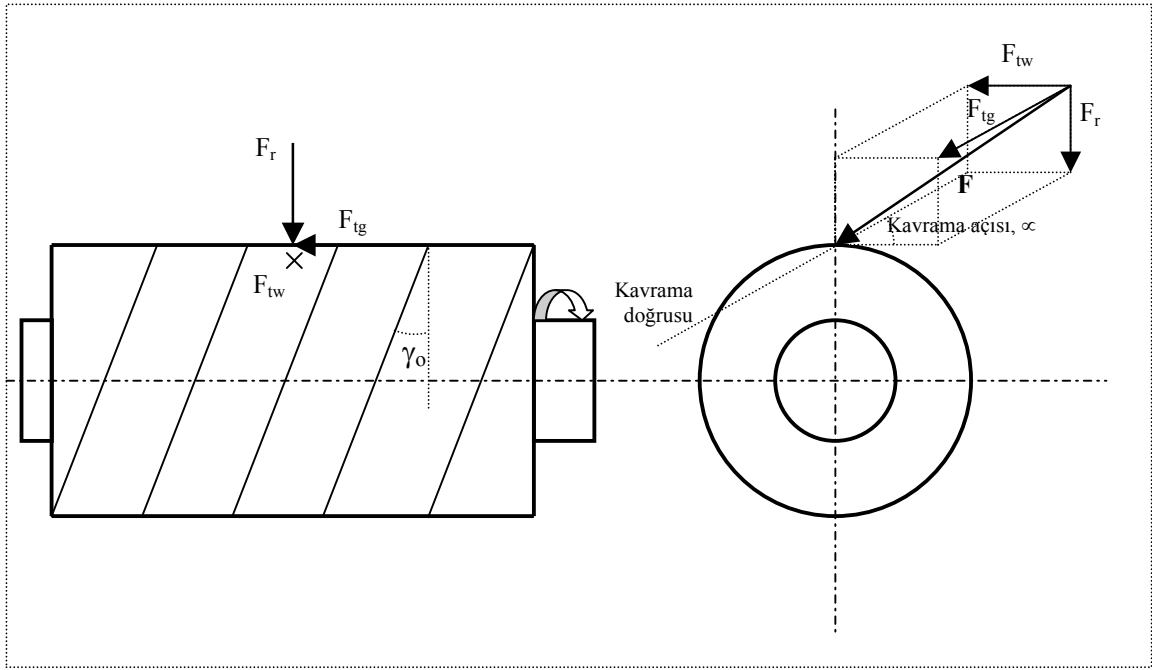
Formül adı	Simge	Formül	Birim
İletilen güç	P	$M.n.2\pi/60$	watt
Moment	M	$F_t \cdot d_1/2$	N.m
Teğetsel kuvvet	F_t	$2.M/d_1$	N
Pinyon kuvveti	F_p	$F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \phi_1$	N
Dişli kuvveti	F_g	$F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \phi_1$	N
Koniklik açısı	ϕ	$\tan^{-1}(d_1/d_2)$	Derece
Kavrama açısı	α	20°	Derece

4.7.4. Sonsuz vida ve çarkı dişli kuvvetleri

Sonsuz vida ve çarkı mekanizmalarında çeviren dişli çoğunlukla sonsuz vida tarafında olmaktadır. Ancak sonsuz vida eğim açısı, sürtünme açısından büyük olduğu değerlerde otoblokaj sınırı aşıldığında çarktan vidaya iletimde söz konusu olabilmektedir. Sonsuz vida mekanizmaları, otomatik kilitlemeli moment iletimi için uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Sonsuz vida ve çarkı dişli kuvvetleri, helis dişli kuvvetlerine benzemektedir. Sonsuz vida kuvveti, helis eğiminden kaynaklanan dişli kuvvetinin kaymasıyla çarkı çeviren kuvvet (F_{tg}), sonsuz vida teğetsel kuvveti (F_{tw}) ve sonsuz vida eksenine dik gelen radyal kuvvet (F_r) bileşenlerinden oluşmaktadır. Sonsuz vida ve çarkı dişli kuvvetleri Şekil 4.10'da, bu kuvvetlerin hesaplanması için kullanılan eşitlikler ise Çizelge 4.26'da gösterilmiştir.

Çizelge 4.26. Sonsuz vida ve çarkı denklemleri

Formül adı	Simge	Formül	Birim
İletilen güç	P	$M.n.2\pi/60$	watt
Moment	M	$F_t \cdot d_1/2$	N.m
Teğetsel kuvvet	F_{tw}	$2.M/d_1$	N
Radyal kuvvet	F_r	$\sin\alpha/(\cos\alpha \cdot \cos\gamma_o - \mu \cdot \sin\gamma_o)$	N
Eksenel kuvvet	F_{tg}	$(1 - (\mu \cdot \tan\gamma_o / \cos\alpha)) / (\tan\gamma_o + \mu / \cos\alpha)$	N
Helis açısı	γ_o	Çizelge 4.18'den seçilir.	Derece
Kavrama açısı	α	20°	Derece
Sürtünme katsayısı	μ	Normal yağlı çalışma, 0,04...0,1 [46]	



Şekil 4.10. Sonsuz vida kuvvetleri

4.8. Miller

4.8.1. Tanım

Dişli çark, kayış kasnak veya kavramayla kendilerine iletilen dönme momentini ileten makine elemanlarıdır. Millerin üzerlerine takılan güç iletim elemanlarıyla, iletilmek istenen moment milleri eğilme ve burulma gerilmesine maruz bırakmaktadır [46].

Miller sistemin ihtiyacına göre rijit, mafsallı ve esnek olarak üretilmektedir. Rijit miller, kesit durumuna göre silindirik veya eksantirik şekillerde kullanılmaktadır. Takım tezgahlarında kullanılan miller genellikle içi boş olarak kullanılmaktadır. Krank milleri doğrusal hareketleri dairesel harekete çeviren içten yanmalı motorlarda kullanılmaktadır. Şanzıman milleri, çok kademeli olarak üzerine takılan yatakları, dişli çarkları, kayış kasnakları, kaplinleri ve segmanları olan montaj durumları kolaylaştırılmış millerdir. Mafsallı miller, hareketin verildiği tarafın konumunun sürekli değişebildiği durumlarda kullanılan millerdir. Esnek miller, güç

iletiminin az olduğu ve yüksek devir gerektiren yerlerde kullanılan iç içe sarılmış çelik tellerden oluşan millerdir [48].

4.8.2. Mil çapı hesabı

Mil tasarımı, millerin çalışma durumuna, iletilen güce, yükleme şartlarına ve gerekli olan mukavemet şartlarına göre yapılmaktadır. Miller genellikle dairesel kesitli olarak içi dolu veya boş olarak imal edilmektedir. Sünek malzemelerden imal edilen miller, mukavemet durumları esas alınarak mil çapları hesaplanmaktadır [46].

Eğilme ve burulma momentleri mil tasarımını etkileyen temel nedenlerdir. Mil tasarımı yapılırken üzerine takılan dişlilerin mile yaptığı etki ve yataklama noktalarına göre moment diyagramları çizilerek bulunmaktadır. Mil dairesel olarak hareket ve güç iletirken, aynı zamanda dişli kuvvetlerinin etkisi altında dönerken bu kuvvetleri sürekli şiddeti değişebilen şekilde taşımaktadır. Bu sebeple mil çapı hesabı yapılırken şiddeti değişebilen yüklemeye göre hesaplama yöntemi kullanılmaktadır [49].

Mil çapı hesabı, Eş. 4.14 kullanılarak yapılmaktadır. Bu eşitlikte, mil üzerine torku (T), dişli kuvvetleri etkisi altında düşey ve yatay yükleme sonucunda oluşan momenti ($M_{\max}$), sistemin çalışma emniyet katsayısını (S), mil malzemesi akma gerilimini (τ_{ak}), malzemenin düzeltilmiş sonsuz ömür gerilimi (τ_D) simgeleri kullanılarak mil çapı denklemi düzenlenmektedir [49].

$$d^3 = \frac{16.S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{T}{\tau_{ak}}\right)^2 + \left(\frac{M_{\max}}{\tau_D}\right)^2} \quad (4.14)$$

Eş. 4.14'deki τ_D düzeltilmiş sonsuz ömür dayanımı, mil malzemesinde kullanılan çelikler için kopma dayanımının yarısı kadar ve düzeltme faktörü katsayısıyla çarpılarak elde edilmektedir. Düzeltme faktörü, milin çalışma koşullarına, yüzey

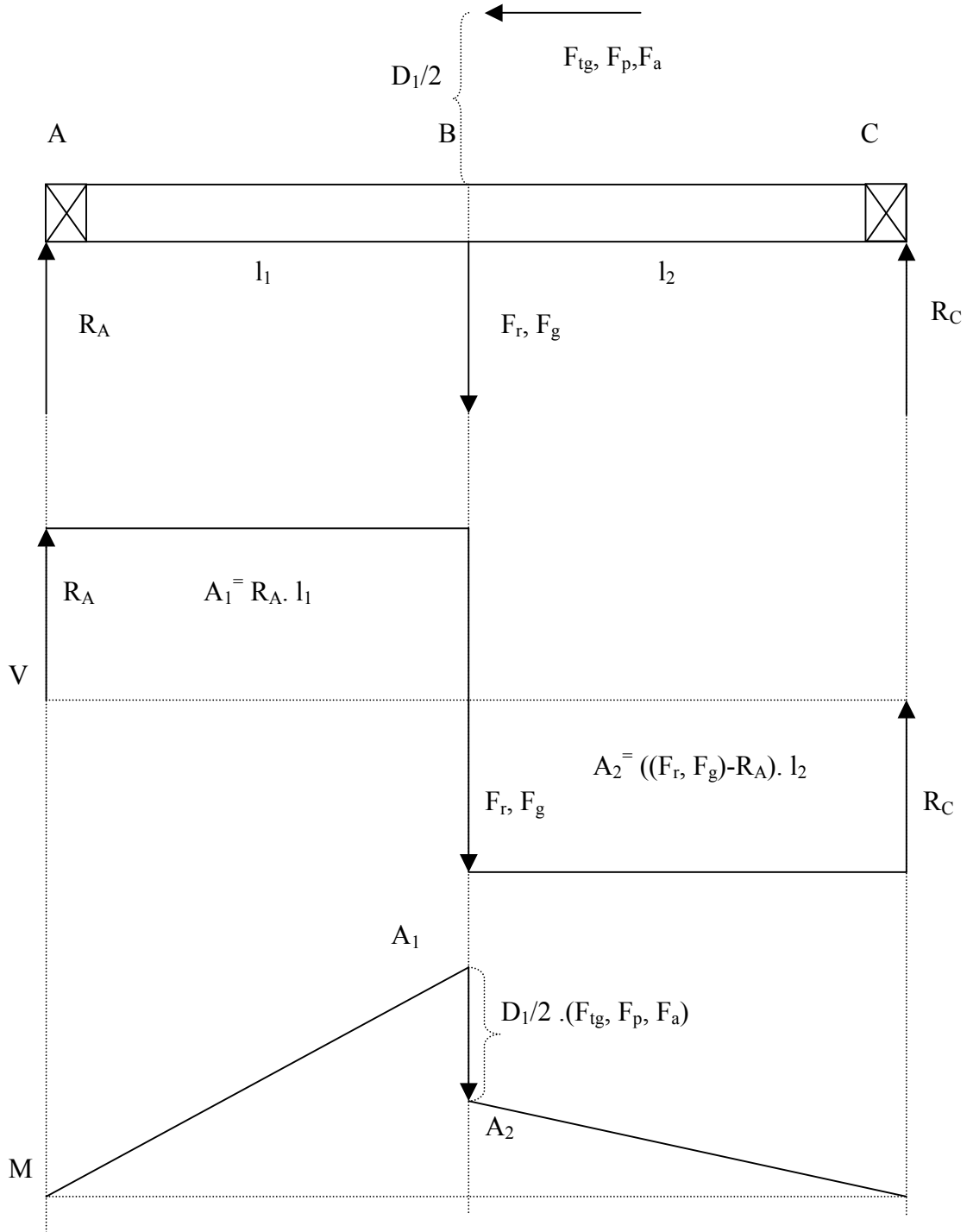
düzensünlüğüne, güvenilirlik durumuna, ömür faktörüne, büyüklük faktörüne, zorlanma faktörüne ve çentik faktörüne bağlı olarak alınmaktadır [48].

Mil ve dişli yapımında kullanılan malzemelerin akma ve kopma dayanımları Çizelge 4.27’de gösterilmiştir.

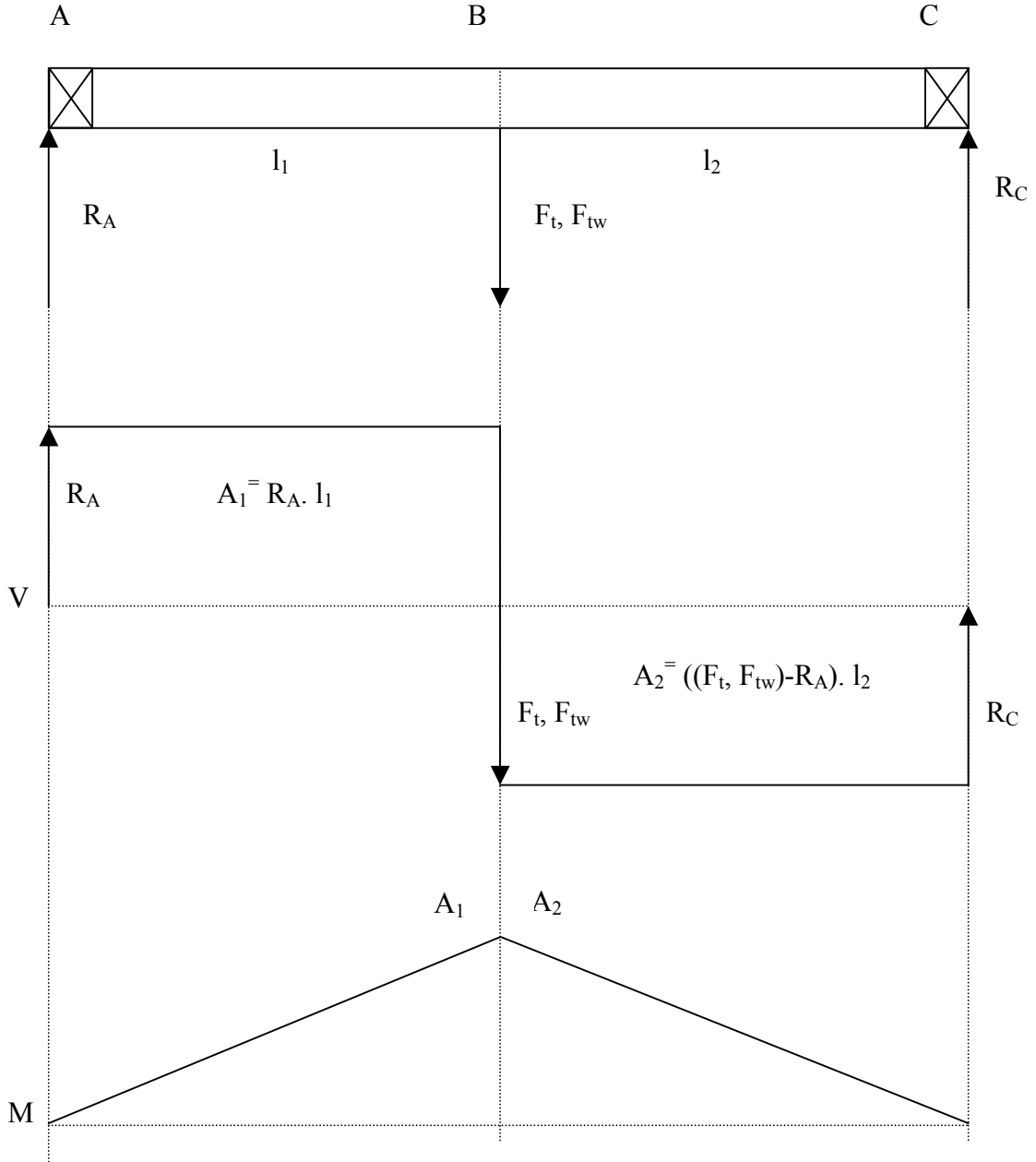
Çizelge 4.27. Mil ve dişli malzemesi dayanımları

Alman standardı (DIN)	Amerika standardı (SAE)	Malzeme akma dayanımı, (N/mm ²)	Malzeme kopma dayanımı, (N/mm ²)
C 60	1060	570	1050
C 85 W S	1090	900	1150
28 NiCr 6	3130	900	1300
	3150	900	1300
28 NiCr 10	3230	850	1200
14 NiCr 14	3315	650	1200
31 NiCr 14	3330	850	1250
14 NiCr 18	3415	900	1400
34 CrMo 4	4130	800	1200
42 CrMo 4	4140	900	1300
41 Cr 4	5140	800	1200
	8640	920	1030

Bir mil çapı hesabı yapılırken, mil üzerine radyal ve eksenel yüklemeler, yatak tepkileri dikkate alınarak düşey düzlemde ve yatay düzlemde oluşan kayma ve moment diyagramları Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de gösterilmiştir.



Şekil 4.11. Düşey yükleme durumu



Şekil 4.12. Yatay yükleme durumu

Yatakları zorlayan eksenel yüklemeler (F_{tg} , F_p , F_a), düşey ve yatay düzlemdeki R_A , R_B radyal yüklerdir. Mili düşey düzlemde zorlayan (F_r , F_g), yatay düzlemde zorlayan (F_t , F_{tw}) yükleridir. Ayrıca, l_1 , l_2 mil uzunluklarını, R_A , R_C yatak tepki kuvvetlerini, A_1 , A_2 , mili eğmeye zorlayan momentleri ifade etmektedir. Bu yüklemelere bağlı

milin maximum eğilme momenti ise, Eş. 4.15 ile bileşke moment olarak bulunmaktadır.

$$M_{\max} = \sqrt{(A_{1dikey})^2 + (A_{1yatay})^2} \quad (4.15)$$

4.9. Rulmanlı Yataklar

Rulmanlı yataklarla, mil muylusundan iletilen güç, iki bilezik arasındaki yuvarlanma elemanı sayesinde yapılmaktadır. Mil muylusunda meydana gelen sürtünme kuvveti kayma sürtünmesi yerine yuvarlanma sürtünmesine dönüştürülerek en aza indirgenmiştir. Yuvarlanma elemanı olarak bilyalar, silindirik makaralar, konik makaralar, fiçi makaralar, iğne makaralar yuvarlanma elemanları kullanılmaktadır. Bu yuvarlanma elemanları yükleme durumları dikkate alınarak tek sıralı veya çift sıralı olarak takılmaktadır. Yuvarlanma elemanlarının birbirleriyle temasını engellemek ve herhangi bir nedenle yuvarlanma elemanlarındaki parçalanma sonrası sistemin korunması için kafesler içinde yuvarlanmalarına izin verilmektedir.

Rulmanlı yataklar, düşük devirlerdeki taşıma kapasitesi, çok fazla yağlama ihtiyacının olmaması, standart ebatlarında dolayı kolay temin edilebilirlik, millerde meydana gelen salgıları önemsemeyecek şekilde yuvarlanma elemanı tercihi ve kirli ortamlara dayanıklılığı sayesinde tercih edilmektedir. Ancak rulmanlı yataklar sürtünmeyle meydana gelen ısı, sınırlı devir sayısı, mil muylusu çapındaki artan montaj şekli, darbelere karşı hassasiyeti, yüksek devirlerdeki gürültü artışı bu yatakların seçiminde dikkate alınması gereken nedenlerdir [46].

Yuvarlanma elemanları iç ve dış bilezik adı verilen çevresel kapalı yollar boyunca, kafesler içerisinde hareket ettirilirler. Kafesler, yuvarlanma elemanlarının yuvarlanma yolları içerisinde eşit aralıkta yerleşmelerini sağlayan ve yükün çevresel olarak dağılmasını sağlayan elemanlardır. Kafeslerin bu şekildeki görevi yuvarlanma elemanlarına temasına neden olmaktadır. Bu yüzden kafesler yumuşak malzemelerden tercih edilmektedir [45].

Gerilme ve sıkıştırma yüklemeleriyle karşı karşıya kalan kafes, yuvarlanma elemanlarının temasıyla hareket etmektedir. Bu temas, yuvarlanma elemanının sürtünmeye bağlı aşınmasına neden olabileceğinden bronz, pirinç, alüminyum alaşımlı malzemeler ve plastik malzemeler tercih edilmektedir. Rulmanlı yataklar, yorgunluk mukavemetine, yüksek sağlamlığa, yüksek aşınma kabiliyetine, yüksek ölçülü allanmazlığa ve yüksek mekanik mukavemet niteliklerine dayanabilen malzeme seçimi gerektirmektedir [50, 52].

4.9.1. Rulman çeşitleri

Bilyalı rulmanlar:

Bilyalı rulmanlar, tek parça yapıdan meydana gelen elemanlarına ayrılmayan tipte radyal yükleri taşıyan rulmanlardır. Yuvarlanma elemanının içerisinde yerleştiği kafes iç ve dış bilezik içersisinde yuvarlanmaktadır. Tek sıralı bilyalı rulmanlar eksene dik ve paralel gelen yüklemeleri eşit seviyede karşılama özelliğine sahiptir. Uygulamalarda yaygın bir şekilde kullanılan bilyalı yatakların temini ve bakımı kolay yataklardır. Çift sıralı bilyalı rulmanlar, radyal yük taşıma kapasitesini arttırmak için yapılan bir kullanımdır. Ancak, bilya doldurma kanallarından dolayı eksenel yüklere karşı mukavemeti zayıftır [45, 51, 52].

Eğik bilyalı rulmanlar:

Eğik bilyalı yataklar, tek sıra bilyalı yataklara benzer bir şekilde tasarlanan rulmanlardır. Montajlama kolaylığı ve ısıya bağlı millerde meydana gelen uzamaları dengelemek amacıyla kullanılan bu rulmanların iç ve dış bilezikleri ayrıştırılabilmektedir. Yuvarlanma yüzeyleri her iki bilezikte de yaslanma yüzeyi şeklinde olduğundan bu rulmanlar radyal yüklerle birlikte eksenel yükleri taşıma özelliğini ön plana çıkarmaktadır. Ancak eksenel yük taşıma özelliği yaslanma tarafına doğru olması gerektiğinden diğer tarafa yük taşıması olanaksızdır. Çift taraflı eksenel yüklemelerde ikinci bir rulmanla montaj edilmesi sorunu çözmektedir [45,51,52].

Oynak bilyalı rulmanlar:

Oynak bilyalı rulmanlar, çift sıralı olarak yuvarlanma elemanlarının dış bileziğe açılan dış bükey çevresel yolda hareketinin sağlandığı rulmanlardır. Bu rulmanların kullanım amacı, mil muylusunun dişli kutusuna montaj hatalarından dolayı 4° açığa kadar olan eksenleme hatalarından etkilenmemeleridir [45, 51, 52].

Silindirik makaralı rulmanlar:

Silindirik makaralı rulmanlar, iç bilezik ve yuvarlanma elemanı, dış bilezik olarak parçalarına ayrılabilen radyal rulmanlardır. Bu rulmanların önemli bir avantajı yuvarlanma elemanı olarak kullanılan silindirik makaralar yuvarlanma yoluna çizgisel temasla hareket etmesidir. Bu sebeple yüksek devir ve radyal yüklemelerde oldukça etkilidir. İç bileziklerdeki yuvarlanma elemanını yandan kavrayan dudakların olmaması eksenel kaymalara izin vermektedir. Yuvarlanma elemanları olan silindirik makaraların, dış bilezikteki dudaklarına temasları kayma sürtünmesi şeklinde olması silindirlerin kenarlarından aşınmasına yol açan bir olumsuzluktur [51, 52].

Oynak makaralı rulmanlar:

Oynak makaralı rulmanlar, çift sıralı olarak silindirik yuvarlanma elemanlarının dış bileziğe açılan dış bükey çevresel yolda hareketinin sağlandığı rulmanlardır. Yataklamalarda meydana gelen $0,5^\circ$ açığa kadar olan eksenleme hatalarından etkilenmezler. Oynak makaralı rulmanların, yuvarlanma elemanları silindirik olduğundan çizgisel temasla yuvarlanma sürtünmesi, radyal yükleri taşıma kabiliyetini arttırmaktadır. Radyal yükleri taşıma özelliğinin yanında küresel temasından dolayı her iki taraftan gelen eksenel yükleri de taşıma özelliği bulunmaktadır [51, 52].

Konik makaralı rulmanlar:

Konik makaralı rulmanlar, dış bilezik ve iç bilezik, yuvarlanma elemanlarının ayrılabilirdiği rulmanlardır. Yuvarlanma elemanı olarak kullanılan konik makaraların, yuvarlanma yolundaki çizgisel temasının da eğimli olması hem radyal hem de tek taraflı eksenel yüklemelerdeki kabiliyetini arttırmaktadır. Her iki taraftan da eksenel yük taşınması isteniyorsa ikinci bir rulmanla takviye edilmelidir. Yuvarlanma elemanlarının çizgisel temasını düzgün sağlayabilmesi için eksen kaçıklıklarının olmaması gerekmektedir [51, 52].

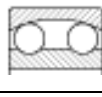
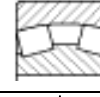
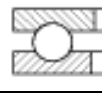
Eksenel bilyalı rulmanlar:

Eksenel bilyalı rulmanlar, yuvarlanma elemanları, iç bilezik ve dış bileziğın ayrılabilirdiği rulmanlardır. Bu rulmanlar mil eksenine paralel yükleri taşıma kabiliyetinden dolayı tercih edilmektedir. Her iki taraftan gelen eksenel yüklemelerde çift yönlü eksenel rulmanlar kullanılmaktadır. Radyal yükler için yüksek devirlerde kullanılması uygun görülmemektedir [51, 52].

4.9.2. Rulmanların yük taşıma özellikleri

Rulmanların yük taşıma kabiliyetleri yuvarlanma elemanının temas şekline bağılı olarak değışmektedir. Bu sebeple sistemin ihtiyaçlarına en uygun rulman seçimi için yükleme tipine bağılı olarak, Çizelge 4.28'deki özelliklere dikkat etmek gerekmektedir [51, 52].

Çizelge 4.28. Rulmanların kullanıldığı uygun yerler

Rulman tipi	Bilyalı rulman	Eğik bilyalı rulman	Oynak bilyalı rulman	Silindirik makaralı rulman	Oynak silindirik makaralı	Konik makaralı rulman	Eksenel bilyalı rulman
Özellik							
Radyal yükleme	↓	↓	↓	↓	↓	↓	-
Eksenel yükleme	↔	←	↔	-	↔	→	→
Serbest yataklama	**	-	**	****	**	-	-
Sabit yataklama	***	****	**	-	***	****	***
Yüksek devir	****	****	**	****	**	***	*
Hassasiyet	***	***	-	***	-	***	-
Az gürültü	****	***	-	**	-	-	-
Düşük sürtünme	****	***	*	***	-	-	-
Eksen kaçıklığı müsaadesi	*	-	****	*	****	*	-
* : Mümkün olabilir, ** : Normal, *** : İyi, **** : Çok iyi, (-) : Kullanımı önerilmez							

4.9.3. Rulman seçme etkenleri

Rulmanların seçiminde, rulmanların kapladığı alanla birlikte yataklara gelen yüklemelerin çeşidi ve miktarı, yükün dinamik veya statik şekli dikkat edilmesi gereken hususlardır. Bir rulmana gelen dinamik yük, rulman yuvarlanma elemanlarının dönerek yükü taşıdığı anlamına gelir. Statik yükleme ise rulman yükün

etkisi altında tam dönme yapmadan veya bir dakikada 33 devir ancak yapıyorsa statik yüklemekten bahsedilir [51, 52].

Dinamik yüklemelerde, rulmanın dönme sayısı, malzemenin yorulmasına bağlı olarak yuvarlanma yüzeyinde çukurcuklar oluşmaya başlamasıyla sınırlıdır. Statik yüklemelerde deformasyon şeklinde hasarlar görülmemektedir. Büyük radyal yüklemeler için silindirik makaralı rulman kullanılmalıdır. Eksenel yüklemelerde eksenel rulmanlar, her iki yöndeki yüklerde bilyalı rulmanlar kullanılır.

Bir rulmanın yükleme durumuna göre tercihindan sonra, dişli kutusu içersindeki alan ve eksenleme durumları düşünülerek bir çok alternatifte sahip tip seçilmelidir. Silindirik makaralı rulmanlar ve konik makaralı rulmanların yuvarlanma elemanlarının çizgisel temasına bağlı olarak eksenleme kabiliyeti iyi değildir. Çizgi teması olan bu rulmanların bilyalı olanlara göre esnemezliği daha iyidir [51, 52].

Rulman devir sayısında, makaralı rulmanlar yüksek devirlerde çalışmaya elverişlidir. Kombine yükler rulmana gelecekse eğik bilyalı, konik makaralı, oynak makaralı ve eksenel bilyalı rulmanlar tercih edilmelidir. Eksenel yüklemelerde ve yüksek devirli çalışmalarda eksenel bilyalı rulmanlar verimli bir şekilde kullanılmaktadır [50, 51, 52].

4.8.4. Rulman ömür hesaplarında kullanılan denklemler

Rulmanların dinamik yükleme şekline göre çalışma ömür saati veya yapacağı devir çalışma şartlarına uyulduğu takdirde hesaplanabilmektedir. Rulmanın çalışma koşulları, hatasız montajlama, gerekli miktarda yağlama ve sızdırmazlık şartlarına uyumdur.

Rulmanın hesaplanan çalışma ömrünün uygulamalarda gerçekleşmesi ancak rulmanın kullanım şartlarına uyulmasıyla olacaktır. Bir rulmanın işletme saati olarak hesaplanabilir çalışma ömrü, çalışma şartlarına göre Çizelge 4.29'da gösterilmiştir [50-52].

Çizelge 4.29. Çalışma koşullarına bağlı ömür süresi

Çalışma şartları	Çalışma ömrü (L_h , saat)
Seyrek kullanılan aletler (Ev aletleri)	500...2 000
Kısa süreli çalışmalar (Binek otomobili)	2 000...4 000
Orta süreli çalışma (Tarım aletleri)	4 000...8 000
Orta süreli çalışma (Asansör)	8 000...12 000
Uzun süreli çalışma (Kaldırma ve taşıma aletleri)	12 000...20 000
Tam kapasiteli uzun süreli çalışmalar (Takım tezgahları, demiryolu araçları)	20 000...40 000
Sürekli çalışma (Kompresörler)	40 000...80 000
Sürekli çalışma (Kağıt makineleri, enerji santralleri)	80 000...20 0000
Karayolu araçları (Otomobil, otobüs, kamyon)	100 000-200 000-300 000 km

Hesaplanabilir çalışma ömür denklemi milyon devir olarak Eş. 4.16 ile bulunmaktadır [50- 52].

$$L = (C/P)^m \quad (4.16)$$

$$L_n = a_1.L \quad (4.17)$$

$$C_t = f_t.C \quad (4.18)$$

Eş. 4.16-Eş. 4.18’de, çalışma ömrü milyon devir olarak (L), düzeltilmiş ömür değeri (L_n), sıcaklık düzeltmeli yük değeri (C_t), dinamik yük taşıma kapasitesi (C), rulmana

gelen bileşke yük (P), bilyalı yataklarda (m) 3, makaralı yataklarda (m) $^{10}/_3$, olarak ifade edilmektedir. Güvenirlilik faktörü (a_1) ve sıcaklık faktörü (f_t), Çizelge 4.30 ve Çizelge 4.31’gösterilmiştir. Dakikadaki devir sayısına bağlı olarak çalışma ömrü saat cinsinden, Eş. 4.19 ile elde edilmektedir. Ayrıca, hareketli araçlar için çalışma ömrü yol cinsinden bulunacaksa, Eş. 4.20’de tekerlek çapı (D) verilerek kullanılmaktadır [50-52].

$$L_h = 10^6 L / 60n \quad (4.19)$$

$$L_s = L\pi D \quad (4.20)$$

$$P = xF_{rulman} + yF_{eksenel} \quad (4.21)$$

$$e_{rulman} = F_{eksenel} / F_{rulman} \quad (4.22)$$

$$e_{katalog} = F_{eksenel} / C_o \quad (4.23)$$

$$e_{rulman} \leq e_{katalog}, x = 1, y = 0 \quad (4.24)$$

$$e_{rulman} > e_{katalog} \text{ (Çizelge 4.32’den okunmaktadır)} \quad (4.25)$$

Çizelge 4.30. Sıcaklık faktörü

Rulman çalışma sıcaklığı (C°)				
f_t	≤ 150	175	200	250
	1	0,95	0,90	0,75

Çizelge 4.31. Güvenirlik faktörü [52].

Güvenirlik						
a_1	%90	%95	%96	%97	%98	%99
	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Çizelge 4.32. Kombine yükler için dinamik yük faktörleri [52].

Rulman tipi	$F_{eksenel}/C_0$	$e_{katalog}$	x	y
	0,014	0,19	0,56	2,3
	0,028	0,22		2,0
	0,056	0,26		1,7
	0,084	0,28		1,55
	0,11	0,30		1,45
	0,17	0,34		1,3
	0,28	0,38		1,15
	0,42	0,42		1,05
	0,56	0,44		1,0
	Tek sıralı	1,14	0,35	0,57
	Tandem düzeni	1,14	0,57	0,93

4.10. Dişli Kutusu Gövdeleri

Dişli kutusu gövdeleri, seri üretimle dişli kutuları imal ediliyorsa genellikle döküm yoluyla elde edilmektedir. Ancak üretim miktarının az sayıda olması durumunda ise çelik levhaların kaynakla birleştirilmesi şeklinde üretime gidilmektedir. Ayrıca alüminyum levhaların cıvata ve pimler vasıtasıyla birleştirilmesi sonucu elde edilen dişli kutularına da rastlanmaktadır.

Levhaların birleştirmesiyle elde kutuların gürültü ve titreşimi sızdırması nedeniyle döküm yoluyla üretilen gövdeler tercih edilmektedir. Dökümle imal kutular genellikle gri dökme demir, alüminyum alaşım veya çelik dökümle elde edilmektedir [45, 48].

Dökümle elde edilen dişli kutusu gövdeleri, iki parçadan oluşmaktadır. Bunlar simetri eksenlerinden iki taraflı birleştirme şeklinde veya gövde ile kapak birleşmesi şeklinde olmaktadır. Gövde mukavemetinin arttırılması için, çeşitli çıkıntı, kaburga ve federler kutu gövde tasarımında önemli etkenlerdir [45].

Dökümle elde edilen gövdelerde, dişli yataklama durumları ve montaj kolaylığı gövde tasarımında dikkat edilen hususlardır. Ayrıca gövdenin bir tablaya montajı veya kendi ayakları üzerinde olması, tahrik elemanı olan motorun gövde flanşı üzerine veya gövdenin motor mili üzerine takılması da tasarımıda düşünülmesi gerekenlerdir. Dökümle elde edilen gövdelerin ağırlık ve mukavemet şartları birlikte düşünülerek elde edilir. Ancak pratik uygulamalarda, çoğunlukla gövde cidar kalınlığı 8 mm ve üzeri olması uygun görülmektedir [45, 48].

5. GA İLE DİŞLİ HACMİ OPTİMİZASYONU

5.1. Genetik Algoritma, Uygunluk Ve Kısıt Fonksiyonu Tanımlama

Fonksiyonları değişkenlerle tanımlı bölge içerisinde aramak için, değişkenlerin alabilecekleri değerleri tasarım parametrelerine bağlı olarak sınırlamak gerekmektedir. Makine elemanlarının tasarımında problem çözümü istenilen şartlar içerisindeki, kısıtlı optimizasyonlardır. Bu tip kısıtlı optimizasyonlar tasarımı gerçekleştirilen elemanın, optimum boyutlarda olmasını sağlamaktadır. Bu yöntem uygun olmayan sonuçların kısıtlanmış bölgeyi geçme derecesine göre geriye çekilerek, uygunluk değeri olan çözüm optimum çözüm olarak kabul edilmektedir [1].

Amaç fonksiyonu ($F_{\text{amaç}}$), belirtilen şartlar içerisinde aranan, minimizasyon veya maksimizasyon yapma miktarıdır. Uygunluk fonksiyonu (F_{uygunluk}), amaç fonksiyonu ile kısıt fonksiyonlarının toplamıyla elde edilmektedir.

$$F_{\text{uygunluk}} = B \pm (F_{\text{amaç}}(x) + P) \quad (5.1)$$

$$P = \sum_{j=1}^{KS} r_j (\max < x[0, g_j])^2 \quad (5.2)$$

Burada B , uygunluk fonksiyonunu negatiften uzaklaştırmak için, $(F_{\text{amaç}}(x)+P)$ fonksiyonundan yeterince büyük seçilen bir değerdir. P , bir ceza fonksiyonunu, g her bir kısıt fonksiyonunu, r kısıtlar için kullanılan katsayıyı, KS ise, kısıt adedini göstermektedir. Kısıt fonksiyonlarının negatif değerlerini kullanmamak için karesi alınmaktadır [16].

Bir fonksiyon optimizasyonunda kullanılan ceza fonksiyonu bir çok adet olabilmektedir. Makine elemanlarının fonksiyon optimizasyonunda tasarım durumları, istenen şartlar, mukavemet hesapları olabilmektedir. Dişli kutusu elemanlarının optimizasyonunda, dişlilerin diş dibi kırılması ve yüzey ezilmeleri

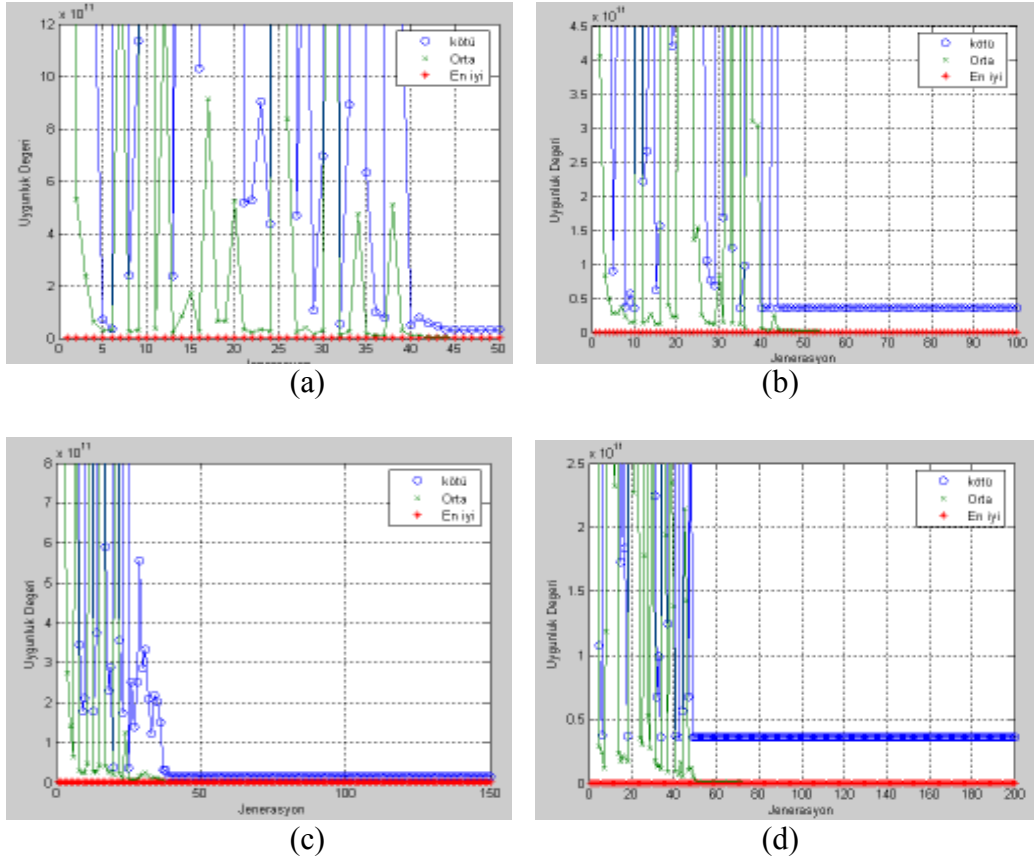
fonksiyonları kısıtlarıdır. Mil çapı optimizasyonunda, mile gelen değişken yükleme ve kesme gerilmeleri mukavemet hesapları kısıtları, rulman seçiminde rulman ömür hesapları ve rulman çapı, genişliği boyut ilişkisi fonksiyonu kısıt seçilmiştir. Ayrıca dişli kutusu boyutları da istenen boyutlandırmalar dahilinde en, boy ve yüksekliği ile kısıtlandırılmıştır. Bu ceza fonksiyonları, her bir dişli grubunda detaylı olarak ilerleyen bölümlerde ifade edilmiştir.

5.2. GA Parametre Kontrolü Ve Seçimi

Dişlilerin boyutlarının optimizasyonu için, dişli hacmi amaç fonksiyonu kabul edilerek, hacim değişkenleri olan modül, diş sayısı ve genişlik oranı belirlenen sınır aralıklarında, kısıt fonksiyonları dahilinde aranmıştır. Bu amaçla, genetik algoritma çalışma parametreleri olan jenerasyon sayısı, çaprazlama oranı ve mutasyon oranını tespit etmek için, MATLAB 7.0 programında çeşitli oranlar kullanılarak dişli kutusu optimizasyonu genetik algoritma parametreleri seçilmiştir.

