

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DİŞLİ ÇARK GEOMETRİK PARAMETRELERİNİN
OPTİMİZASYONU**

EMRE CAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTRÜKSİYON PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. MEHMET BOZCA**

İSTANBUL, 2019

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİŞLİ ÇARK GEOMETRİK PARAMETRELERİNİN
OPTİMİZASYONU

Emre CAN tarafından hazırlanan tez çalışması 13.05.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Mehmet BOZCA

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Mehmet BOZCA

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ferhat DİKMEN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Hamza Kemal AKYILDIZ

Bozok Üniversitesi

Bu alışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü' nün FYL-2018-3506 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimim boyunca bana her zaman yol gösteren, tezimin hazırlanmasında emek ve bilgi birikimini benden esirgemeyen değerli hocam Doç. Dr. Mehmet BOZCA'ya en içten teşekkürlerimi sunarım.

Bütün eğitim hayatım boyunca üzerimde emeği geçen tüm hocalarıma, iş hayatım süresince beni destekleyen ve tecrübeleriyle yol gösteren yöneticilerime teşekkür ederim.

Ayrıca hem bu zorlu süreçte hem de hayatım boyunca her zaman yanımda olan ve beni destekleyen sevgili aileme tüm kalbimle teşekkür ederim.

Mayıs, 2019

Emre CAN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMA LİSTESİ.....	x
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xiv
ÖZET	xvi
ABSTRACT.....	xvii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	5
1.3 Hipotez	5
BÖLÜM 2	
DİŞLİ ÇARKLARIN OPTİMİZASYON PARAMETRELERİ ve MUKAVEMET HESAPLARI.....	6
2.1 Dişli Çarkların Optimizasyon Parametreleri.....	6
2.1.1 Modül (m)	6
2.1.2 Diş Genişliği (b)	7
2.1.3 Diş Sayısı (z)	8
2.1.4 Eksenler Arası Mesafe (a)	8
2.1.5 Kavrama Açısı (α_n).....	9
2.1.6 Helis Açısı (β)	10
2.1.7 Profil Kaydırma Faktörü (x).....	10
2.1.8 Dişli Kalitesi.....	11
2.1.9 Dişli Boşluğu (j_t, j_n)	12
2.1.10 Kavrama Oranı (ϵ)	12
2.1.11 Özgül Kayma Hızı (ζ)	13
2.2 Dişli Çarkların Mukavemet Hesapları.....	14

2.2.1	Diş Dibi Eğilme Gerilmesi.....	14
2.2.2	Yan Yüzey Basıncı.....	19

BÖLÜM 3

DİŞLİ ÇARK GEOMETRİK PARAMETRELERİNİN OPTİMİZASYONU		23
3.1	Optimizasyon Akış Şeması	25
3.2	Giriş Koşulları	26
3.3	Diş Genişliği, Dişli Kalitesi ve İlk Seviye Modül Optimizasyonu	27
3.3.1	Birinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	29
3.3.2	İkinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması.....	34
3.3.3	Üçüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	35
3.3.4	Dördüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	37
3.3.5	Diş Genişliği, Dişli Kalitesi ve İlk Seviye Modül Opt. Sonuçları	39
3.3.6	Modül Değişiminin Dişli Profili Üzerindeki Etkisi.....	40
3.3.7	Modül Değişiminin Helis Kavrama Oranı Üzerindeki Etkisi	42
3.3.8	Modül Değişiminin Dişli Sayıları Üzerindeki Etkisi.....	45
3.3.9	Modül Değişiminin Çevrim Oranı Üzerindeki Etkisi.....	46
3.3.10	Modül Değişiminin Ağırlık Üzerindeki Etkisi	46
3.4	Eksenler Arası Mesafe Optimizasyonu	48
3.4.1	Birinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	48
3.4.2	İkinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması.....	50
3.4.3	Üçüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	51
3.4.4	Dördüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	53
3.4.5	Eksenler Arası Mesafe Optimizasyonu Sonucu	54
3.4.6	Eksenler Arası Mesafenin Sistem Yerleşimi Üzerindeki Etkisi	55
3.5	Son Seviye Modül Optimizasyonu	56
3.5.1	Birinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	56
3.5.2	İkinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması.....	58
3.5.3	Üçüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	58
3.5.4	Dördüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	59
3.5.5	Son Seviye Modül Optimizasyonu Sonucu	60
3.6	Dişli Sayıları Optimizasyonu	61
3.6.1	Birinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	61
3.6.2	İkinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması.....	63
3.6.3	Üçüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	64
3.6.4	Dördüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	65
3.6.5	Diş Sayıları Optimizasyonu Sonucu.....	66
3.7	Helis Açısı Optimizasyonu	67
3.7.1	Birinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	67
3.7.2	İkinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması.....	69
3.7.3	Üçüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	70
3.7.4	Dördüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	71
3.7.5	Helis Açısı Optimizasyonu Sonucu	72
3.8	Profil Kaydırma Optimizasyonu	72
3.8.1	Birinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	73
3.8.2	İkinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması.....	76