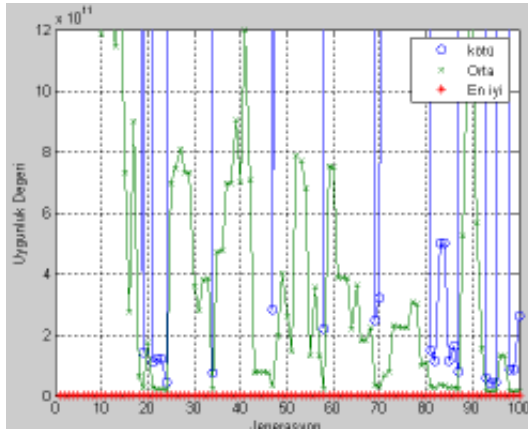
Jenerasyon sayısı için, 50, 100, 150 ve 200 sayısı, çaprazlama oranı için, 0,5, 0,7, 0,9, 1,0 oranları ve mutasyon oranı için ise, 0,1, 0,01, 0,001, 0,0001, 0,00001, 0,000001 oranları kontrol amaçlı olarak seçilmiştir. Optimizasyonu sağlama durumu olan, ortalama eğrinin en iyiye yaklaşması parametre seçiminde referans olmuştur. Bundan sonraki optimizasyonlarda bu genetik algoritma çalışma parametreleri kullanılmıştır.

Farklı jenerasyonlarda çalıştırılan genetik algoritma, kötü, ortalama, iyi eğrilerinde bir değişme olduğu durumları tespit etmek için kullanıldı. Ortalama eğrinin, iyi eğrisiyle birleştiği noktadan sonra optimizasyonun sağlandığı kabul edilmektedir [4]. Şekil 5.1.a' da 47. jenerasyonda iyi eğriye yaklaşım bulunmaktadır, ancak bu şekilde ne kadar devam ettiğini görmek için, Şekil 5.1.b, Şekil 5.1.c ve Şekil 5.1.d eğrileri incelendiğinde bu jenerasyondan sonra fazla bir değişiklik gözlenmemektedir. Böylelikle dişli hacim optimizasyonunda 150 jenerasyon kullanılması uygun görülmektedir.

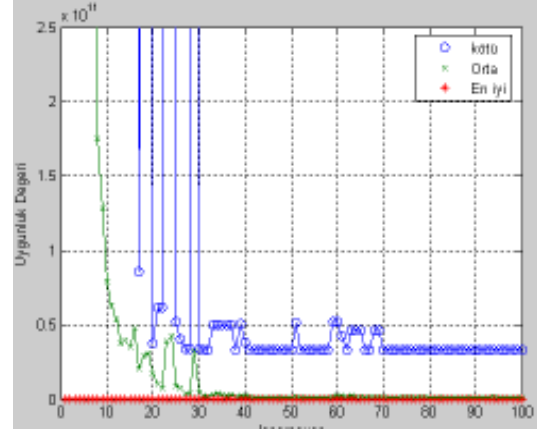


Şekil 5.1. Farklı jenerasyonlarda uygunluk fonksiyonu eğrileri a) Jenerasyon: 50
b) Jenerasyon: 100 c) Jenerasyon: 150 d) Jenerasyon: 200

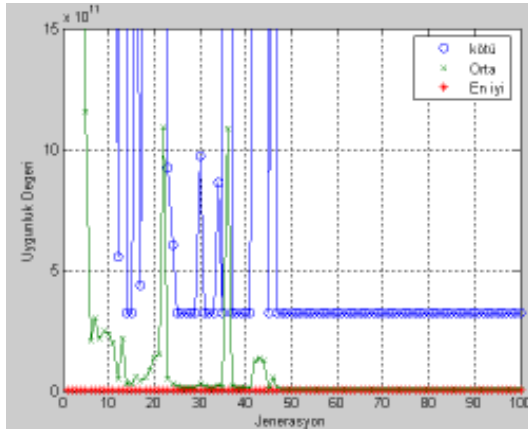
Şekil 5.2.a-Şekil 5.2.d’ de çaprazlama 0,5-0,7-0,9-1,0 oranlarıyla genetik algoritma çalıştırılarak, kötü, orta, iyi eğrileri elde edilmiştir. Şekil 5.2.a, eğrileri incelendiğinde 100 jenerasyon boyunca değişimler gözlenmektedir. Şekil 5.2.b, eğrilerinde 60 ve 70 jenerasyonları arası bir değişim görülmekte, Şekil 5.2.c’ de 47. jenerasyondan sonra değişim olmamaktadır. Şekil 5.2.d’ de 23. jenerasyon sonrası tamamen düzelme görülmektedir. Bu sebeple, bu çalışmada yüksek çaprazlama oranları kullanılması uygunluk göstermektedir. Genetik algoritma çaprazlama oranı, 1,0 kullanılması uygun görülmektedir.



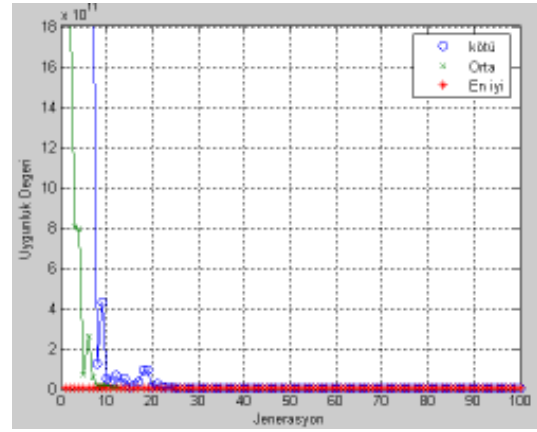
(a)



(b)



(c)

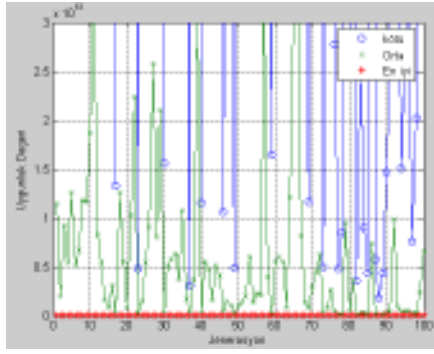


(d)

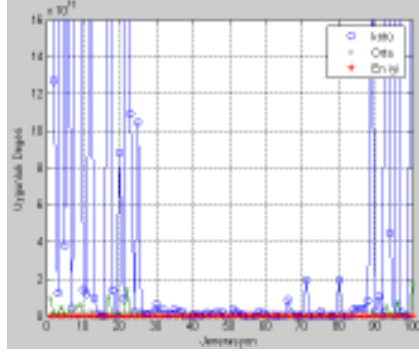
Şekil 5.2. Farklı çaprazlama oranı için uygunluk fonksiyonu eğrileri

- a) Çaprazlama oranı: 0,5 b) Çaprazlama oranı: 0,7 c) Çaprazlama oranı: 0,9
d) Çaprazlama oranı: 1,0

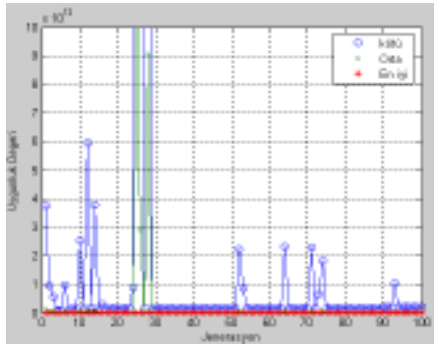
Şekil 5.3.a-Şekil 5.3.f genetik algoritmanın 0,1, 0,01, 0,001, 0,0001, 0,00001, 0,000001 mutasyon oranlarıyla sınanmış eğrileridir. En fazla değişimlerin bulunduğu Şekil 5.3.a, 0,1 mutasyon oranlı eğrileridir. Değişimin biraz daha azaldığı, Şekil 5.3.b ve Şekil 5.3.c eğrileri olmasına rağmen, Şekil 5.3.d' de 20. jenerasyondan sonra düzelme görülmektedir. Şekil 5.3.e' de, 63. jenerasyondan sonra, Şekil 5.3.f' de, 34. jenerasyondan sonra, kötü eğrisi biraz yukarıda devam ederek optimizasyon görülmektedir. Bu nedenle mutasyon oranı, Şekil 5.3.e' ye göre 0,00001 alınmıştır.



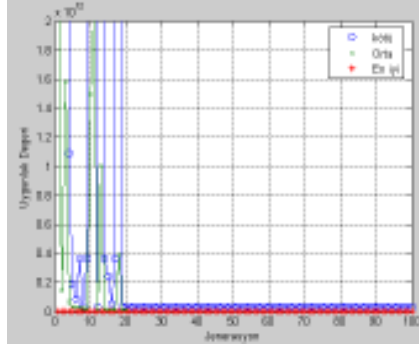
(a)



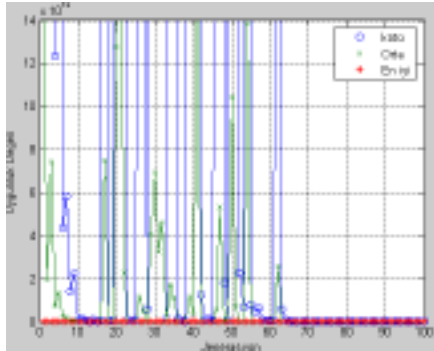
(b)



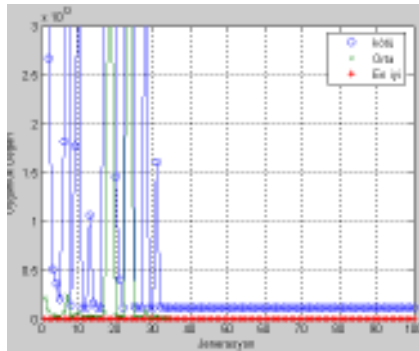
(c)



(d)



(e)



(f)

Şekil 5.3. Farklı mutasyon oranları için uygunluk fonksiyonu eğrileri

a) Mutasyon oranı: 0,1 b) Mutasyon oranı: 0,01 c) Mutasyon oranı: 0,001

d) Mutasyon oranı: 0,0001 e) Mutasyon oranı: 0,00001

f) Mutasyon oranı: 0,000001

5.3. Genetik Algoritmanın Düz Dişli Kutusu Tasarım Fonksiyonlarına Uygulanması

5.3.1. Silindirik düz dişli çarklar

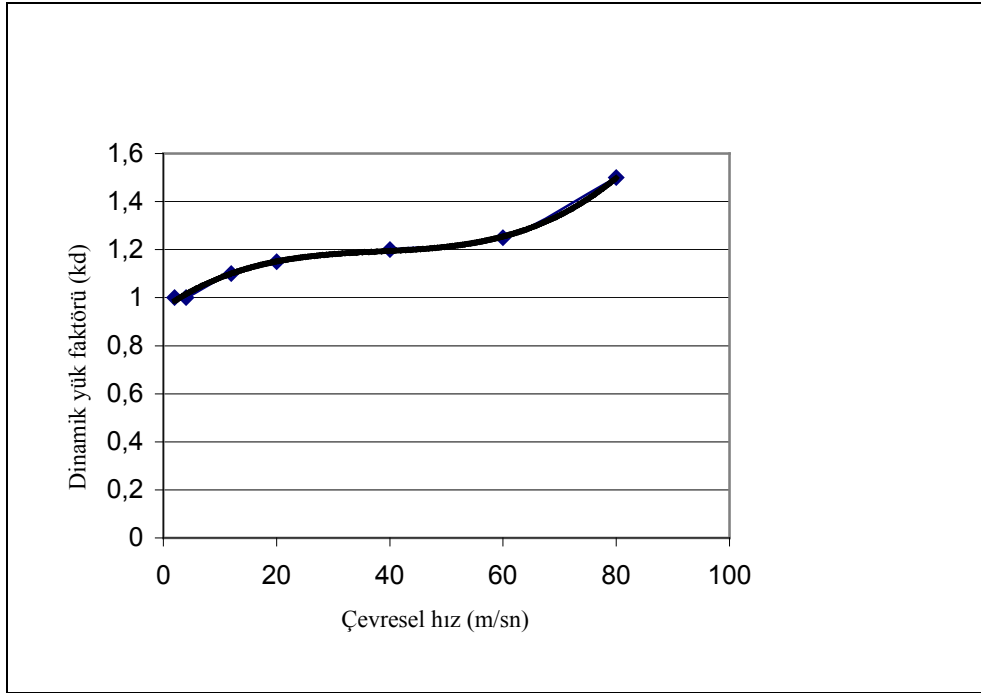
Çalışmanın bu safhasında, genetik algoritmayla modül seçimi optimizasyonu, mil çapı optimizasyonu, rulman seçimi optimizasyonu ve dişli kutusu boyutlandırma optimizasyonu yapılmıştır. Bu optimizasyonlar sayesinde, sisteme gelen yükleri taşıyabilecek optimum boyutlara sahip düz dişli kutusu tasarımı gerçekleştirilecektir.

Modül seçimi:

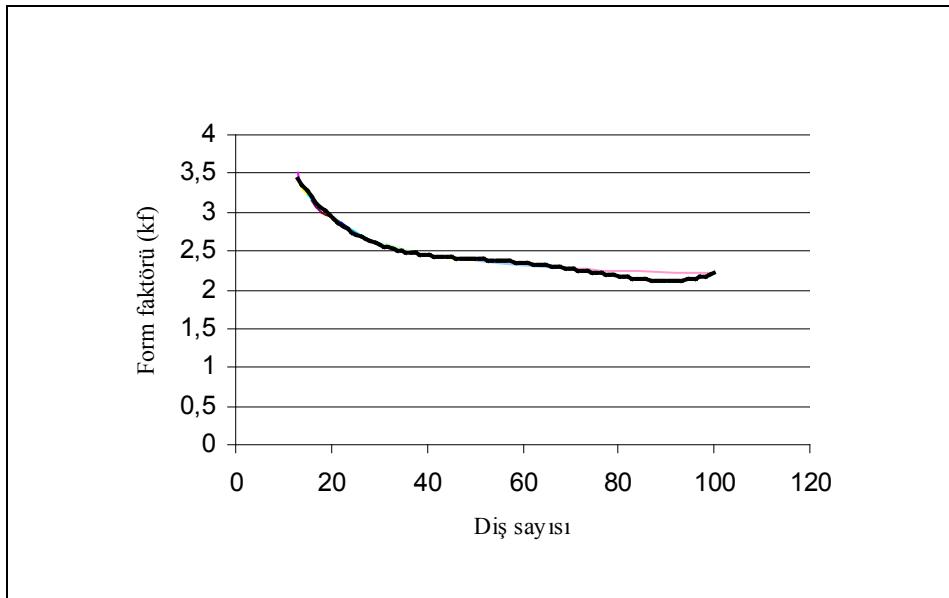
Düz dişli çarklarda modül seçimini etkileyen faktörler, dişli çarka gelen tork, devir sayısı, malzeme, çevresel hız, dişli genişliği, çalışma ortamı, kavrama oranı, çentik faktörü vb.dir. Modül seçimi, diş dibi mukavemeti ve yüzey ezilmesi kısıtlarına göre, genetik algoritma yardımıyla yapılmıştır. Genetik algoritmada, amaç fonksiyonu olan dişli hacmine göre minimizasyon için, Eş. 5.1 kullanılmıştır [45]. Burada, m , dişli modülünü, Ψ_m , modüle bağlı genişlik oranını, Z , diş sayısını, d_{mil} , dişli delik çapını ifade etmektedir.

$$F_{\text{amaç}} = F(m, Z, \Psi_m) = [\pi m \Psi_m / 4 [(mZ)^2 - d_{mil}^2] + \pi m^3 \Psi_m Z] \quad (5.1)$$

Modül hesabı yapılırken, çevresel hıza bağlı dinamik yük faktörü ve diş sayısına bağlı form faktörü parametreleri kullanılmaktadır. Bu faktörlerin değişkenlerin sürekli değişmesine duyarlı olması için fonksiyon halinde kullanmak zaruret olmaktadır. Dişli modül seçiminde çevresel hıza ve diş sayısına bağlı olan Çizelge 4.3 ve Çizelge 4.6, fonksiyon haline dönüştürülerek, amaç fonksiyonu için gereken form faktörü ve dinamik yük faktörü, Şekil 5.4 ve Şekil 5.5 grafikleri, Eş. 5.2 ve Eş. 5.3 fonksiyonlarıyla kullanılmıştır.



Şekil 5.4. Dinamik yük faktörü polinom grafiği



Şekil 5.5. Form faktörü polinom grafiği

$$k_d = 4,10^{-6}v^3 - 0,0004v^2 + 0,0164v + 0,9554 \quad (5.2)$$

$$k_f = 2,10^{-7}Z^4 - 5,10^{-5}Z^3 + 0,0045Z^2 - 0,1801Z + 5,1023 \quad (5.3)$$

Tasarım değişkenleri:

Hesaplama da kullanılan tasarım parametreleri, Çizelge 5.1' de görülmektedir. Düz dişli çarka ait değişkenlerin sınır aralıkları, Eş. 5.4 - Eş. 5.6 ile gösterilmiştir. Dişli malzemesi C 45'dir.

Çizelge 5.1. Düz dişli giriş parametreleri

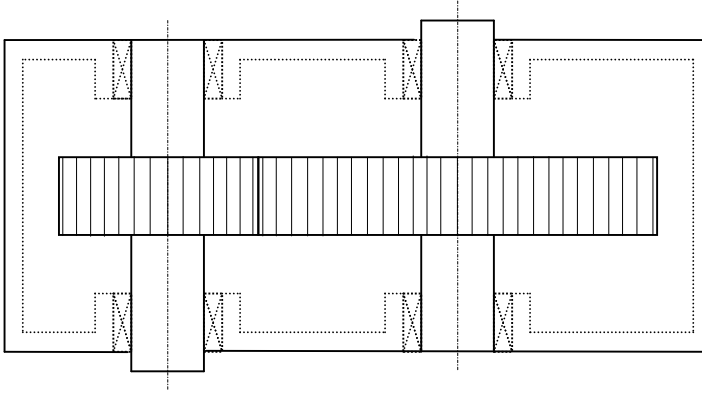
Parametre adı	Sembol	Birim	Değer
Giriş gücü	P	Php	25
Pinyon dişli devir sayısı	n	Devir/dakika	600
İletim oranı	i	-	600/375
Mil torku	M	Nmm	298 420
Kavrama oranı	ε	-	1,25
Çevresel hız	V	m/s	Arama uzayında, amaç fonksiyonu minimizasyonuna göre değişken
Dinamik yük faktörü	K_d	-	
Form kaktörü	K_f	-	
Dişli ve mil malzemesi kopma ve akma gerilimi	$\sigma_k, \sigma_{ak}, \tau_{ak}$	N/mm ²	700, 450, 225
Dişli ve mil malzemesi düzeltilmiş ömür gerilimi	σ_D, τ_D	N/mm ²	385, 192,5
Çentik katsayısı	K_ϵ	-	1,5
Çalışma emniyet katsayısı	S	-	2
Malzemenin elastikiyet modülü	E	N/mm ²	$2,1 \cdot 10^5$
Malzeme sertliği	HB	N/mm ²	2 100
Emniyetli yüzey basıncı	P_{emn}	N/mm ²	525
Düz dişli teğetsel kuvveti	F_t	N	5 305,2
Düz dişli radyal kuvveti	F_r	N	1 930,9
Mil eğilme momenti	M_{max}	Nmm	168 550
Dişli kutusu max. ana boyutları	$b^* h^* l$	mm	300*400*400
Dişli kutusu et kalınlığı	t	mm	10
Dişli kenar yan boşluğu	Y_1	mm	10
Mil uzunlukları	l_1, l_2	mm	Mil çapı için değişken
Güvenirlilik faktörü	a_1	-	1,00
Sıcaklık faktörü	f_t	-	0,90
Çalışma süresi	L_H	saat	10 000
Rulman kombine yükü	F_{rulman}	N	2 643,7
Rulman yük katsayısı	X, Y	-	X=1, Y=0
Dinamik yük taşıma kapasitesi	C	N	Rulman hacmine bağlı değişken

$$Z, \text{ pinyon dişli sayısı aralığı, } 13 \leq Z \leq 30 \quad (5.4)$$

$$m, \text{ modül aralığı, } 1 \leq m \leq 20 \quad (5.5)$$

$$\Psi_m, \text{ genişlik oranı aralığı, } 18 \leq \Psi_m \leq 23 \quad (5.6)$$

Genetik algoritma ile optimum modül seçimi yapılacak, düz dişli kutusu Şekil 5.6'da görülmektedir.



Şekil 5.6. Düz dişli kutusu şematik resmi

Tasarım kısıtları:

Optimum modül seçimi için gerekli olan diş dibi kırılması ve yüzey ezilmesi kısıtlarını bulan eşitlikler, Eş. 5.7 ile Eş. 5.8 'de verilmiştir.

$$g_1 = [(2SMk_d k_f)/(Z \Psi_m \epsilon m^3)] - \sigma_d/k_\epsilon \leq 0 \quad (5.7)$$

$$g_2 = [(2SMk_d E(i+1))/(Z^2 \Psi_m \epsilon m^3 i)] - P_{emn}^2 \leq 0 \quad (5.8)$$

Genetik algoritma çözüm uzayında, optimum adayı tararken tasarım kısıtlarıyla, amaç fonksiyonunu kısıtlayıcı bölge içerisinde yapılabilmektedir. Bu tip bir kısıtlayıcı alan çözüm uzayı içerisinde fonksiyona, tasarıma bağlı özelliklerin

algılanmasını ve genetik algoritmanın başka alanlarda arama yapmasına engel olunmaktadır.

Kullanılan popülasyon içerisindeki optimum adayın bulunması için, amaç fonksiyonunun minimizasyonuna göre uygunluk fonksiyonu, Eş. 5.9'dur [16].

$$F_{\text{uygunluk}} = F \pm (F_{\text{amaç}}(m, Z, \Psi_m) + P), \quad P = \sum_{j=1}^{KS} r_j (\max[0, g_j])^2 \quad (5.9)$$

Eş. 5.9 eşitliğinde F, uygunluk fonksiyonu negatif değerlerini kullanmamak için, $F_{\text{amaç}}(m, Z, \Psi_m) + P$ fonksiyonundan yeterince büyük seçilmiştir. P, bir ceza fonksiyonu, KS kısıt adedi, r, kısıt katsayısıdır [16].

Genetik algoritmanın parametreleri ve modül seçimi değişkenleri:

Bir fonksiyondaki değişkenlerin alabilecekleri değerleri ve tarama adımını 2'lik (0,1) sayı tabanına göre kodlanabilmektedir. Bu kodlama sayesinde de genetik algoritma operatörleri kullanılabilir.

Kodlamanın yapılması için Eş. 5.10 eşitliği kullanılır. Burada, l her değişken için kullanılan bit uzunluğunu, $x(i)_{\text{altsınır}}$ değişkenin alt sınırını, $x(i)_{\text{üstsınır}}$ değişkenin üst sınırını, ε değişken adımını ifade etmektedir [16, 26].

$$2^l \geq \frac{x(i)_{\text{üst snr}} - x(i)_{\text{alt snr}}}{\varepsilon} + 1 \quad (5.10)$$

Bit uzunluğu hesaplandıktan sonra ikilik sayı tabanındaki bitler yan yana getirilerek değişken sayısı kadar kromozom uzunluğu oluşturulmaktadır. Kromozom oluşturan ikili kodlamayla genetik operatörler kullanılabilir.

Genetik algoritma işlemleri sonrası kodların çözülmesi için de, Eş. 5.11 kullanılır [16, 26].

$$x(i) = x(i)_{\text{alt snr}} + \frac{x(i)_{\text{üst snr}} - x(i)_{\text{alt snr}}}{2^l - 1} d(i) \quad (5.11)$$

Popülasyon sayısı için, Eş. 5.12 tavsiye edilmektedir. Burada l , kromozom uzunluğudur [28].

$$\text{Popülasyon sayısı} = 1,65 * 2^{0,2l * l} \quad (5.12)$$

Eş. 5.12 ile, optimum düz dişli seçiminde ($l=22$), optimum popülasyon sayısı 41 olarak kullanılabilir.

Diş sayısı için 5 bit, modül için 8 bit, genişlik oranı için 9 bit kullanılarak bu bitlerin yan yana sıralanması sonucu, $l=22$ genli bir kromozom oluşturulmuştur. Çizelge 5.2’de modül seçiminde kullanılan değişkenlerin bit uzunlukları gösterilmiştir.

Çizelge 5.2. Düz dişli değişkenleri

Düz dişli değişkenleri		
Diş sayısı, Z ($\varepsilon=1$)	Modül, m ($\varepsilon=0,1$)	Genişlik oranı, Ψ_m ($\varepsilon=0,01$)
01110	11000101	001011111
01110+11000101+001011111		
0111011000101001011111		

Genetik algoritmanın seçme, çaprazlama ve mutasyon operatörleri:

Genetik algoritma seçme operatöründe, popülasyondaki adayların amaç fonksiyon değerleri hesaplanarak minimum olan iki kromozomu seçilir. Popülasyonun diğer bireyleri için, bir seçim süreci başlatılarak yeni popülasyonun çaprazlama operatörüyle şekillenmesi sağlanmaktadır. Popülasyonu oluşturan kromozomların iyilerinin alınıp kötülerinin atılması optimizasyonu gerçekleştirmektedir.

Çaprazlamayla kromozomların birbirleriyle genlerinin değiştirilmesine olanak verilmektedir. Tek kesimli çaprazlamayla işlemin yapılışı örnek iki aday üzerinde Çizelge 5.3’de gösterilmiştir [5].

Çizelge 5.3. Çaprazlama

Çaprazlanan bireyler	
Kromozom 1	0111011000101001011111
Kromozom 2	1101011010111110011010
Çaprazlama sonrası yeni kromozomlar	
Yeni kromozom 1	0111011000111110011010
Yeni kromozom 2	1101011010101001011111

Genetik algoritmanın mutasyon operatörü, kromozomların genlerinin rastgele değiştirilmesi işlemidir. Rastgele olarak seçilen yerdeki gen, 0 ise 1, 1 ise 0 olarak değiştirmektedir. Böylece bir sonraki popülasyon için, mutasyonlu kromozomla yeni özelliklere sahip bireyler elde edilmektedir. Mutasyon işlemi için, Çizelge 5.4’de bir örneklendirme gösterilmiştir [16].

Çizelge 5.4. Mutasyon

Bireyin önceki kromozom yapısı	0111011000111110011010
Bireyin sonraki kromozom yapısı	0111011001111110011010

Mutasyon oranı, Eş. 5.13 ile hesaplanabilmektedir [16, 26, 28].

$$1/\text{popülasyon sayısı} < P_{\text{mutasyon oranı}} < 1/\text{kromozom} \quad (5.13)$$

$1/41 < P_{\text{mutasyon oranı}} < 1/22$ Eş. 5.13'den mutasyon oranı, 0,02 olarak hesaplanmaktadır. Ancak mutasyon oranı, ortalama eğrinin tüm jenerasyonlardaki değişimlerinden dolayı 0,0001 olarak alınması uygun görülmüştür. Genetik algoritma optimizasyonunda, kullanılan parametreler Çizelge 5.5'da gösterilmiştir. Ayrıca bu çalışmada, *rulet tekerleği seçim yöntemi*, *elitizm*, *tek noktadan çaprazlama* ve *mutasyon* operatörleri kullanılmıştır.

Çizelge 5.5. Genetik algoritma parametreleri

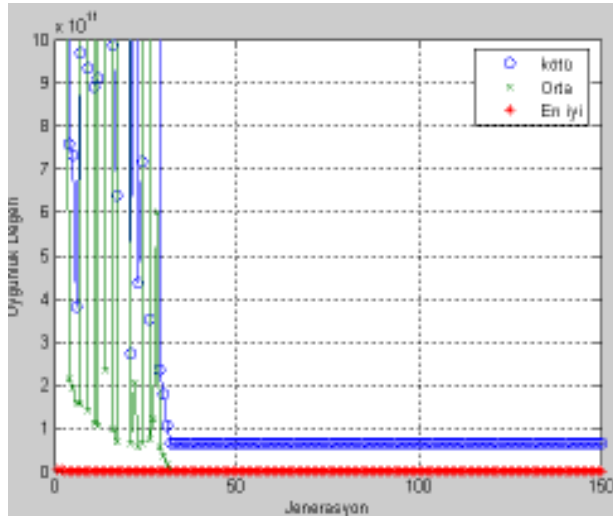
Genetik algoritma parametreleri	
Kromozom uzunluğu	22
Popülasyon sayısı	41
Jenerasyon sayısı	150
Çaprazlama olasılığı	1,0
Mutasyon oranı	0,0001

Genetik algoritma düz dişli sonuçları:

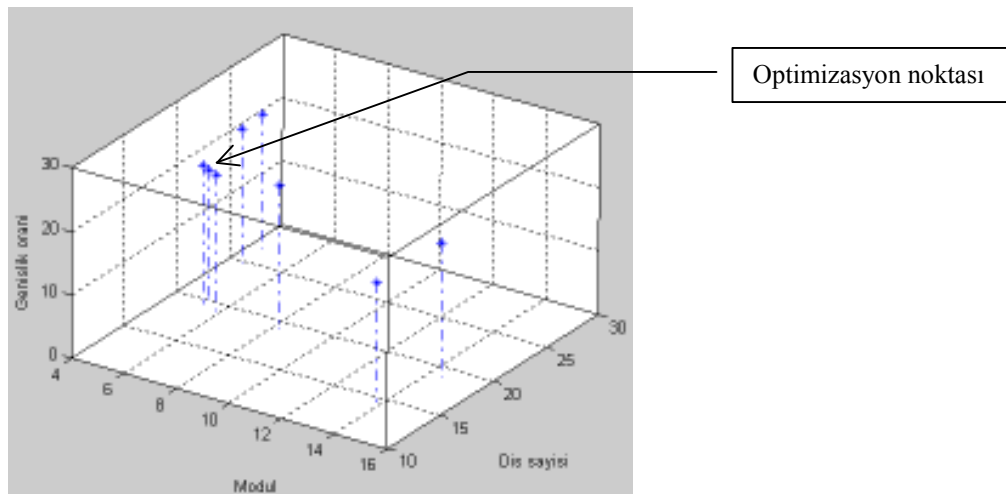
Genetik algoritmanın sonlandırılması için, popülasyondaki tüm kromozomların birbirine yakın sonuçlar vermeye başlaması gerekmektedir. Uygunluk fonksiyonu optimuma ulaştığında, oluşan genetik algoritma uygunluk fonksiyon grafiği Şekil 5.7'de, dişli değişkenlerinin aldığı değerler grafiği ise Şekil 5.8'de verilmiştir. Dişli değişkenlerinin aldıkları değerler incelendiğinde, son jenerasyon için değişkenlerin aldıkları değer koordinatları üst üste noktalar halinde çıkmaktadır. Şekil 5.7'deki grafikte, arama uzayında elde edilen en iyi, ortalama, en kötü eğriler gösterilmektedir. Ortalama eğrisinin 35. jenerasyonunda, en iyi eğrisine yaklaşmasından dolayı bu jenerasyondan sonra optimizasyonun gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Bu parametrelerle, genetik algoritma optimizasyon sonuçları Çizelge 5.6'da gösterilmektedir.

Çizelge 5.6. Düz dişli optimizasyon sonuçları

Genetik algoritma sonuçları		
Fonksiyon değişkenleri	Genetik algoritma	Standart değer
Diş sayısı, Z	25	25
Modül, m	4,5	4,5
Dişli genişlik oranı, Ψ_m	21,02	-
Çevresel hız, V (m/s)	3,53	-
Dinamik yük faktörü, K_d	1,01	-
Form faktörü, K_f	2,74	-
Düz dişli hacmi (mm ³)	1 083 327,188167	-



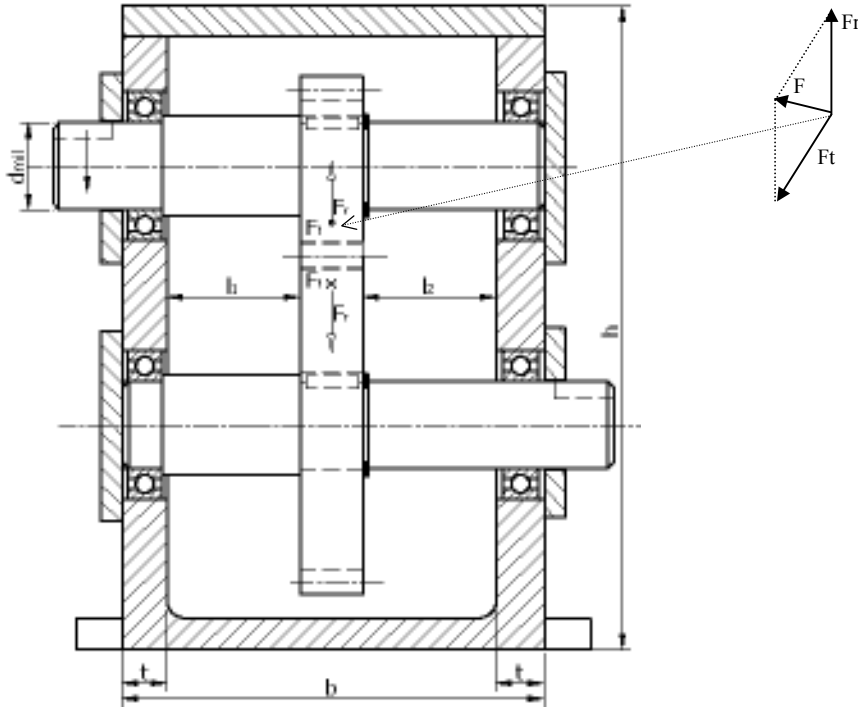
Şekil 5.7. Optimum uygunluk fonksiyonu grafiği



Şekil 5.8. Düz dişli değişkenlerinin aldıkları değerler

5.3.2. Mil çapı optimizasyonu

Genetik algoritma yardımıyla, düz dişlilerle moment iletiminde kullanılan milin, minimum çap optimizasyonu için kullanılan dişli kutusu ve dişli kuvvetleri , Şekil 5.9’da gösterilmiştir.



Şekil 5.9. Mil çapı optimizasyonunda kullanılan dişli kutusu

Genetik algoritma, düz dişli mil hacmi minimizasyonu için, Eş. 5.14 kullanılmıştır. Burada, d_{mil} , mil çapını, b , mil muylu uzunluğunu ($b=15$ mm), B , dişli genişliğini, l_1 ve l_2 mil uzunluklarını ifade etmektedir.

$$F_{amaç} = F(d_{mil}, l_1, l_2) = \pi d_{mil}^2 / 4 (b + l_1 + B + l_2 + b) \quad (5.14)$$

Düz dişlilerle hareket ve moment iletiminde, dişlerin birbirini çevirirken dişlerin temas noktasında oluşan kuvvetlerle mil çapı hesabı yapılmaktadır. Hesaplamalarda düz dişli kuvvetleri, düşey düzlem moment diyagramı ve yatay düzlem moment diyagramından alınarak, mile gelen yükler tespit edilmiştir.

Milin, rulmanlarına gelen düşey düzlem tepki kuvvetleri, Eş. 5.15 ve Eş. 5.16, yatay düzlem tepkileri ise Eş. 5.17 ve Eş. 5.18 ile bulunmaktadır. Bu sayede mili zorlayan eğilme momenti ve rulmanların ömür hesabı için gerekli olan yüklemeler tespit edilmektedir. Burada, R_A , R_C yatak tepki kuvvetlerini, M_D , M_Y diyagramdaki mili eğmeye zorlayan momentleri ifade etmektedir.

$$\Sigma M_A=0, -R_C(l_1+l_2)+F_r l_1 = 0, R_C = (F_r l_1) / (l_1+l_2) \quad (5.15)$$

$$\Sigma F_y=0, F_r - R_C - R_A = 0, R_A = R_C - F_r \quad (5.16)$$

$$\Sigma M_A=0, R_C(l_1+l_2) - F_t l_1 = 0, R_C = (F_t l_1) / (l_1+l_2) \quad (5.17)$$

$$\Sigma F_y=0, R_C + R_A - F_t = 0, R_A = F_t - R_C \quad (5.18)$$

Düşey düzlem moment diyagramı ve yatay düzlem moment diyagramında mili zorlayan en büyük momentler (M_D , M_Y) alınarak, Eş. 5.19'den bileşke moment elde edilir. Mili eğmeye zorlayan bileşke moment değeri, Eş. 5.20'deki yerine konularak, mil çapı için parametre girişi yapılmıştır [49].

$$M_{\max} = (M_D^2 + M_Y^2)^{1/2} \quad (5.19)$$

$$d_{\text{mil}}^3 = \frac{16.S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{T}{\tau_{\text{ak}}}\right)^2 + \left(\frac{M_{\max}}{\tau_D}\right)^2} \quad (5.20)$$

Mil çapı tasarım değişkenleri:

Optimum mil çapı hesabı yapılan, düz dişli çark mil hacmi, değişkenlerinin sınır aralıkları için, Eş. 5.21 – Eş. 5.23 kullanılmıştır.

$$l_1, \text{ düz dişli sol yan mil uzunluğu aralığı, } 5 \leq l_1 \leq 25 \quad (5.21)$$

$$l_2, \text{ düz dişli sağ yan mil uzunluğu aralığı, } 5 \leq l_1 \leq 25 \quad (5.22)$$

$$d_{mil}, \text{ mil çapı aralığı, } 10 \leq d_{mil} \leq 100 \quad (5.23)$$

Mil çapı optimizasyon kısıtları:

Düz dişli kutusu tasarımı için, sisteme gelen torku taşıyabilecek optimum mil çapı genetik algoritmayla yapılmıştır. Bu amaçla düz dişlinin minimum mil çapı, değişken yükleme durumu, kayma gerilimine ve tasarıma göre, Eş. 5.24 - Eş. 5.26 ile kısıtlanarak optimizasyon sağlanmıştır.

$$g_1 = [(16S/\pi)[(Tork/(\sigma_{akma}))^2 + (M_{max}/(\sigma_D))^2]^{1/2} - d_{mil}^3 \leq 0 \quad (5.24)$$

$$g_2 = [(R_{Ad}^2 + R_{Ay}^2)^{1/2}]/[(\pi d_{mil}^2)/4] - [(\sigma_{akma}/S)0,5] \leq 0 \quad (5.25)$$

$$g_3 = d_{mil} - [l_1 + l_2] \leq 0 \quad (5.26)$$

Çizelge 5.7’de, mil çapı optimizasyonu için kullanılan değişkenlerin bit uzunlukları gösterilmiştir. Düz dişli sol yan boşluğu (l_1) için 11 *bit*, dişli sağ yan boşluğu (l_2) için 11 *bit*, mil çapı (d_{mil}) için 14 *bit* kullanılarak bu bitlerin yan yana sıralanması sonucu 36 genli bir kromozom oluşturulmuştur.

Çizelge 5.7. Düz dişli mil çapı değişkenleri

Düz dişli mil çapı değişkenleri($\epsilon=0,01$)		
Mil çapı, d_{mil}	Mil uzunluğu, l_1	Mil uzunluğu, l_2
01101000101010	00011100010	00011100010
01101000101010+00011100010+00011100010		
011010001010100001110001000011100010		

Eş. 5.13 ile, optimum düz dişli mil çapı hesabı için, popülasyon sayısı 311 olarak kullanılabilir [5]. Düz dişli mil çapı optimizasyonunda, genetik algoritma için seçilmiş parametreler Çizelge 5.8’de gösterilmiştir.

Çizelge 5.8. Genetik Algoritma parametreleri

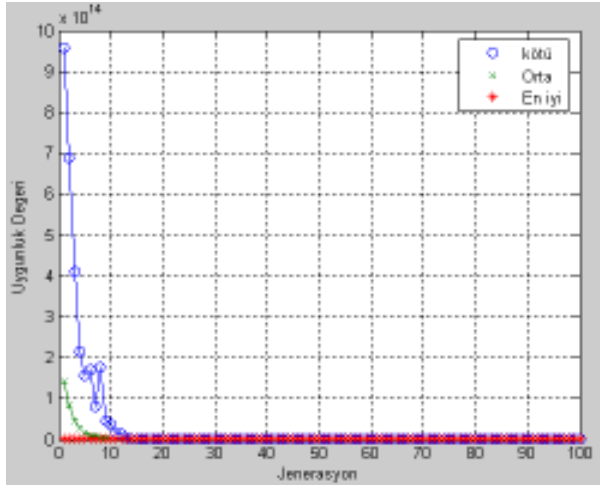
Genetik algoritma mil çapı parametreleri	
Kromozom uzunluğu	36
Popülasyon sayısı	311
Jenerasyon sayısı	100
Çaprazlama olasılığı	1,0
Mutasyon oranı	0,0001

Genetik algoritma düz dişli mil çapı sonuçları:

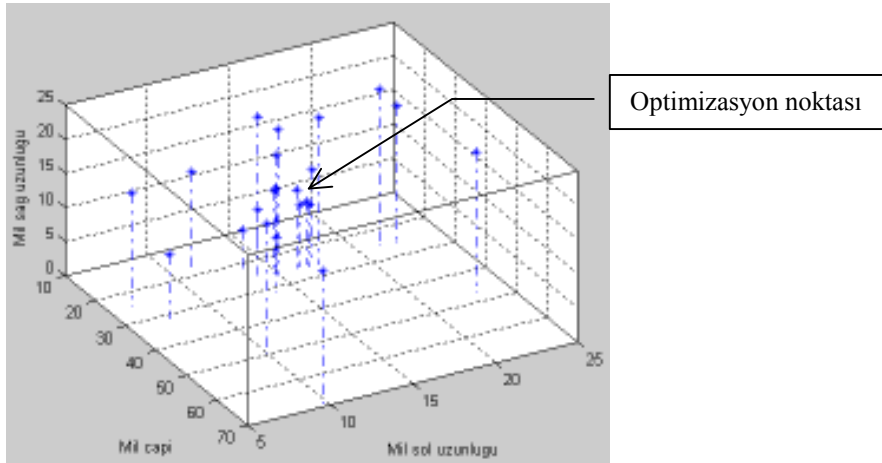
Uygunluk fonksiyonu optimuma ulaştığında, oluşan genetik algoritma fonksiyon grafiği Şekil 5.10’de, mil çapı değişkenlerinin aldığı değerler grafiği ise Şekil 5.11’de verilmiştir. Şekil 5.10’daki grafikte, arama uzayında elde edilen en iyi, ortalama, en kötü eğriler gösterilmektedir. Ortalama eğrisinin 10. jenerasyonunda, en iyi eğrisine yaklaşmasından dolayı bu jenerasyondan sonra optimizasyonun gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Bu parametrelerle, genetik algoritma optimizasyon sonuçları Çizelge 5.9’da gösterilmektedir.

Çizelge 5.9. Düz dişli kutusu mil çapı sonuçları

Fonksiyon değişkenleri	Genetik Algoritma
Mil çapı, d_{mil}	25,30
Mil sol yan uzunluğu, l_1	16,46
Mil sağ yan uzunluğu, l_2	8,85
Amaç fonksiyonu	
Düz dişli kutusu optimum mil hacmi, (mm^3)	75 359,1235



Şekil 5.10. Optimum mil çapı uygunluk fonksiyonu grafiği



Şekil 5.11. Mil çapı değişkenlerinin aldığı değerler grafiği

5.3.3. Rulman seçimi

Rulman optimizasyonu:

Düz dişlilerle moment iletiminde, milin her iki ucu sabit bilyalı rulmanla yataklanmıştır. Genetik algoritma yardımıyla, yatağa gelen radyal yüklemeler sonucunda, çalışma ömrüne göre rulman seçimi optimizasyonu yapılmıştır.

Rulman optimizasyon değişkenleri:

Rulman hacmi minimizasyonu, optimum rulman seçimi için, değişkenlerin sınır aralıkları Eş. 5.27 - Eş. 5.29 ile gösterilmiştir.

$$d, \text{ rulman iç çap aralığı, } 10 \leq d \leq 300 \quad (5.27)$$

$$D, \text{ Rulman dış çap aralığı, } 26 \leq D \leq 460 \quad (5.28)$$

$$B, \text{ Rulman genişliği aralığı, } 8 \leq B \leq 74 \quad (5.29)$$

Rulman seçimi kısıtları:

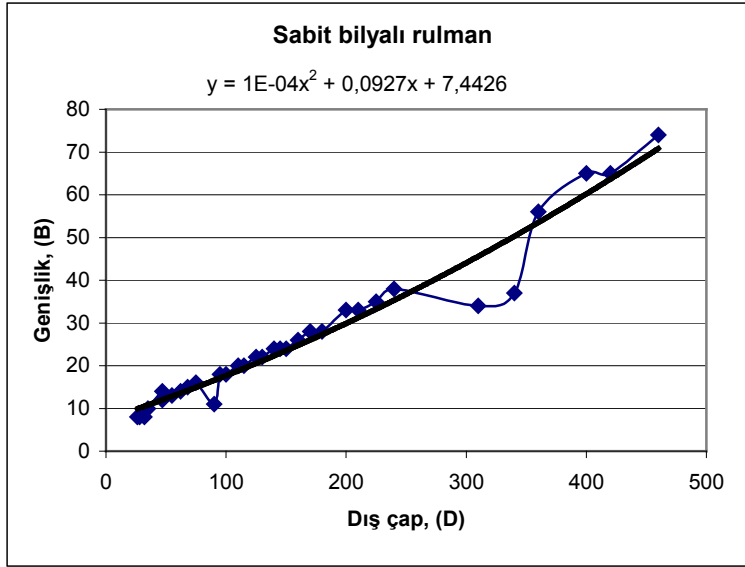
Dişli kutusu tasarımında rulman seçimi, tasarlanan dişli kutusunun verimli bir şekilde çalışması için önemli bir adımdır. Dişli tipine bağlı olarak seçilen rulman optimizasyonu, çalışma koşulları, çalışma saati sınırları, yükleme durumları ve milin dönme sayısına bağlı olarak yapılmaktadır. Bu nedenle tasarımda kullanılan düz dişlinin, bileşke radyal kuvvet ve tam kapasiteli orta süreli çalışmalar (takım tezgahları, demiryolu araçları gibi) dikkate alınarak yapılmıştır. Dişli kutusunun rulman tasarım kısıtları, rulman ömrü için Eş. 5.30, rulman genişliği ile rulman dış çapı arasındaki ilişki için, Eş. 5.31 ve rulman dış çapı ile iç çapı arasındaki ilişki için, Eş. 5.32 kullanılmıştır.

$$g_1 = [(a_1 C_f) / (X F_{\text{rulman}} + Y F_a)]^3 - [(60 L_H n) / 10^6] \leq 0 \quad (5.30)$$

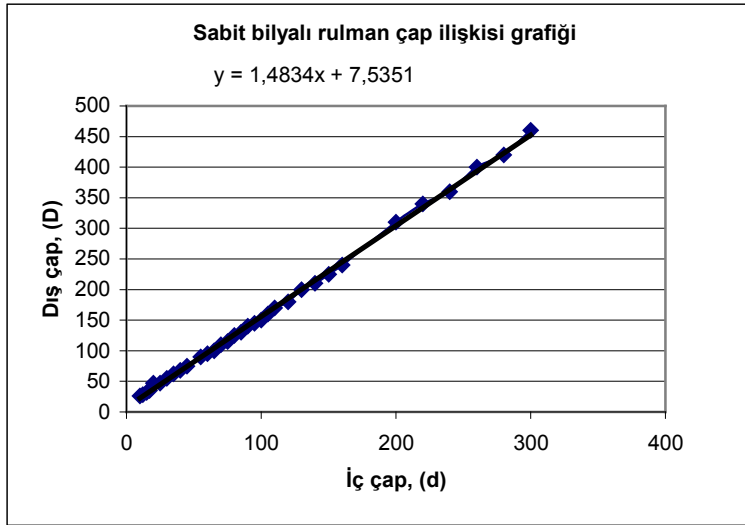
$$g_2 = B - (10^{-4} D^2 + 0,0927 D + 7,4426) \leq 0 \quad (5.31)$$

$$g_3 = (1,4834 d + 7,5351) - D \leq 0 \quad (5.32)$$

Eş. 5.31 ve Eş. 5.32, Şekil 5.12 ve Şekil 5.13'deki eğrilerle elde edilmiştir. Ayrıca bu eğriler, SKF rulman kataloğu olan, EK-1 çizelgeleriyle grafik haline dönüştürülmüştür.

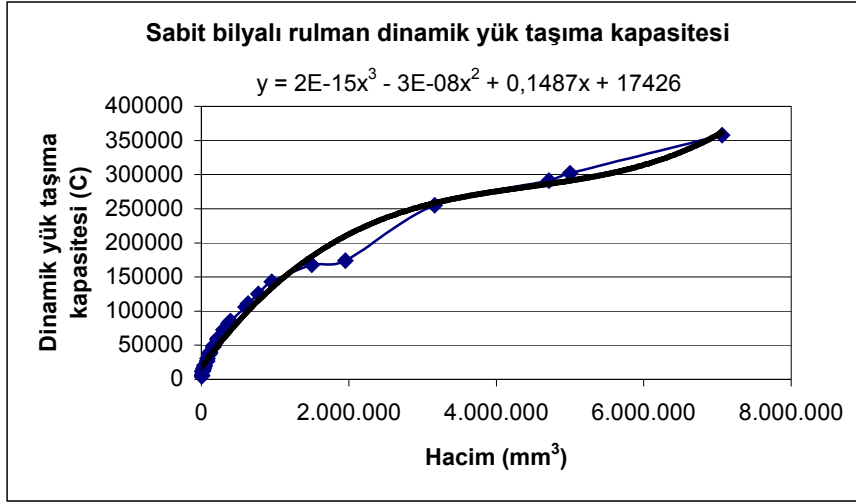


Şekil 5.12. Sabit bilyalı rulman genişlik ilişkisi grafiği



Şekil 5.13. Sabit bilyalı rulman çap ilişkisi grafiği

Sabit bilyalı rulman seçiminde, SKF rulman kataloğundan rulman hacmine bağlı dinamik yük taşıma kapasitesi (C), Şekil 5.14 grafiğiyle, g_1 kısıtı için sürekli tarama yapılabilmesi amacıyla kullanılmıştır.



Şekil 5.14. Sabit bilyalı rulman dinamik yük taşıma kapasitesi grafiği

Çizelge 5.10'da rulman seçimi optimizasyonunda kullanılan değişkenlerin bit uzunlukları gösterilmiştir. Dış çap (D) için 9 *bit*, iç çap (d) için 9 *bit*, genişlik için (B) için 7 *bit* kullanılarak ve bu bitlerin yan yana sıralanması sonucu 25 genli bir kromozom oluşturulmuştur.

Çizelge 5.10. Düz dişli rulman seçimi değişkenleri

Düz dişli sabit bilyalı rulman seçimi değişkenleri ($\epsilon=1$)		
Dış çap, (D)	İç çap, (d)	Genişlik, (B)
000100110	001010111	0101110
000100110+001010111+0101110		
0001001100010101110101110		

Eş. 5.13 ile, optimum sabit bilyalı yatak seçimi için, popülasyon sayısı 63 olarak kullanılabilir [16, 26]. Düz dişli rulman seçimi optimizasyonunda, genetik algoritma için seçilmiş parametreler Çizelge 5.11'de gösterilmiştir.

Çizelge 5.11. Genetik algoritma parametreleri

Genetik Algoritma parametreleri	
Kromozom uzunluğu	25
Popülasyon sayısı	63
Jenerasyon sayısı	150
Çaprazlama olasılığı	1,0
Mutasyon oranı	0,0001

Genetik algoritma düz dişli rulman seçimi sonuçları:

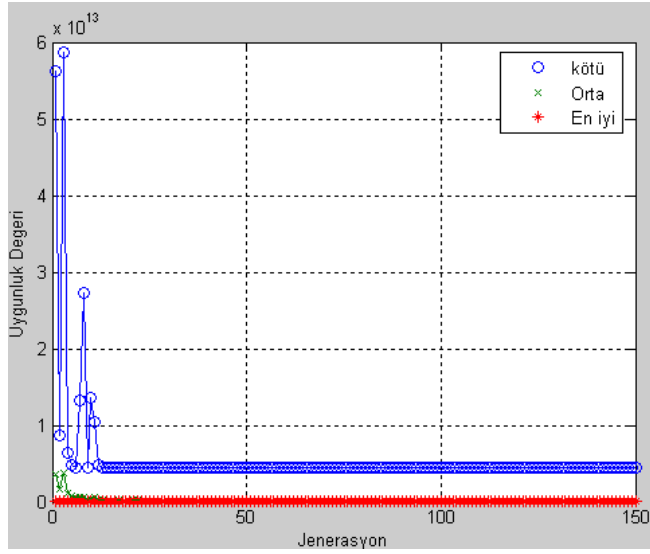
Bu prosedürün yapılmasında, düz dişli rulman seçimi amaç fonksiyonu optimizasyonu için, Eş. 5.33 kullanılmıştır. Genetik algoritma, düz dişli için sabit bilyalı rulman seçimi sonuçları Çizelge 5.12’de gösterilmiştir.

$$F_{\text{amaç}} = F(d, D, B) = [\pi b(D^2 - d^2)]/4 \quad (5.33)$$

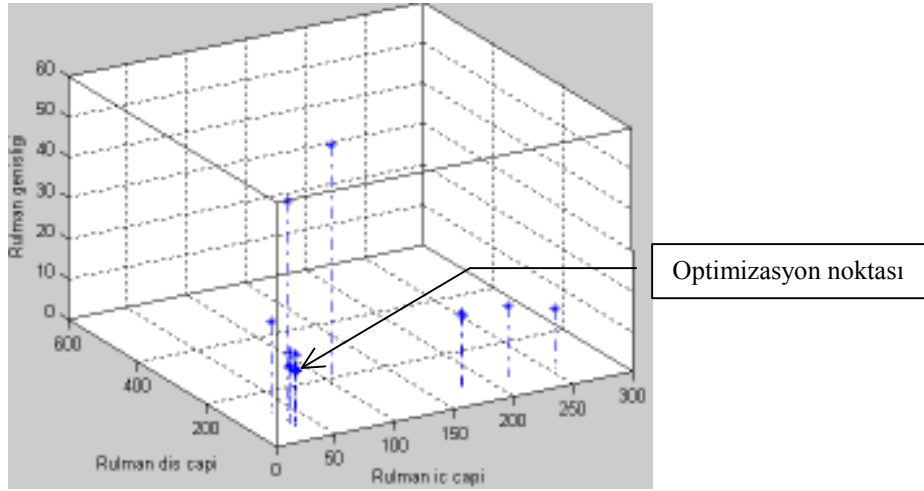
Çizelge 5.12. Düz dişli kutusu sabit bilyalı rulman sonuçları

Fonksiyon değişkenleri	Genetik Algoritma	SKF standart boyutu
Rulman dış çapı, D	57	62
Rulman iç çapı, d	28	30
Rulman genişliği, B	12	16
Amaç fonksiyonu		
Düz dişli kutusu optimum rulman hacmi, (mm ³)	23 220 (C=19 500 N, SKF 6206)	

Uygunluk fonksiyonu optimuma ulaştığında, oluşan genetik algoritma fonksiyon grafiği Şekil 5.15’de, mil çapı değişkenlerinin aldığı değerler grafiği ise Şekil 5.16’da verilmiştir. Şekil 5.15’deki grafikte, arama uzayında elde edilen en iyi, ortalama, en kötü eğriler gösterilmektedir. Ortalama eğrisinin 23. jenerasyonunda, en iyi eğrisine yaklaşmasından dolayı, bu jenerasyondan sonra optimizasyonun gerçekleştiği anlaşılmaktadır.



Şekil 5.15. Optimum rulman seçimi uygunluk fonksiyonu grafiği



Şekil 5.16. Rulman seçimi değişkenlerinin aldığı değerler grafiği

5.3.4. Dişli kutusu hacim optimizasyonu

Dişli kutusu boyutlandırılması:

Düz dişlilerin çalışacağı kutu, Şekil 5.9'daki boyutlandırmaya esas olacak şekilde, algoritma amaç fonksiyonu Eş. 5.34 ile optimizasyon yapılmıştır.

$$F_{\text{amaç}} = F(m, Z, \Psi_m) = [(mZ+mZi+Y_1+2t)(L_1+L_2+\Psi_m m+2t)(mZi+Y_1+2t)] - [(mZ+mZi+Y_1)(L_1+L_2+\Psi_m m)(mZi+Y_1)] \quad (5.34)$$

Dişli kutusu düz dişli değişkenleri:

Genetik algoritmayla dişli kutusu hacmi, amaç fonksiyonu optimizasyonu için düz dişliye ait değişkenlerin sınır aralıkları, Eş. 5.35 - Eş. 5.37 ile ifade edilmiştir.

$$Z, \text{ pinyon dişli sayısı aralığı, } 13 \leq Z \leq 30 \quad (5.35)$$

$$m, \text{ modül aralığı, } 1 \leq m \leq 20 \quad (5.36)$$

$$\Psi_m, \text{ genişlik oranı aralığı, } 18 \leq \Psi_m \leq 23 \quad (5.37)$$

Dişli kutusu kısıtları:

Düz dişli çiftinin çalışacağı kutunun en fazla boyutları $b=300$ mm, $h=400$ mm $l=400$ mm olması düşünülerek, amaç fonksiyonunun minimizasyonu için kullanılan kısıtları diş dibi kırılması, aşınma ve yüzey ezilmesi için, Eş. 5.38 ve Eş. 5.39, boyutlandırma için, Eş. 5.40 - Eş. 5.42 kullanılmıştır. Bu eşitliklerden, g_3 kısıtı b mesafesini, g_4 kısıtı h mesafesini, g_5 kısıtı l mesafesini, boyutlandırmak için kullanılmıştır.

$$g_1 = [(2SMk_d k_f)/(Z \Psi_m \epsilon m^3)] - \sigma_d/k_\epsilon \leq 0 \quad (5.38)$$

$$g_2 = [(2SMkdE(i+1))/(Z^2 \Psi_m \epsilon m^3 i)] - P_{\text{emn}}^2 \leq 0 \quad (5.39)$$

$$g_3 = (L_1+L_2+\Psi_m m+2t)-300 \leq 0 \quad (5.40)$$

$$g_4 = (mZ+mZi+Y_1+2t)-400 \leq 0 \quad (5.41)$$

$$g_5 = (mZi+Y_1+2t) - 400 \leq 0 \quad (5.42)$$

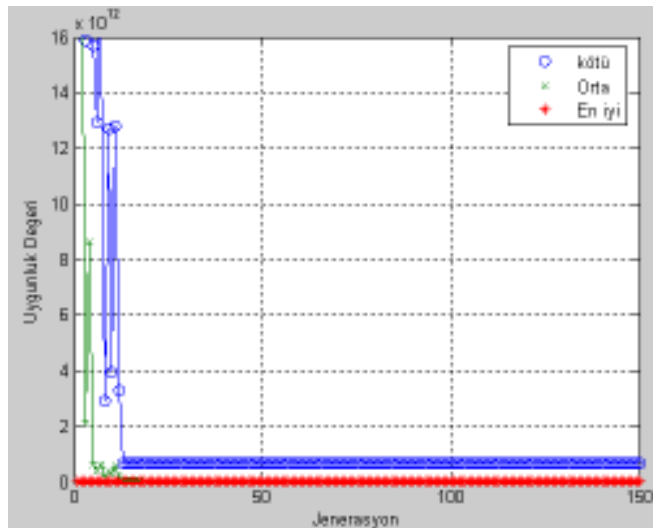
Dışlı kutusu boyut optimizasyon sonuçları:

Genetik algoritma, düz dişli kutusu boyut sonuçları Çizelge 5.13’de gösterilmiştir.

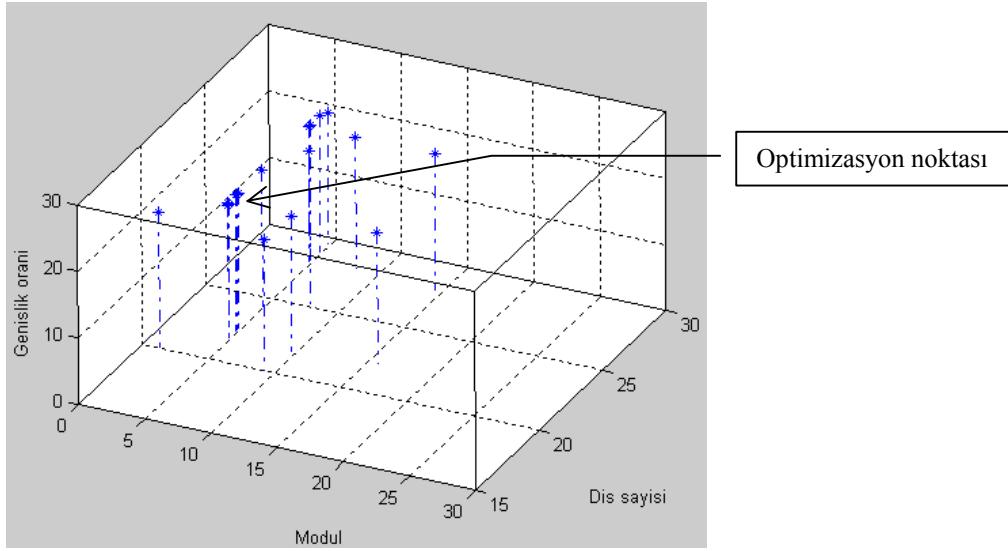
Çizelge 5.13. Düz dişli kutusu boyut optimumizasyon sonuçları

Genetik Algoritma sonuçları		
Fonksiyon değişkenleri	Genetik Algoritma	Standart değer
Diş sayısı, Z	23	23
Modül, m	4,9	5
Dişli genişlik oranı, Ψ_m	20,25	-
Amaç fonksiyonu		
Düz dişli kutusu malzeme hacmi (mm^3)	2 637 344,75476 b=146,56 mm, h=- 329 mm, l=214 mm	

Uygunluk fonksiyonu optimuma ulaştığında, oluşan genetik algoritma fonksiyon grafiği Şekil 5.17’de, mil çapı değişkenlerinin aldığı değerler grafiği ise Şekil 5.18’de verilmiştir. Şekil 5.17’deki grafikte, arama uzayında elde edilen en iyi, ortalama, en kötü eğriler gösterilmektedir. Ortalama eğrisinin 18. jenerasyonundan sonra en iyi eğrisine yaklaşması, optimizasyonun gerçekleştiği göstermektedir.



Şekil 5.17. Düz dişli kutusu boyutu uygunluk fonksiyonu grafiği



Şekil 5.18. Düz dişli kutusu değişkenlerinin aldığı değerler grafiği

Optimizasyonu yapılan pinyon dişlinin boyutları, Çizelge 5.14’de görülmektedir.

Çizelge 5.14. Düz dişli boyutları

Sembol	Sembol açıklaması	Formül	Sonuç
m	Modül	t/π	5
Z	Diş sayısı	Z	23
t	Normal adım	πm	15,70
D_o	Bölüm dairesi çapı	mZ	115
D_a	Diş üstü çapı	$D_o + 2m$	125
D_f	Diş dibi çapı	$D_o - 2,33m$	103,35
h_1	Diş başı yüksekliği	m	5
h_2	Diş dibi yüksekliği	$1,167m$	5,83
h	Diş tam yüksekliği	$2,167m$	10,83
b	Dişli genişliği ($\psi_m=20,25$)	$\psi_m m$	101,25

5.4. Genetik Algoritmanın Helis Dişli Kutusu Tasarım Fonksiyonlarına Uygulanması

5.4.1. Helisel dişli çarklar

Çalışmanın bu safhasında, genetik algoritmayla modül seçimi optimizasyonu, mil çapı optimizasyonu, rulman seçimi optimizasyonu ve dişli kutusu boyutlandırma optimizasyonu yapılmıştır. Bu optimizasyonlar sayesinde, sisteme gelen yükleri taşıyabilecek optimum boyutlara sahip helis dişli kutusu tasarımı gerçekleştirecektir.

Modül seçimi:

Helis dişli çarklarda, boyutlandırma için gerekli olan modül değerinin elde edilmesi öncelikli olarak tahmini bir diş sayısı ve çevresel hıza göre, form faktörü, dinamik yük faktörleri alınmasıyla olmaktadır. Ancak genetik algoritma ile yapılan optimizasyonda, bu değerlerin baştan bilinmesine ihtiyaç bırakmayacak şekilde işlem esnasında, sürekli kendi yenileyebilen değer atamalarına olanak sağlamaktadır. Helis dişli hacmi için, diş dibi mukavemeti ve aşınmaya göre kısıtlanarak, yukarıda ifade edilen faktör atamalarıyla dişli optimizasyonu yapılmıştır. Bu prosedürün yapılması için dişli hacmi amaç fonksiyonu minimizasyonu için, Eş. 5.43 eşitliği kullanılmıştır. Burada, m_s , dişli görünen modülünü, Ψ_m , modüle bağlı genişlik oranını, Z , diş sayısını, d_{mil} , dişli delik çapını ifade etmektedir.

$$F_{\text{amaç}} = F(m_s, Z, \Psi_m) = [\pi m_s \Psi_m / 4 [(m_s Z)^2 - d_{mil}^2] + \pi m_s^3 \Psi_m Z] \quad (5.43)$$

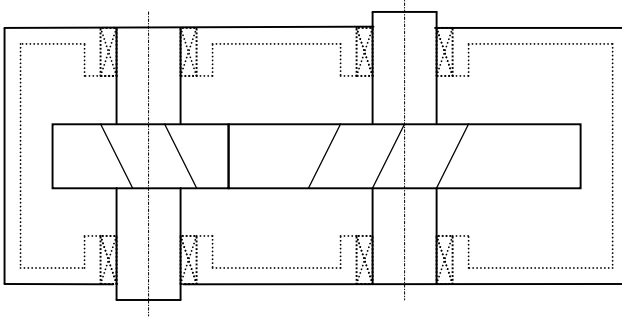
Tasarım değişkenleri:

Hesaplama da kullanılan tasarım parametreleri, Çizelge 5.15' de görülmektedir. Helis dişli çarka ait değişkenlerin sınır aralıkları, Eş. 5.4 - Eş. 5.6 ile gösterilmiştir. Dişli malzemesi C 45'dir.

Çizelge 5.15. Helis dişli giriş parametreleri

Parametre adı	Sembol	Birim	Değer
Giriş gücü	P	Php	25
Pinyon dişli devir sayısı	n	Devir/dakika	600
İletim oranı	i	-	600/375
Mil torku	M	Nmm	298 420
Kavrama oranı	ε	-	1,25
Çevresel hız	V	m/s	Arama uzayında, amaç fonksiyonu minimizasyonuna göre değişken
Dinamik yük faktörü	K_d	-	
Form kaktörü	K_f	-	
Dişli ve mil malzemesi kopma gerilimi	$\sigma_k, \sigma_{ak}, \tau_{ak}$	N/mm ²	700, 450, 225
Dişli ve mil malzemesi düzeltilmiş ömür gerilimi	σ_D, τ_D	N/mm ²	385, 192,5
Çentik katsayısı	K_ϕ	-	1,5
Çalışma emniyet katsayısı	S	-	2
Malzemenin elastikiyet modülü	E	N/mm ²	2,1.10 ⁵
Malzeme sertliği	HB	N/mm ²	2 100
Emniyetli yüzey basıncı	P_{emn}	N/mm ²	525
Helis dişli teğetsel kuvveti	F_t	N	5 305,7
Helis dişli radyal kuvveti	F_r	N	1 974,1
Helis dişli eksenel kuvveti	F_a	N	1 127,7
Helis açısı	β	derece	12
Mil eğilme momenti	M_{max}	Nmm	175 100
Dişli kutusu max. ana boyutları	$b * h * l$	mm	300*400*400
Dişli kutusu et kalınlığı	t	mm	10
Dişli kenar yan boşluğu	Y_1	mm	10
Mil uzunlukları	l_1, l_2	mm	Mil çapı için değişken
Güvenirlilik faktörü	a_1	-	1,00
Sıcaklık faktörü	f_t	-	0,90
Çalışma süresi	L_H	saat	10 000
Rulman yük katsayısı	X,Y	-	X=1, Y=0
Rulman kombine yükü	F_{rulman}	N	2 729,2
Dinamik yük taşıma kapasitesi	C	N	Rulman hacmine bağlı değişken

Optimum modül seçimi yapılacak, şematik helis dişli kutusu şematik resmi, Şekil 5.19’da görülmektedir.



Şekil 5.19. Helis dişli kutusu şematik resmi

Dişli hacmi kısıtları:

Helis dişli kutusunun modül seçimi için, diş dibi kırılması ve yüzey ezilmesi kısıtları, Eş. 5.44 ve Eş. 5.45’dir.

$$g_1 = [(2SMk_d k_f \cos(\beta \pi/180))/(Z(\cos^3(\beta \pi/180)) \Psi_m \varepsilon m_n^3)] - \sigma_d/k_\sigma \leq 0 \quad (5.44)$$

$$g_2 = [(2SMk_d E(i+1)) \cos^4(\beta \pi/180)/(Z^2 \Psi_m \varepsilon i m_n^3)] - P_{emn}^2 \leq 0 \quad (5.45)$$

Diş sayısı için 5 *bit*, normal modül için 8 *bit*, genişlik oranı için 9 *bit* kullanılarak bu bitlerin yan yana sıralanması sonucu 22 genli bir kromozom oluşturulmuştur. Çizelge 5.16’da modül seçiminde kullanılan değişkenlerin bit uzunlukları gösterilmiştir.

Çizelge 5.16. Helis dişli değişkenleri

Helis dişli değişkenleri		
Diş sayısı, $Z (\varepsilon=1)$	Modül, $m_n (\varepsilon=0,1)$	Genişlik oranı, $\Psi_m (\varepsilon=0,01)$
11101	01011101	101110101
11101+01011101+101110101		
1110101011101101110101		

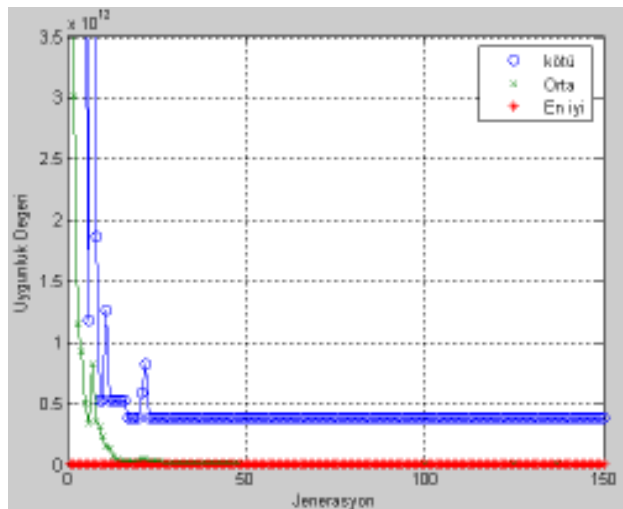
Genetik algoritma optimizasyonunda, kullanılan parametreler Çizelge 5.6’da gösterilmiştir.

Helis dişli genetik algoritma sonuçları:

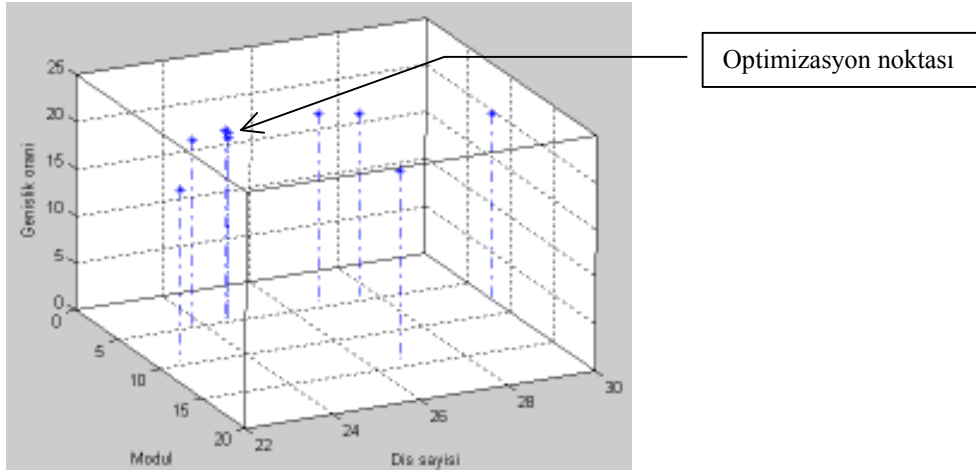
Uygunluk fonksiyonu optimuma ulaştığında, oluşan genetik algoritma fonksiyon grafiği Şekil 5.20’de, dişli değişkenlerinin aldığı değerler grafiği ise Şekil 5.21’de verilmiştir. Dişli değişkenlerinin aldıkları değerler incelendiğinde, son jenerasyon için değişkenlerin aldıkları değer koordinatları birbirine yaklaşmakta ve üst üste noktalar halinde çıkmaktadır. Şekil 5.20’deki grafikte, arama uzayında elde edilen en iyi, ortalama, en kötü eğriler gösterilmektedir. Ortalama eğrisinin 25. jenerasyonundan sonra en iyi eğrisine yaklaşmasından dolayı bu jenerasyondan sonra optimizasyonun gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Bu parametrelerle, genetik algoritma optimizasyon sonuçları, Çizelge 5.17’de gösterilmektedir.

Çizelge 5.17. Helis dişli optimizasyon sonuçları

Fonksiyon değişkenleri	Genetik Algoritma	Standart değer
Diş sayısı, Z	25	25
Modül, m_n	4,5	4,5
Dişli genişlik oranı, Ψ_m	19,76	-
Çevresel hız, V (m/s)	3,534	-
Dinamik yük faktörü, K_d	1,01	-
Form faktörü, K_f	2,68	-
Helis dişli hacmi (mm^3)	1 018 378,256	-



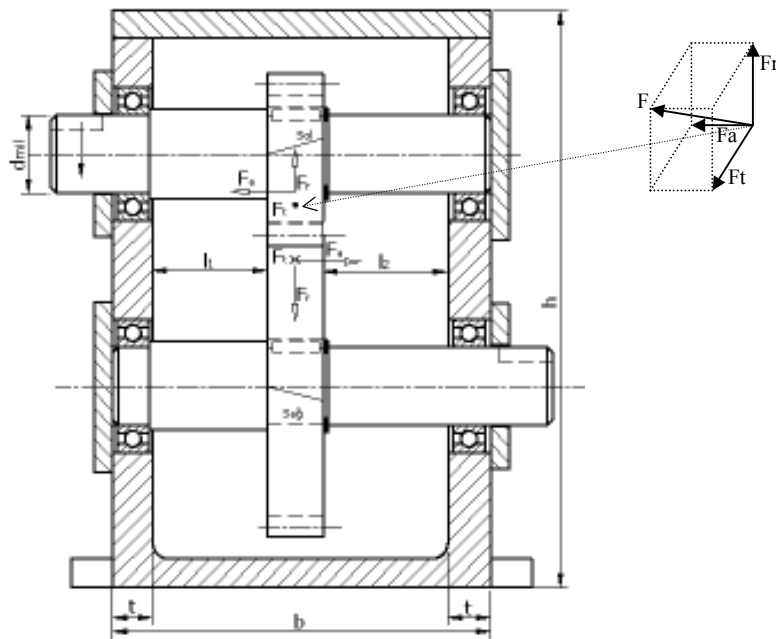
Şekil 5.20. Optimum uygunluk fonksiyonu grafiği



Şekil 5.21. Helis dişli değişkenlerinin aldıkları değerler

5.4.2. Mil çapı optimizasyonu

Helis dişlilerle hareket ve moment iletiminde, dişlerin birbirini çevirirken dişlerin temas noktasında oluşan kuvvetleriyle mil çapı hesabı yapılmaktadır. Helis dişlilerde, teğetsel kuvvet (F_t), radyal kuvvet (F_r) ve eksenel kuvvet (F_a) oluşmaktadır. Genetik algoritma yardımıyla, helis dişlilerle moment iletiminde kullanılan milin, minimum çap optimizasyonu için kullanılan dişli kutusu Şekil 5.22’de gösterilmiştir.



Şekil 5.22. Mil çapı optimizasyonu yapılan dişli kutusu

Hesaplamalara esas olan helis dişli kuvvetleri, düşey düzlem moment diyagramı ve yatay düzlem moment diyagramından alınarak mile gelen zorlamalar tespit edilmiştir. Milin, rulmanlarına gelen düşey düzlem tepki kuvvetleri, Eş. 5.46 ve Eş. 5.47, yatay düzlem tepkileri ise Eş. 5.48 ve Eş. 5.49 ile bulunmaktadır.

$$\Sigma M_A=0, F_a D_1/2 - R_C(l_1+l_2)+F_r l_1 = 0, R_C = (F_a D_1/2 + F_r l_1) / (l_1+l_2) \quad (5.46)$$

$$\Sigma F_y=0, F_r - R_C - R_A = 0, R_A = R_C - F_r \quad (5.47)$$

$$\Sigma M_A=0, R_C.(l_1+l_2) - F_t.l_1 = 0, R_C = (F_t.l_1) / (l_1+l_2) \quad (5.48)$$

$$\Sigma F_y=0, R_C + R_A - F_t = 0, R_A = F_t - R_C \quad (5.49)$$

Düşey düzlem moment diyagramı ve yatay düzlem moment diyagramındaki maksimum momentler, Eş. 5.19 ile bileşke momenti vermektedir. Mili eğmeye zorlayan bu bileşke moment değeri, Eş. 5.20'deki yerine konularak mil çapı için parametre girişi yapılmıştır [49].

Mil çapı tasarım değişkenleri:

Genetik algoritma, helis dişli mil hacmi minimizasyonu için, Eş. 5.14 kullanılmıştır. Bu amaç fonksiyonuyla, optimum mil çapı hesabı yapılan, helis dişli çarka ait değişkenlerin sınır aralıkları, Eş. 5.21 - Eş. 5.23'dür.

Mil hacmi kısıtları:

Helis dişli kutusu tasarımı için, sisteme gelen torku taşıyabilecek optimum mil çapı genetik algoritmayla yapılmıştır. Bu amaçla helis dişlinin minimum mil çapı, değişken yükleme durumu, kayma gerilimine ve tasarıma göre, Eş. 5.24 - Eş. 5.26 ile kısıtlanmıştır. Mil çapı optimizasyonu için kullanılan değişkenlerin bit

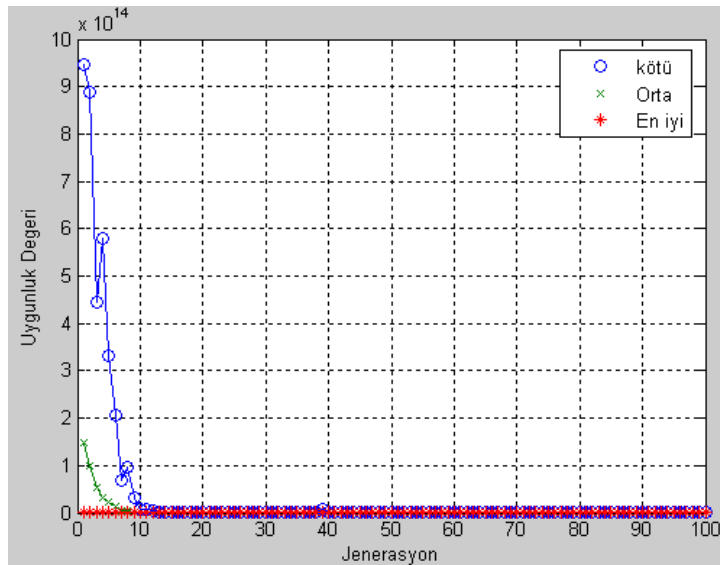
uzunlukları Çizelge 5.7’de, genetik algoritma için seçilmiş parametreler Çizelge 5.8’de gösterilmiştir.

Genetik algoritma helis dişli mil çapı sonuçları:

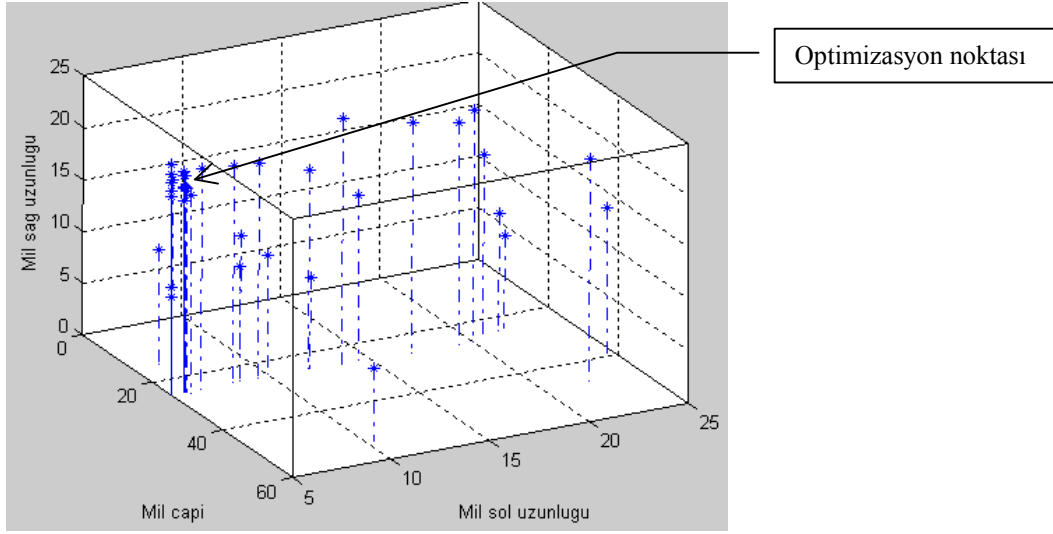
Genetik algoritma helis dişli kutusu mil çapı sonuçları Çizelge 5.18’de, uygunluk fonksiyonunun optimuma ulaştığında oluşan fonksiyon grafiği Şekil 5.23’de, mil çapı değişkenlerinin aldığı değerler grafiği ise Şekil 5.24’de verilmiştir. Ortalama eğrisinin, 10. jenerasyonunda en iyi eğrisine yaklaşmasıyla bu jenerasyondan sonra optimizasyon gerçekleşmektedir.

Çizelge 5.18. Helis dişli kutusu mil çapı sonuçları

Fonksiyon değişkenleri	Genetik Algoritma
Mil çapı, (mm)	25,21
Mil sol yan uzunluğu, l_1 , (mm)	19,70
Mil sağ yan uzunluğu, l_2 , (mm)	5,78
Amaç fonksiyonu	
Helis dişli kutusu optimum mil hacmi (mm^3)	72 078,563



Şekil 5.23. Mil çapı uygunluk fonksiyonu optimizasyon grafiği



Şekil 5.24. Helis dişli mil çapı değişkenlerinin aldıkları değerler

5.4.3. Rulman seçimi

Rulman optimizasyonu:

Helis dişlilerle moment iletiminde, milin her iki ucu eğik bilyalı rulmanla yataklanmıştır. Genetik algoritma yardımıyla, yatağa gelen radyal ve eksenel yüklemeler sonucunda rulman seçimi optimizasyonu yapılmıştır.