3.8.3	Üçüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	77
3.8.4	Dördüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	79
3.8.5	Profil Kaydırma Optimizasyonu Sonucu	80
3.9	Kavrama Açısı Optimizasyonu	81
3.9.1	Birinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	81
3.9.2	İkinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	83
3.9.3	Üçüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	84
3.9.4	Dördüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	86
3.9.5	Geometrik Parametrelerin Optimizasyonu Sonucu	87
3.10	Hız Dişlileri Grubu Hacim Kontrolü	88
3.11	Kısssoft Sonuçlarının Matematiksel Model ile Karşılaştırılması	89
3.12	Dişli Boşluğu Optimizasyonu	92
3.12.1	Birinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	93
3.12.2	İkinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	97
3.12.3	Üçüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	98
3.12.4	Dördüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması	99
3.13	Dişli Kontrolü İçin Gerekli Değerler	99
3.14	Dört Kademeli Hız Dişlileri Grubu Konsept Tasarımı	103
BÖLÜM 4		
SONUÇ VE ÖNERİLER		104
KAYNAKLAR		107
ÖZGEÇMİŞ		109

SİMGE LİSTESİ

a	Eksenler arası mesafe
b	Diş genişliği
C	Yuvarlanma noktası
d	Taksimat dairesi
D_M	Pim çapı
F_a	Eksenel kuvvet
F_n	Normal kuvvet
F_r	Radyal kuvvet
F_t	Teğetsel kuvvet
l_o	Diş boşluğu
i	Çevrim oranı
J_n	Normal yanak boşluğu
j_t	Dönme yönü yanak boşluğu
k	Ölçülecek diş sayısı
K_A	İşletme faktörü
$K_{F\alpha}$	Alın yük dağılım faktörü
$K_{F\beta}$	Genişlik faktörü
$K_{H\alpha}$	Alın yük dağılım faktörü
$K_{H\beta}$	Genişlik faktörü
K_V	Dinamik faktör
M	Kontrol ölçü değeri
m	Modül
P	Güç
s	Senkromeç genişliği
S_F	Eğilme gerilmesi için emniyet katsayısı
S_H	Yüzey basıncı için emniyet katsayısı
S_o	Diş Kalınlığı
t	Taksimat
T	Tork
V_n	Normal hız
V_t	Teğetsel hız
W_K	Kontrol ölçü değeri
x	Profil kaydırma faktörü

Y_F	Diş form faktörü
Y_N	Ömür faktörü
Y_R	Yüzey faktörü
Y_S	Gerilim düzeltme faktörü
Y_{ST}	Düzeltilme faktörü
Y_X	Büyüklik faktörü
Y_β	Helis faktörü
Y_δ	Çentik duyarlılık faktörü
Y_ϵ	Kavrama faktörü
z	Diş sayısı
Z_E	Elastisite faktörü
Z_H	Bölge faktörü
Z_L	Yağlama faktörü
Z_N	Yan yüzey basıncı için ömür faktörü
Z_R	Yan yüzey basıncı için yüzey faktörü
Z_V	Yan yüzey basıncı için hız faktörü
Z_w	Malzeme çifti faktörü
Z_X	Büyüklik faktörü
Z_β	Helis faktörü
Z_ϵ	Kavrama faktörü
α_n	Kavrama açısı
β	Helis açısı
ϵ	Kavrama oranı
ϵ_Y	Toplam kavrama oranı
ϵ_β	Helis kavrama oranı
ζ	Özgül kayma hızı
ω	Açısal hız
σ_F	Gerçek gerilme gerilmesi
σ_{Flim}	Eğilme gerilmesi için sürekli mukavemet değeri
σ_{FP}	İzin verilebilir eğilme gerilmesi
σ_H	Yüzey basıncı
σ_{HP}	İzin verilen emniyetli yüzey basıncı

KISALTMA LİSTESİ

AGMA	American Gear Manufacturers Association
DIN	Deutsches Institut für Normung
ISO	International Organization for Standardization