Rulman optimizasyon değişkenleri:

Rulman hacmi minimizasyonu, optimum rulman seçimi için, değişkenlerinin sınır aralıkları, Eş. 5.50 - Eş. 5.522'dir.

$$d, \text{ rulman iç çap aralığı, } 10 \leq d \leq 240 \quad (5.50)$$

$$D, \text{ Rulman dış çap aralığı, } 30 \leq D \leq 440 \quad (5.51)$$

$$B, \text{ Rulman genişliği aralığı, } 9 \leq B \leq 72 \quad (5.52)$$

Rulman hacmi kısıtları:

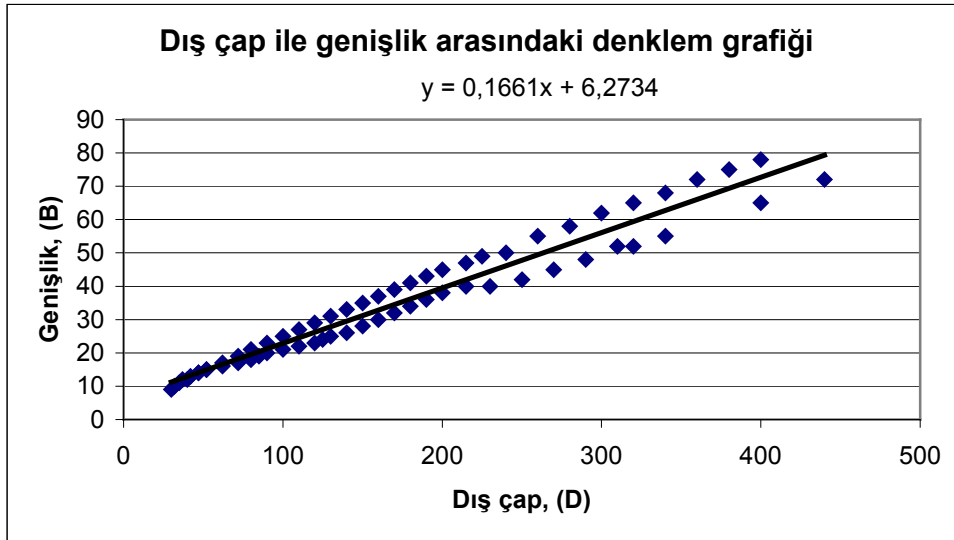
Dişli kutusunun rulman tasarım kısıtları, rulman ömrü için Eş. 5.53, rulman genişliği ile rulman dış çapı arasındaki ilişki için, Eş. 5.54 ve rulman dış çapı ile iç çapı arasındaki ilişki için, Eş. 5.55 kullanılmıştır.

$$g_1 = [a_1(Cf_t)/(XF_{rulman} + YF_a)]^3 - [(60L_Hn)/10^6] \leq 0 \quad (5.53)$$

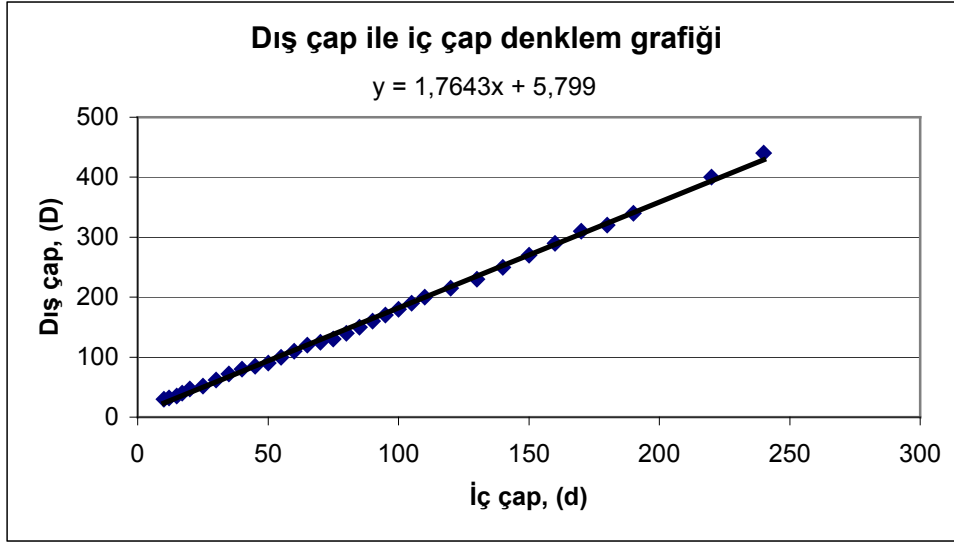
$$g_2 = (0,1661D + 6,2734) - B \leq 0 \quad (5.54)$$

$$g_3 = (1,7643d + 5,799) - D \leq 0 \quad (5.55)$$

Eş. 5.54 ve Eş. 5.55, Şekil 5.25 ve Şekil 5.26'daki eğrilerle elde edilmiştir. Ayrıca bu eğriler, SKF rulman kataloğu olan, EK-2 çizelgeleriyle grafiğe dönüştürülmüştür [52].

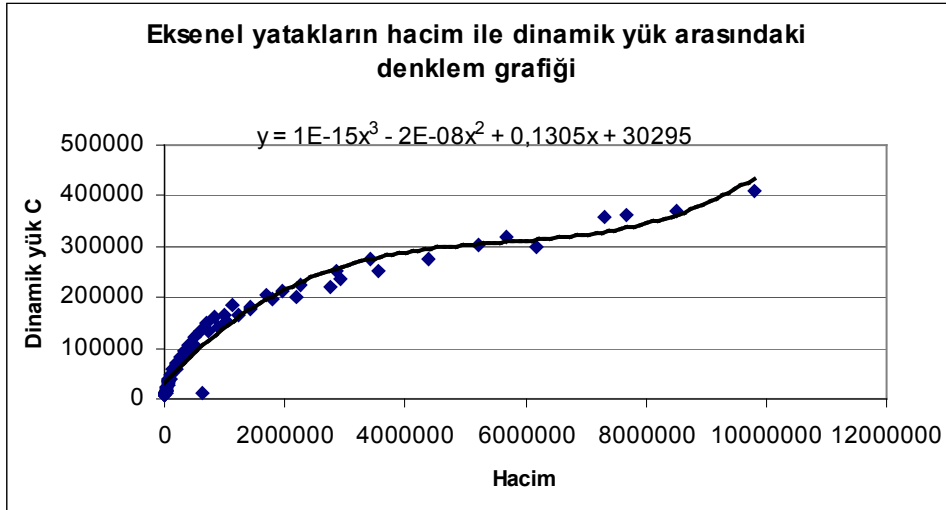


Şekil 5.25. Eğik bilyalı rulman genişlik ilişkisi grafiği



Şekil 5.26. Eğik bilyalı rulman iç çap ile dış çap ilişkisi grafiği

Eğik bilyalı rulman seçiminde, SKF rulman kataloğundan rulman hacmine bağlı dinamik yük taşıma kapasitesi (C), Şekil 5.27 grafiğiyle, g_1 kısıtı için, sürekli tarama yapılabilmesinde kullanılmıştır [52].



Şekil 5.27. Eğik bilyalı rulman dinamik yük taşıma kapasitesi grafiği

Çizelge 5.19’da rulman seçimi optimizasyonunda kullanılan değişkenlerin bit uzunlukları gösterilmiştir. Dış çap (D) için 9 bit, iç çap (d) için 8 bit, genişlik için (B)

için 6 *bit* kullanılarak ve bu bitlerin yan yana sıralanması sonucu 23 genli bir kromozom oluşturulmuştur.

Çizelge 5.19. Eğik bilyalı rulman seçimi değişkenleri

Helis dişli, eğik bilyalı rulman seçimi değişkenleri, ($\epsilon=1$)		
Dış çap, (D)	İç çap, (d)	Genişlik, (B)
100010100	00101010	101111
100010100+00101010+101111		
10001010000101010101111		

Eş. 5.13 ile, optimum eğik bilyalı yatak seçimi için, popülasyon sayısı 47 olarak kullanılabilir [5]. Helis dişli rulman seçimi optimizasyonunda, genetik algoritma için seçilmiş parametreler Çizelge 5.20’de gösterilmiştir.

Çizelge 5.20. Genetik algoritma parametreleri

Genetik algoritma parametreleri	
Kromozom uzunluğu	23
Popülasyon sayısı	47
Jenerasyon sayısı	150
Çaprazlama olasılığı	1,0
Mutasyon oranı	0,0001

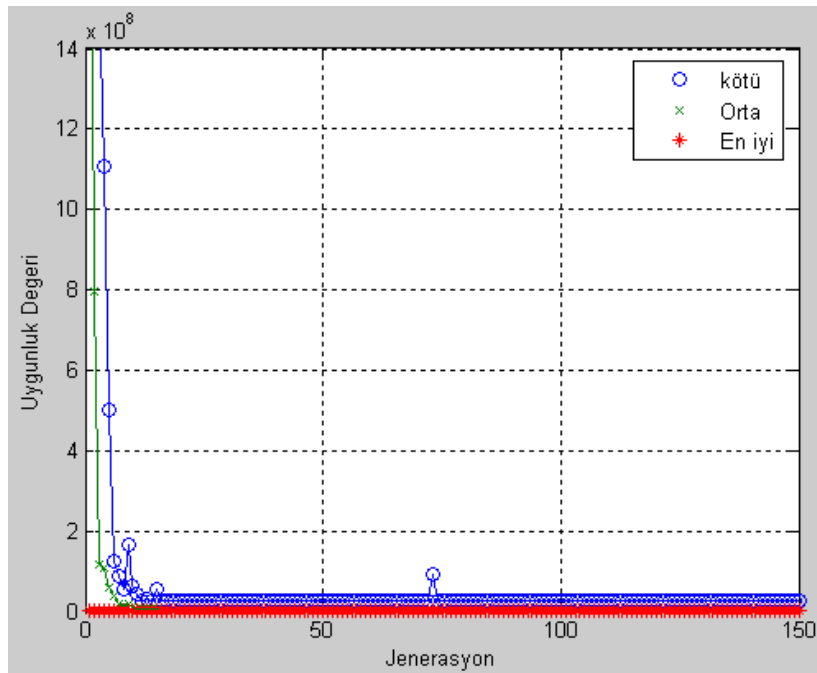
Genetik algoritma helis dişli rulman seçimi sonuçları:

Bu prosedürün yapılmasında, helis dişli rulman seçimi amaç fonksiyonu optimizasyonu için, Eş. 5.33 kullanılmıştır. Genetik algoritma, helis dişli için eğik bilyalı rulman seçimi sonuçları Çizelge 5.21’de, uygunluk fonksiyonu optimuma ulaştığında, oluşan genetik algoritma fonksiyon grafiği Şekil 5.28’de, mil çapı değişkenlerinin aldığı değerler grafiği ise Şekil 5.29’da verilmiştir. Şekil 5.28’deki

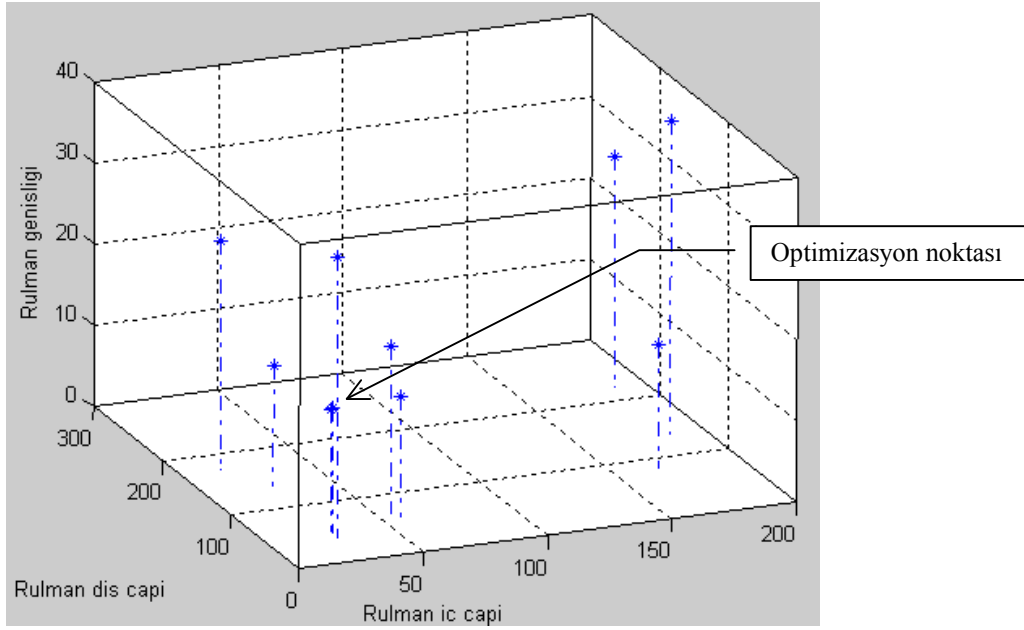
grafikte, arama uzayında elde edilen en iyi, ortalama, en kötü eğriler gösterilmektedir. Ortalama eğrisinin 10. jenerasyonundan sonra en iyi eğrisine yaklaşmasından dolayı bu jenerasyondan sonra optimizasyonun gerçekleştiği anlaşılmaktadır.

Çizelge 5.21. Helis dişli kutusu eğik bilyalı rulman sonuçları

Fonksiyon değişkenleri	Genetik Algoritma	SKF standart boyutu
Rulman dış çapı, D	53	62
Rulman iç çapı, d	27	30
Rulman genişliği, B	15	16
Amaç fonksiyonu		
Helis dişli kutusu optimum rulman hacmi (mm ³)	24 492 (C=23 800 N, SKF 7206 BE)	



Şekil 5.28. Optimum rulman seçimi uygunluk fonksiyonu grafiği



Şekil 5.29. Rulman seçimi değişkenlerinin aldığı değerler grafiği

5.4.4. Dişli kutusu hacim optimizasyonu

Dişli kutusu boyutlandırılması:

Helis dişlilerin çalışacağı kutu, Şekil 5.22'deki boyutlandırmaya esas olacak şekilde, algoritma amaç fonksiyonu Eş. 5.33 ile boyut optimizasyonu yapılmıştır.

Helis dişli kutusu değişkenleri:

Dişli kutusu hacmi, amaç fonksiyonu optimizasyonu için helis dişliye ait değişkenlerin sınır aralıkları Eş. 5.35 – Eş. 5.37 ile ifade edilmiştir.

Dişli kutusu kısıtları:

Helis dişli çiftinin çalışacağı kutunun en fazla boyutları $b=300$ mm, $h=400$ mm $l=400$ mm olması düşünülerek, amaç fonksiyonunun minimizasyonu için kullanılan kısıtlar diş dibi kırılması ve yüzey ezilmesi için, Eş. 5.56 ve Eş. 5.57, boyutlandırma

için, Eş. 5.58 – Eş. 5.60 kullanılmıştır. Bu fonksiyonlardan, g_3 kısıtı b mesafesini, g_4 kısıtı h mesafesini, g_5 kısıtı l mesafesini, boyutlandırmak için kullanılmıştır.

$$g_1 = [(2SMk_d k_f \cos(\beta \pi/180)/(Z(\cos^3(\beta \pi/180)) \Psi_m \varepsilon m_n^3)] - \sigma_d/k_\varphi \leq 0 \quad (5.56)$$

$$g_2 = [(2SMk_d E(i+1)) \cos^4(\beta \pi/180)/(Z^2 \Psi_m \varepsilon i m_n^3)] - P_{emn}^2 \leq 0 \quad (5.57)$$

$$g_3 = (l_1 + l_2 + \Psi_m m + 2t) - 300 \leq 0 \quad (5.58)$$

$$g_4 = (mZ + mZi + Y_1 + 2t) - 400 \leq 0 \quad (5.59)$$

$$g_5 = (mZi + Y_1 + 2t) - 400 \leq 0 \quad (5.60)$$

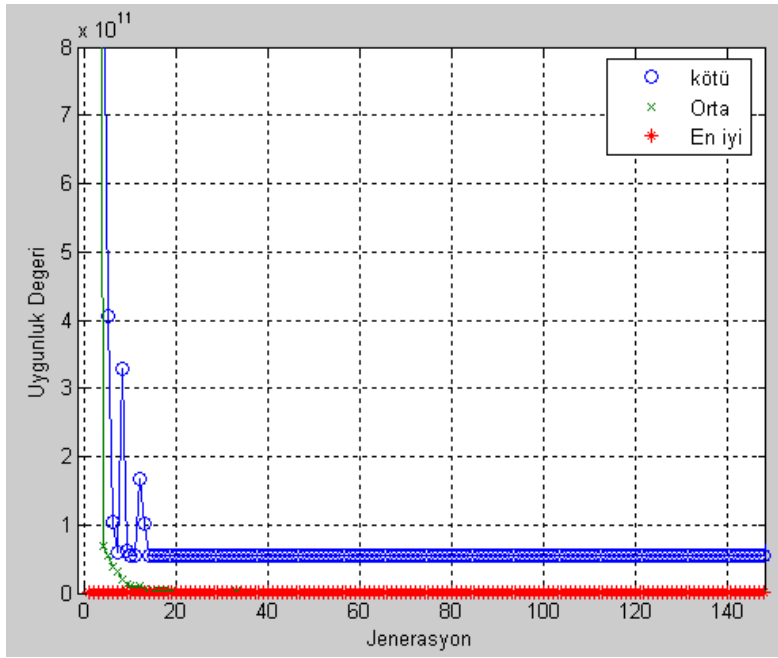
Dişli kutusu boyut optimizasyon sonuçları:

Genetik algoritma, helis dişli kutusu boyut sonuçları Çizelge 5.22’de görülmektedir.

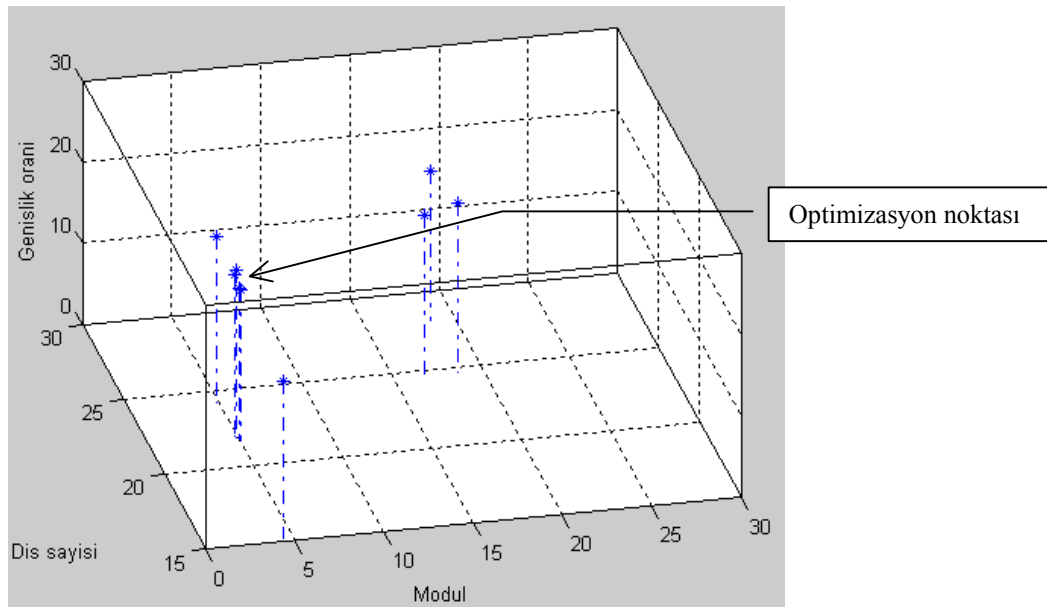
Çizelge 5.22. Helis dişli kutusu boyut optimumizasyon sonuçları

Genetik Algoritma sonuçları		
Fonksiyon değişkenleri	Genetik Algoritma	Standart değer
Diş sayısı, Z	22	22
Modül, m	5,0	5
Dişli genişlik oranı, Ψ_m	18,49	-
Amaç fonksiyonu		
Helis dişli malzeme hacmi, (mm ³)	2 485 923 b= 137,93 mm, h= 316 mm, l= 206 mm	

Uygunluk fonksiyonu optimuma ulaştığında, oluşan genetik algoritma fonksiyon grafiği Şekil 5.30’da, mil çapı değişkenlerinin aldığı değerler grafiği ise Şekil 5.31’de verilmiştir. Şekil 5.30’daki grafikte, arama uzayında elde edilen en iyi, ortalama, en kötü eğrileri görülmektedir. 17. jenerasyondan optimizasyonun gerçekleştiği anlaşılmaktadır.



Şekil 5.30. Helis dişli kutusu boyutu, uygunluk fonksiyonu grafiği



Şekil 5.31. Helis dişli kutusu değişkenlerinin aldığı değerler grafiği

Optimizasyonu yapılan pinyon dişlinin boyutları, Çizelge 5.23’de görülmektedir.

Çizelge 5.23. Helis dişli boyutları

Sembol	Sembol açıklaması	Formül	Sonuç
m_n	Normal modülü	$m_s \cdot \cos\beta$	5
m_s	Alın modülü	$m_n / \cos\beta$	5,11
t_n	Normal adım	πm_n	16,05
t_s	Alın adımı	πm_s	15,70
D_o	Bölüm dairesi çapı	$m_s Z$	110
D_a	Diş üstü çapı	$D_o + 2m_n$	120,22
D_f	Diş dibi çapı	$D_o - 2,33m_n$	98,09,45
h_1	Diş başı yüksekliği	m_n	5,11
h_2	Diş dibi yüksekliği	$1,167m_n$	5,96
h	Diş tam yüksekliği	$2,167m_n$	11,07
b	Dişli genişliği ($\psi_m=18,49$)	$\psi_m \cdot m_n$	94,48
p	Eğim adımı	$\pi D_o / \tan\beta$	1625,80
α	Eğim açısı	$\tan^{-1}(p / \pi D_o)$	78

5.5. Genetik Algoritmanın Konik Dişli Kutusu Tasarım Fonksiyonlarına Uygulanması

5.5.1. Konik dişli çarklar

Çalışmanın bu safhasında, genetik algoritmayla modül seçimi optimizasyonu, mil çapı optimizasyonu, rulman seçimi optimizasyonu ve dişli kutusu boyutlandırma optimizasyonu yapılmıştır. Bu optimizasyonlar sayesinde, sisteme gelen yükleri taşıyabilecek optimum boyutlara sahip konik dişli kutusu tasarımı gerçekleştirecektir.

Modül seçimi:

Modül seçimi, diş dibi mukavemeti ve yüzey ezilmesi kısıtlarına göre, genetik algoritma yardımıyla yapılmıştır. Bu prosedürün yapılmasında, dişli hacmi amaç fonksiyonu minimizasyonu için, Eş. 5.61 kullanılmıştır. Burada, m , konik dişli modülünü, Ψ_m , modüle bağlı genişlik oranını, Z , diş sayısını, d_{mil} , dişli mil delik çapını ifade etmektedir.

$$F_{amaç}=F(m, z, \Psi_m) = \left[\pi m \Psi_m \cos(\pi(\tan(1/i)180/\pi)/180)/12 \right. \\ \left. [[mz+2m\cos(\pi(\tan(1/i)180/\pi)/180)]^2+ \right. \\ \left. [mz-2m\cos(\pi(\tan(1/i)180/\pi)/180)]^2+ \right. \\ \left. [mz+2m\cos(\pi(\tan(1/i)180/\pi)/180)] \right. \\ \left. [mz-2m\cos(\pi(\tan(1/i)180/\pi)/180)]]] - \right. \\ \left. [m \Psi_m \pi d_{mil}^2/4] \right] \quad (5.61)$$

Tasarım değişkenleri:

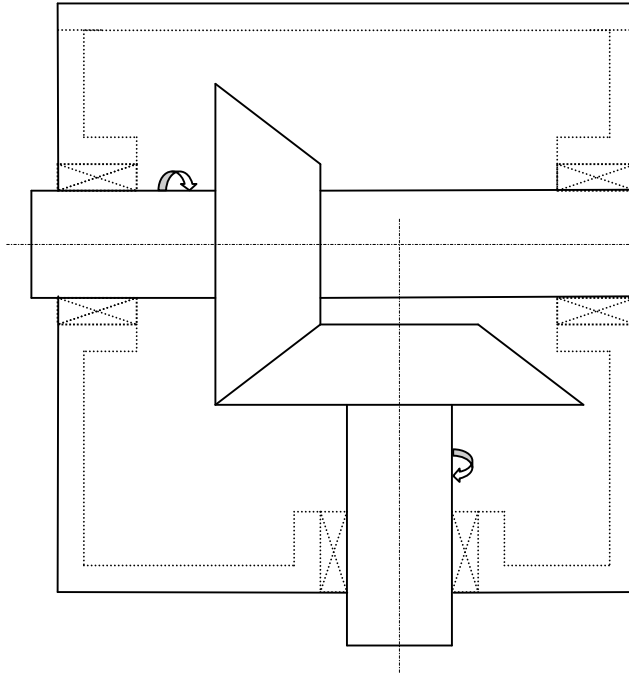
Hesaplama da kullanılan tasarım parametreleri, Çizelge 5.24' de görülmektedir. Konik dişli çarka ait değişkenlerin sınır aralıkları, Eş. 5.62 – Eş. 5.64 ile gösterilmiştir. Dişli malzemesi C 45'dir.

$$M, \text{ dişli mod  l  aralığı} : 1 \leq m \leq 20 \quad (5.62)$$

$$Z, \text{ pinyon dişli sayısı aralığı} : 13 \leq Z \leq 30 \quad (5.63)$$

$$\Psi_m, \text{ genişlik oranı aralığı} : 9 \leq \Psi_m \leq 11,5 \quad (5.64)$$

Optimum modül seçimi yapılacak konik dişli kutusunun şematik resmi, şekil 5.32’de görülmektedir.



şekil 5.32. Konik dişli kutusu şematik resmi

Çizelge 5.24. Konik dişli kutusu tasarım parametreleri

Parametre adı	Sembol	Birim	Değer
Giriş gücü	P	Php	25
Pinyon dişli devir sayısı	n	Devir/dakika	600
İletim oranı	i	-	600/375
Mil torku	M	Nmm	298 420
Kavrama oranı	ε	-	1,25
Çapa bağlı genişlik oranı	Ψ_d	Ψ_m/Z	Arama uzayında, amaç fonksiyonu minimizasyonuna göre değişken
Çevresel hız	V	m/s	
Dinamik yük faktörü	K_d	-	
Form kaktörü	K_f	-	
Dişli ve mil malzemesi kopma gerilimi	$\sigma_k, \sigma_{ak}, \tau_{ak}$	N/mm ²	700, 450, 225
Dişli ve mil malzemesi düzeltilmiş ömür gerilimi	σ_D, τ_D	N/mm ²	385, 192,5
Çentik katsayısı	K_ψ	-	1,5
Çalışma emniyet katsayısı	S	-	2
Malzemenin elastikiyet modülü	E	N/mm ²	$2,1 \cdot 10^5$
Malzeme sertliği	HB	N/mm ²	2 100
Emniyetli yüzey basıncı	P_{emn}	N/mm ²	525
Konik dişli teğetsel kuvveti	F_t	N	5 328,9
Konik dişli pinyon kuvveti	F_p	N	1 028
Konik dişli, dişli kuvveti	F_g	N	1 644,7
Mil eğilme momenti	M_{max}	Nmm	175 110
Dişli kutusu max. Ana boyutları	$b \cdot l \cdot h$	mm	400*400*300
Dili kutusu genişliği (derinlik)	l	mm	400
Mil uzunlukları	l_1, l_2	mm	Mil çapı için değişken
Dişli kutusu et kalınlığı	t	mm	10
Dişli kenar yan boşluğu	Y_1	mm	10
Güvenirlilik faktörü	a_1	-	1,00
Sıcaklık faktörü	f_t	-	0,90
Çalışma süresi	L_H	saat	10 000
Rulman kombine yükü	F_{rulman}	N	4 487,9
Dinamik yük taşıma kapasitesi	C	N	Rulman hacmine bağlı değişken

Dişli hacmi kısıtları:

Konik dişli kutusunun modül seçimi için, diş dibi kırılması ve yüzey ezilmesi kısıtları, Eş. 5.65 ile Eş. 5.66 ile optimum modül seçimi yapılmıştır.

$$g_1 = \frac{[2SMk_d k_f (1 - \Psi_d \sin(\pi (\tan(1/i)180/\pi)/180))]/}{[z \cos(\pi (\tan(1/i)180/\pi)/180))^2 \Psi_d \varepsilon m^3] - \sigma_d/k_\psi \leq 0} \quad (5.65)$$

$$g_2 = [2SMk_d E(1 - \Psi_d \sin(\pi (\text{atan}(1/i)180/\pi)/180))(\cos(\pi (\text{atan}(1/i)180/\pi)/180) + \cos(\pi (\text{atan}(i)180/\pi)/180))]/ [z\cos(\pi (\text{atan}(1/i)180/\pi)/180))^3 \Psi_d \text{im}^3] - P_{\text{emn}}^2 \leq 0 \quad (5.66)$$

Genetik algoritma, çözüm uzayında amaç fonksiyonunu minimizasyon değerini kısıtlayıcı bölge içerisinden yaparak, fonksiyona tasarıma bağlı özelliklerin algılanmasını sağlamaktadır. Çizelge 5.25’de modül seçiminde kullanılan değişkenlerin bit uzunlukları gösterilmiştir. Diş sayısı için 5 *bit*, modül için 8 *bit*, genişlik oranı için, 8 *bit* kullanılarak bu bitlerin yan yana sıralanması sonucu 21 genli bir kromozom oluşturulmuştur.

Çizelge 5.25. Konik dişli değişkenleri

Konik dişli değişkenleri		
Diş sayısı, Z ($\varepsilon=1$)	Modül, m ($\varepsilon=0,1$)	Genişlik oranı, Ψ_m ($\varepsilon=0,01$)
10101 (5 bit)	00101110 (8 bit)	00001010 (8 bit)
10101+00101110+00001010		
101010010111000001010 (21 bit)		

Genetik algoritma optimizasyonunda, kullanılan parametreler Çizelge 5.26’de gösterilmiştir.

Çizelge 5.26. Genetik algoritma parametreleri

Genetik algoritma parametreleri		
Modül seçimi parametreleri	Kromozom uzunluğu	21
	Popülasyon sayısı	35
	Jenerasyon sayısı	150
	Çaprazlama olasılığı	0,9
	Mutasyon oranı	0,0001

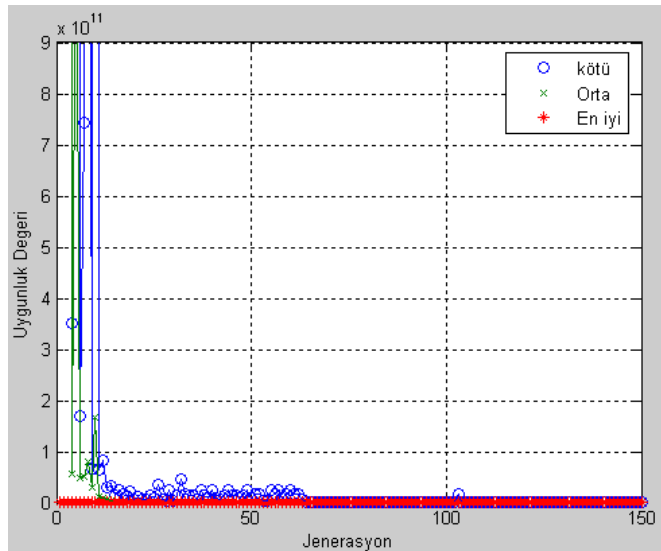
Konik dişli genetik algoritma sonuçları:

Uygunluk fonksiyonu optimuma ulaştığında, oluşan genetik algoritma fonksiyon grafiği Şekil 5.33’de, dişli değişkenlerinin aldığı değerler grafiği ise Şekil 5.34’de verilmiştir. Dişli değişkenlerinin aldıkları değerler incelendiğinde, son jenerasyon için değişkenler birbirine çok yakın koordinatlarda çıkmaktadır. Bu da

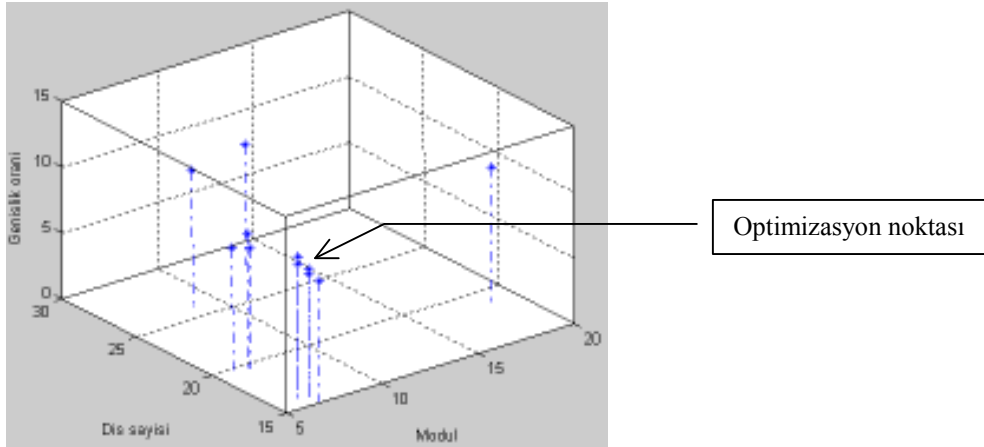
optimizasyonun sağlandığını ifade etmektedir. Şekil 5.33'deki grafikte, arama uzayında elde edilen en iyi, ortalama, en kötü eğriler gösterilmektedir. Ortalama eğrisinin 14. jenerasyonundan sonra en iyi eğrisine yaklaşması da optimizasyonun gerçekleştiğini gösteren başka bir kriterdir. Bu parametrelerle, genetik algoritma optimizasyon sonuçları Çizelge 5.27'de gösterilmektedir.

Çizelge 5.27. Konik dişli optimizasyon sonuçları

Genetik algoritma sonuçları		
Fonksiyon değişkenleri	Genetik algoritma	Standart değer
Diş sayısı, Z	16	16
Modül, m_o	6,8	7
Konik dişli genişlik oranı, Ψ_m	9,31	-
Çevresel hız, V (m/s)	3,418	-
Dinamik yük faktörü, K_d	1,008	-
Form faktörü, K_f	3,016	-
Çapa bağlı genişlik oranı, Ψ_d	0,581	-
Konik dişli hacmi (mm^3)	496 011,56	-



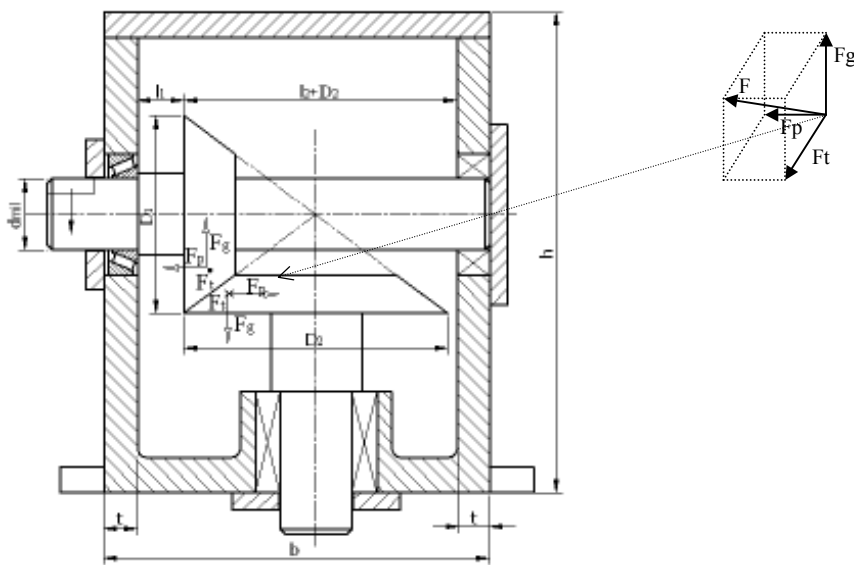
Şekil 5.33. Konik dişli uygunluk fonksiyonu grafiği



Şekil 5.34. Konik dişli değişkenlerinin aldıkları değerler

5.5.2. Mil çapı optimizasyonu

Konik dişlilerle hareket ve moment iletiminde, dişlerin birbirini çevirirken dişlerin temas noktasında oluşan kuvvetleriyle mil çapı hesabı yapılmaktadır. Konik dişliler çalışırken, teğetsel kuvvet (F_t), pinyon kuvveti (F_p) ve dişli kuvveti (F_g) oluşmaktadır. Genetik algoritma yardımıyla, konik dişlilerle moment iletiminde kullanılan milin, minimum çap optimizasyonu için kullanılan bir dişli kutusu Şekil 5.35’de gösterilmiştir.



Şekil 5.35. Mil çapı optimizasyonu yapılacak dişli kutusu

Konik dişlilerle hareket ve moment iletiminde, dişlerin birbirini çevirirken dişlerin temas noktasında oluşan kuvvetlerle mil çapı hesabı yapılmaktadır. Hesaplamalarda konik dişli kuvvetleri, düşey düzlem moment diyagramı ve yatay düzlem moment diyagramındaki verilerle mile gelen zorlamalar tespit edilmiştir. Milin, rulmanlarına gelen düşey düzlem tepki kuvvetleri, Eş. 5.67 ve Eş. 5.68, yatay düzlem tepkileri ise Eş. 5.69 ve Eş. 5.70 ile bulunmaktadır. Bu sayede mili zorlayan eğilme momenti ve rulmanların ömür hesabının yapılabilmesi için gerekli olan yük miktarları, tespit edilmektedir.

$$\Sigma M_A=0, -R_C (l_1+l_2)+F_g l_1 = 0, R_C=(F_g l_1)/(l_1+l_2) \quad (5.67)$$

$$\Sigma F_y=0, F_p-R_C-R_A=0, R_A=R_C-F_p \quad (5.68)$$

$$\Sigma M_A=0, R_C(l_1+l_2) - F_t l_1=0, R_C = (F_t l_1)/(l_1+l_2) \quad (5.69)$$

$$\Sigma F_y=0, R_C+R_A-F_t=0, R_A = F_t - R_C \quad (5.70)$$

Düşey düzlem moment diyagramı ve yatay düzlem moment diyagramında mili zorlayan en büyük momentler alınarak, Eş. 5.19’da bileşke moment elde edilir. Mili eğmeye zorlayan bileşke moment değeri, Eş. 5.20’deki yerine konularak mil çapı için parametre girişi yapılmıştır [49].

Mil çapı tasarım değişkenleri:

Genetik algoritma, konik dişli mil hacmi minimizasyonu için, Eş. 5.14 ile kullanılmıştır. Bu amaç fonksiyonuyla, optimum mil çapı hesabı yapılan, konik dişli çarka ait değişkenlerin sınır aralıkları, Eş. 5.21 - Eş. 5.23’dür.

Mil çapı kısıtları:

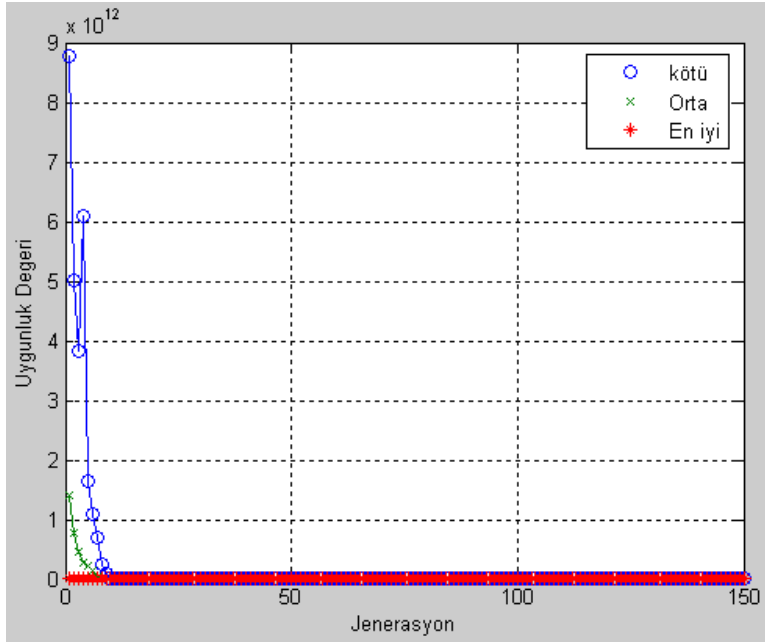
Konik dişli kutusu tasarımı için, sisteme gelen torku taşıyabilecek optimum mil çapı genetik algoritmayla yapılmıştır. Bu amaçla konik dişlinin minimum mil çapı kısıtları, değişken yükleme durumu, kayma gerilimine ve tasarıma göre, Eş. 5.24 - Eş. 5.26'dır. Mil çapı optimizasyonu için kullanılan değişkenlerin bit uzunlukları Çizelge 5.7'de, genetik algoritma için seçilmiş parametreler Çizelge 5.8'de gösterilmiştir.

Genetik algoritma konik dişli mil çapı sonuçları:

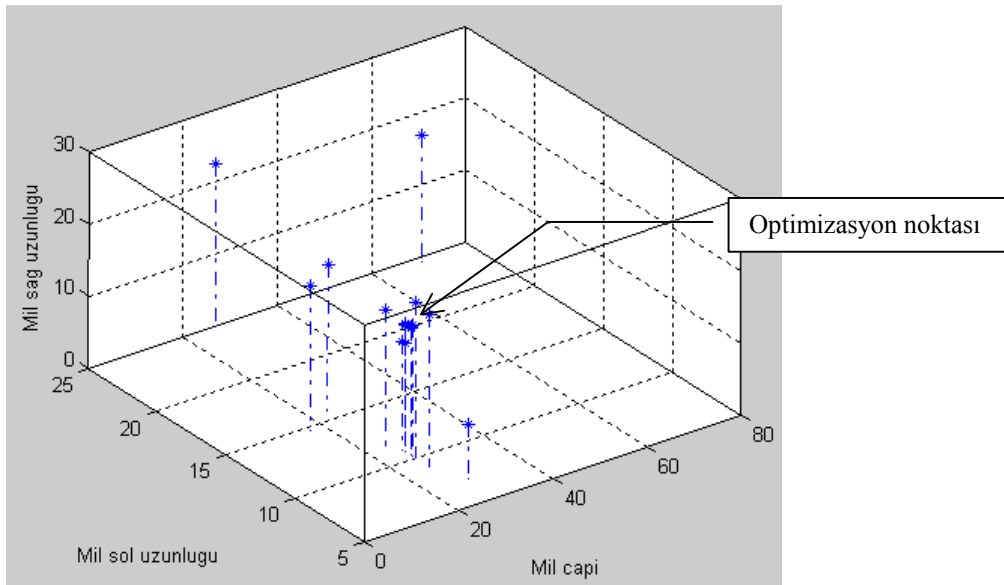
Uygunluk fonksiyonu optimuma ulaştığında, oluşan genetik algoritma fonksiyon grafiği Şekil 5.36'da, mil çapı değişkenlerinin aldığı değerler grafiği ise Şekil 5.37'de verilmiştir. Şekil 5.36'daki grafikte, arama uzayında elde edilen en iyi, ortalama, en kötü eğriler gösterilmektedir. Ortalama eğrisinin 35. jenerasyonundan sonra en iyi eğrisine yaklaşmasından dolayı bu jenerasyondan sonra optimizasyonun gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Bu parametrelerle, genetik algoritma optimizasyon sonuçları Çizelge 5.28'de görülmektedir.