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	Modülün diş profili üzerindeki etkisi..... 7
Şekil 2.2	Diş genişliği..... 7
Şekil 2.3	Diş sayısının diş profili üzerindeki etkisi..... 8
Şekil 2.4	Eksenler arası mesafe..... 9
Şekil 2.5	Kavrama açısı..... 9
Şekil 2.6	Helis açısı..... 10
Şekil 2.7	Profil kaydırmanın dişli profili üzerindeki etkisi..... 11
Şekil 2.8	Dişli kalite hataları..... 11
Şekil 2.9	Dişli boşluğu 12
Şekil 2.10	Dişli kontak noktaları 13
Şekil 2.11	Dişli kontak noktası hızları 14
Şekil 2.12	Diş dibi eğilme gerilmesi 15
Şekil 2.13	Form faktörünün diş profili üzerindeki etkisi..... 16
Şekil 2.14	Kavrama faktörü 17
Şekil 2.15	Dişli üzerindeki dengesiz yük dağılımı 18
Şekil 2.16	Yan yüzey basıncı 20
Şekil 3.1	Traktör şanzımanı vites şeması 24
Şekil 3.2	Hacim ölçüleri 26
Şekil 3.3	Eksenler arası mesafe..... 28
Şekil 3.4	Dört kademe hız dişlileri grubu 29
Şekil 3.5	Birinci kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H ($b=26,25$ mm)..... 31
Şekil 3.6	Birinci kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H ($b=35$ mm)..... 32
Şekil 3.7	Birinci kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H ($b=40$ mm)..... 33
Şekil 3.8	Birinci kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H ($b=40$ mm – 6 Kalite)..... 33
Şekil 3.9	İkinci kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H ($b=30$ mm) 35
Şekil 3.10	İkinci kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H ($b=25$ mm) 35
Şekil 3.11	Üçüncü kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H (7 Kalite)..... 37
Şekil 3.12	Üçüncü kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H (8 Kalite)..... 37
Şekil 3.13	Dördüncü kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H (7 Kalite)..... 38
Şekil 3.14	Dördüncü kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H (8 Kalite)..... 39
Şekil 3.15	Dört kademe hız dişlileri grubu..... 40
Şekil 3.16	Dişli çifti (3.çözüm)..... 41
Şekil 3.17	Dişli çifti (287.çözüm)..... 41
Şekil 3.18	Dişli çifti (384.çözüm)..... 41

Şekil 3.19	Dişli profilleri (3-287-384.çözümler)	42
Şekil 3.20	İkinci kademe dişli çifti – helis kavrama oranı, modül, S_H	43
Şekil 3.21	Dişli çifti (584.çözüm).....	44
Şekil 3.22	Dişli çifti (379.çözüm).....	44
Şekil 3.23	Dişli çifti (41.çözüm).....	44
Şekil 3.24	Üçüncü kademe dişli çifti – modül, dişli sayısı, S_H	45
Şekil 3.25	Üçüncü kademe dişli çifti – modül, dişli sayısı, S_F	45
Şekil 3.26	Dördüncü kademe dişli çifti – modül, çevrim oranı, dişli sayısı.....	46
Şekil 3.27	Dördüncü kademe dişli çifti – modül, ağırlık, S_F	47
Şekil 3.28	Modül değişiminin ağırlık üzerindeki etkisi	47
Şekil 3.29	Birinci kademe dişli çifti – diş üstü çapları, eksenler arası mes. değ	49
Şekil 3.30	Birinci kademe dişli çifti – eksenler arası mesafe, S_H , S_F	50
Şekil 3.31	İkinci kademe dişli çifti – diş üstü çapları, eksenler arası mesafe	51
Şekil 3.32	İkinci kademe dişli çifti – eksenler arası mesafe, S_H , S_F	51
Şekil 3.33	Üçüncü kademe dişli çifti – diş üstü çapları, eksenler arası mesafe.....	52
Şekil 3.34	Üçüncü kademe dişli çifti – eksenler arası mesafe, S_H , S_F	53
Şekil 3.35	Dördüncü kademe dişli çifti – diş üstü çapları, eksenler arası mesafe	54
Şekil 3.36	Dördüncü kademe dişli çifti – eksenler arası mesafe, S_H , S_F	54
Şekil 3.37	Dört kademe hız dişlileri grubu	55
Şekil 3.38	Eksenler arası mesafenin sistem yerleşimi üzerindeki etkisi.....	56
Şekil 3.39	Birinci kademe dişli çifti – modül, S_H , S_F	57
Şekil 3.40	İkinci kademe dişli çifti – modül, S_H , S_F	58
Şekil 3.41	Üçüncü kademe dişli çifti – modül, S_H , S_F	59
Şekil 3.42	Dördüncü kademe dişli çifti – modül, S_H , S_F	60
Şekil 3.43	Dört kademe hız dişlileri grubu	61
Şekil 3.44	Birinci kademe dişli çifti – özgül kayma hızı, dişli sayısı, kavrama oranı.....	63
Şekil 3.45	İkinci kademe dişli çifti – özgül kayma hızı, dişli sayısı, kavrama oranı	64
Şekil 3.46	Üçüncü kademe dişli çifti – özgül kayma hızı, dişli sayısı, kavrama oranı ..	65
Şekil 3.47	Dördüncü kademe dişli çifti – özgül kayma hızı, dişli sayısı, kav. oranı	66
Şekil 3.48	Dört kademe hız dişlileri grubu	67
Şekil 3.49	Birinci kademe – $z_1=20$, $z_2=64$	68
Şekil 3.50	İkinci kademe – $z_1=30$, $z_2=55$	69
Şekil 3.51	Üçüncü kademe – $z_1=40$, $z_2=45$	70
Şekil 3.52	Dördüncü kademe – $z_1=57$, $z_2=41$	71
Şekil 3.53	Dört kademe hız dişlileri grubu	72
Şekil 3.54	Profil kaydırmanın dişli üzerindeki etkisi	73
Şekil 3.55	$x_1=0$, $x_2=1,5419$ / $x_1=0,1$, $x_2=1,4419$	75
Şekil 3.56	$x_1=0,2$, $x_2=1,3419$ / $x_1=0,3$, $x_2=1,2419$	75
Şekil 3.57	$x_1=0,4$, $x_2=1,1419$ / $x_1=0,5$, $x_2=1,0419$	75
Şekil 3.58	$x_1=0,6$, $x_2=0,9419$ / $x_1=0,7$, $x_2=0,8419$	76
Şekil 3.59	$x_1=0,3$, $x_2=0,2201$	77
Şekil 3.60	$x_1=0,1$, $x_2=-0,0416$	78
Şekil 3.61	$x_1=0$, $x_2=-0,1297$	80
Şekil 3.62	Dört kademe hız dişlileri grubu	80
Şekil 3.63	Kavrama açısının dişli profili üzerindeki etkisi	81
Şekil 3.64	Birinci kademe $a_n=20^\circ$	83

Şekil 3.65	İkinci kademe $a_n=20^\circ$	84
Şekil 3.66	Üçüncü kademe $a_n=20^\circ$	86
Şekil 3.67	Dört kademe hız dişlileri grubu	87
Şekil 3.68	Dört kademe hız dişlileri grubu katı modeli	88
Şekil 3.69	Dört kademe hız dişlileri grubu hacim kontrolü	88
Şekil 3.70	Birinci kademe boşluksuz tasarım	92
Şekil 3.71	Dişli kalınlıkları ($z_1=20, z_2=64$)	93
Şekil 3.72	Dönme yönü dişli boşluğu j_t	93
Şekil 3.73	Dişli kalınlığı toleransı “-0,3” ($j_t=0,63$)	94
Şekil 3.74	Dişli kalınlığı toleransı “-0,7” ($j_t=1,471$)	94
Şekil 3.75	Eksenler arası mesafe toleransları	95
Şekil 3.76	Dişli kalınlıkları (ikinci kademe)	97
Şekil 3.77	Dişli kalınlıkları (üçüncü kademe)	98
Şekil 3.78	Dişli kalınlıkları (dördüncü kademe)	99
Şekil 3.79	Ölçülecek Diş Sayısı(k) ve Kontrol Ölçü Değeri(W_k), $z_1=20$	100
Şekil 3.80	Pim Çapı(D_M) ve Kontrol Ölçü Değeri(M), $z_1=20$	101
Şekil 3.81	Dört kademeli hız dişlileri grubu konsept tasarımı	103
Şekil 3.82	Dört kademeli hız dişlileri grubu konsept tasarımı	103

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3.1 Çevrim oranları	26
Çizelge 3.2 Başlangıç kabul değerleri	27
Çizelge 3.3 Diş genişliği ölçüleri	29
Çizelge 3.4 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	30
Çizelge 3.5 Birinci kademe dişli çifti için değiştirilen parametreler	31
Çizelge 3.6 İkinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	34
Çizelge 3.7 İkinci kademe dişli çifti için değiştirilen parametreler	34
Çizelge 3.8 Diş genişliği ölçüleri	36
Çizelge 3.9 Üçüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	36
Çizelge 3.10 Üçüncü kademe dişli çifti için değiştirilen parametreler	36
Çizelge 3.11 Dördüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	38
Çizelge 3.12 Dördüncü kademe dişli çifti için değiştirilen parametreler	38
Çizelge 3.13 Modül değişiminin dişli profili üzerindeki etkisi	40
Çizelge 3.14 Modül değişiminin helis kavrama oranı üzerindeki etkisi	43
Çizelge 3.15 Modül değişiminin ağırlık üzerindeki etkisi	47
Çizelge 3.16 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	48
Çizelge 3.17 İkinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	50
Çizelge 3.18 Üçüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	52
Çizelge 3.19 Dördüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	53
Çizelge 3.20 Eksenler arası mesafenin sistem yerleşimi üzerindeki etkisi	56
Çizelge 3.21 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	56
Çizelge 3.22 İkinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	58
Çizelge 3.23 Üçüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	59
Çizelge 3.24 Dördüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	60
Çizelge 3.25 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	61
Çizelge 3.26 Birinci kademe dişli çifti için bulunan çözümler	62
Çizelge 3.27 İkinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	63
Çizelge 3.28 Üçüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	64
Çizelge 3.29 Dördüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	66
Çizelge 3.30 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	67
Çizelge 3.31 Birinci kademe dişli çifti için F_a ve ε_y	68
Çizelge 3.32 İkinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	69
Çizelge 3.33 İkinci kademe dişli çifti için F_a ve ε_y	69
Çizelge 3.34 Üçüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	70
Çizelge 3.35 Üçüncü kademe dişli çifti için F_a ve ε_y	70