Çizelge 5.28. Konik dişli kutusu mil çapı sonuçları

Fonksiyon değişkenleri	Genetik Algoritma
Mil çapı, d_{mil}	25,47
Mil sol yan uzunluğu, l_1	10,92
Mil sağ yan uzunluğu, l_2	15,00
Amaç fonksiyonu	
Konik dişli kutusu optimum mil hacmi (mm^3)	119 822,56



Şekil 5.36. Mil çapı optimizasyon grafiği



Şekil 5.37. Konik dişli mil çapı değişkenlerinin aldıkları değerler

5.5.3. Rulman seçimi

Rulman optimizasyonu:

Konik dişlilerle moment iletiminde, milin aksel yük tarafı, konik bilyalı rulmanla yataklanmıştır. Genetik algoritma yardımıyla, yatağa gelen radyal ve aksel yüklemeler sonucunda 10000 saatlik çalışma ömrüne göre rulman seçimi optimizasyonu yapılmıştır.

Rulman optimizasyon değişkenleri:

Optimum rulman seçiminde, değişkenlerin sınır aralıkları için Eş. 5.71 - Eş. 5.73 kullanılmıştır.

$$B, \text{ Konik rulman genişliği} : 14 \leq B \leq 85 \quad (5.71)$$

$$d, \text{ Konik rulman iç çapı} : 15 \leq d \leq 110 \quad (5.72)$$

$$D, \text{ Konik rulman dış çapı} : 40 \leq D \leq 240 \quad (5.73)$$

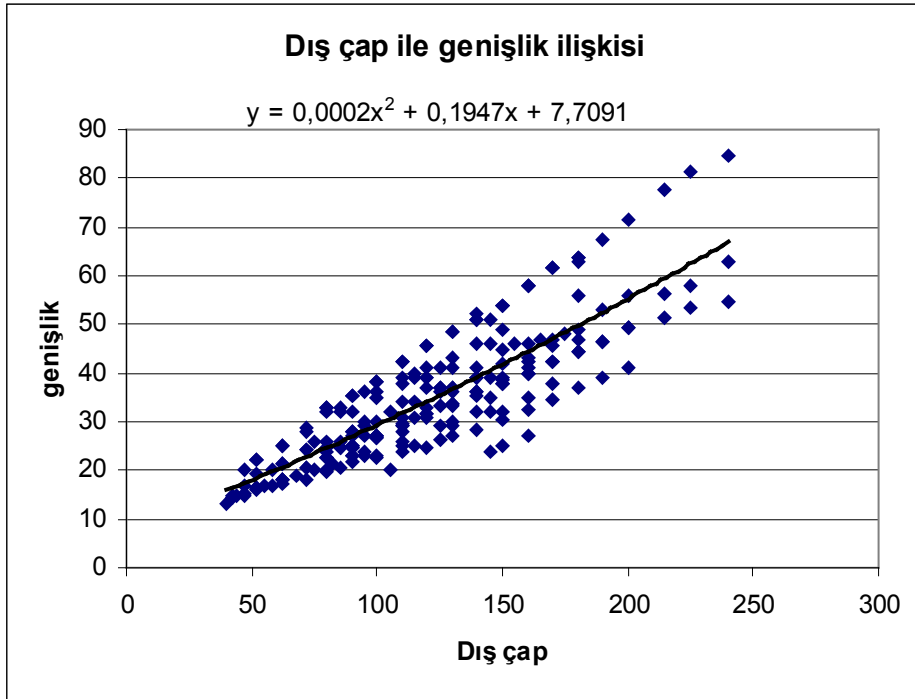
Rulman seçimi kısıtları:

Dişli kutusunun rulman seçme kısıtları, rulman ömrü için Eş. 5.74, rulman genişliği ile rulman dış çapı arasındaki ilişki için, Eş. 5.75 ve rulman dış çapı ile iç çapı arasındaki ilişki için, Eş. 5.76'dır. Eş. 5.75 ve Eş. 5.76, Şekil 5.38 ve Şekil 5.39'daki grafiklerle elde edilmiştir

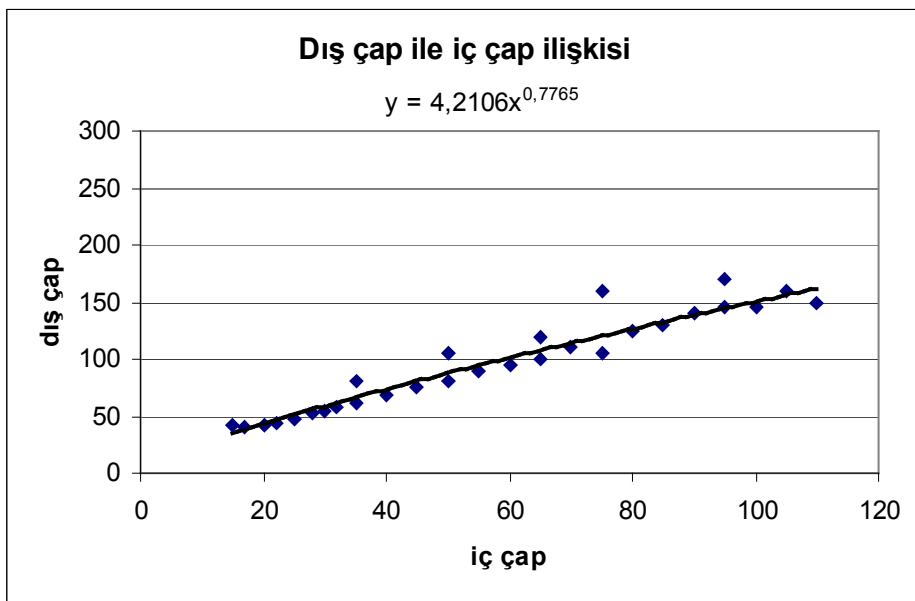
$$g_1 = [a_1(C_f)/(X F_{rulman} + Y F_a)]^3 - [(60 L_{Hn})/10^6] \leq 0 \quad (5.74)$$

$$g_2 = (0,0002D^2 + 0,1947D + 7,7091) - B \leq 0 \quad (5.75)$$

$$g_3 = (4,2106d^{0,7765}) - D \leq 0 \quad (5.76)$$

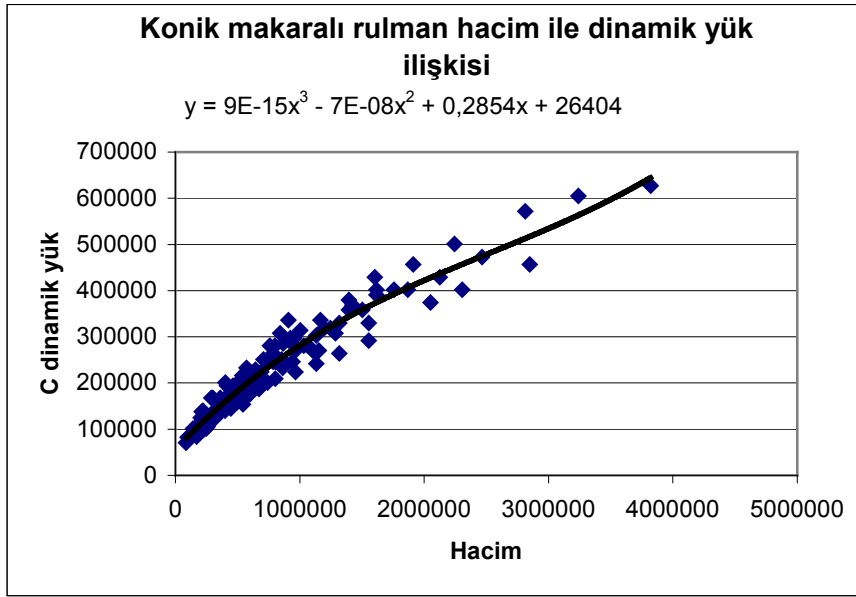


Şekil 5.38. Konik makaralı rulman genişlik ilişkisi grafiği



Şekil 5.39. Konik makaralı rulman iç çap ile dış çap ilişkisi grafiği

Konik makaralı rulman seçiminde, SKF rulman kataloğundan rulman hacmine bağlı dinamik yük taşıma kapasitesi (C), Şekil 5.40 grafiğiyle, g_1 kısıtı için sürekli tarama yapılabilmesinde kullanılmıştır [52].



Şekil 5.40. Konik makaralı rulman dinamik yük taşıma kapasitesi grafiği

Çizelge 5.29’da rulman seçimi optimizasyonunda kullanılan değişkenlerin bit uzunlukları gösterilmiştir. Dış çap (D) için 8 *bit*, iç çap (d) için 7 *bit*, genişlik için (B) için 7 *bit* kullanılarak ve bu bitlerin yan yana sıralanması sonucu 22 genli bir kromozom oluşturulmuştur.

Çizelge 5.29. Konik makaralı rulman seçimi değişkenleri

Konik dişli, konik makaralı rulman seçimi değişkenleri, ($\epsilon=1$)		
Konik rulman genişliği, (B)	Konik rulman iç çapı, (d)	Konik rulman dış çapı, (D)
1100010 (7 bit)	1010011 (7bit)	11100010 (8 bit)
1100010+1010011+11100010		
1100010101001111100010 (22 bit)		

Çizelge 5.30. Genetik algoritma parametreleri

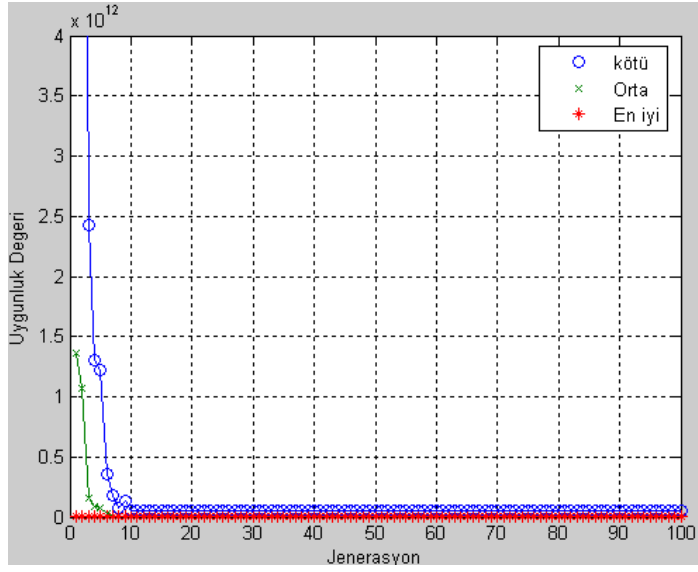
Genetik algoritma parametreleri	
Kromozom uzunluğu	22
Popülasyon sayısı	41
Jenerasyon sayısı	150
Çaprazlama olasılığı	1,0
Mutasyon oranı	0,0001

Genetik algoritma konik makaralı rulman seçimi sonuçları:

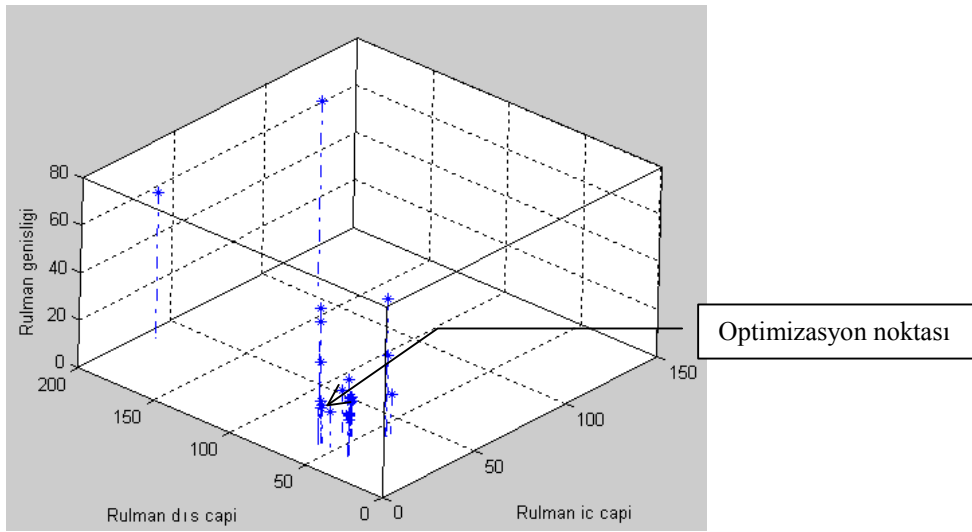
Uygunluk fonksiyonu optimuma ulaştığında, oluşan genetik algoritma fonksiyon grafiği Şekil 5.41’de, rulman değişkenlerinin aldığı değerler grafiği ise Şekil 5.42’de verilmiştir. Şekil 5.41’deki grafikte, arama uzayında elde edilen en iyi, ortalama, en kötü eğriler gösterilmektedir. Ortalama eğrisinin 9. jenerasyonundan sonra en iyi eğrisine yaklaşmasıyla optimizasyonun gerçekleşmiştir.

Çizelge 5.31. Konik makaralı rulman sonuçları

Fonksiyon değişkenleri	Genetik Algoritma	SKF standart boyutu
Rulman dış çapı, D	54	52
Rulman iç çapı, d	27	28
Rulman genişliği, B	14	16
Amaç fonksiyonu		
Konik makaralı optimum rulman hacmi (mm ³)	24 047, (C=31 900 N), SKF320/28X	



Şekil 5.41. Optimum rulman seçimi uygunluk fonksiyon grafiği



Şekil 5.42. Konik dişli konik rulman değişkenlerinin aldıkları değerler

5.5.4. Dişli kutusu hacim optimizasyonu

Dişli kutusu boyutlandırılması:

Konik dişlilerin çalışacağı kutu, Şekil 5.35'deki boyutlandırmaya esas olacak şekilde, algoritma amaç fonksiyonu Eş. 5.77 ile optimizasyon yapılmıştır.

$$F_{\text{amaç}} = F(m, z, \Psi_m) = [(mz + Y_1 + L_1 + 2t)(L_1 + L_2 + mzi + 2t)(L_1 + L_2 + mzi + 2t)] - [(mz + Y_1 + L_1)(L_1 + L_2 + mzi)(L_1 + L_2 + mzi)] \quad (5.77)$$

Dişli kutusu değişkenleri:

Genetik algoritma ile dişli kutusu hacmi, amaç fonksiyonu optimizasyonu için konik dişli çarka ait değişkenlerin sınır aralıkları Eş. 5.62 - Eş. 5.64 ile ifade edilmiştir. Bu sınır aralıkları içerisinde optimum nokta aranmıştır.

Dişli kutusu kısıtları:

Konik dişli çiftinin çalışacağı kutunun en fazla boyutları, $b=400$ mm, $h=400$ mm $l=300$ mm olması düşünülerek, amaç fonksiyonunun minimizasyonu için kullanılan kısıtları diş dibi kırılması, aşınma ve yüzey ezilmesi için, Eş. 5.78 ve Eş. 5.79, boyutlandırma için, Eş. 5.80 – Eş. 5.82 eşitlikleri kullanılmıştır. Bu eşitliklerden, g_3 kısıtı h mesafesini, g_4 kısıtı b mesafesini, g_5 kısıtı l mesafesini, boyutlandırmak için kullanılmıştır.

$$g_1 = \frac{[2SMk_d k_f (1 - \Psi_d \sin(\pi (\tan(1/i)180/\pi)/180))]}{[z \cos(\pi (\tan(1/i)180/\pi)/180))^2 \Psi_d \epsilon m^3]} - \sigma_d/k_\varphi \leq 0 \quad (5.78)$$

$$g_2 = \frac{[2SMk_d E (1 - \Psi_d \sin(\pi (\tan(1/i)180/\pi)/180)) (\cos(\pi (\tan(1/i)180/\pi)/180) + \cos(\pi (\tan(i)180/\pi)/180))]}{[z \cos(\pi (\tan(1/i)180/\pi)/180))^3 \Psi_d i m^3]} - P_{emn}^2 \leq 0 \quad (5.79)$$

$$g_3 = (mz + Y_1 + l_1 + 2t) - 300 \leq 0 \quad (5.80)$$

$$g_4 = (l_1 + l_2 + mzi + 2t) - 400 \leq 0 \quad (5.81)$$

$$g_5 = (mzi + Y_1 + 2t) - 400 \leq 0 \quad (5.82)$$

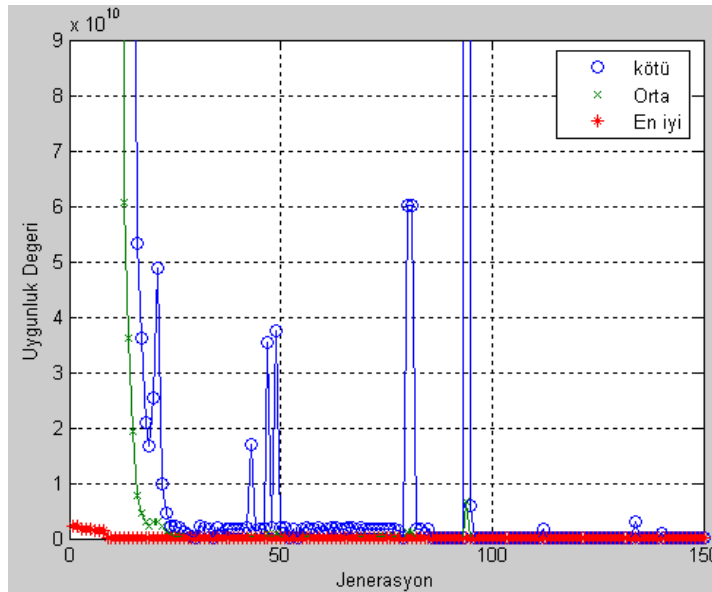
Dişli kutusu boyut optimizasyon sonuçları:

Genetik algoritma, konik dişli kutusu boyut sonuçları Çizelge 5.32’de görülmektedir.

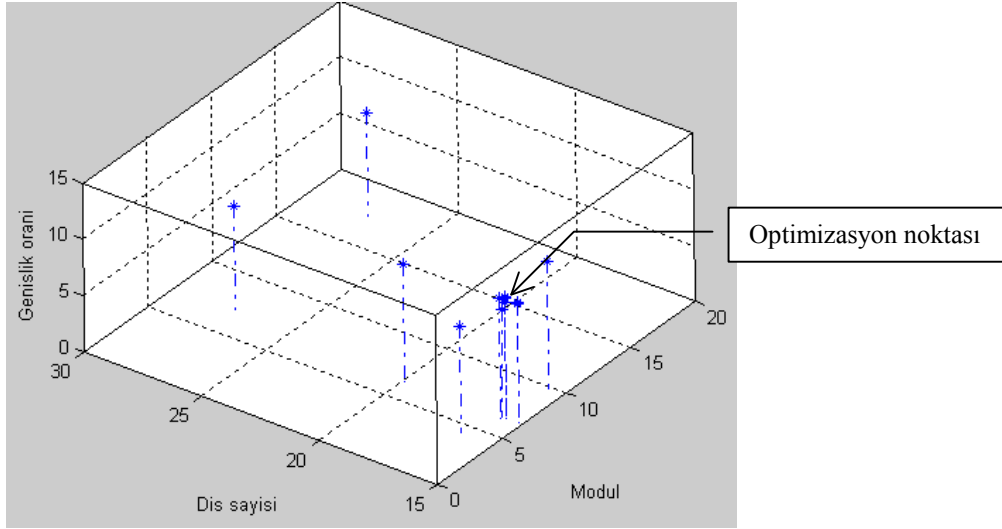
Çizelge 5.32. Konik dişli kutusu boyut optimizasyon sonuçları

Genetik Algoritma sonuçları		
Fonksiyon değişkenleri	Genetik Algoritma	Standart değer
Diş sayısı, Z	16	16
Modül, m	6,4	6,5
Dişli genişlik oranı, Ψ_m	10,63	-
Amaç fonksiyonu		
Dişli kutusu malzeme hacmi (mm^3)	1 759 300 $l=252,97, b=286,89, h=180,28$	

Uygunluk fonksiyonu optimuma ulaştığında, oluşan genetik algoritma fonksiyon grafiği Şekil 5.43’de, konik dişli kutusu değişkenlerinin aldığı değerler grafiği ise Şekil 5.44’de verilmiştir. Şekil 5.43’deki grafikte, arama uzayında elde edilen en iyi, ortalama, en kötü eğriler gösterilmektedir. 25. jenerasyondan optimizasyonun gerçekleştiği görülmektedir.



Şekil 5.43. Konik dişli kutusu optimizasyon grafiği



Şekil 5.44. Konik dişli kutusu değişkenlerin aldıkları değerler

Optimizasyonu yapılan pinyon dişlinin boyutları, Çizelge 5.33’de görülmektedir.

Çizelge 5.33. Konik dişli boyutları

Sembol	Sembol açıklaması	Formül
m_o	Ortalama modül	$m_a - b \sin \varphi_1 / Z_1 = 6,5$
m_a	Dış modül	$m_o + b \sin \varphi_1 / Z_1 = 8,71$
D_o	Ortalama bölüm dairesi çapı	$m_o Z = 104$
D_a	Diş üstü çapı	$D_o + 2m_a \cos \varphi_1 = 118,77$
D_f	Diş dibi çapı	$D_o - 2,33m_a \cos \varphi_1 = 86,78$
D_{oa}	Dış bölüm dairesi çapı	$m_a Z = 139,36$
h_1	Diş başı yüksekliği	$m_a = 8,71$
h_2	Diş dibi yüksekliği	$1,167m_a = 10,19$
h	Diş tam yüksekliği	$2,167m_a = 18,90$
b	Dişli genişliği	$\psi_m m_a = 92,58$
φ_1	Pinyon dişli koniklik açısı	$\tan^{-1}(D_{o1} / D_{o2}) = 32$
φ_2	Çevrilen dişli koniklik açısı	$\tan^{-1}(D_{o2} / D_{o1}) = 58$

5.6. Genetik Algoritmanın Sonsuz Vida Ve Çarkı Dişli Kutusu Tasarım Fonksiyonlarına Uygulanması

5.6.1. Sonsuz vida ve karşılık dişlisi

Sonsuz vida ve karşılık dişlisi ile dişli kutusu tasarımında, genetik algoritmayla modül seçimi optimizasyonu, mil çapı optimizasyonu ve rulman seçimi optimizasyonu yapılmıştır. Bu optimizasyonlar sayesinde, dişli kutusu değişkenlerinin belirtilen sınır aralıkları için, en az hacimde olması sağlanmıştır.

Modül seçimi:

Sonsuz vida ve karşılık dişlisinde modül seçimi, sonsuz vidanın torku, sonsuz vida devir sayısı, dişli malzemesi, çevresel hız, dişli genişliği, dişlinin çalışacağı ortam, vida açısı, kavrama oranı, çentik faktörü, yüzey işleme kalitesi, kayma hızı büyüklüğü vb. ile yapılmaktadır. Sonsuz vida ve karşılık dişlisinin aşınma ve ezilmeye göre çark için, optimum modül seçimi genetik algoritmayla yapılmıştır. Bu prosedürün yapılması için karşılık dişlisi hacim minimizasyon için, Eş. 5.86 kullanılmıştır. Boyutlandırmada, helis açısı (β), sonsuz vida çapı (d_1) ve çark genişliği (b) için, Eş. 5.83 - Eş. 5.85 kullanılmıştır [45]. Burada, m , dişli modülünü, $Z_{1,2}$, diş sayısını, d_{mil} , dişli delik çapını, f , form sayısını, β , helis açısını ifade etmektedir.

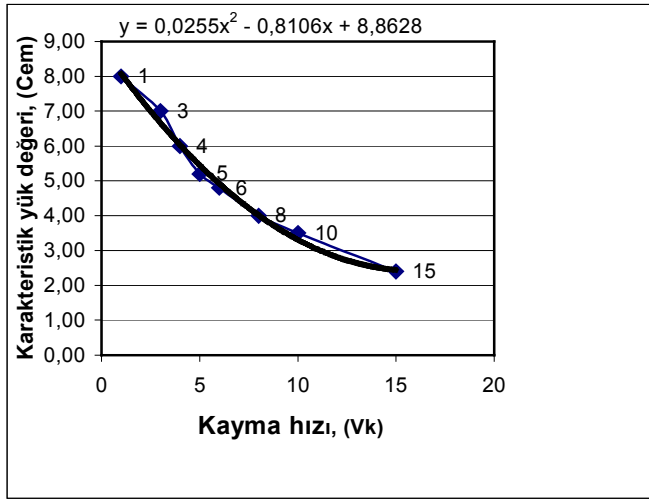
$$\beta = \tan^{-1}(Z_1/f) \quad (5.83)$$

$$d_1 = Z_1 m / \tan(\beta) \quad (5.84)$$

$$b = [(d_1 + 2m)^2 - d_{mil}^2]^{1/2} \quad (5.85)$$

$$F_{amaç} = F(f, m) = \pi b / 4 [(m Z_2)^2 - d_{mil}^2] + (\pi m^2 b Z_2) \quad (5.86)$$

Karşılık dişlisinin diş dibi mukavemeti, ezilme ve aşınma mukavemet sınırına göre yüksek olması boyutlandırmanın aşınmaya göre yapılmasını gerektirmektedir. Karşılık dişlisi modül hesabında, Şekil 5.45'deki çevresel hıza bağlı (V_k), karakteristik yük değeri (C_{em}) seçim çizelgesi, eğri haline dönüştürülerek Eş. 5.91 için kullanılmıştır [45].



Şekil 5.45. Karakteristik yük değeri (C_{em})

$$C_{em} = 0,0255V_k^2 - 0,8106V_k + 8,8628 \quad (5.87)$$

Tasarım değişkenleri:

Hesaplama da kullanılan tasarım parametreleri, Çizelge 5.34' de görülmektedir. sonsuz vida ve karşılık dişlisine ait değişkenlerin sınır aralıkları, Eş. 5.88 ve Eş. 5.89 ile gösterilmiştir. Sonsuz vida sertleştirilmiş çelik, karşılık dişlisi kum döküm kalay bronz D-Sn, kopma gerilimi 200 N/mm^2 , malzeme sertliği 900 N/mm^2 'dir.

$$M, \text{ modül, } 1 \leq m \leq 20 \quad (5.88)$$

$$f, \text{ form sayısı, } 7 \leq f \leq 18 \quad (5.89)$$

Çizelge 5.34. Sonsuz vida ve karşılık dişli kutusu tasarım parametreleri

Parametre adı	Sembol	Birim	Değer
Giriş gücü	P	Pkw	10
Pinyon dişli devir sayısı	n	Devir/dakika	1 000
Sonsuz vida ağız sayısı	Z_1	-	2
Karşılık dişlisi diş sayısı	Z_2		40
İletim oranı	i	-	1 000/50
Mil torku	M_d	Nmm	95 493
Vida sürtünme katsayısı	μ	-	0,1
Vida sürtünme açısı	κ	Derece	Arama uzayında, amaç fonksiyonu minimizasyonuna göre değişken
Çevresel hız (kayma hızı)	V_k	m/s	
Dinamik yük faktörü	K_d	-	
Helis açısı	β	Derece	
Genişlik oranı	ψ_t	-	
Karakteristik yük değeri	C_{em}	-	
Mil malzemesi kopma gerilimi	$\sigma_k, \sigma_{ak}, \tau_{ak}$	N/mm ²	700, 450, 225
Mil malzemesi düzeltilmiş ömür gerilimi	σ_D, τ_D	N/mm ²	385, 192,5
Çentik katsayısı	K_ϕ	-	1,5
Çalışma emniyet katsayısı	S	-	2
Malzemenin elastikiyet modülü	E	N/mm ²	2,1.10 ⁵
Malzeme sertliği	HB	N/mm ²	2 100
Emniyetli yüzey basıncı	P_{emn}	N/mm ²	525
Sonsuz vida teğetsel kuvveti	F_{tw}	N	2 205,4
Dişli teğetsel kuvveti	F_{tg}	N	9 816,9
Radyal kuvvet	F_r	N	3 641,5
Mil eğilme momenti	M_{max}	Nmm	188 010
Dişli kutusu max. Ana boyutları	b*h*l	mm	400*400*300
Dili kutusu genişliği (derinlik)	l	mm	300
Dişli kutusu et kalınlığı	t	mm	10
Dişli kenar yan boşluğu	Y_1	mm	10
Güvenirlilik faktörü	a_1	-	1,00
Sıcaklık faktörü	f_t	-	0,90
Çalışma süresi	L_H	saat	10 000
Rulman kombine yükü	F_{rulman}	N	5 373
Dinamik yük taşıma kapasitesi	C	N	Rulman hacmine bağlı değişken

Tasarım kısıtları:

Sonsuz vidalı dişli kutusu tasarımı için, mekanizmaya gelen momenti taşıyacak optimum modül seçimi amaçlanmaktadır. Sonsuz vidalı sistemlerde form sayısı olan vida ortalama çapının eksenel modüle oranı (f) için, vida helis açısı kısıtı ve kayma hızına karşılık gelen karakteristik yük değeri (C_{em}) kısıt fonksiyonları kullanılmıştır. Sonsuz vida ve karşılık dişlisinin tasarım değişkenleri kısıtları, Eş. 5.91 ve Eş. 5.92'dir [45].

$$\psi_t = b/(m \pi) \quad (5.90)$$

$$g_1 = [(SM_d K_d)/(Z_2 \psi_t f m^3)] - C_{em} \leq 0 \quad (5.91)$$

$$g_2 = Z_1 / \tan(\beta \pi/180) - f \leq 0 \quad (5.92)$$

Çizelge 5.35'de modül seçiminde kullanılan değişkenlerin bit uzunlukları gösterilmiştir. Form sayısı için *11 bit*, modül için *8 bit* kullanılarak bu bitlerin yan yana dizilmesiyle 19 genli bir kromozom oluşturulmuştur. Genetik algoritma optimizasyonunda, kullanılan parametreler Çizelge 5.36'da gösterilmiştir.

Çizelge 5.35. Sonsuz vida dişlisi değişkenleri

Sonsuz vida ve karşılık dişlisi değişkenleri	
Form sayısı (f), ($\epsilon=0,01$)	Modül (m), ($\epsilon=0,1$)
00110001001 (11 bit)	10101001 (8 bit)
00110001001+10101001	
0011000100110101001 (19 bit)	

Çizelge 5.36. Genetik algoritma parametreleri

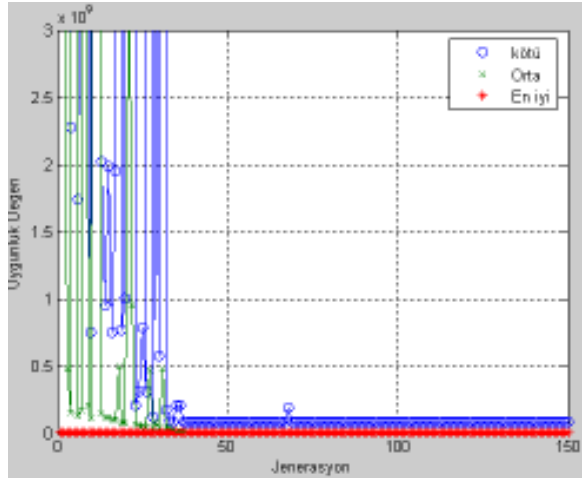
Genetik algoritma parametreleri		
Modül seçimi parametreleri	Kromozom uzunluğu	19
	Popülasyon sayısı	27
	Jenerasyon sayısı	150
	Çaprazlama olasılığı	1,0
	Mutasyon oranı	0,0001

Sonsuz vida ve karşılık dişlisi genetik algoritma sonuçları:

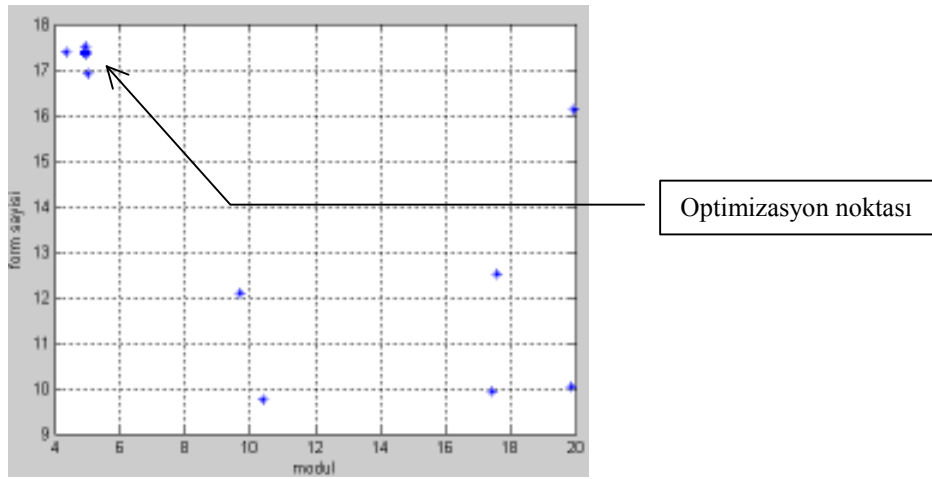
Uygunluk fonksiyonu grafiği Şekil 5.46’da, karşılık dişlisi değişkenlerinin aldığı değerler grafiği ise Şekil 5.47’de verilmiştir. Son jenerasyon için, dişli değişkenlerinin aldıkları değerler çakışık koordinatlı çıkmaktadır. Bu da optimizasyonun sağlandığını ifade etmektedir. Şekil 5.46’daki grafikte, arama uzayında elde edilen en iyi, ortalama, en kötü eğriler gösterilmektedir. Ortalama eğrisinin 40. jenerasyonundan sonra en iyi eğrisine yaklaşması da optimizasyonun gerçekleştiğini göstermektedir. Bu parametrelerle, genetik algoritma optimizasyon sonuçları Çizelge 5.37’de görülmektedir.

Çizelge 5.37. Sonsuz vida ve karşılık dişlisi sonuçları

Fonksiyon değişkenleri	Genetik algoritma	Standart değer
Form sayısı, f	17,32	-
Modül, m	4,9	5
Vida sürtünme açısı, κ°	5,72	
Çevresel hız (kayma hızı, V_k), m/s	4,4732	
Dinamik yük faktörü, K_d	1,02	
Helis açısı, β°	6,587	
Genişlik oranı, ψ_t	2,725	
Karakteristik yük değeri, (C_{em})	5,747	
Sonsuz vida dişlisi hacmi (mm^3)	1 388 800,181	



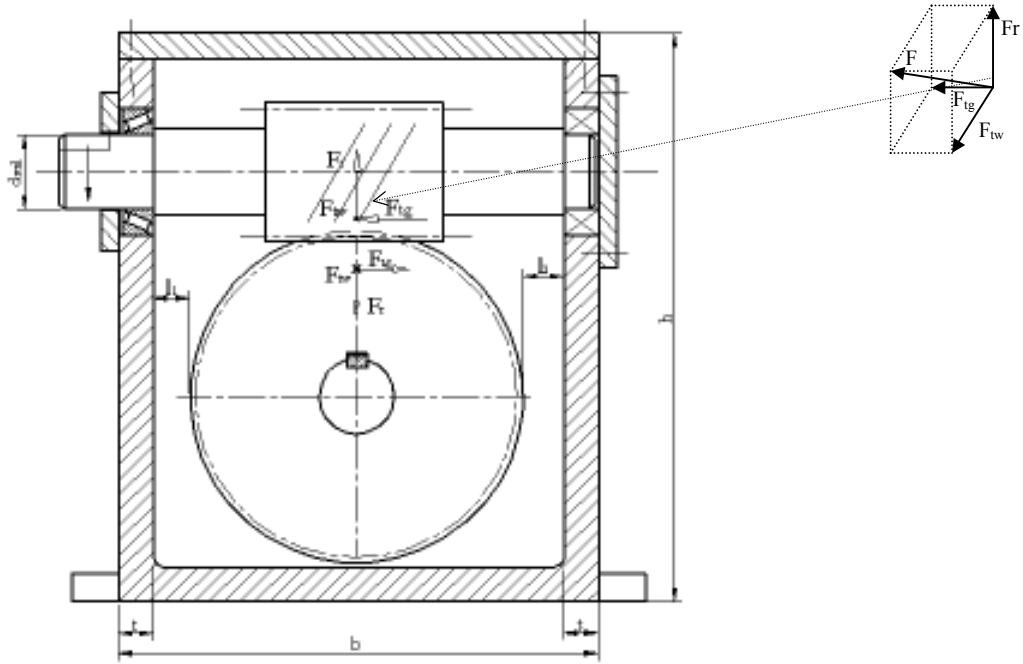
Şekil 5.46. Karşılık dişlisi uygunluk fonksiyonu grafiği



Şekil 5.47. Karşılık dişlisi değişkenlerinin aldıkları değerler

5.6.2. Mil çapı optimizasyonu

Genetik algoritma yardımıyla, sonsuz vida ve karşılık dişlisiyle moment iletiminde kullanılan milin, minimum çap optimizasyonu için kullanılan dişli kutusu ve dişli kuvvetleri Şekil 5.48'de gösterilmiştir. Burada, F_{tw} , sonsuz vida teğetsel kuvvetini, F_r , radyal kuvveti, F_{tg} , karşılık dişlisi teğetsel kuvvetini ifade etmektedir.



Şekil 5.48. Mil çapı optimizasyonu yapılacak dişli kutusu

Hesaplamalara esas olan sonsuz vida ve karşılık dişlisi kuvvetleri, düşey düzlem moment diyagramı ve yatay düzlem moment diyagramlarından alınan verilerle mil zorlamaları tespit edilmiştir. Mil yataklarını etkileyen düşey düzlem tepki kuvvetleri, Eş. 5.93 ve Eş. 5.94, yatay düzlem tepkileri ise Eş. 5.95 ve Eş. 5.96 ile bulunmaktadır. Burada, l_1 , l_2 yataklar arası mesafeyi, $R_{A,C}$ yatak tepki kuvvetlerini göstermektedir.

$$\Sigma M_A = 0, F_{tg} D_1 / 2 - R_C (l_1 + l_2) + F_r \cdot l_1 = 0, R_C = (F_{tg} \cdot d_2 / 2 + F_r l_1) / (l_1 + l_2) \quad (5.93)$$

$$\Sigma F_y = 0, F_r - R_C - R_A = 0, R_A = R_C - F_r \quad (5.94)$$

$$\Sigma M_A = 0, R_C (l_1 + l_2) - F_{tw} \cdot l_1 = 0, R_C = (F_{tw} l_1) / (l_1 + l_2) \quad (5.95)$$

$$\Sigma F_y = 0, R_C + R_A - F_{tw} = 0, R_A = F_{tw} - R_C \quad (5.96)$$

Düşey düzlem moment diyagramı ve yatay düzlem moment diyagramındaki maksimum momentler, Eş. 5.19 ile bileşke momenti vermektedir. Mili eğmeye

zorlayan bu bileşke moment değeri, Eş. 5.20'deki yerine konularak mil çapı için parametre girişi yapılmıştır [49].

Mil çapı tasarım değişkenleri:

Genetik algoritma, sonsuz vida ve karşılık dişlisi mil hacmi minimizasyonu için, Eş. 5.14 kullanılmıştır. Bu amaç fonksiyonuyla, optimum mil çapı hesabı yapılan, sonsuz vida ve karşılık dişlisine ait değişkenlerin sınır aralıkları, Eş. 5.21 - Eş. 5.23'dir.

Mil çapı tasarım kısıtları:

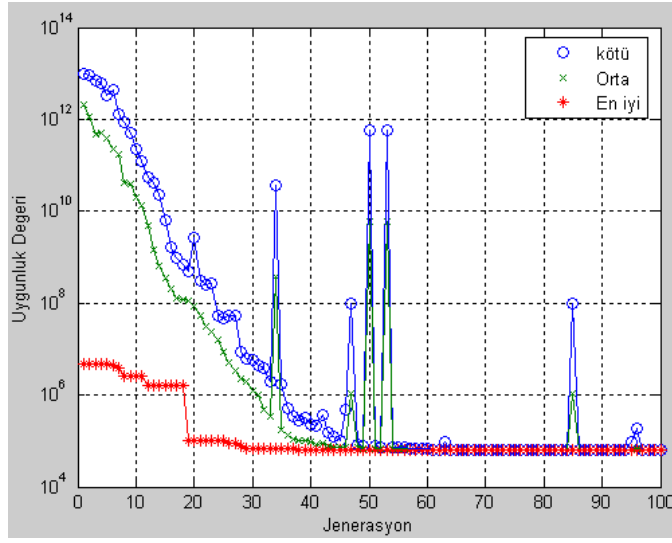
Sonsuz vida ve karşılık dişli kutusu minimum mil çapı için, değişken yükleme durumu, kayma gerilimine ve tasarıma göre, Eş. 5.24 - Eş. 5.26 eşitlikleriyle kısıtlanarak optimum mil çapı hesabı yapılmıştır. Mil çapı optimizasyonu için kullanılan değişkenlerin bit uzunlukları Çizelge 5.7'de, genetik algoritma için seçilmiş parametreler Çizelge 5.8'de görülmektedir.