Çizelge 3.36	Dördüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	71
Çizelge 3.37	Dördüncü kademe dişli çifti için F_a ve ε_y	71
Çizelge 3.38	Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	73
Çizelge 3.39	Birinci kademe profil kaydırma sonuçları	74
Çizelge 3.40	İkinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	76
Çizelge 3.41	İkinci kademe profil kaydırma sonuçları	77
Çizelge 3.42	Üçüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	77
Çizelge 3.43	Üçüncü kademe profil kaydırma sonuçları	78
Çizelge 3.44	Dördüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	79
Çizelge 3.45	Dördüncü kademe profil kaydırma sonuçları	79
Çizelge 3.46	Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	81
Çizelge 3.47	Birinci kademe kavrama açısı sonuçları	82
Çizelge 3.48	İkinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	83
Çizelge 3.49	İkinci kademe kavrama açısı sonuçları	84
Çizelge 3.50	Üçüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	85
Çizelge 3.51	Üçüncü kademe kavrama açısı sonuçları	85
Çizelge 3.52	Dördüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler	86
Çizelge 3.53	Dördüncü kademe kavrama açısı sonuçları	87
Çizelge 3.54	ISO 6336 Standardına Göre Parametreler	89
Çizelge 3.55	Sonuçların karşılaştırılması	91
Çizelge 3.56	Birinci kademe için dişli boşlukları	95
Çizelge 3.57	Eksenler arası mesafe toleransı ve dişli boşluğu	96
Çizelge 3.58	Dişli kalınlığı toleransı ve dişli boşluğu (birinci kademe)	96
Çizelge 3.59	Dişli kalınlığı toleransı ve dişli boşluğu (ikinci kademe)	97
Çizelge 3.60	Dişli kalınlığı toleransı ve dişli boşluğu (üçüncü kademe)	98
Çizelge 3.61	Dişli kalınlığı toleransı ve dişli boşluğu (dördüncü kademe)	99
Çizelge 3.62	Dişli kontrol ölçü değerleri (W_k)	102
Çizelge 3.63	Dişli kontrol ölçü değerleri (M)	102

DİŞLİ ÇARK GEOMETRİK PARAMETRELERİNİN OPTİMİZASYONU

Emre CAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Mehmet BOZCA

Bu çalışmada bir traktör şanzımanının hız dişlileri grubunun optimizasyonu Kisosoft programı ile yapılmıştır. Optimizasyon çalışması üç kısıt altında yapılmıştır. Bunlar hız grubunun giriş güç ve tork değerleri, sistemin şanzıman içerisinde yerleştirileceği hacim değeri ve her bir kademeden istenen çevrim oranıdır.

Çalışma kapsamında verilen kısıtlar göz önüne alınarak her bir kademedeki dişli çiftinin modülü, diş genişliği, dişli kalitesi, eksenler arası mesafesi, dişli sayıları, helis açısı, profil kaydırma katsayısı ve kavrama açısının optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyon çalışması yapılırken dişlilerin eğilme gerilmesi için emniyet katsayıları, yüzey basıncı için emniyet katsayıları, kavrama oranları ve özgül kayma hızları göz önünde bulundurulmuştur. Kisosoft programı ile optimizasyonu yapılan ve tüm geometrik parametreleri belirlenen dişli çiftlerinin mukavemet hesapları ISO 6336 standardında belirtilen matematiksel modele göre de yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Son olarak bütün geometrik parametreleri belirlenen ve mukavemet hesapları yapılan dişli çiftlerinin diş boşluğu optimizasyonu yapılmış, kalite kontrolü için gerekli değerler belirlenmiş ve konsept tasarımı yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Dişli Çarklar, Geometrik Parametreler, Optimizasyon, Kisosoft

OPTIMISATION OF GEAR GEOMETRICAL PARAMETERS

Emre CAN

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Associate Prof. Dr. Mehmet BOZCA

In this study, optimization of speed gears for a tractor transmission was performed with KISSsoft software. Optimization was carried out under three constraints. These constraints are input power-torque, volume for system in transmission and gear ratio for each speed.

The purpose of this study was to optimize the module, face width, gear quality, center distance, number of teeth, helix angle, addendum modification coefficient and pressure angle for each speed considering the constraints. Tooth bending stress, tooth contact stress, contact ratio and specific sliding were considered for evaluation during optimization. Strength calculation of gear pairs which were optimized and defined all geometrical parameters with KISSsoft were calculated with mathematical model indicated in ISO 6336. Then, the results were compared.

Finally, optimization of backlash for all gear pairs which were defined all geometrical parameters was carried out, all dimensions and tolerances were determined for inspection of gears after manufacturing. Then, concept design was presented.