Genetik algoritma sonsuz vida ve karşılık dişlisi mil çapı sonuçları:

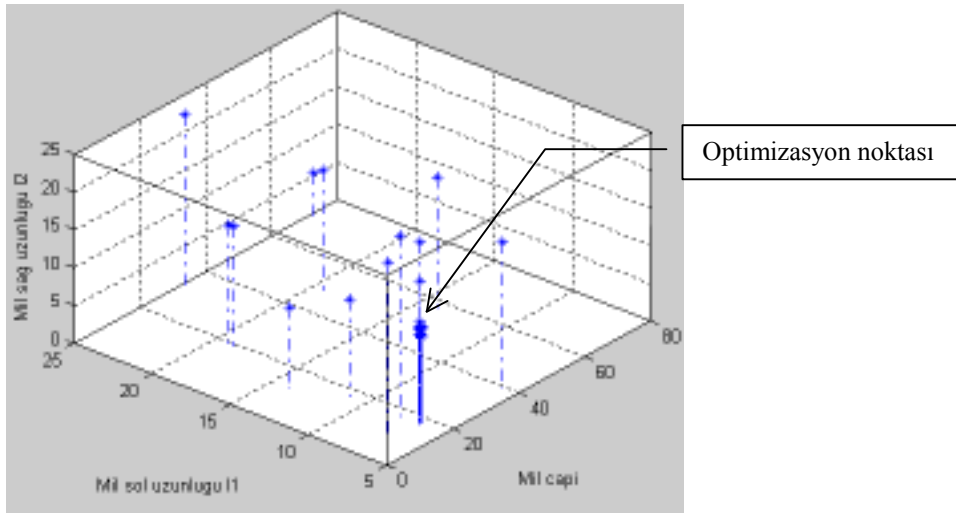
Genetik algoritma sonsuz vida ve karşılık dişlisi, mil çapı sonuçları Çizelge 5.38'de, uygunluk fonksiyonunun 42. jenerasyonda optimuma ulaşan fonksiyon grafiği de Şekil 5.49'de gösterilmiştir. Ayrıca değişken değerlerinin son jenerasyonda aldıkları değerlerde Şekil 5.50' de görülmektedir.

Çizelge 5.38. Sonsuz vida ve karşılık dişlisi mil çapı sonuçları

Fonksiyon değişkenleri	Genetik algoritma
Mil çapı, d	17,96
Mil sol yan uzunluğu, l_1	6,56
Mil sağ yan uzunluğu, l_2	11,59
Amaç fonksiyonu	
Sonsuz vida ve karşılık dişlisi mil hacmi (mm^3)	65 324,391



Şekil 5.49. Mil çapı uygunluk fonksiyonu grafiği



Şekil 5.50. Mil çapı değişkenlerinin aldıkları değerler

5.6.3. Rulman seçimi

Rulman optimizasyonu:

Sonsuz vida ve karşılık dişlisi ile moment iletiminde, eksenel yüke maruz kalan ucu, konik bilyalı rulmanla yataklanmıştır. Genetik algoritma yardımıyla, yatağa gelen

radyal ve eksenel yüklemeler sonucunda rulman seçimi optimizasyonu yapılmıştır. Rulman seçimine esas olan eşitlikler ve genetik algoritma çalışma parametreleri, konik dişliler için kullanılan konik makaralı rulmanlarla aynı şekilde kullanılmıştır.

Rulman optimizasyon değişkenleri:

Amaç fonksiyonunu olan rulman hacmi minimizasyonu için, değişkenlerinin sınır aralıkları Eş. 5.71 - Eş. 5.73 ile gösterilmiştir.

Rulman seçimi kısıtları:

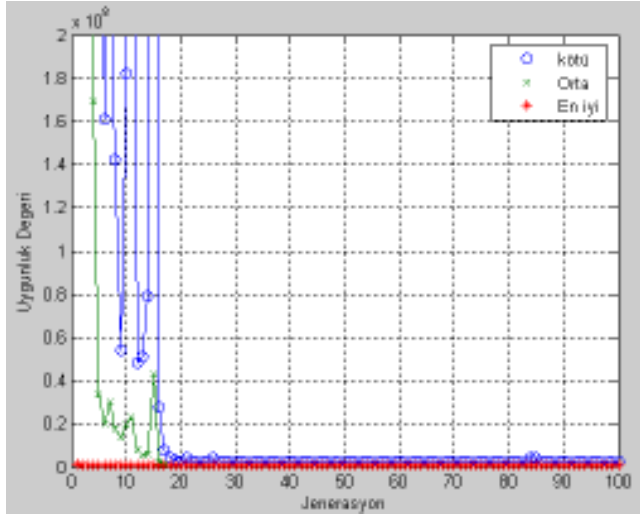
Rulman seçiminde, rulman ömrü için Eş. 5.74, rulman genişliği ile rulman dış çapı arasındaki ilişki için, Eş. 5.75 ve rulman dış çapı ile iç çapı arasındaki ilişki için, Eş. 5.76 kullanılmıştır.

Genetik algoritma konik makaralı rulman seçimi sonuçları:

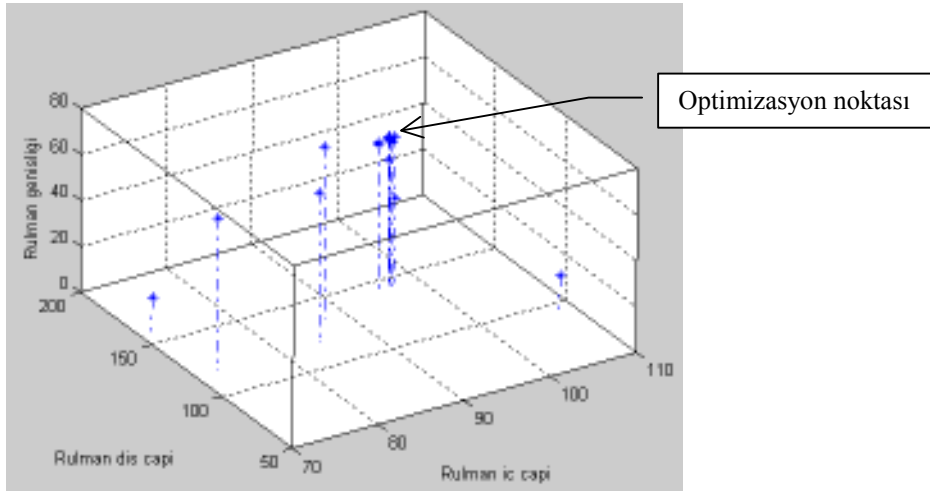
Uygunluk fonksiyonu optimuma ulaştığında, oluşan genetik algoritma fonksiyon grafiği Şekil 5.51’de, rulman değişkenlerinin aldığı değerler grafiği ise Şekil 5.52’de verilmiştir. Şekil 5.51’deki grafikte, arama uzayında elde edilen en iyi, ortalama, en kötü eğriler gösterilmektedir. Ortalama eğrisinin 18. jenerasyonundan sonra en iyi eğrisine yaklaşmasıyla optimizasyon sonlandırılmıştır. Ayrıca, rulmanın yükü taşınması için, iç çapın yüksek çıkması nedeniyle çift sıralı konik rulman kullanmayı gerektirmektedir

Çizelge 5.39. Konik makaralı rulman sonuçları

Fonksiyon değişkenleri	GA	SKF standart boyutu	Çift Sıra konik rulman
Rulman dış çapı, D	144	145	62
Rulman iç çapı, d	95	95	35
Rulman genişliği, B	63	32	28
Amaç fonksiyonu			
Konik makaralı optimum rulman hacmi (mm ³)	57 914, (C=168 000 N), Tek sıra SKF 32019 X, Çift sıra, C=84 200 N SKF 33207		



Şekil 5.51. Optimum rulman seçimi uygunluk fonksiyonu grafiği



Şekil 5.52. Konik rulman değişkenlerinin aldıkları değerler

5.6.4. Dişli kutusu hacim optimizasyonu

Dişli kutusu boyutlandırılması:

Sonsuz vida ve karşılık dişlisinin çalışacağı kutu, Şekil 5.48'deki boyutlandırmaya esas olacak şekilde, algoritma amaç fonksiyonu Eş. 5.97 ile optimizasyon yapılmıştır.

$$F_{\text{amaç}} = F(f, m) = [(mZ_2 + d_1 + Y_1 + 2t)(mZ_2 + Y_1 + 2t)(d_1 + Y_1 + 2t)] - [(mZ_2 + d_1 + Y_1)(mZ_2 + Y_1)(d_1 + Y_1)] \quad (5.97)$$

Sonsuz vida ve karşılık dişli kutusu değişkenleri:

Dişli kutusu hacmi, amaç fonksiyonu optimizasyonu için dişliye ait değişkenlerin sınır aralıkları Eş. 5.62 - Eş. 5.64 ile ifade edilmiştir.

Dişli kutusu kısıtları:

çalışacağı kutunun en fazla boyutları $b=400$ mm, $h=400$ mm, $l=300$ mm olması düşünülerek, amaç fonksiyonunun minimizasyonu için kullanılan mukavemet kısıtları için, Eş. 5.10 ve Eş. 5.11, boyutlandırma için, Eş. 5.12 – Eş. 5.14 kullanılmıştır.

Sonsuz vida ve karşılık dişlisi dişli çiftinin çalışacağı kutunun en fazla boyutları, $b=400$ mm, $h=400$ mm $l=300$ mm olması düşünülerek, amaç fonksiyonunun minimizasyonu için sonsuz vidalı sistemlerde form sayısı (f), helis açısı kısıtı Eş. 5.98 ve kayma hızına karşılık gelen karakteristik yük değeri (C_{em}), Eş. 5.99 kısıt fonksiyonu kullanılmıştır. Ayrıca, boyutlandırma için, Eş. 5.100 – Eş. 5.102 kullanılmıştır. Bu fonksiyonlardan, g_3 kısıtı l mesafesini, g_4 kısıtı h mesafesini, g_5 kısıtı b mesafesini, boyutlandırmak için kullanılmıştır.

$$g_1 = [(SM_d K_d)/(Z_2 u t f m^3)] - C_{em} \leq 0 \quad (5.98)$$

$$g_2 = Z_1 / \tan(\beta \pi / 180) - f \leq 0 \quad (5.99)$$

$$g_3 = (d_1 + Y_1 + 2t) - 300 \leq 0 \quad (5.100)$$

$$g_4 = (mZ_2 + d_1 + Y_1 + 2t) - 400 \leq 0 \quad (5.101)$$

$$g_5 = (mZ_2 + Y_1 + 2t) - 400 \leq 0 \quad (5.102)$$

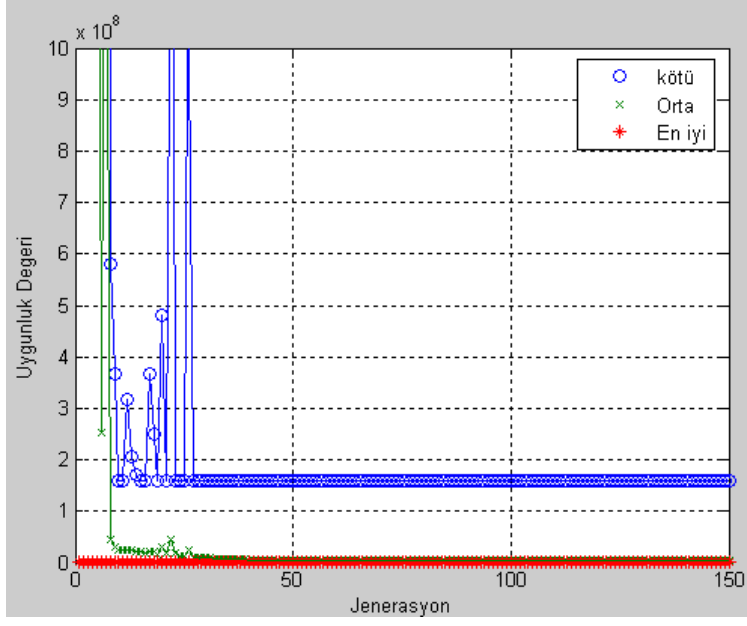
Dişli kutusu boyut optimizasyon sonuçları:

Genetik algoritma, sonsuz vida ve karşılık dişli kutusu boyut sonuçları Çizelge 5.40'da görülmektedir.

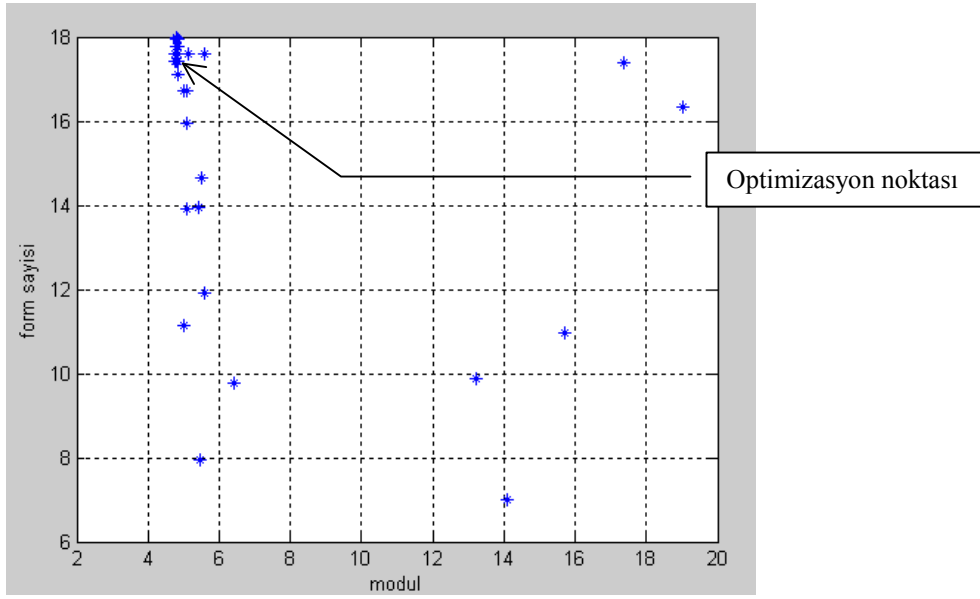
Çizelge 5.40. Sonsuz vida ve karşılık dişli kutusu boyut optimizasyon sonuçları

Fonksiyon değişkenleri	Genetik algoritma	Standart değer
Form sayısı, f	17,98	-
Modül, m	4,8	5
Vida sürtünme açısı, κ°	5,72	
Çevresel hız (kayma hızı, V_k), m/s	4,54	
Dinamik yük faktörü, K_d	1,02	
Helis açısı, β°	6,34	
Genişlik oranı, ψ_t	2,77	
Karakteristik yük değeri, (C_{em})	5,70	
Sonsuz vida ve karşılık dişli kutusu malzeme hacmi (mm^3)	2 351 800 (l= 129,82, h=338,14, b=238)	

Uygunluk fonksiyonu optimuma ulaştığında, oluşan genetik algoritma fonksiyon grafiği Şekil 5.53'de, konik dişli kutusu değişkenlerinin aldığı değerler grafiği ise Şekil 5.54'de verilmiştir. Şekil 5.53'deki grafikte, arama uzayında elde edilen en iyi, ortalama, en kötü eğriler gösterilmektedir. 25. jenerasyondan optimizasyonun gerçekleştiği görülmektedir.



Şekil 5.53. Sonsuz vidalı dişli kutusu boyutu uygunluk fonksiyonu grafiği



Şekil 5.54. Sonsuz vidalı dişli kutusu boyutu değişkenlerinin aldıkları değerler

Optimizasyonu yapılan karşılık dişlisinin boyutları Çizelge 5.41’de görülmektedir.

Çizelge 5.41. Sonsuz vida çarkı boyutları

Sembol	Sembol açıklaması	Formül
m_e	Çark eksenel modülü	$m_e = 5$
m_a	Alın modülü	$m_e \cos \gamma_o = 4,96$
γ_o	Çark helis açısı	$\gamma_o = 6,34$
D_{o1}	Sonsuz vida bölüm dairesi çapı	$z_1 m_e / \tan \gamma_o = 90$
D_{a1}	Sonsuz vida diş üstü çapı	$D_{o1} + 2m_a = 99,82$
D_{f1}	Sonsuz vida diş dibi çapı	$D_{o1} - 2,33m_a = 78,449$
D_{o2}	Çark bölüm dairesi çapı	$z_2 m_a = 198,4$
D_{a2}	Çark diş üstü çapı	$D_{o2} + 2m_a = 208,32$
D_{f2}	Çark diş dibi çapı	$D_{o2} - 2,33m_a = 164,91$
D_{aa}	Çark dış çapı	$D_{a2} + m_a = 186,84$
h_1	Diş başı yüksekliği	$m_a = 4,96$
h_2	Diş dibi yüksekliği	$1,167m_a = 5,78$
h	Diş tam yüksekliği	$2,167m_a = 10,74$
b_1	Sonsuz vida uzunluğu	$\sqrt{(D_{a1}^2 + D_{o1}^2)} = 134,4$
b_2	Çark genişliği	$\Psi_t = b/t_e = 43,50$

5.7. Analitik Yöntemle Dişli Hacmi Optimizasyonu

Analitik yaklaşımla yapılan fonksiyon optimizasyonunda, dişli hacim fonksiyonunun değişkenleri olan modül, diş sayısı ve genişlik oranı değerlerinin birbirine göre tüm kombinasyonları, Borland Delphi 6.0 programında analitik olarak oluşturulmuştur. Bu şekilde değişkenlerin alacağı tüm değerler için, diğer değişkenin tüm değerlerine göre karşılıkları oluşturulduğundan, dişli hacmini veren tüm olasılıklar elde edilmiştir. Böylelikle dişli hacminin en düşük değeri, dişli mukavemetini sağlayan en yakın değeriyle eşleştirilmiştir.

Dişli modül seçiminde, dişlinin ön tahminli çevresel hızına bağlı dinamik yük faktörü seçimi (K_d) ve yine ön tahminli diş sayısı seçimiyle form faktörü (K_f) dişli modül fonksiyonunda kullanılmaktadır. Dişli fonksiyonu değişkenlerinin alabilecekleri değerlere göre dinamik yük faktörü ve form faktörü değişken halde kullanılmıştır.

Analitik yöntem için hazırlanan program, genetik algoritma sonuç kontrolü ve mukayesesi amacıyla Borland Delphi 6.0 programında hazırlanmıştır. Bu program tüm dişli gruplarının istenilen değişken tarama aralığında kullanıcı parametre girişine de olanak sağlamaktadır.

Şekil 5.55 - Şekil 5.58’de düz, helis, konik, sonsuz vida dişli çark seçiminde kullanılan program giriş menüleri görülmektedir. Bu menülerde, dişliler için modül, diş sayısı ve genişlik oranı değişken adımları seçimi, sistem gücü seçimi, dişli malzeme ve emniyet şartları seçimine yer verilmiştir. Bu seçimlerden sonra hesaplama butonu sayesinde diş dibi kılmasına göre ve aşınmaya bağlı hesaplamalar yapılarak değişken sonuçları sunulmaktadır. Bu işlem sonunda, her değişken durumu için dinamik yük faktörü (K_d), form faktörü (K_f), dişli hacmi ve çevresel hızları da (m/s) vb. hesaplanabilmekte ve ekranda görüntülenmektedir.

m = 13,7000

Düz Dişli

Diş Sayısı Aralığı: 1 Modül Aralığı: 0,1 Genişlik Oranı Aralığı: 0,01

Dişli Malzemesi Seçimi: C45 Kavrama Oranı: 1,25

Motor Gücü (HP): 25,0 Çentik Katsayısı: 1,5

Motor Devir Sayısı (n, dev/dak): 600,0 Malzemenin Elastikiyet Modülü: 210000

İletim Oranı: 1,6 Emniyet Katsayısı (S): 2,0

Hesapla

66%

Analitik İşlem Sonuçları

Diş dibi mukavemetine göre

Modül = 3,2
 Diş Sayısı = 16
 Genişlik Oranı = 22,2500000000007
 Dişli Hacmi = 177647,765446254
 Hız Faktörü = 0,980761068531254
 Form Faktörü = 3,1969072
 Çevresel Hız = 1,60849543863798

Aşınmaya göre

Modül = 5,1
 Diş Sayısı = 22
 Genişlik Oranı = 18,5700000000001
 Dişli Hacmi = 1099206,77049904
 Hız Faktörü = 1,00841312474902
 Form Faktörü = 2,8592512
 Çevresel Hız = 3,52486695732775

Şekil 5.55. Analitik yöntemle düz dişli optimizasyonu

m = 9,9000

Helis Dişli

Diş Sayısı Aralığı: 1 Modül Aralığı: 0,1 Genişlik Oranı Aralığı: 0,01

Dişli Malzemesi Seçimi: C45 Kavrama Oranı: 1,25

Motor Gücü (HP): 25,0 Helis açısı: 12,0

Motor Devir Sayısı (n, dev/dak): 600,0 Malzemenin Elastikiyet Modülü: 210000

İletim Oranı: 1,6 Emniyet Katsayısı (S): 2,0

Hesapla

46%

Analitik İşlem Sonuçları

Diş dibi mukavemetine göre

Modül = 2,8
 Diş Sayısı = 21
 Genişlik Oranı = 22,0700000000006
 Dişli Hacmi = 194914,411059726
 Hız Faktörü = 0,984355277666138
 Form Faktörü = 2,84010235552568
 Çevresel Hız = 1,8472564803108

Aşınmaya göre

Modül = 6,29999999999999
 Diş Sayısı = 15
 Genişlik Oranı = 19,2500000000002
 Dişli Hacmi = 1067900,27011989
 Hız Faktörü = 1,0006675474145
 Form Faktörü = 3,19496845039378
 Çevresel Hız = 2,96880505764235

Şekil 5.56. Analitik yöntemle helis dişli optimizasyonu

m = 13,4000

Konik Dişli

Diş Sayısı Aralığı: 1 Modül Aralığı: 0,1 Genişlik Oranı Aralığı: 0,01

Dişli Malzemesi Seçimi: C45 Kavrama Oranı: 1,25

Motor Gücü (HP): 25,0 Çentik katsayısı: 1,5

Motor Devir Sayısı (n, dev/dak): 600,0 Malzemenin Elastikiyet Modülü: 210000

İletim Oranı: 1,6 Emniyet katsayısı (S): 2,0

Hesapla

64%

Analitik İşlem Sonuçları

Diş dibi mukavemetine göre

Modül = 3
Diş Sayısı = 29
Genişlik Oranı = 9,829999999999998
Dişli Hacmi = 146514,719783759
Hız Faktörü = 0,997317793457797
Form Faktörü = 2,52847250537715
Çevresel Hız = 2,73318560862312

Aşınmaya göre

Modül = 5,2
Diş Sayısı = 22
Genişlik Oranı = 11,499999999999999
Dişli Hacmi = 517576,3278509
Hız Faktörü = 1,00936031173905
Form Faktörü = 2,70998897492255
Çevresel Hız = 3,59398199570672

Şekil 5.57. Analitik yöntemle konik dişli optimizasyonu

m = 4,8000

Sonsuz vida ve Dişlisi

Form Sayısı Aralığı: 0,001 Modül Aralığı: 0,1

Dişli Malzemesi Seçimi: Döküm kalay bronzu(D-Sr) Çalışma Emniyet katsayısı: 1,25

Motor Gücü (Kw): 10,0 Sürtünme Katsayısı: 0,1

Motor Devir Sayısı (n1, dev/dak): 1000,0 Çark devir sayısı (n2, dev/dak): 50,0

Sonsuz vida ağız sayısı: 2 Çark diş sayısı: 40

Hesapla

19%

Analitik İşlem Sonuçları

Karakteristik yük değerine göre

Modül = 5,4
Form Sayısı = 14,7
Dişli Hacmi = 1721537,96007789
Hız Faktörü = 1,01744903684477
Çevresel Hız = 4,19461917035975

Otoblokaj şartına göre

Modül = 5
Form Sayısı = 17,5
Dişli Hacmi = 1482996,97721736
Hız Faktörü = 1,02291206283411
Çevresel Hız = 4,61131215165336

Şekil 5.58. Analitik yöntemle sonsuz vida ve karşılık dişlisi optimizasyonu

5.8. Dişli Optimizasyon Değişkenlerinin GA ve AY 'le Değerlendirilmesi

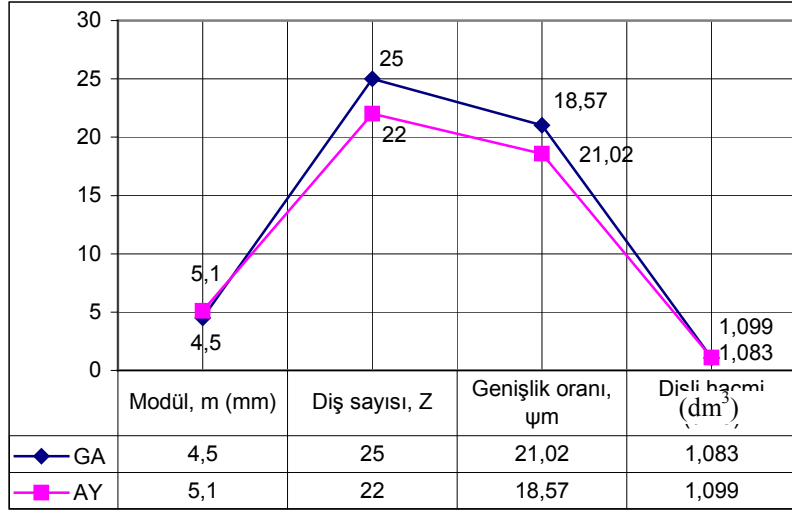
5.8.1. Düz dişli optimizasyonu sonuç değerlendirmesi

Çizelge 5.42’de, düz dişli hacim minimizasyonu, genetik algoritma ve analitik yöntemle elde edilen değişken sonuçları görülmektedir. Sonuçların grafiksel ifadeleri ise, Şekil 5.59 ve Şekil 5.60’de verilmiştir. Elde edilen bu sonuçlara göre aşağıdaki değerlendirmeler yapılabilir.

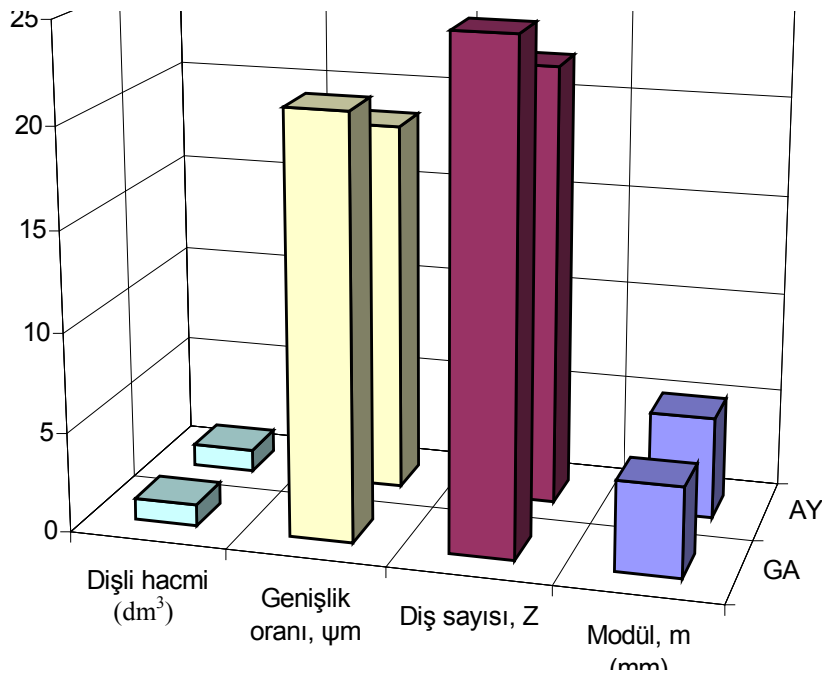
Değişkenlerin sınır aralıkları içerisinde alabilecekleri değerler için, genetik algortmada modül küçük olmasına karşın, diş sayısı ve genişlik oranı analitik yöntemde küçük sonuçlar vermektedir. Bununla beraber, dişlinin hacmi yönünden kıyaslandığında GA sonucunun, analitik yöntemle göre $0,016 \text{ dm}^3$ daha düşük çıkmaktadır. Bu da genetik algoritmanın analitik yöntemle yakın sonuçlar verdiğini göstermektedir. Yukarıda ifade edilen değerlendirmeler, Şekil 5.59’da grafik olarak görülmektedir.

Çizelge 5.42. Düz dişli boyutlarının GA ve AY’ ye göre kıyaslanması

Düz dişli değişkenleri	GA	AY
Modül, m (mm)	4,5	5,1
Diş sayısı, Z	25	22
Genişlik oranı, ψ_m	21,02	18,57
Dişli hacmi (dm^3)	1,083	1,099



Şekil 5.59. Düz dişli, GA ve AY değişken sonuçları grafiği



Şekil 5.60. Düz dişli GA ve AY değişken sonuçları sütun grafiği

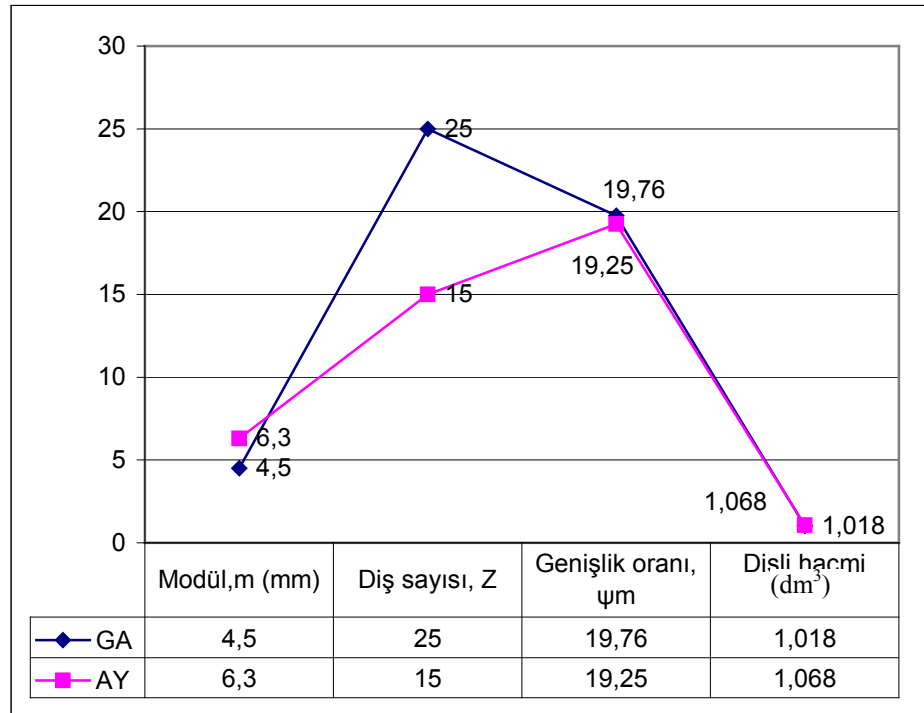
5.8.2. Helis dişli optimizasyonu sonuç değerlendirmesi

Helis dişli hacim minimizasyonu, genetik algoritma ve analitik yöntemle elde edilen değişken sonuçları Çizelge 5.43’de, sonuçların grafiksel ifadeleri ise Şekil 5.61 ve Şekil 5.62’de görülmektedir. Çizelge 5.43’ de görüldüğü gibi, genetik algoritma

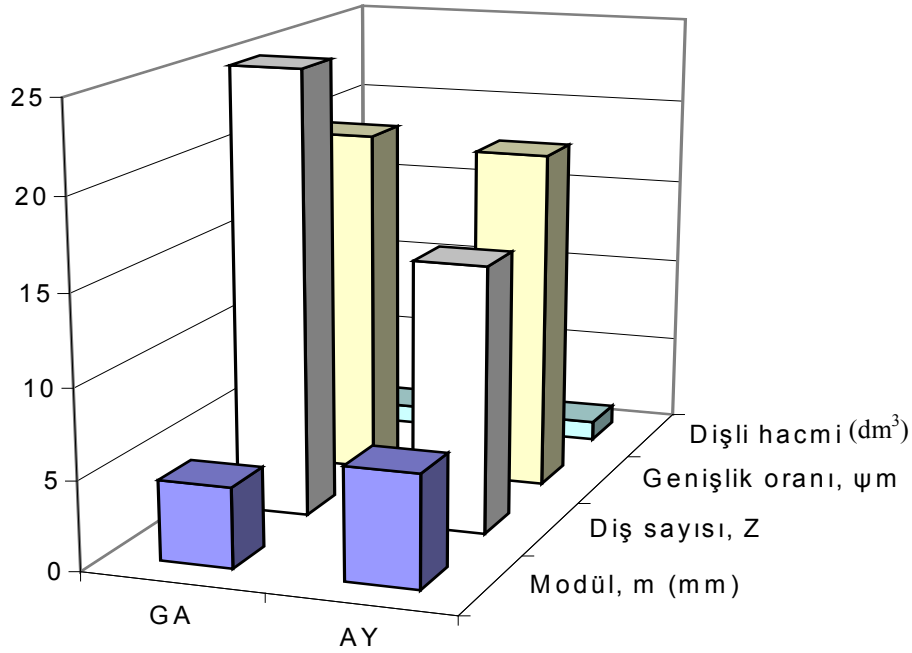
yönteminde modülün 4,5 çıkmasına karşı bu değer analitik yöntemde 6,3 bulunmuştur. Aradaki fark 1,8 modül olarak bulunmuştur. Buna karşı diş sayısında 10 diş analitik yöntem lehinedir. Bununla beraber genişlik oranı fark, 0,51 ve hacimler arası fark $0,057 \text{ dm}^3$ bulunmuştur. Bu çalışmada amaç dişli hacmi minimizasyonu olduğundan, genetik algoritma analitik yöntemle yakın sonuçlar vermektedir.

Çizelge 5.43. Helis dişli GA ve AY değişken sonuçları

Helis dişli değişkenleri	GA	AY
Modül, m (mm)	4,5	6,3
Diş sayısı, Z	25	15
Genişlik oranı, ψ_m	19,76	19,25
Dişli hacmi (dm^3)	1,018	1,068



Şekil 5.61. Helis dişli GA ve AY değişkenleri grafiği



Şekil 5.62. Helis dişli GA ve AY değişkenleri sütun grafiği

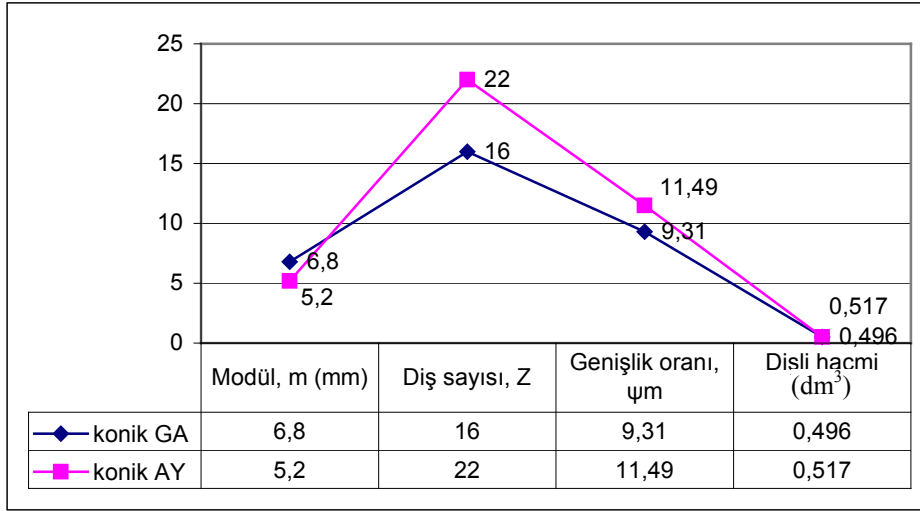
5.8.3. Konik dişli optimizasyon sonuç değerlendirmesi

Konik dişli hacim minimizasyonu, genetik algoritma ve analitik yöntemle elde edilen değişken sonuçları Çizelge 5.45’de, sonuçların grafiksel ifadeleri ise Şekil 5.63 ve Şekil 5.64’de görülmektedir.

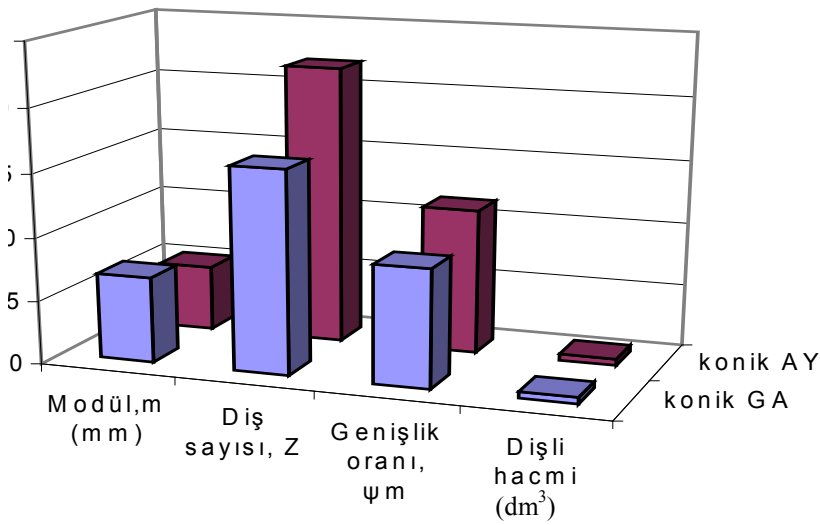
Çizelge 5.44’ de görüldüğü gibi, genetik algoritma yönteminde modülün 6,8 çıkmasına karşı bu değer analitik yöntemde 5,2 bulunmuştur. Aradaki fark modülde, 1,6 modül AY lehine ve diş sayısında 6 diş ile GA lehinedir. Bununla beraber genişlik oranı fark, 2,18 mm ve hacimler arası fark 0,021 dm³ olarak bulunmuştur. Bu çalışmada amaç dişli hacmi minimizasyonu olduğundan, GA, analitik yöneme yakın değerlerdedir.

Çizelge 5.44. Konik dişli GA ve AY değişken sonuçları

Konik dişli değişkenleri	GA	AY
Modül, m_o (mm)	6,8	5,2
Diş sayısı, Z	16	22
Genişlik oranı, ψ_m	9,31	11,49
Dişli hacmi, (dm^3)	0,496	0,517



Şekil 5.63. Konik dişli GA ve AY değişkenleri grafiği



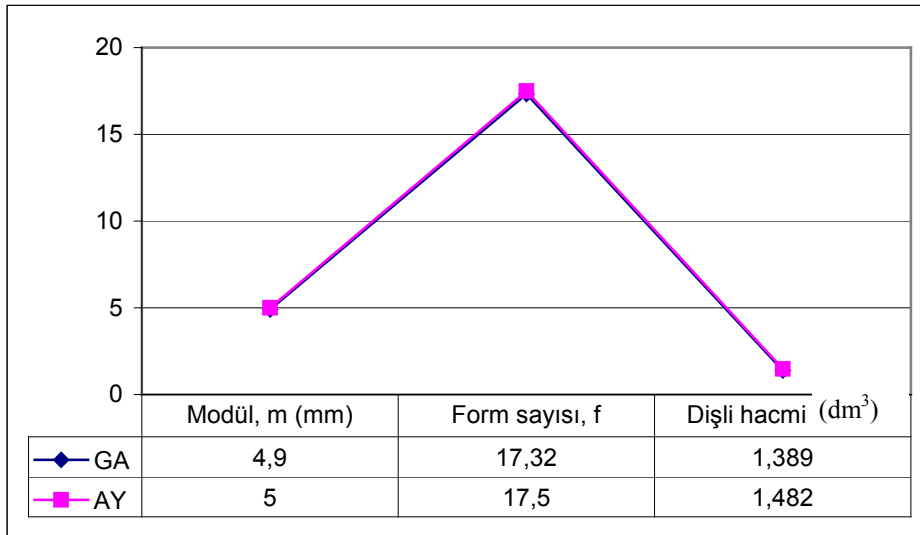
Şekil 5.64. Konik dişli GA ve AY değişkenleri sütun grafiği

5.8.4. Sonsuz vida ve karşılık dişlisi optimizasyon sonucu değerlendirmesi

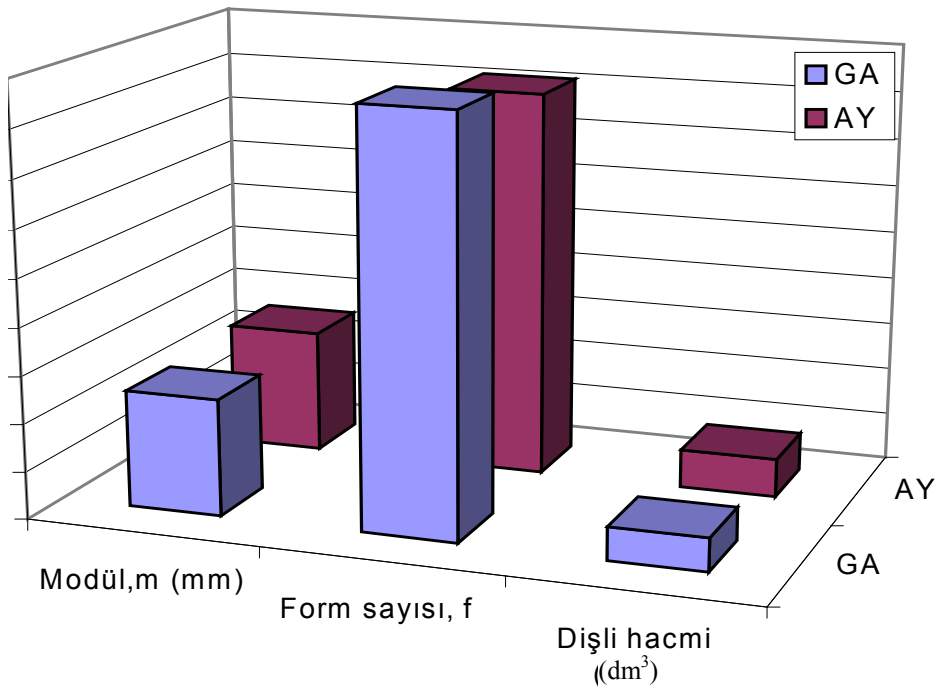
Sonsuz vida ve karşılık dişlisi hacim minimizasyonu, genetik algoritma ve analitik yöntemle elde edilen değişken sonuçları Çizelge 5.45’de, sonuçların grafiksel ifadeleri ise Şekil 5.65 ve Şekil 5.66’da görülmektedir. Çizelge 5.46’ da görüldüğü gibi, genetik algoritma yönteminde modülün 4,9 çıkmasına karşı bu değer analitik yöntemde 5 bulunmuştur. Aradaki fark 0,1 modül GA lehinedir. Form sayısında 0,18 fark elde edilmiştir. Bununla beraber, hacimler arası fark $0,093 \text{ dm}^3$ fark bulunmuştur. Bu çalışmada hedef, dişli hacmi minimizasyonu olduğundan GA, analitik yöntemle yakın değerlerdedir.

Çizelge 5.45. Sonsuz vida ve karşılık dişlisi GA ve AY değişken sonuçları

Sonsuz vida ve karşılık dişlisi değişkenleri	GA	AY
Modül, m (mm)	4,9	5
Form sayısı, f	17,32	17,5
Dişli hacmi, (dm^3)	1,389	1,482



Şekil 5.65. Sonsuz vida ve karşılık dişlisi GA ve AY değişkenleri grafiği



Şekil 5.66. Sonsuz vida ve karşılık dişlisi GA ve AY değişkenleri sütun grafiği

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, bir dişli kutusunu oluşturan temel elemanlardan; dişli çark, mil, rulman ve gövdenin genetik algoritma yardımıyla optimum boyutlandırılması yapılmıştır. Hesaplamalar hacim, mukavemet ve diğer tasarım şartlarına göre gerçekleştirilmiştir. Dişli kutuları, düz dişli, helis dişli, konik dişli ve sonsuz vida olmak üzere dört sınıfa ayrılmış ve GA ile optimizasyon her biri için ayrı, ayrı uygulanmıştır. GA ile elde edilen bulgularla, analitik yöntemle yapılan optimizasyon sonucunda elde edilen bulgular mukayese edilmiştir.

Analitik yöntemle arama tekniğinde, değişkenlerin alabilecekleri tüm değerler genetik algoritmada kullanılan arama adımlarıyla aynı olacak şekilde çözüm uzayı oluşturulmuştur. Bu çözüm uzayında aranan minimuma en yakın hacim fonksiyonları mukavemet ve tasarım şartlarına göre tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, Borland Delphi programında kullanıcıya görsel olarak sunulmuştur.

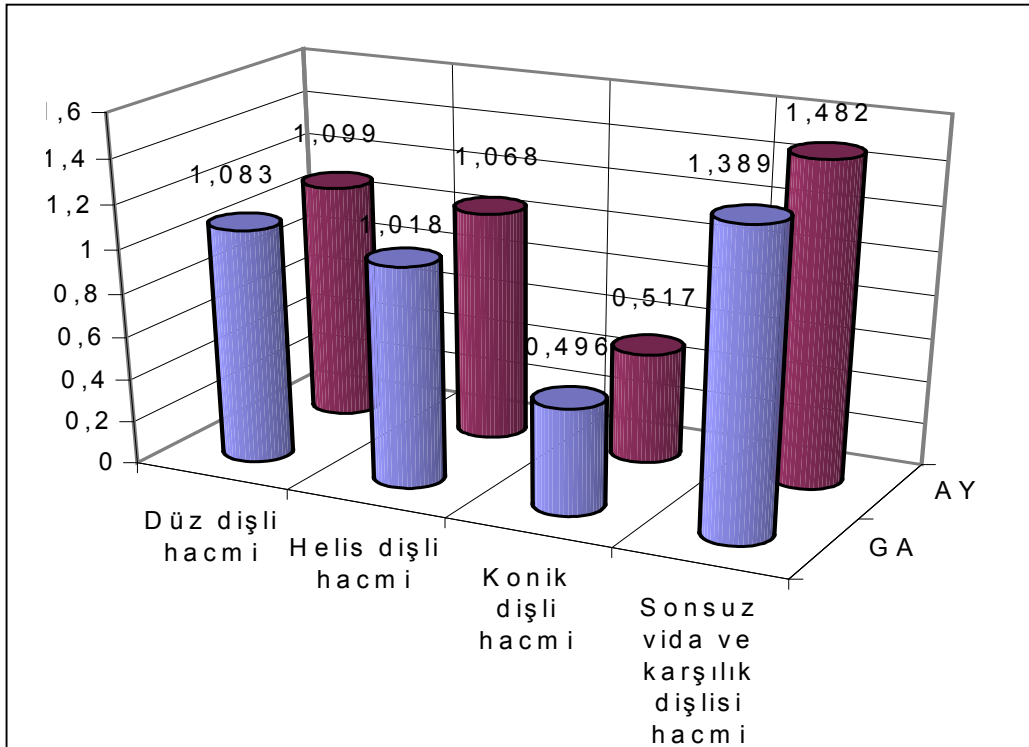
Dişli kutusu tasarımında kullanılan bazı faktör değerlerinin (K_d , K_f , C_{em}), optimizasyon sürecinde sürekli kendisini yenileyebilecek şekilde olması için, değişkenlerin aldıkları değerlere göre bağımlı olan, eğri fonksiyonları kullanılmıştır.

Rulman seçiminde SKF rulman kataloğu kullanılmıştır. Optimum rulman seçiminde iç çap, dış çap ve rulman genişliği, diğer rulman seçimi fonksiyonlarına paralel olacak şekilde birbiriyle ilişkilendirilmiş, minimum hacim ve çalışma esasına göre hesaplanmıştır.

Çizelge 6.1’de her dört mekanizma için yapılan çalışmanın GA ve AY sonuçları görülmektedir. Bu verilere göre genetik algoritma, değişkenlerin aldıkları değerlerde analitik yöntemle göre bazı değişkenler için farklı sonuçlar vermesine rağmen, amaç fonksiyonu olan dişli hacimlerinde, genetik algoritma analitik yöntemle yakın sonuçlar verdiği görülmektedir.

Çizelge 6.1. Her dört mekanizmada, dişli çark hacmi için GA ve AY sonuçları

Düz dişli değişkenleri	GA	AY	Fark
Modül, m (mm)	4,5	5,1	0,6
Diş sayısı, Z	25	22	-3
Genişlik oranı, ψ_m (mm)	21,02	18,57	-2,45
Dişli hacmi (dm ³)	1,083	1,099	0,016
Helis dişli değişkenleri	GA	AY	Fark
Modül, m (mm)	4,5	6,3	1,8
Diş sayısı, Z	25	15	-10
Genişlik oranı, ψ_m (mm)	19,76	19,25	-0,51
Dişli hacmi (dm ³)	1,018	1,068	0,05
Konik dişli değişkenleri	GA	AY	Fark
Modül, m (mm)	6,8	5,2	-1,6
Diş sayısı, Z	16	22	6
Genişlik oranı, ψ_m (mm)	9,31	11,49	2,18
Dişli hacmi (dm ³)	0,496	0,517	0,021
Sonsuz vida değişkenleri	GA	AY	Fark
Modül, m (mm)	4,9	5	0,1
Form sayısı, f	17,32	17,5	0,18
Dişli hacmi (dm ³)	1,389	1,482	0,093



Şekil 6.1. Dişli hacmi grafiği

Makine tasarımı, makine elemanlarının boyutlandırılması her zaman bir fonksiyona ve fonksiyonu oluşturacak olan değişkenler, değişkenlerin şartları ve parametrelere bağlı olması bir optimizasyon tekniği kullanmayı günümüz rekabet, çalışma koşulları ve teknolojik gelişmeler zorunlu kılmaktadır. Bu nedenle, genetik algoritma bu çalışmada mukavemet şartlarına bağlı, boyutlandırma fonksiyonu optimizasyonunda kullanılmıştır.

Genetik algoritmanın, makine elemanlarının mukavemet yönünden incelenmesinde sağladığı katkı, elemanın bağlı olduğu tüm durumları sürekli kendini yenileyebilen bir yaklaşımla optimizasyonu devam ettirmesi olmuştur. Şöyle ki, bir değişkenin aldığı tüm değerlere karşılık, bir başka değişkenin durum değerlendirmesini eş zamanlı yapması ve değişkenlerin yine eş zamanlı bir şekilde kısıtlanması (mukavemet, boyut, koşullar, tasarım vs.) bu algoritmanın avantajıdır. Ayrıca, değişken tarama adımlarının, çözüm uzayını aşırı genişletmesine rağmen istenildiği kadar hassas alınabilmesi (0,1-0,00001) bir başka önemli avantajdır. Çünkü, bir fonksiyonun değişkenlerinin tanımlanmasında kullanılan değişken adımlarına göre arama, kimi zaman çok geniş çözüm uzayı gerektirdiğinden çözüm çok uzun zaman almaktadır. Genetik algoritma, makine elemanlarının fonksiyon optimizasyonunda arama uzayını genetik benzetme tekniğiyle tarayan, çok kullanışlı, kısa zamanda çözüm yapılabilen bir çözüm tekniği olmaktadır.

Bu çalışmada, optimizasyon tekniği olan GA, Matlab 7.0 programlama dili ile yapılmış, GA program algoritması, dişli kutusu fonksiyonlarına uyarlanarak, optimizasyon için algoritma değişkenleri ve kısıtları geliştirilmiştir. Analitik yöntem ile çözüm tekniği Borland Delphi 6.0 programlama dilinde hazırlanmıştır. Bu algorithmada, değişkenlerin alabilecekleri minimum değerlerdeki hacim, mukavemet şartlarına yaklaştırılmıştır.

Bu çalışma ile, GA makine elemanlarının optimizasyonunda başarı ile uygulanabilirliği görülmüştür. Bundan sonraki çalışmalarda GA, çeşitli makine elemanlarının boyut optimizasyonunu, mukavemet şartlarına bağlı olarak tarama yapılmasında kullanılabilir.

KAYNAKLAR

1. Yalçın, T., “Genetik algoritmaların planet dişli tasarımına uyarlanması”, Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 44-90 (2007).
2. Coşkun, A., “Genetik algoritma kullanılarak kimyasal maddelerin deriden geçiş katsayılarının ve molekül yapılarının bulunması”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 1-5 (2006).
3. Callan, R., “Artificial Intelligence”, **Ashford Colour Press Ltd**, Gosport, 330-347 (2003).
4. Toktaş, İ., “Mekanik sistemler için bir kavramsal tasarım modelinin geliştirilmesinde yapay sinir ağlarının kullanılması”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 1-2 (2003).
5. Papathanassiou, S.A., “Applications of artificial intelligence techniques in wind power generation”, **Ios Press.**, England, 8 (3): 231-242 (2001).
6. Airolidi, A., “Multi-objective genetic optimization for helicopter skid landing gears”, **46 th Structural Dynamics and Material Conference**, Austin, 18-21 (2005).
7. Su, D., “Theoretical and experimental investigation into mismarched cylindrical involute worm gear drive using elastic meshing theory”, **Editorial office of Chinese Journal of mechanical Engineering**, 38: 56-60 (2002).
8. Mendi, F., Başkal, T., Altunpak, Y., “Genetik algoritmayla kaynak alanı optimizasyonu”, **Karaelmas Üniversitesi Teknoloji Dergisi**, Karabük, 250-262 (2008).
9. Amin, N., “Enhancement of speed efficiency of an internet-based gear desing optimization”, **Inderscience Enterprises Ltd**, Nottingham, 3: 279-292 (2003).
10. Fonceca, D. J., “A genetic algorithm to minimize transmission error error of automotive spur gear sets”, **Taylor and Francis Ltd**, Alabama, 19 (2): 153-179 (2005).
11. Su, D., “Multi-user internet environment for gear optimization”, **Emerald**, Nottingham, 14 (6): 498-507 (2003).
12. Sadeghe, M. H., “A fault detection and identification system for gearboxes using neural networks”, **Proceeding of 2005 International Conference on Neural Networks and Brain Proceedings**, Beijing, 964-969 (2005).

13. Aziz, S., “An intelligent system for gear and analysis”, *American Society of Mechanical Engineers*, Pittsburg, 277-286 (2001).
14. Chen, J., “Fuzzy reliability desing on cold oil electronic cylinder based on genetic algorithm”, *Chinese Society of Agricultural Machinery*, 37: 7 (2006).
15. Toktaş, İ., “Makina tasarım işleminde kullanılan yapay zeka teknikleri ve uygulama alanları”, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 7(2): 20 (2004).
16. Saruhan, H., Uygur İ., “Desing optimization of mechanical systems using genetic algorithm”, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 7 (2):77-84 (2003).
17. Saravanan, R., “Journal of the institution of engineers”, *Mechanical Engineering Division*, India, 82 (2): 74-79 (2001).
18. Xueliang, Z., “Proceedings of the world congress on intelligent control and automation”, *Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc.*, 3, 2375-2378 (2002).
19. Yokota, T., “Computers and industrial engineering”, *Elsevier Sci Ltd*, 35, 523-526 (1998).
20. Yin, J., “Jixie gongcheng xuebao/chinese journal of mechanical engineering”, *Editorial Office of Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 39 (6): 63-66 (2003).
21. Abersek, B., “Expert systems with applications”, *Pergamon Press Ltd*, 11 (3): 397-405 (1996).
22. Saruhan, H., Rouch, K. E., “Optimization of lubricant film thicness in journal bearings using genetic algorithm”, *Balkanrip Sempozyumu*, Kayseri, 367-374 (2002).
23. Rao, A.C., “International journal of rotating machinery, mechanical analysis”, *Mechanism and Machine Theory*, London, 135-147 (2004).
24. Marcelin, J.L., “The international journal of advanced manufacturing technology”, *Domania Universitaire*, France, 910-915 (2001).
25. Yaman, M., “Genetik algoritma ile kardan mili tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 47-59 (2007).
26. Zeyveli, M., “Genetik algoritma yardımıyla dişli kutusu tasarımı”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-4 (2005).

27. Yong, G., "Construction of efficient fractional factorial mixed-level designs", Master of Science, *The Florida State University*, 21-25 (2003).
28. Goldberg, D.E., "Genetic algorithms in search, optimization and machine learning", *Addison Wesley*, New York, 113-119 (1989).
29. Randy, L. H., "Practical Genetic Algorithms", *John Wiley & Sons, Inc*, Canada, 8-42 (2004).
30. Nabyev, V. V., "Yapay Zeka", *Seçkin Yayıncılık A.Ş.*, Ankara, 606-622 (2003).
31. Ying, C., "Extending the scalability of linkage learning genetic algorithms theory and practice", Degree of Doctor, *University of Illinois at Urbana-Champaign*, 201-256 (2004).
32. Michalewicz, J., "Genetic algorithm+data structure=evolution programs", *Springer Verlag Berlin heidelberg*, New York, 387 (1996).
33. Emel, G., Taşkın, Ç., "Genetik algoritmalar ve uygulama alanları", *Uludağ Üniversitesi İktisadi ve İdari Bilimler Fakültesi Dergisi*, 129-152 (2002).
34. Gen, M., Cheng, R., "Genetic algorithms and engineering design", *John Wiley & Sons, Inc*, Canada, 21-103 (1997).
35. Andrew, C., "Genetic Algorithm and Direct Search Toolbox 2", *Universt of sheffield*, 3-19 (2005).
36. Melanie, M., "An Introduction to Genetic Algorithms", *A Bradford book the MIT Press*, London, 1-120 (1998).
37. Turgut, P., Arslan, A., "Sürekli bir kırıta maksimum momentlerin genetik algoritmalar ile belirlenmesi", *DEÜ Fen ve Mühendislik Dergisi*, 3, 1-9 (2001).
38. Chambers, L., "Practical Handbook of Genetic Algorithms", *Crc Press*, 30-95 (1995).
39. Nearchou, A. C., "Solving the inverse kinematics problem of redundant robots operating in complex environments via a modified genetic algorithm", *Department of Mechanical Engineering, University of Patras*, Greece, 273-292 (1996).
40. Zacharia, P. T., Aspragathos, N. A., "Optimal robot task scheduling based on genetic algorithms", *Robotic and computer-integrated Manufacturing*, Patras, 67-69 (2005).

41. Nearchou, A., "Solving the inverse kinematics problem of redundant robots operating in complex environments via a modified GA", *Elsevier science Ltd.*, Greece, 273-285, (1996).
42. Jang, R., Sun, C., Mizutani, E., "Neuro-fuzzy and soft computing", *Prentice-Hall, Inc.*, Upper Saddle River, 8-21 (1997).
43. Adeli, H., "Advances in desing optimization", *Chapman-Hall*, London, 125-136 (1994).
44. Bozacı, A., Kocaş, İ., Çolak, Ö., "Makine elemanlarının projelendirilmesi", *Çağlayan Kitapevi*, İstanbul, 150-185 (2001).
45. Bozacı, A., "Makine Elemanları", *Çağlayan Yayınevi*, Cilt 2, İstanbul, 259-386 (2004).
46. Heinzler, M., "Tabellenbuch Metal", *Verlag Europa Lehrmittel*, Haan-Gruiten, 87-89, (1994).
47. Şen, Z. İ., Özçilingir, N., "Makine Resmi", *Ege Reklam Yayıncılık*, İstanbul, 188-211 (2004).
48. Akkurt, M., "Makine Elemanları", *Birsen Yayınevi*, İstanbul, 64- 230 (2000).
49. Hall, A., Holowenko, A., Laughlin, H., "Machine desing", 2nd ed., Çeviri Editörü, Pancar, Y., *Mc Graw Hill*, New York, 205- 300 (1961).
50. "KBC Rulman Katalogu", *FAG Hanwha Bearings Corp.*, İstanbul, 7-35 (1999).
51. "ORS Rulman Katalogu", *Ortadoğu Rulman Sanayi ve Ticareti A.Ş.*, Ankara, 30-35 (2000).
52. "SKF General Catalogue", *Media Print Informationstechnologie*, Paderborn, 98-590 (1994),
53. "NSK Rolling Bearing", *NSK Ltd.*, Japan, 5-25 (1998).
54. Saruhan, H., "An evolutionary algorithm in mechanical desing problems", *4. International Advanced Technologies Symposium*, Konya, 1-10 (2005).
55. Mendi, F., "Planet Dişli Sistemleri", *Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Yayınları*, Ankara, 1-26 (2004).
56. Saruhan, H., "Genetic algorithms an optimizaton technique", *Tecnology*, 7(1):105-114 (2004).

57. Öztopal, A., “Genetik algoritmaların meteorolojik uygulamaları”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 1-4 (1998).
58. Akan, F. N., “Genetik algoritmalar yardımıyla optimizasyon”, Yüksek Lisans Tezi, *Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bursa, 1-3 (1997).
59. “ZET Redüktör Katalogu”, *ZET Sanayi Ticaret A.Ş.*, İstanbul, 9-65 (2006).
60. Heinzler, M., “Metal Meslek Bilgisi”, Çeviri Editörleri, Güllü A., Özdemir, A., *Ajans Türk Matbaacılık*, Ankara, 390-394 (1995).
61. Şen, İ. Z., Özçilingir, N., “Standart Makine Elemanları Çizelgeleri”, *Ege Reklam*, İstanbul, 82-85 (2004).

EKLER

EK-1 Düz dişli rulman seçiminde kullanılan SKF rulman kataloğu

Çizelge 1.1. Sabit bilyalı rulman kataloğu [52].

Rulman iç çapı (d)	Rulman dış çapı (D)	Rulman Genişliği (B)	Hacim $0,785(D^2-d^2)B$	C	Co
10	26	8	3617,28	4620	1960
12	28	8	4019,2	5070	2360
15	32	8	5017,72	5590	2850
17	35	10	7347,6	6050	3250
20	47	14	19880,91	12700	6550
25	47	12	14921,28	11200	6550
30	55	13	21685,63	13300	8300
35	62	14	28782,81	15900	10200
40	68	15	35607,6	16800	11600
45	75	16	45216	20800	14600
55	90	11	43822,63	19500	14000
60	95	18	76655,25	26900	23200
65	100	18	81600,75	30700	25000
70	110	20	113040	37700	31000
75	115	20	119320	39700	33500
80	125	22	159315,8	47500	40000
85	130	22	167087,3	49400	43000
90	140	24	216660	58500	50000
95	145	24	226080	60500	54000
100	150	24	235500	60500	66500
105	160	26	297475,8	72800	65500
110	170	28	369264	81900	73500
120	180	28	395640	85200	80000
130	200	33	598405,5	106000	10000
140	210	33	634672,5	111000	108000
150	225	35	772734,4	125000	125000
160	240	38	954560	143000	143000
200	310	34	1497309	168000	190000
220	340	37	1951824	174000	204000
240	360	56	3165120	255000	315000
260	400	65	4714710	291000	375000
280	420	65	5000450	302000	405000
300	460	74	7063744	358000	500000

EK-2 Helis dişli rulman seçiminde kullanılan SKF rulman kataloğu

Çizelge 2.1. Eğik bilyalı rulman kataloğu [52].

Rulman iç Çapı (d)	Rulman dış çapı (D)	Rulman Genişliği (B)	Hacim $0,785(D^2-d^2)B$	C	Co
10	30	9	5652	7020	3350
12	32	10	6908	7610	3800
	37	12	12895,98	10600	5000
15	35	11	8635	8840	4800
	42	13	18001,62	13000	6700
17	40	12	12349,62	11100	6100
	47	14	24276,91	15900	8300
20	47	14	19880,91	14000	8300
	52	15	31839,6	19000	10400
25	52	15	24480,225	15600	10200
	62	17	51298,18	26000	15600
30	62	16	36976,64	23800	15600
	72	19	77319,36	34500	21200
35	72	17	52832,855	30700	20800
	80	21	105504	39000	24500
40	80	18	67824	36400	26000
	90	23	146245,5	49400	33500
45	85	19	77558	37700	28000
	100	25	196250	60500	41500
50	90	20	87920	39000	30500
	110	27	256459,5	74100	51000
55	100	21	114982,88	48800	38000
	120	29	327816	85200	60000
60	110	22	146795	57200	45500
	130	31	411261,5	95600	69500
65	120	23	183709,63	66300	54000
	140	33	507738	108000	80000
70	125	24	202059	71500	60000
	150	35	618187,5	119000	90000
75	130	25	221271,88	72800	64000
	160	37	743552	133000	106000
80	140	26	269412	83200	73500
	170	39	884773,5	143000	118000
85	150	28	335744,5	95600	83000
	180	41	1042794	153000	132000
90	160	30	412125	108000	96500
	190	43	1218555,5	165000	146000
95	170	32	499260	124000	108000

EK-2 (Devam) Helis dişli rulman seçiminde kullanılan SKF rulman kataloğu

Çizelge 2.1. (Devam) Eğik bilyalı yataklar [52].

Rulman iç çapı (d)	Rulman dış çapı (D)	Rulman Genişliği (B)	Hacim $0,785(D^2-d^2)B$	C	Co
100	180	34	597856	135000	122000
	215	47	1705471,4	203000	190000
105	190	36	708619,5	148000	137000
	225	49	1947290,6	212000	208000
110	200	38	832257	163000	153000
	240	50	2260800	225000	224000
120	215	40	999305	165000	163000
	260	55	2918630	238000	250000
130	230	40	1130400	186000	193000
	280	58	3569552	251000	270000
140	250	42	1414413	182000	196000
	300	62	4380300	276000	310000
150	270	45	1780380	195000	224000
	320	65	5224960	302000	365000
160	290	48	2204280	199000	236000
	340	68	6170728	300000	320000
170	310	52	2743104	221000	270000
	360	72	7324992	358000	455000
180	320	52	2857400	251000	320000
	380	75	8501550	371000	490000
190	340	55	3432412,5	276000	350000
	400	78	9796800	410000	560000
220	400	65	5694390	319000	465000
240	440	72	7686720	364000	540000

EK-3 Konik dişli rulman seçiminde kullanılan SKF rulman kataloğu

Çizelge 3.1. Konik makaralı yataklar [52].

İç bilezik çapı (d)	Dış bilezik çapı (D)	Genişlik (B)	Hacim $0,785(D^2-d^2)B$	C	C ₀	x=0,4		
						e	y	y ₀
15	42	14,25	17215,6388	22400	20 000	0,28	2,1	1,1
17	40	13,25	13636,0388	19000	18 600	0,35	1,7	0,9
	47	15,25	26444,4913	28100	25 000	0,28	2,1	1,1
	47	20,25	35114,8163	34700	33 500	0,28	2,1	1,1
20	42	15	16061,1	24200	27 000	0,37	1,6	0,9
	47	15,25	26444,4913	27500	28 000	0,35	1,7	0,9
	52	16,25	34492,9	34100	32 500	0,3	2	1,1
	52	22,25	47228,74	44000	45 500	0,3	2	1,1
22	44	15	17097,3	25100	29 000	0,4	1,5	0,8
	47	17	29479,105	34100	36 500	0,33	1,8	1
25	47	15	18651,6	27000	32 500	0,43	1,4	0,8
	52	16,25	34492,9	30800	33 500	0,37	1,6	0,9
	52	19,25	40860,82	35800	44 000	0,57	1,05	0,6
	52	22	46698,08	47300	56 000	0,35	1,7	0,9
	62	18,25	55070,105	44600	43 000	0,3	2	1,1
	62	18,25	55070,105	38000	40 000	0,83	0,72	0,4
	62	25,25	76192,885	60500	63 000	0,3	2	1,1
28	52	16	24115,2	31900	38 000	0,43	1,4	0,8
	58	20,25	53474,985	41800	50 000	0,57	1,05	0,6
30	55	17	28358,125	35800	44 000	0,43	1,4	0,8
	62	17,25	52052,565	40200	44 000	0,37	1,6	0,9
	62	21,25	64122,725	50100	57 000	0,37	1,6	0,9
	62	21,25	64122,725	49500	58 500	0,57	1,05	0,6
	62	25	75438,5	64400	76 500	0,35	1,7	0,9
	72	20,75	84440,88	56100	56 000	0,31	1,9	1,1
	72	20,75	84440,88	47300	50 000	0,83	0,72	0,4
	72	28,75	116996,4	76500	85 000	0,31	1,9	1,1
32	58	17	31227,3	36900	46 500	0,46	1,3	0,7
35	62	18	37006,47	42900	54 000	0,46	1,3	0,7
	72	18,25	74267,28	51200	56 000	0,37	1,6	0,9
	72	24,25	98683,92	66300	78 000	0,37	1,6	0,9
	72	24,25	98683,92	60500	75 000	0,57	1,05	0,6
	72	28	113944,32	84200	106 000	0,35	1,7	0,9
35	80	22,75	92419,0313	72100	73 500	0,31	1,9	1,1
	80	22,75	114296	61600	67 000	0,83	0,72	0,4
	80	32,75	164536	95200	106 000	0,31	1,9	1,1
	80	32,75	164536	93500	114 000	0,54	1,1	0,6
40	68	19	45102,96	52800	71 000	0,37	1,6	0,9
	75	26	114806,25	79200	104 000	0,35	1,7	0,9
	80	19,75	99224	61600	68 000	0,37	1,6	0,9
	80	24,75	124344	74800	86 500	0,37	1,6	0,9
	80	32	160768	105000	132 000	0,35	1,7	0,9

EK-3 (Devam) Konik dişli rulman seçiminde kullanılan SKF rulman kataloğu

Çizelge 3.1. (Devam) Konik makaralı yataklar [52].

40	90	25,25	160552,125	85800	95 000	0,35	1,7	0,9
	90	25,25	160552,125	73700	81 500	0,83	0,72	0,4
	90	35,25	224137,125	117000	140 000	0,35	1,7	0,9
	90	35,25	224137,125	108000	140 000	0,54	1,1	0,6
45	75	20	75286,65	58300	80 000	0,4	1,5	0,8
	80	26	89293,75	84200	114 000	0,37	1,6	0,9
	85	20,75	117686,219	66000	76 500	0,4	1,5	0,8
	85	24,75	140372,719	80900	98 000	0,4	1,5	0,8
	85	24,75	140372,719	73700	93 000	0,6	1	0,6
	85	32	181492	108000	143 000	0,4	1,5	0,8
	95	29	205454,125	89700	112 000	0,88	0,68	0,4
	95	36	255046,5	147000	186 000	0,33	1,8	1
	100	27,25	213912,5	108000	120 000	0,35	1,7	0,9
	100	27,25	213912,5	91300	102 000	0,83	0,72	0,4
	100	38,25	300262,5	140000	170 000	0,35	1,7	0,9
	100	38,25	300262,5	134000	176 000	0,54	1,1	0,6
50	80	20	61230	60500	88 000	0,43	1,4	0,8
	80	24	120576	69300	102 000	0,31	1,9	1,1
	82	21,5	113484,31	72100	100 000	0,3	2	1,1
	85	26	147462,25	85800	122 000	0,4	1,5	0,8
	90	21,75	138297,375	76500	91 500	0,43	1,4	0,8
	90	24,75	157372,875	82500	100 000	0,43	1,4	0,8
	90	24,75	157372,875	82500	104 000	0,6	1	0,6
	90	28	178038	106000	140 000	0,33	1,8	1
	90	28	178038	106000	140 000	0,33	1,8	1
	90	32	203472	114000	160 000	0,4	1,5	0,8
	100	36	282600	154000	200 000	0,35	1,7	0,9
50	105	32	214148	108000	137 000	0,88	0,68	0,4
	110	29,25	277831,125	125000	140 000	0,35	1,7	0,9
	110	29,25	277831,125	106000	120 000	0,83	0,72	0,4
	110	42,25	401311,625	172000	212 000	0,35	1,7	0,9
	110	42,25	401311,625	161000	216 000	0,54	1,1	0,6
55	90	23	91629,125	78100	112 000	0,31	1,9	1,1
	90	23	146245,5	80900	116 000	0,4	1,5	0,8
	90	27	171679,5	89700	137 000	0,31	1,9	1,1
	95	30	212538,75	110000	156 000	0,37	1,6	0,9
	100	22,75	178587,5	89700	106 000	0,4	1,5	0,8
	100	26,75	209987,5	106000	129 000	0,4	1,5	0,8
	100	26,75	209987,5	101000	127 000	0,57	1,05	0,6
	100	35	274750	138000	190 000	0,4	1,5	0,8
	110	39	370441,5	179000	232 000	0,35	1,7	0,9
	115	34	352975,25	125000	163 000	0,88	0,68	0,4
	120	31,5	356076	142000	163 000	0,35	1,7	0,9
	120	31,5	356076	121000	137 000	0,83	0,72	0,4
	120	45,5	514332	198000	250 000	0,35	1,7	0,9
	120	45,5	514332	190 000	260 000	0,54	1,1	0,6

EK-3 (Devam)Konik dişli rulman seçiminde kullanılan SKF rulman kataloğu

Çizelge 3.1. (Devam) Konik makaralı yataklar [52].

60	95	23	97948,375	82500	122 000	0,43	1,4	0,8
	95	24	170031	84200	132 000	0,4	1,5	0,8
	95	27	191284,875	91300	143 000	0,33	1,8	1
	100	30	235500	117000	170 000	0,4	1,5	0,8
	110	23,75	225589,375	99000	114 000	0,4	1,5	0,8
	110	29,75	282580,375	125000	160 000	0,4	1,5	0,8
	110	38	360943	168000	236 000	0,4	1,5	0,8
	115	39	404883,375	168000	250 000	0,54	1,1	0,6
	115	40	415265	194000	260 000	0,33	1,8	1
	125	37	453828,125	154000	204 000	0,83	0,72	0,4
	130	33,5	444427,75	168000	196 000	0,35	1,7	0,9
	130	33,5	444427,75	145000	166 000	0,83	0,72	0,4
	130	48,5	643425,25	229000	290 000	0,35	1,7	0,9
	130	48,5	643425,25	220000	305 000	0,54	1,1	0,6
65	100	23	104267,625	84200	127 000	0,46	1,3	0,7
	100	27	211950	96800	156 000	0,35	1,7	0,9
	110	28	265958	123000	183 000	0,4	1,5	0,8
	110	34	322949	142000	208 000	0,4	1,5	0,8
65	120	24,75	197687,531	114000	134 000	0,4	1,5	0,8
	120	32,75	370206	151000	193 000	0,4	1,5	0,8
	120	39	440856	161000	240 000	0,57	1,05	0,6
	120	39	440856	187000	265 000	0,33	1,8	1
	120	41	463464	194000	270 000	0,4	1,5	0,8
	130	37	490860,5	157000	216 000	0,88	0,68	0,4
	140	36	553896	194000	228 000	0,35	1,7	0,9
	140	36	553896	165000	193 000	0,83	0,72	0,4
	140	51	784686	264000	335 000	0,35	1,7	0,9
70	140	51	784686	246000	345 000	0,54	1,1	0,6
	110	25	141300	101000	153 000	0,43	1,4	0,8
	110	26	246961	101000	160 000	0,48	1,25	0,7
	110	31	294453,5	130000	190 000	0,28	2,1	1,1
	120	37	418248	172000	250 000	0,37	1,6	0,9
	125	26,25	321972,656	125000	156 000	0,43	1,4	0,8
	125	33,25	407832,031	157000	208 000	0,43	1,4	0,8
	125	41	502890,625	201000	285 000	0,4	1,5	0,8
	130	43	570459,5	233000	325 000	0,33	1,8	1
	140	39	600054	176000	240 000	0,88	0,68	0,4
	140	52	800072	281000	405 000	0,44	1,35	0,8
	150	38	671175	220000	260 000	0,35	1,7	0,9
	150	38	671175	187000	220 000	0,83	0,72	0,4
	150	54	953775	297000	380 000	0,35	1,7	0,9
75	150	54	953775	281000	400 000	0,54	1,1	0,6
	105	20	84780	70400	116 000	0,33	1,8	1
	115	25	259540,625	106000	163 000	0,46	1,3	0,7
	115	31	321830,375	134000	228 000	0,3	2	0,1
	120	31	350424	138000	216 000	0,44	1,35	0,8
	125	37	453828,125	176000	265 000	0,4	1,5	0,8

EK-3 (Devam) Konik dişli rulman seçiminde kullanılan SKF rulman kataloğu

Çizelge 3.1. (Devam) Konik makaralı yataklar [52].

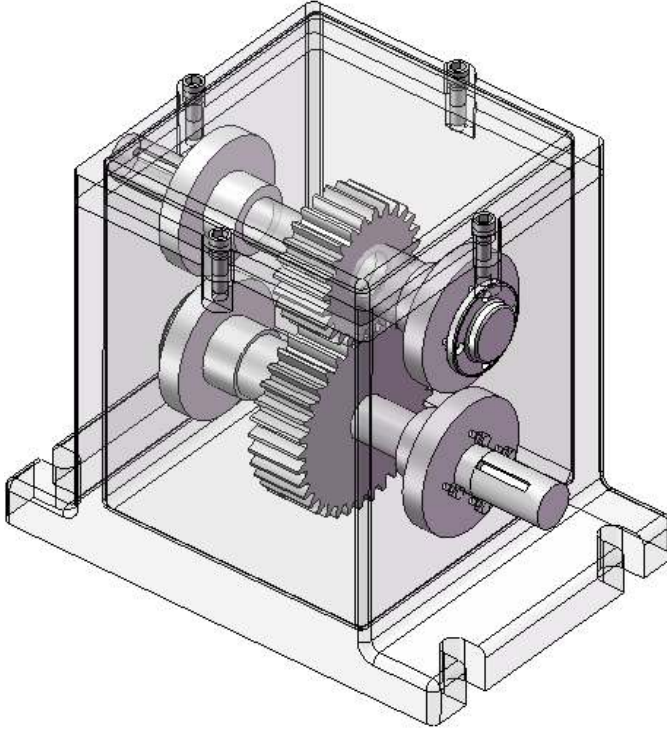
75	130	27,25	361512,125	140000	176 000	0,43	1,4	0,8
	130	33,25	441111,125	161000	212 000	0,43	1,4	0,8
	130	41	543926,5	209000	300 000	0,43	1,4	0,8
	145	51	841735,875	308000	450 000	0,37	1,6	0,9
	150	42	741825	201000	280 000	0,88	0,68	0,4
	160	40	803840	246000	290 000	0,35	1,7	0,9
	160	40	803840	209000	245 000	0,83	0,72	0,4
	160	58	1165568	336000	440 000	0,35	1,7	0,9
	160	58	909461,75	336000	475 000	0,54	1,1	0,6
80	125	29	210007,125	138000	216 000	0,43	1,4	0,8
	125	36	441562,5	168000	285 000	0,28	2,1	1,1
	130	37	490860,5	179000	280 000	0,43	1,4	0,8
	140	28,25	434654,5	151000	183 000	0,43	1,4	0,8
	140	35,25	542356,5	187000	245 000	0,43	1,4	0,8
	140	46	707756	251000	375 000	0,43	1,4	0,8
	145	46	759212,75	281000	400 000	0,31	1,9	1,1
	170	42,5	964176,25	270000	320 000	0,35	1,7	0,9
	170	42,5	964176,25	224000	265 000	0,83	0,72	0,4
	170	61,5	1395219,75	380000	500 000	0,35	1,7	0,9
85	170	61,5	1395219,75	358000	520 000	0,54	1,1	0,6
	130	29	220251,375	140000	224 000	0,44	1,35	0,8
	130	30	397995	140000	228 000	0,44	1,35	0,8
	130	36	477594	183000	310 000	0,3	2	1,1
	140	41	630826	220000	340 000	0,4	1,5	0,8
	150	30,5	538706,25	176000	220 000	0,43	1,4	0,8
	150	38,5	680006,25	212000	285 000	0,43	1,4	0,8
	150	49	865462,5	286000	430 000	0,43	1,4	0,8
	180	44,5	1131813	303000	365 000	0,35	1,7	0,9
	180	44,5	1131813	242000	285 000	0,83	0,72	0,4
90	180	63,5	1615059	402000	530 000	0,35	1,7	0,9
	180	63,5	1615059	391000	560 000	0,54	1,1	0,6
	140	32	288880	168000	270 000	0,43	1,4	0,8
	140	39	600054	216000	355 000	0,27	2,2	1,3
	145	35	577661,875	201000	305 000	0,44	1,35	0,8
	150	45	794812,5	251000	390 000	0,4	1,5	0,8
	155	46	867542,75	286000	430 000	0,33	1,8	1
	160	32,5	653120	194000	245 000	0,43	1,4	0,8
	160	42,5	854080	251000	340 000	0,43	1,4	0,8
	175	48	1153950	270000	380 000	0,83	0,72	0,4
95	190	46,5	1317740,25	330000	400 000	0,35	1,7	0,9
	190	46,5	1317740,25	264000	315 000	0,83	0,72	0,4
	190	67,5	1912848,75	457000	610 000	0,35	1,7	0,9
	145	32	301440	168000	270 000	0,44	1,35	0,8
	145	39	643680,375	220000	375 000	0,28	2,1	1,1
95	160	46	924416	297000	455 000	0,33	1,8	1
	170	34,5	538264,688	216000	275 000	0,43	1,4	0,8

EK-3 (Devam) Konik dişli rulman seçiminde kullanılan SKF rulman kataloğu

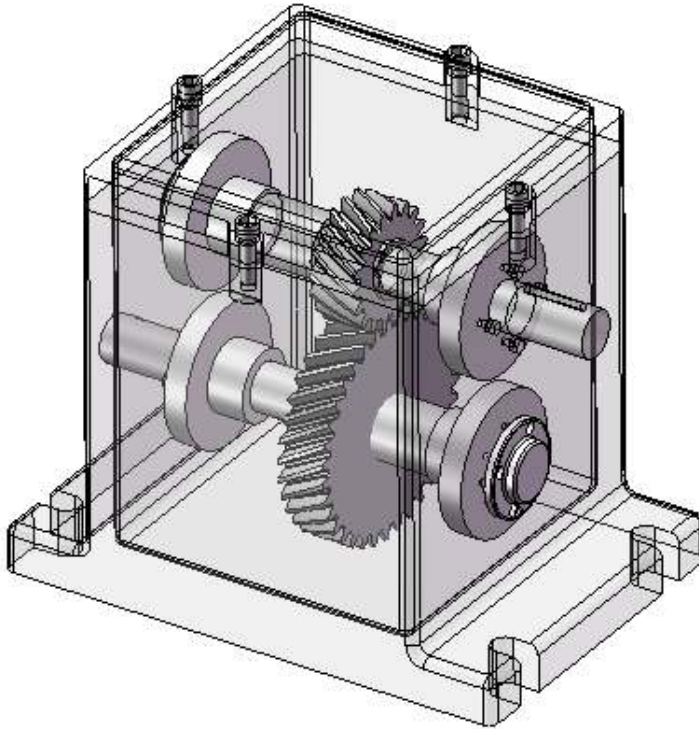
Çizelge 3.1. (Devam) Konik makaralı yataklar [52].