Keywords: Gears, Geometrical Parameters, Optimization, KISSsoft

1.1 Literatür Özeti

Ana kaynaktan gücün veya döner hareketin istenilen uygulama alanına aktarılmasında en eski ve etkili yöntemlerden biri dişli çark mekanizmalarıdır. Otomobil ve havacılık sektörü başta olmak üzere çeşitli endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanılan dişli çarkların optimizasyonu ile ilgili çalışmalar günümüzde artarak devam etmektedir. Özellikle otomobil sektöründe yaşanan yüksek rekabetten dolayı sistemlerin güvenilir, hafif ve sessiz çalışması istenmektedir. Bu sebeple dişli çark mekanizmalarının optimizasyonu ile ilgili birçok çalışma yapılmaktadır. Dişli çarkların mukavemeti, titreşimi ve gürültü seviyesi ile ilgili literatürde yapılan çalışmaların bazıları aşağıdaki gibi özetlenmiştir:

Hlwan, Htay ve Myint [1] pitting hasarına sebep olan yüksek temas gerilmelerinin azaltılması amacıyla farklı dişli genişliğine sahip helisel dişli çiftlerinin yüzeylerinde oluşan gerilmeleri hem AGMA'da belirtilen matematiksel modelle hem de Ansys yardımıyla sonlu elemanlar yöntemiyle incelemişlerdir. Her iki çalışma sonucunda da dişli genişliği arttıkça yüzeyde oluşan gerilmelerin azaldığı belirlenmiştir. Ayrıca her iki yöntemden de elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Venkatesh, Prabhakar ve Prasad [2] dişli sistemlerinde optimizasyonun öneminin vurgulandığı çalışmada modül, dişli genişliği ve helis açısının eğilme gerilmesi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Lewis matematiksel modeline göre yapılan hesaplamalarda eğilme gerilmesinin modül, dişli genişliği ve helis açısının artmasıyla birlikte azaldığı ortaya koyulmuştur.

James ve John [3] düz dişlilerden oluşan dört kademeli bir sistemin tasarım parametrelerinin dinamik gerilmeler üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Tasarım parametrelerinden modülün artmasıyla birlikte dinamik gerilme seviyesinin arttığı görülmüştür. Diğer tasarım parametresi basınç açısının artışının ise gerilmeleri düşürdüğü görülmüştür. Son olarak ise kavrama oranı artışının eğilme gerilmelerini düşürdüğü ve 2.0 civarı kavrama oranının yorulma dayanıma olumlu katkı yaptığı ortaya koyulmuştur.

Murali ve Prasad [4] modül ve basınç açısının temas gerilmeleri üzerindeki etkisini sonlu elemanlar yöntemiyle incelemişlerdir. Dişli çiftlerinin kavrama oranı dişli geometrisine göre değişmektedir. Modül artışının dişli sayılarındaki azalmaya bağlı olarak kavrama oranını düşürdüğü; basınç açısı artışının kavrama uzunluğunu azaltmasına bağlı olarak kavrama oranını düşürdüğü ortaya konulmuştur. Kavrama oranının azalmasına bağlı olarak temas gerilmelerinin arttığı ve yüksek kontak gerilmelerinin dişli çiftlerinin ömrünü azalttığı belirlenmiştir.

Shinde ve Mangrulkar [5] dişli boşluğunun eğilme gerilmesi ve deformasyonlar üzerindeki etkisini sonlu elemanlar yöntemi kullanarak incelemiştir. Dişli kalınlıkları azaltılarak elde edilen dişli boşluklarının artmasının sonucunda hem gerilmelerin hem de deformasyonların arttırdığı ortaya koyulmuştur.

Zvonko, Mileta, Dragan ve Zivoslav [6] basınç açısı, profil kaydırma katsayısı ve dişli sayılarının dişlilerin yük taşıma kapasiteleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Matematiksel model yardımıyla özgül kayma hızı ve temas gerilmeleri göz önünde bulundurularak dişli çiftleri optimize edilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda negatif profil kaydırmanın temas gerilmeleri üzerinde daha fazla etkiye sahip olduğu görülmüştür. Dişli çiftinin dişli sayılarının azalmasının da temas gerilmeleri üzerinde etkili olduğu belirlenmiştir. Ayrıca basınç açısının artmasıyla özgül kayma hızının azaldığı ortaya koyulmuştur.

Niyazi ve Sadullah [7] matematiksel modeller yardımıyla kayma hızı ve özgül kayma hızlarını analiz etmişlerdir. Dişli profilinin şekli üzerinde etkiye sahip olan profil kaydırma oranının artması özgül kayma hızını düşürerek olumlu katkı yaparken

kavrama oranını düşürerek ise olumsuz etkilediği görülmüştür. Ayrıca kayma hızı ve özgül kayma hızını düşüren 20° basınç açısı optimum çözüm olarak ortaya koyulmuştur.

Gültekin Karadere ve İlhan Yılmaz [8] profil kaydırmanın helisel dişliler üzerindeki etkisini sayısal ve analitik olarak incelemişlerdir. Pozitif profil kaydırma ile hem diş dibi gerilmelerinin hem de temas gerilmelerinin azaldığı görülmüştür. Profil kaydırmanın diş dibi gerilmeleri üzerindeki etkisinin kontak gerilmeleri üzerindeki etkisinden daha çok olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca negatif profil kaydırmanın diş dibi gerilmeleri üzerindeki etkisinin pozitif profil kaydırmanın etkilerine göre daha büyük olduğu ortaya koyulmuştur.