95	170	45,5	1032235,75	281000	390 000	0,43	1,4	0,8
	200	49,5	1554300	330000	390 000	0,35	1,7	0,9
	200	49,5	1554300	292000	355 000	0,83	0,72	0,4
	200	71,5	2245100	501000	670 000	0,35	1,7	0,9
100	145	24	207711	125000	190 000	0,48	1,25	0,7
	150	32	565200	172000	280 000	0,46	1,3	0,7
	150	39	688837,5	224000	390 000	0,28	2,1	1,1
	160	41	823936	246000	390 000	0,48	1,25	0,7
	165	47	1004466,38	314000	480 000	0,31	1,9	1,1
	180	37	941058	246000	320 000	0,43	1,4	0,8
	180	49	1246266	319000	440 000	0,43	1,4	0,8
	180	63	1602342	429000	655 000	0,4	1,5	0,8
	215	51,5	1868761,19	402000	490 000	0,35	1,7	0,9
	215	56,5	2050194,31	374000	465 000	0,83	0,72	0,4
	215	77,5	2812213,44	572000	780 000	0,35	1,7	0,9
105	160	35	400448,125	201000	335 000	0,44	1,35	0,8
	160	43	864128	246000	430 000	0,28	2,1	1,1
	190	39	1105201,5	270000	355 000	0,43	1,4	0,8
	190	53	1501940,5	358000	510 000	0,43	1,4	0,8
	225	53,5	2126123,44	429000	530 000	0,35	1,7	0,9
	225	58	2304956,25	402000	500 000	0,83	0,72	0,4
	225	81,5	3238860,94	605000	815 000	0,35	1,7	0,9
110	150	25	204100	125000	224 000	0,35	1,7	0,9
	160	27	542592	154000	232 000	0,44	1,35	0,8
	170	38	862087	233000	390 000	0,43	1,4	0,8
	170	47	1066265,5	281000	500 000	0,28	2,1	1,1
	180	47	1195398	319000	520 000	0,4	1,5	0,8
	180	56	1424304	369000	630 000	0,43	1,4	0,8
	200	41	1287400	308000	405 000	0,43	1,4	0,8
	200	56	1758400	402000	570 000	0,43	1,4	0,8
	240	54,5	2464272	473000	585 000	0,35	1,7	0,9
	240	63	2848608	457000	585 000	0,83	0,72	0,4
	240	84,5	3820752	627000	830 000	0,35	1,7	0,9

EK-4 Düz ve helis dişli kutusu

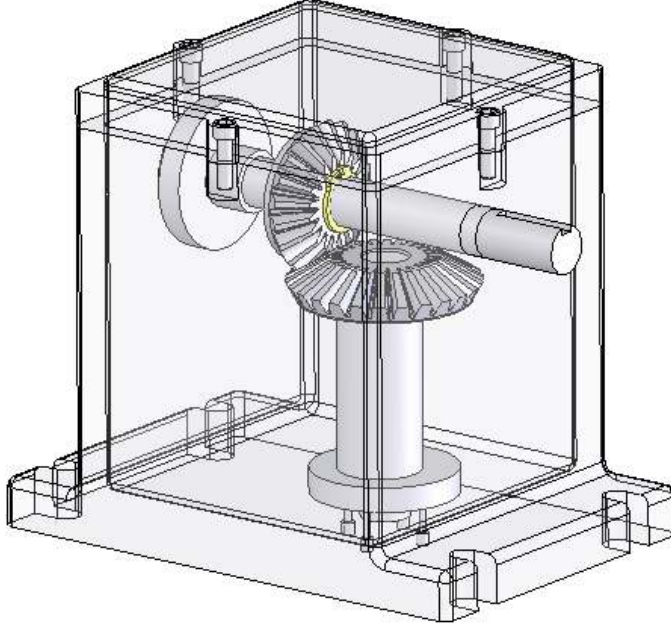


Şekil 4.1. Düz dişli kutusu

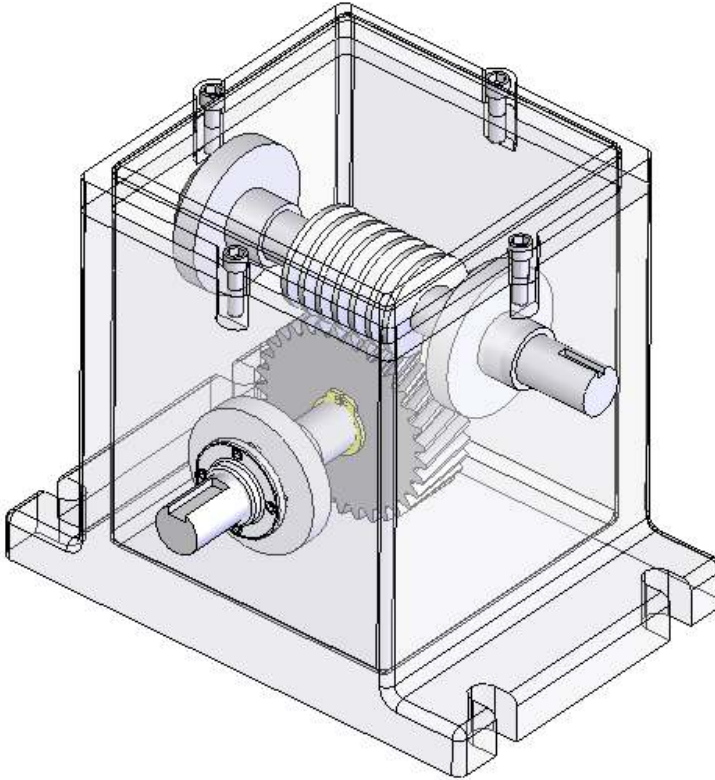


Şekil 4.2. Helis dişli kutusu

EK-5 Konik ve sonsuz vida dişli kutusu



Şekil 5.1. Konik dişli kutusu



Şekil 5.2. Sonsuz vida ve karşılık dişli kutusu

EK-6 Düz ve helis dişli güç ve iletme oranı değerleri

Çizelge 6.1. Güç ve iletme oranı değerleri [4].

i	Php	Pkw	n1	n2	i	Php	Pkw	n1	n2
1,6	50	36,76	1500	940	1,8	480	352,94	600	333
1,6	100	73,53	1500	940	1,8	600	441,18	600	333
1,6	200	147,06	1500	940	1,8	1050	772,06	600	333
1,6	375	275,74	1500	940	2	40	29,41	1500	750
1,6	650	477,94	1500	940	2	80	58,82	1500	750
1,6	900	661,76	1500	940	2	155	113,97	1500	750
1,6	1150	845,59	1500	940	2	310	227,94	1500	750
1,6	35	25,74	1000	625	2	550	404,41	1500	750
1,6	70	51,47	1000	625	2	750	551,47	1500	750
1,6	150	110,29	1000	625	2	1000	735,29	1500	750
1,6	280	205,88	1000	625	2	30	22,06	1000	500
1,6	490	360,29	1000	625	2	60	44,12	1000	500
1,6	700	514,71	1000	625	2	125	91,91	1000	500
1,6	910	669,12	1000	625	2	230	169,12	1000	500
1,6	30	22,06	750	475	2	410	301,47	1000	500
1,6	60	44,12	750	475	2	570	419,12	1000	500
1,6	120	88,24	750	475	2	790	580,88	1000	500
1,6	225	165,44	750	475	2	1300	955,88	1000	500
1,6	410	301,47	750	475	2	25	18,38	750	375
1,6	560	411,76	750	475	2	50	36,76	750	375
1,6	750	551,47	750	475	2	100	73,53	750	375
1,6	1350	992,65	750	475	2	180	132,35	750	375
1,6	25	18,38	600	375	2	330	242,65	750	375
1,6	55	40,44	600	375	2	470	345,59	750	375
1,6	110	80,88	600	375	2	620	455,88	750	375
1,6	200	147,06	600	375	2	1050	772,06	750	375
1,6	370	272,06	600	375	2	20	14,71	600	300
1,6	500	367,65	600	375	2	40	29,41	600	300
1,6	650	477,94	600	375	2	85	62,50	600	300
1,6	1200	882,35	600	375	2	160	117,65	600	300
1,8	45	33,09	1500	832	2	300	220,59	600	300
1,8	90	66,18	1500	832	2	420	308,82	600	300
1,8	175	128,68	1500	832	2	575	422,79	600	300
1,8	330	242,65	1500	832	2	950	698,53	600	300
1,8	600	441,18	1500	832	2	1300	955,88	600	300
1,8	840	617,65	1500	832	2,24	35	25,74	1500	670
1,8	1100	808,82	1500	832	2,24	70	51,47	1500	670
1,8	32	23,53	1000	555	2,24	135	99,26	1500	670
1,8	65	47,79	1000	555	2,24	275	202,21	1500	670
1,8	135	99,26	1000	555	2,24	500	367,65	1500	670
1,8	260	191,18	1000	555	2,24	690	507,35	1500	670

EK-6 (Devam) Güç ve iletme oranı değerleri

Çizelge 6.1. (Devam) Güç ve iletme oranı değerleri [4].

i	Php	Pkw	n1	n2	i	Php	Pkw	n1	n2
1,8	620	455,88	1000	555	2,24	25	18,38	1000	446
1,8	860	632,35	1000	555	2,24	50	36,76	1000	446
1,8	28	20,59	750	417	2,24	110	80,88	1000	446
1,8	55	40,44	750	417	2,24	200	147,06	1000	446
1,8	110	80,88	750	417	2,24	380	279,41	1000	446
1,8	205	150,74	750	417	2,24	510	375,00	1000	446
1,8	380	279,41	750	417	2,24	720	529,41	1000	446
1,8	510	375,00	750	417	2,24	1150	845,59	1000	446
1,8	690	507,35	750	417	2,24	20	14,71	750	333
1,8	1200	882,35	750	417	2,24	42	30,88	750	333
1,8	24	17,65	600	333	2,24	90	66,18	750	333
1,8	48	35,29	600	333	2,24	160	117,65	750	333
1,8	95	69,85	600	333	2,24	310	227,94	750	333
1,8	180	132,35	600	333	2,24	420	308,82	750	333
1,8	330	242,65	600	333	2,24	570	419,12	750	333
2,24	940	691,18	750	333	2,8	150	110,29	1000	357
2,24	1200	882,35	750	333	2,8	295	216,91	1000	357
2,24	18	13,24	600	268	2,8	400	294,12	1000	357
2,24	35	25,74	600	268	2,8	600	441,18	1000	357
2,24	75	55,15	600	268	2,8	1250	919,12	1000	357
2,24	150	110,29	600	268	2,8	15	11,03	750	268
2,24	270	198,53	600	268	2,8	30	22,06	750	268
2,24	370	272,06	600	268	2,8	65	47,79	750	268
2,24	500	367,65	600	268	2,8	125	91,91	750	268
2,24	830	610,29	600	268	2,8	240	176,47	750	268
2,24	1150	845,59	600	268	2,8	315	231,62	750	268
2,5	30	22,06	1500	600	2,8	470	345,59	750	268
2,5	35	25,74	1500	600	2,8	690	507,35	750	268
2,5	125	91,91	1500	600	2,8	1000	735,29	750	268
2,5	230	169,12	1500	600	2,8	14	10,29	600	211
2,5	450	330,88	1500	600	2,8	27	19,85	600	211
2,5	600	441,18	1500	600	2,8	57	41,91	600	211
2,5	895	658,09	1500	600	2,8	110	80,88	600	211
2,5	1380	1014,71	1500	600	2,8	175	128,68	600	211
2,5	22	16,18	1000	400	2,8	245	180,15	600	211
2,5	45	33,09	1000	400	2,8	350	257,35	600	211
2,5	95	69,85	1000	400	2,8	500	367,65	600	211
2,5	175	128,68	1000	400	2,8	750	551,47	600	211
2,5	330	242,65	1000	400	3,15	22	16,18	1500	475
2,5	460	338,24	1000	400	3,15	46	33,82	1500	475
2,5	660	485,29	1000	400	3,15	90	66,18	1500	475

EK-6 (Devam) Güç ve iletme oranı değerleri

Çizelge 6.1. (Devam) Güç ve iletme oranı değerleri [4].

i	Php	Pkw	n1	n2	i	Php	Pkw	n1	n2
2,5	35	25,74	750	300	3,15	450	330,88	1500	475
2,5	75	55,15	750	300	3,15	690	507,35	1500	475
2,5	145	106,62	750	300	3,15	970	713,24	1500	475
2,5	275	202,21	750	300	3,15	18	13,24	1000	317
2,5	370	272,06	750	300	3,15	32	23,53	1000	317
2,5	540	397,06	750	300	3,15	70	51,47	1000	317
2,5	810	595,59	750	300	3,15	125	91,91	1000	317
2,5	1150	845,59	750	300	3,15	250	183,82	1000	317
2,5	17	12,50	600	240	3,15	330	242,65	1000	317
2,5	30	22,06	600	240	3,15	510	375,00	1000	317
2,5	65	47,79	600	240	3,15	720	529,41	1000	317
2,5	130	95,59	600	240	3,15	1050	772,06	1000	317
2,5	240	176,47	600	240	3,15	14	10,29	750	240
2,5	330	242,65	600	240	3,15	25	18,38	750	240
2,5	480	352,94	600	240	3,15	55	40,44	750	240
2,5	710	522,06	600	240	3,15	105	77,21	750	240
2,5	1000	735,29	600	240	3,15	200	147,06	750	240
2,8	25	18,38	1500	535	3,15	275	202,21	750	240
2,8	55	40,44	1500	535	3,15	420	308,82	750	240
2,8	105	77,21	1500	535	3,15	560	411,76	750	240
2,8	200	147,06	1500	535	3,15	860	632,35	750	240
2,8	400	294,12	1500	535	3,15	12	8,82	600	187
2,8	540	397,06	1500	535	3,15	22	16,18	600	187
2,8	770	566,18	1500	535	3,15	48	35,29	600	187
2,8	1150	845,59	1500	535	3,15	95	69,85	600	187
2,8	20	14,71	1000	357	3,15	185	136,03	600	187
2,8	40	29,41	1000	357	3,15	240	176,47	600	187
2,8	85	62,50	1000	357	3,15	370	272,06	600	187
3,15	530	389,71	600	187	4	690	507,35	1000	250
3,15	750	551,47	600	187	4	10	7,35	750	187
3,55	20	14,71	1500	422	4	20	14,71	750	187
3,55	40	29,41	1500	422	4	37	27,21	750	187
3,55	75	55,15	1500	422	4	65	47,79	750	187
3,55	130	95,59	1500	422	4	135	99,26	750	187
3,55	280	205,88	1500	422	4	185	136,03	750	187
3,55	370	272,06	1500	422	4	310	227,94	750	187
3,55	600	441,18	1500	422	4	400	294,12	750	187
3,55	790	580,88	1500	422	4	540	397,06	750	187
3,55	1150	845,59	1500	422	4	8,5	6,25	600	150
3,55	15	11,03	1000	282	4	14	10,29	600	150
3,55	30	22,06	1000	282	4	30	22,06	600	150

EK-6 (Devam) Güç ve iletme oranı değerleri

Çizelge 6.1. (Devam) Güç ve iletme oranı değerleri [4].

i	Php	Pkw	n1	n2	i	Php	Pkw	n1	n2
3,55	570	419,12	1000	282	4	490	360,29	600	150
3,55	890	654,41	1000	282	4,5	13	9,56	1500	333
3,55	12	8,82	750	211	4,5	27	19,85	1500	333
3,55	25	18,38	750	211	4,5	52	38,24	1500	333
3,55	45	33,09	750	211	4,5	95	69,85	1500	333
3,55	85	62,50	750	211	4,5	200	147,06	1500	333
3,55	170	125,00	750	211	4,5	260	191,18	1500	333
3,55	225	165,44	750	211	4,5	450	330,88	1500	333
3,55	360	264,71	750	211	4,5	560	411,76	1500	333
3,55	470	345,59	750	211	4,5	810	595,59	1500	333
3,55	700	514,71	750	211	4,5	10	7,35	1000	222
3,55	10	7,35	600	167	4,5	20	14,71	1000	222
3,55	18	13,24	600	167	4,5	40	29,41	1000	222
3,55	36	26,47	600	167	4,5	70	51,47	1000	222
3,55	70	51,47	600	167	4,5	150	110,29	1000	222
3,55	155	113,97	600	167	4,5	200	147,06	1000	222
3,55	200	147,06	600	167	4,5	330	242,65	1000	222
3,55	310	227,94	600	167	4,5	440	323,53	1000	222
3,55	420	308,82	600	167	4,5	600	441,18	1000	222
3,55	600	441,18	600	167	4,5	8,5	6,25	750	167
4	18	13,24	1500	375	4,5	15	11,03	750	167
4	35	25,74	1500	375	4,5	30	22,06	750	167
4	60	44,12	1500	375	4,5	60	44,12	750	167
4	105	77,21	1500	375	4,5	120	88,24	750	167
4	230	169,12	1500	375	4,5	160	117,65	750	167
4	295	216,91	1500	375	4,5	275	202,21	750	167
4	510	375,00	1500	375	4,5	350	257,35	750	167
4	620	455,88	1500	375	4,5	490	360,29	750	167
4	910	669,12	1500	375	4,5	6,5	4,78	600	134
4	12	8,82	1000	250	4,5	12	8,82	600	134
4	25	18,38	1000	250	4,5	26	19,12	600	134
4	45	33,09	1000	250	4,5	55	40,44	600	134
4	80	58,82	1000	250	4,5	100	73,53	600	134
4	175	128,68	1000	250	4,5	140	102,94	600	134
4	225	165,44	1000	250	4,5	230	169,12	600	134
4	390	286,76	1000	250	4,5	300	220,59	600	134
4	470	345,59	1000	250	4,5	430	316,18	600	134

EK-7 Konik dişli güç ve iletme oranı değerleri

Çizelge 7.1. Güç ve iletme oranı değerleri [4].

i	Php	Pkw	n1	n2	i	Php	Pkw	n1	n2
1	20	27,2	2800	2800	1	11	14,96	600	600
1	27	36,72	2800	2800	1	32	43,52	600	600
1	53	72,08	2800	2800	1	29	39,44	600	600
1	108	146,88	2800	2800	1	54	73,44	600	600
1	136	184,96	2800	2800	1	120	163,2	600	600
1	14	19,04	2000	2000	1	2,8	3,808	400	400
1	19	25,84	2000	2000	1	3,9	5,304	400	400
1	7,8	10,608	800	800	1	10	13,6	50	50
1	15	20,4	800	800	1	0,07	0,0952	10	10
1	31	42,16	800	800	1	0,1	0,136	10	10
1	39	53,04	800	800	1	0,2	0,272	10	10
1	70	95,2	800	800	1	0,4	0,544	10	10
1	170	231,2	800	800	1	0,5	0,68	10	10
1	4	5,44	600	600	1	0,9	1,224	10	10
1	5,8	7,888	600	600	1	2	2,72	10	10
1,5	13	17,68	2800	1866	1,5	15	20,4	600	400
1,5	18	24,48	2800	1866	1,5	19,5	26,52	600	400
1,5	35	47,6	2800	1866	1,5	36	48,96	600	400
1,5	72	97,92	2800	1866	1,5	80	108,8	600	400
1,5	91	123,76	2800	1866	1,5	1,9	2,584	400	266
1,5	9,3	12,648	2000	1333	1,5	2,6	3,536	400	266
1,5	13	17,68	2000	1333	1,5	5	6,8	400	266
1,5	25	34	2000	1333	1,5	10	13,6	400	266
1,5	52	70,72	2000	1333	1,5	13	17,68	400	266
1,5	65	88,4	2000	1333	1,5	24	32,64	400	266
1,5	7	9,52	1500	1000	1,5	55	74,8	400	266
1,5	9,7	13,192	1500	1000	1,5	0,46	0,6256	100	66
1,5	18	24,48	1500	1000	1,5	0,6	0,816	100	66
1,5	39	53,04	1500	1000	1,5	1,1	1,496	100	66
1,5	48	65,28	1500	1000	1,5	2,5	3,4	100	66
1,5	90	122,4	1500	1000	1,5	3,3	4,488	100	66
1,5	200	272	1500	1000	1,5	6	8,16	100	66
1,5	4,6	6,256	1000	666	1,5	13	17,68	100	66
1,5	6,5	8,84	1000	666	1,5	0,23	0,3128	50	33
1,5	12	16,32	1000	666	1,5	0,3	0,408	50	33
1,5	26	35,36	1000	666	1,5	0,6	0,816	50	33
1,5	32	43,52	1000	666	1,5	1,3	1,768	50	33
1,5	60	81,6	1000	666	1,5	1,66	2,2576	50	33
1,5	140	190,4	1000	666	1,5	3	4,08	50	33
1,5	3,7	5,032	800	533	1,5	7	9,52	50	33

EK-7 (Devam) Konik dişli güç ve iletme oranı değerleri

Çizelge 7.1. (Devam) Güç ve iletme oranı değerleri [4].

i	Php	Pkw	n1	n2	i	Php	Pkw	n1	n2
1,5	5,2	7,072	800	533	1,5	0,04	0,0544	10	6,6
1,5	10	13,6	800	533	1,5	0,06	0,0816	10	6,6
1,5	20	27,2	800	533	1,5	0,1	0,136	10	6,6
1,5	26	35,36	800	533	1,5	0,2	0,272	10	6,6
1,5	48	65,28	800	533	1,5	0,3	0,408	10	6,6
1,5	110	149,6	800	533	1,5	0,6	0,816	10	6,6
1,5	2,8	3,808	600	400	1,5	1,4	1,904	10	6,6
1,5	3,9	5,304	600	400	2	9,8	13,328	2800	1400
1,5	7	9,52	600	400	2	13	17,68	2800	1400
2	25	34	2800	1400	2	65	88,4	600	300
2	54	73,44	2800	1400	2	1,4	1,904	400	200
2	68	92,48	2800	1400	2	2	2,72	400	200
2	7	9,52	2000	1000	2	4	5,44	400	200
2	9,8	13,328	2000	1000	2	7	9,52	400	200
2	19	25,84	2000	1000	2	9,7	13,192	400	200
2	39	53,04	2000	1000	2	18	24,48	400	200
2	48	65,28	2000	1000	2	40	54,4	400	200
2	5,3	7,208	1500	750	2	0,35	0,476	100	50
2	7,3	9,928	1500	750	2	0,5	0,68	100	50
2	14	19,04	1500	750	2	1	1,36	100	50
2	29	39,44	1500	750	2	1,9	2,584	100	50
2	36	48,96	1500	750	2	2,4	3,264	100	50
2	68	92,48	1500	750	2	4,5	6,12	100	50
2	160	217,6	1500	750	2	10	13,6	100	50
2	3,5	4,76	1000	500	2	0,18	0,2448	50	25
2	5	6,8	1000	500	2	0,24	0,3264	50	25
2	10	13,6	1000	500	2	0,5	0,68	50	25
2	19	25,84	1000	500	2	0,9	1,224	50	25
2	24	32,64	1000	500	2	1,2	1,632	50	25
2	45	61,2	1000	500	2	2	2,72	50	25
2	105	142,8	1000	500	2	5	6,8	50	25
2	2,8	3,808	800	400	2	0,03	0,0408	10	5
2	3,9	5,304	800	400	2	0,04	0,0544	10	5
2	3,8	5,168	800	400	2	0,08	0,1088	10	5
2	15	20,4	800	400	2	0,19	0,2584	10	5
2	19	25,84	800	400	2	0,25	0,34	10	5
2	35	47,6	800	400	2	0,4	0,544	10	5
2	80	108,8	800	400	2	1	1,36	10	5
2	2	2,72	600	300	2,5	7,8	10,608	2800	1120
2	2,9	3,944	600	300	2,5	11	14,96	2800	1120

EK-7 (Devam) Konik dişli güç ve iletme oranı değerleri

Çizelge 7.1. (Devam) Güç ve iletme oranı değerleri [4].

i	Php	Pkw	n1	n2	i	Php	Pkw	n1	n2
2	11	14,96	600	300	2,5	43	58,48	2800	1120
2	14	19,04	600	300	2,5	54	73,44	2800	1120
2	27	36,72	600	300	2,5	5,6	7,616	2000	800
2,5	7,8	10,608	2000	800	2,5	6	8,16	400	160
2,5	15	20,4	2000	800	2,5	7,8	10,608	400	160
2,5	31	42,16	2000	800	2,5	14	19,04	400	160
2,5	39	53,04	2000	800	2,5	34	46,24	400	160
2,5	4,2	5,712	1500	600	2,5	0,28	0,3808	100	40
2,5	5,8	7,888	1500	600	2,5	0,4	0,544	100	40
2,5	10	13,6	1500	600	2,5	0,7	0,952	100	40
2,5	23	31,28	1500	600	2,5	1,5	2,04	100	40
2,5	29	39,44	1500	600	2,5	2	2,72	100	40
2,5	54	73,44	1500	600	2,5	3,5	4,76	100	40
2,5	120	163,2	1500	600	2,5	8	10,88	100	40
2,5	2,8	3,808	1000	400	2,5	0,13	0,1768	50	20
2,5	3,9	5,304	1000	400	2,5	0,2	0,272	50	20
2,5	6,5	8,84	1000	400	2,5	0,4	0,544	50	20
2,5	15,6	21,216	1000	400	2,5	0,7	0,952	50	20
2,5	19	25,84	1000	400	2,5	1	1,36	50	20
2,5	35	47,6	1000	400	2,5	1,8	2,448	50	20
2,5	80	108,8	1000	400	2,5	4	5,44	50	20
2,5	2,2	2,992	800	320	2,5	0,02	0,0272	10	4
2,5	3,2	4,352	800	320	2,5	0,04	0,0544	10	4
2,5	6	8,16	800	320	2,5	0,08	0,1088	10	4
2,5	12,5	17	800	320	2,5	0,15	0,204	10	4
2,5	15	20,4	800	320	2,5	0,2	0,272	10	4
2,5	29	39,44	800	320	2,5	0,3	0,408	10	4
2,5	70	95,2	800	320	3	6,5	8,84	2800	933
2,5	1,7	2,312	600	240	3	9,2	12,512	2800	933
2,5	2,3	3,128	600	240	3	17	23,12	2800	933
2,5	4	5,44	600	240	3	36	48,96	2800	933
2,5	9,3	12,648	600	240	3	45	61,2	2800	933
2,5	11	14,96	600	240	3	4,7	6,392	2000	666,6
3	4,8	6,528	1500	500	3	0,3	0,408	100	33
3	9	12,24	1500	500	3	0,5	0,68	100	33
3	19	25,84	1500	500	3	1,3	1,768	100	33
3	24	32,64	1500	500	3	1,6	2,176	100	33
3	45	61,2	1500	500	3	3	4,08	100	33
3	105	142,8	1500	500	3	7	9,52	100	33
3	2,3	3,128	1000	333,3	3	0,11	0,1496	50	16,6
3	3,3	4,488	1000	333,3	3	0,16	0,2176	50	16,6

EK-7 (Devam) Konik dişli güç ve iletme oranı değerleri

Çizelge 7.1. (Devam) Güç ve iletme oranı değerleri [4].

i	Php	Pkw	n1	n2	i	Php	Pkw	n1	n2
3	6	8,16	1000	333,3	3	0,2	0,272	50	16,6
3	13	17,68	1000	333,3	3	0,6	0,816	50	16,6
3	16	21,76	1000	333,3	3	0,8	1,088	50	16,6
3	30	40,8	1000	333,3	3	1,5	2,04	50	16,6
3	72	97,92	1000	333,3	3	3	4,08	50	16,6
3	1,8	2,448	800	266	3	0,02	0,0272	10	3,3
3	2,6	3,536	800	266	3	0,03	0,0408	10	3,3
3	5	6,8	800	266	3	0,05	0,068	10	3,3
3	10	13,6	800	266	3	0,12	0,1632	10	3,3
3	13	17,68	800	266	3	0,16	0,2176	10	3,3
3	24	32,64	800	266	3	0,3	0,408	10	3,3
3	55	74,8	800	266	3	0,7	0,952	10	3,3
3	1,4	1,904	600	200	3,5	4,2	5,712	1500	429
3	1,9	2,584	600	200	3,5	8	10,88	1500	429
3	3,8	5,168	600	200	3,5	16,7	22,712	1500	429
3	7,8	10,608	600	200	3,5	20,1	27,336	1500	429
3	9	12,24	600	200	3,5	39	53,04	1500	429
3	18	24,48	600	200	3,5	94	127,84	1500	429
3	40	54,4	600	200	3,5	2,8	3,808	1000	285
3	0,92	1,2512	400	133	3,5	5	6,8	1000	285
3	1,3	1,768	400	133	3,5	11,1	15,096	1000	285
3	2,5	3,4	400	133	3,5	14	19,04	1000	285
3	5,2	7,072	400	133	3,5	26	35,36	1000	285
3	6,4	8,704	400	133	3,5	63	85,68	1000	285
3	12	16,32	400	133	3,5	2,2	2,992	800	228
3	27	36,72	400	133	3,5	4	5,44	800	228
3	0,2	0,272	100	33	3,5	8,9	12,104	800	228
3,5	21	28,56	800	228	3,5	11,1	15,096	800	228
3,5	50	68	800	228	4	4	5,44	1000	250
3,5	1,7	2,312	600	171	4	9,7	13,192	1000	250
3,5	3,2	4,352	600	171	4	12,2	16,592	1000	250
3,5	6,7	9,112	600	171	4	23	31,28	1000	250
3,5	8,4	11,424	600	171	4	52	70,72	1000	250
3,5	15	20,4	600	171	4	3	4,08	800	200
3,5	38	51,68	600	171	4	7,8	10,608	800	200
3,5	1,1	1,496	400	114	4	9,8	13,328	800	200
3,5	2	2,72	400	114	4	18	24,48	800	200
3,5	4,5	6,12	400	114	4	42	57,12	800	200
3,5	5,5	7,48	400	114	4	2,5	3,4	600	150
3,5	10	13,6	400	114	4	5,9	8,024	600	150
3,5	25	34	400	114	4	7,3	9,928	600	150

EK-7 (Devam) Konik dişli güç ve iletme oranı değerleri

Çizelge 7.1. (Devam) Güç ve iletme oranı değerleri [4].

i	Php	Pkw	n1	n2	i	Php	Pkw	n1	n2
3,5	0,28	0,3808	100	28,5	4	13	17,68	600	150
3,5	0,5	0,68	100	28,5	4	30	40,8	600	150
3,5	1,1	1,496	100	28,5	4	1,6	2,176	400	100
3,5	1,4	1,904	100	28,5	4	3,9	5,304	400	100
3,5	2,6	3,536	100	28,5	4	4,8	6,528	400	100
3,5	6	8,16	100	28,5	4	9	12,24	400	100
3,5	0,13	0,1768	50	14,2	4	20	27,2	400	100
3,5	0,25	0,34	50	14,2	4	0,4	0,544	100	25
3,5	0,5	0,68	50	14,2	4	1	1,36	100	25
3,5	0,7	0,952	50	14,2	4	1,2	1,632	100	25
3,5	1,3	1,768	50	14,2	4	2,3	3,128	100	25
3,5	3	4,08	50	14,2	4	5	6,8	100	25
3,5	0,027	0,0367	10	2,8	4	0,2	0,272	50	12,5
3,5	0,05	0,068	10	2,8	4	0,5	0,68	50	12,5
3,5	0,1	0,136	10	2,8	4	0,6	0,816	50	12,5
3,5	0,13	0,1768	10	2,8	4	1,1	1,496	50	12,5
3,5	0,25	0,34	10	2,8	4	2	2,72	50	12,5
3,5	0,6	0,816	10	2,8	4	0,04	0,0544	10	2,5
4	6	8,16	1500	375	4	0,1	0,136	10	2,5
4	18,3	24,888	1500	375	4	0,12	0,1632	10	2,5
4	34	46,24	1500	375	4	0,2	0,272	10	2,5
4	80	108,8	1500	375	4	0,5	0,68	10	2,5

EK-8 Sonsuz vida ve karşılık dişlisi güç ve iletme oranı değerleri

Çizelge 8.1. Güç ve iletme oranı değerleri [4].

n1	n2	Pkw	Php	i	n1	n2	Pkw	Php	i
1425	95	0,37	0,5032	15	960	64	0,75	1,02	15
900	45	0,37	0,5032	20	1440	72	0,75	1,02	20
1460	73	0,37	0,5032	20	1400	70	0,75	1,02	20
1350	54	0,37	0,5032	25	1325	53	0,75	1,02	25
930	31	0,37	0,5032	30	1410	47	0,75	1,02	30
1410	47	0,37	0,5032	30	1410	47	0,75	1,02	30
1408	44	0,37	0,5032	32	1408	44	0,75	1,02	32
1360	34	0,37	0,5032	40	1400	35	0,75	1,02	40
1360	34	0,37	0,5032	40	1360	34	0,75	1,02	40
1400	28	0,37	0,5032	50	1350	27	0,75	1,02	50
901	17	0,37	0,5032	53	1378	26	0,75	1,02	53
1320	22	0,37	0,5032	60	1320	22	0,75	1,02	60
840	14	0,37	0,5032	60	1320	22	0,75	1,02	60
1386	22	0,37	0,5032	63	1386	22	0,75	1,02	63
1360	17	0,37	0,5032	80	1360	17	0,75	1,02	80
1400	14	0,37	0,5032	100	1300	13	0,75	1,02	100
1375	11	0,37	0,5032	125	913	7,3	0,75	1,02	125
1386	9,9	0,37	0,5032	140	1344	9,6	0,75	1,02	140
1424	8,9	0,37	0,5032	160	1392	8,7	0,75	1,02	160
1332	7,4	0,37	0,5032	180	1360	8,5	0,75	1,02	160
1360	6,8	0,37	0,5032	200	1380	6,9	0,75	1,02	200
1375	5,5	0,37	0,5032	250	1434	6,4	0,75	1,02	224
896	3,2	0,37	0,5032	280	1350	5,4	0,75	1,02	250
1372	4,9	0,37	0,5032	280	1344	4,8	0,75	1,02	280
1386	4,4	0,37	0,5032	315	1354	4,3	0,75	1,02	315
1425	95	0,55	0,748	15	960	64	1,1	1,496	15
1400	70	0,55	0,748	20	1420	71	1,1	1,496	20
1440	72	0,55	0,748	20	1400	70	1,1	1,496	20
1325	53	0,55	0,748	25	1325	53	1,1	1,496	25
1410	47	0,55	0,748	30	930	31	1,1	1,496	30
900	30	0,55	0,748	30	1380	46	1,1	1,496	30
1408	44	0,55	0,748	32	1408	44	1,1	1,496	32
1400	35	0,55	0,748	40	1400	35	1,1	1,496	40
1320	33	0,55	0,748	40	1320	33	1,1	1,496	40
1350	27	0,55	0,748	50	1400	28	1,1	1,496	50
848	16	0,55	0,748	53	1378	26	1,1	1,496	53
840	14	0,55	0,748	60	1378	26	1,1	1,496	53
1320	22	0,55	0,748	60	1320	22	1,1	1,496	60
1386	22	0,55	0,748	63	1386	22	1,1	1,496	63
1360	17	0,55	0,748	80	1360	17	1,1	1,496	80
1300	13	0,55	0,748	100	1300	13	1,1	1,496	100

EK-8 (Devam) Sonsuz vida ve karşılık dişlisi güç ve iletme oranı değerleri

Çizelge 8.1. (Devam) Güç ve iletme oranı değerleri [4].

n1	n2	Pkw	Php	i	n1	n2	Pkw	Php	i
1250	10	0,55	0,748	125	1375	11	1,1	1,496	125
1408	8,8	0,55	0,748	160	1250	10	1,1	1,496	125
1392	8,7	0,55	0,748	160	1392	8,7	1,1	1,496	160
1314	7,3	0,55	0,748	180	1360	8,5	1,1	1,496	160
1434	6,4	0,55	0,748	224	1380	6,9	1,1	1,496	200
1350	5,4	0,55	0,748	250	1388,8	6,2	1,1	1,496	224
1372	4,9	0,55	0,748	280	1450	5,8	1,1	1,496	250
1344	4,8	0,55	0,748	280	1344	4,8	1,1	1,496	280
1355	4,3	0,55	0,748	315	1354,5	4,3	1,1	1,496	315
1410	94	1,5	2,04	15	1475	5,9	2,2	2,992	250
1460	73	1,5	2,04	20	1325	53	3	4,08	25
1420	71	1,5	2,04	20	1440	48	3	4,08	30
1325	53	1,5	2,04	25	1280	32	3	4,08	40
1410	47	1,5	2,04	30	1400	28	3	4,08	50
1410	47	1,5	2,04	30	1378	26	3	4,08	53
1440	45	1,5	2,04	32	1320	22	3	4,08	60
1320	33	1,5	2,04	40	1260	20	3	4,08	63
1400	35	1,5	2,04	40	1360	17	3	4,08	80
1400	28	1,5	2,04	50	1300	13	3	4,08	100
1431	27	1,5	2,04	53	1375	11	3	4,08	125
1320	22	1,5	2,04	60	1344	9,6	3	4,08	140
1386	22	1,5	2,04	63	1360	8,5	3	4,08	160
1323	21	1,5	2,04	63	1470	98	4	5,44	15
1440	18	1,5	2,04	80	960	48	4	5,44	20
1300	13	1,5	2,04	100	1420	71	4	5,44	20
1375	11	1,5	2,04	125	1350	54	4	5,44	25
1386	9,9	1,5	2,04	140	1470	49	4	5,44	30
1358	9,7	1,5	2,04	140	1472	46	4	5,44	32
1376	8,6	1,5	2,04	160	1320	33	4	5,44	40
1400	7	1,5	2,04	200	1450	29	4	5,44	50
1411,2	6,3	1,5	2,04	224	1431	27	4	5,44	53
1475	5,9	1,5	2,04	250	1323	21	4	5,44	63
1344	4,8	1,5	2,04	280	1440	18	4	5,44	80
1354,5	4,3	1,5	2,04	315	1300	13	4	5,44	100
960	64	2,2	2,992	15	1485	99	5,5	7,48	15
960	48	2,2	2,992	20	1480	74	5,5	7,48	20
1440	48	2,2	2,992	30	1350	54	5,5	7,48	25
1400	35	2,2	2,992	40	1470	49	5,5	7,48	30
1400	28	2,2	2,992	50	1472	46	5,5	7,48	32
1320	22	2,2	2,992	60	1320	33	5,5	7,48	40
1440	18	2,2	2,992	80	1450	29	5,5	7,48	50

EK-9 Dişli malzemesi kopma ve sertlik değerleri

Çizelge 9.1. Dişli malzemesi kopma ve sertlik değerleri [4].

Pinyon	σ _k	HB	Çark	Pinyon	σ _k	HB	Çark
C 10	42	590	C 10	20MnCr5	100	650	40Cr4
C 10	42	590	37MnSi5	20MnCr5	100	650	37MnSi5
C 10	42	590	40Cr4	20MoCr5	110	650	C 10
C 10	42	590	37MnSi5	20MoCr5	110	650	C 15
C 15	50	637	C 10	20MoCr5	110	650	16MnCr5
C 15	50	637	C 15	20MoCr5	110	650	15CrNi6
C 15	50	637	C 45	20MoCr5	110	650	20MnCr5
C 15	50	637	37MnSi5	20MoCr5	110	650	20MoCr5
C 15	50	637	40Cr4	20MoCr5	110	650	18CrNi8
C 15	50	637	40Cr4siy	20MoCr5	110	650	C 45
C 15	50	637	37MnSi5	20MoCr5	110	650	37MnSi5
16MnCr5	80	650	C 10	20MoCr5	110	650	40Cr4
16MnCr5	80	650	C 15	20MoCr5	110	650	40Cr4
16MnCr5	80	650	16MnCr5	20MoCr5	110	650	37MnSi5
16MnCr5	80	650	15CrNi6	18CrNi8	120	650	C 10
16MnCr5	80	650	20MnCr5	18CrNi8	120	650	C 15
16MnCr5	80	650	20MoCr5	18CrNi8	120	650	16MnCr5
16MnCr5	80	650	18CrNi8	18CrNi8	120	650	15CrNi6
16MnCr5	80	650	C 45	18CrNi8	120	650	20MnCr5
16MnCr5	80	650	40Cr4	18CrNi8	120	650	C 45
16MnCr5	80	650	37MnSi5	18CrNi8	120	650	37MnSi5
15CrNi6	90	650	C 10	18CrNi8	120	650	40Cr4
15CrNi6	90	650	C 15	18CrNi8	120	650	40Cr4
15CrNi6	90	650	16MnCr5	18CrNi8	120	650	37MnSi5
15CrNi6	90	650	15CrNi6	C 45	65	595	C 10
15CrNi6	90	650	20MnCr5	C 45	65	595	C 45
15CrNi6	90	650	20MoCr5	C 45	65	595	37MnSi5
15CrNi6	90	650	18CrNi8	C 45	65	595	40Cr4
15CrNi6	90	650	C 45	C 45	65	595	40Cr4 (siy)
15CrNi6	90	650	37MnSi5	C 45	65	595	37MnSi5
15CrNi6	90	650	40Cr4	37MnSi5	90	560	37MnSi5
15CrNi6	90	650	40Cr4	37MnSi5	90	560	37MnSi5
15CrNi6	90	650	37MnSi5	40Cr4	90	587	37MnSi5
20MnCr5	100	650	C 10	40Cr4	90	587	40Cr4
20MnCr5	100	650	16MnCr5	40Cr4	90	587	C 10
20MnCr5	100	650	15CrNi6	40Cr4	140	595	C 10
20MnCr5	100	650	20MnCr5	40Cr4	140	595	C 45
20MnCr5	100	650	20MoCr5	40Cr4	140	595	37MnSi5
20MnCr5	100	650	18CrNi8	40Cr4	140	595	40Cr4
20MnCr5	100	650	C 45	40Cr4	140	595	40Cr4
20MnCr5	100	650	37MnSi5	40Cr4	140	595	37MnSi5
20MnCr5	100	650	40Cr4	37MnSi5	150	550	37MnSi5

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : BAŞKAL, Tamer
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 18.01.1972 Kırıkkale
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 (374) 311 32 28
 Fax : 0 (374) 311 65 60
 e-mail : tbaskal@yahoo.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi /Makine Eğitimi	1999
Lisans	Gazi Üniversitesi/ Mak.Res-Konst.	1994
Lise	Kırıkkale Endüstri Meslek Lisesi	1989

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
1989-90	STS Armatür fabrikası	Teknik Ressam
1994-1995	Malatya End. Mes. Lisesi	Teknik Öğretmen
1995-	A.İ.B.Ü. Gerede MYO	Öğretim Görevlisi(Halen)

Yabancı Dil

İngilizce (ÜDS 50)

Yayınlar

Ulusal hakemli dergilerde yayınlanan makaleler

1. Mendi, F., Başkal, T., Altunpak, Y., “Genetik algoritmayla kaynak alanı optimizasyonu”, *Karaelmas Ünv. Teknoloji Dergisi*, Karabük, 250-262 (2008).
2. Mendi, F., Başkal, T., Külekçi, M. K., “Genetik algoritmayla vidalı krik o optimizasyonu”, *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Dergisi*, Adana, (Kabul edildi, 2008).

3. Mendi, F., **Başkal, T.**, Külekçi, M. K., “Genetik algoritmayla helis dişli çarklarda optimum modül seçimi”, *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Dergisi*, Adana, (Kabul edildi, 2008).

Hobiler

CNC Pantoğraf, Masa tenisi