Mujammil, Mushtaq, Choudhari ve Kulkarni [9] profil kaydırmanın düz dişlilerin diş dibi gerilmeleri üzerindeki etkisini hem teorik hem de test düzeneği ile incelemişlerdir. Profil kaydırma oranı artarken diş dibi gerilmelerinin azaldığı görülmüştür. Aynı şekilde basınç açısının artmasıyla birlikte diş dibi gerilmelerinin azaldığı ortaya koyulmuştur. Pozitif profil kaydırma ile dişli profilinin kritik kesitindeki büyümenin dişlinin yük taşıma kapasitesini arttırdığı görülmüştür.

Vishal ve Sunil [10] helisel dişlilerde diş dibi gerilmeleri ile temas gerilmelerini hem AGMA matematiksel modeliyle hem de sonlu elemanlar yöntemini kullanarak analiz etmişlerdir. Hem diş dibi gerilmelerinin hem de temas gerilmelerinin helis açısının artmasıyla birlikte azaldığı tespit edilmiştir. AGMA ve sonlu elemanlar yöntemi sonuçları karşılaştırıldığında temas gerilmelerinin birbirine yakın olduğu ancak diş dibi gerilmelerinde sonuçlar arasında daha fazla farklar olduğu ortaya koyulmuştur.

Mehmet Bozca [11] beş kademeli bir otomobil şanzımanının dişlilerinin diş dibi gerilmelerinin azaltılabilmesi amacıyla tasarım parametrelerini optimize etmiştir. Basınç açısına bağlı olarak değişen kavrama oranının diş dibi gerilmeleri üzerindeki etkisi ISO 6336 matematiksel modeline göre incelenmiş ve kavrama oranının artmasının diş dibi gerilmelerini azalttığı görülmüştür. Basınç açısının artmasına bağlı olarak azalan kavrama oranı diş dibi gerilmelerini ve temas gerilmelerini arttırdığı tespit edilmiştir. Ayrıca pozitif profil kaydırmanın diş dibi gerilmelerini azalttığı ortaya koyulmuştur.

Mehmet Bozca ve Ferhat Dikmen [12] MATLAB yardımıyla geometrik parametrelerden profil kaydırmanın eğilme gerilmesi ve temas gerilmesi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Negatif profil kaydırmanın diş dibi gerilmelerini arttırırken pozitif profil kaydırmanın diş dibi gerilmelerini azalttığı görülmüştür. Bu sebeple pozitif profil kaydırmanın emniyet katsayılarını arttırdığı tespit edilmiştir. Modül, dişli sayısı, helis açısı, dişli genişliği gibi geometrik parametreler optimize edilerek uygun dişli çiftlerinin tasarlanabileceği ortaya koyulmuştur.

Mehmet Bazca ve Peter Fietkau [13] bir otomobil şanzımanının dişli çarklarının geometrik parametrelerinin optimizasyonu için yaptıkları bu çalışmada aynı zamanda oluşturulan gürültü modeliyle sistemin gürültü seviyesini incelemişlerdir. Modül ve dişli sayısı gibi parametrelerin arttırılmasının gürültü seviyesini arttırdığı görülmüştür. Ayrıca dişli boşluğunun belli bir seviyeye kadar gürültü seviyesini düşürdüğü ve daha sonra ise arttırdığı görülmüştür. Dişli genişliğinin ise gürültü seviyesi üzerinde bir etkisinin olmadığı tespit edilmiştir. Yapılan optimizasyon çalışması sonucunda şanzımanın gürültü seviyesinin %14 azaltıldığı ortaya koyulmuştur.

Mehmet Bozca [14] dişli çarkların geometrik parametrelerinin optimizasyonu için yaptığı çalışmada oluşturulan titreşim modeliyle sistemin gürültü seviyesini incelemiştir. Modül ve dişli sayısı gibi geometrik parametreler büyürken gürültüsü seviyesinin arttığı görülmektedir. Maksimum dişli boşluğu değerine kadar gürültü seviyesinin düştüğü daha sonra ise artmaya başladığı görülmüştür. Yapılan optimizasyon çalışması sonucunda şanzımanın gürültü seviyesinin %10 azaltıldığı ortaya koyulmuştur.

Mehmet Bozca [15] transmisyon hatasını temel alarak yaptığı bu çalışmada dişli geometrik parametrelerinin optimizasyonu ile birlikte gürültü seviyesini düşürmeyi amaçlamıştır. Çalışma sonucunda transmisyon hatasının azaltılarak sistemde oluşan titreşim ve gürültü seviyesinin azaltılabileceği görülmüştür. Optimize edilmiş tasarımla %95 düşürülen transmisyon hatası gürültü seviyesini %12 düşürmüştür. Pozitif profil kaydırmanın dişlinin yük taşıma kapasitesini arttırmasıyla beraber gürültü seviyesini de düşürdüğü ortaya koyulmuştur.

1.2 Tezin Amacı

Bir traktör şanzımanının hız dişlileri grubunun optimizasyon çalışması yapılarak her bir kademe dişli çifti için en uygun modül, diş genişliği, diş kalitesi, eksenler arası mesafe, diş sayıları, helis açısı, profil kaydırma katsayısı ve kavrama açısının bulunması amaçlanmıştır. Çalışma sonunda dişli çiftlerinin imalatı ve kalite kontrol süreçleri için gerekli bütün geometrik parametreler belirlenmeye çalışılmıştır. Ayrıca yapılan çalışma ile bir şanzıman tasarımı için optimizasyon akış şeması oluşturularak şanzıman tasarımının aşamaları ortaya konmaya çalışılmıştır.

1.3 Hipotez

Ortaya konan tasarım akış şemasına göre yapılan optimizasyon ile kısıtları sistem tarafından belirlenen bir dişli sistemi güvenilir ve uygun boyutlarda tasarlanabilir. Ayrıca dişli geometrik parametrelerindeki ufak değişiklikler ile dişli dayanımı ciddi oranda iyileştirilebilir.

DİŞLİ ÇARKLARIN OPTİMİZASYON PARAMETRELERİ ve MUKAVEMET HESAPLARI

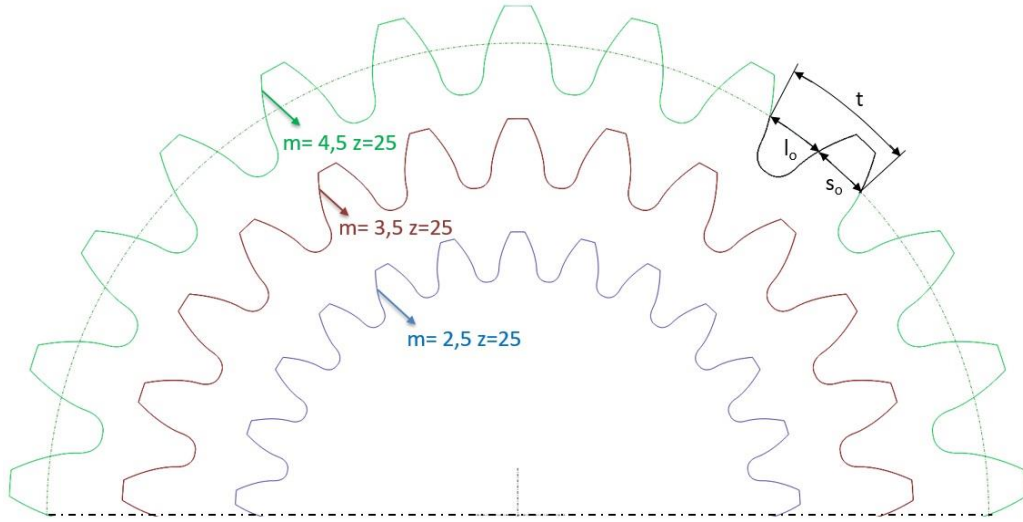
2.1 Dişli Çarkların Optimizasyon Parametreleri

Milden mile hareket ve moment iletmek amacıyla günümüzde birçok sistem içerisinde kullanılan dişli çark mekanizmaları temel olarak şekil bağı ile iletimi sağlarlar. Dişli çark mekanizmalarının farklı koşullarda çalışabilmesi bu şekil bağına korumalarına bağlıdır. Bu sebeple dişli çark mekanizmalarında şekil bağına sağlayan dişli profillerinin tasarımı önem arz etmektedir. İki dişli çarkın birlikte çalışabilmesi için profillerinin birbirine uygun olması gerekmektedir. Dişli çarkların profilleri birçok parametrenin birleşmesinden meydana gelmektedir. Bu sebeple dişli çarkların profillerinin oluşturulabilmesi için öncelikli olarak bu parametrelerin belirlenmesi gerekmektedir. Bu çalışma kapsamında optimizasyonu yapılacak dişli parametreleri aşağıdaki gibidir:

2.1.1 Modül (m)

Dişli çarklar için belirleyici bir büyüklük olan modül(m); taksimat dairesinin(d) diş sayısına(z) oranından elde edilen sabit bir değerdir. Burada taksimat dairesi dişli çiftinin üzerinde yuvarlandığı varsayılan dairedir. Taksimat olarak adlandırılan ve diş kalınlığı ile diş boşluğundan oluşan dişlerin taksimat dairesi üzerine yerleştirilmesiyle de diş sayısı elde edilir. Taksimatları aynı büyüklükte olan dişli çiftleri beraber çalışabilirler. Farklı dişlilerin taksimatlarının aynı büyüklükte olabilmesi için beraber çalışacak dişlilerin taksimat dairelerinin diş sayılarına oranı aynı olmalıdır. Bu sebeple beraber çalışacak

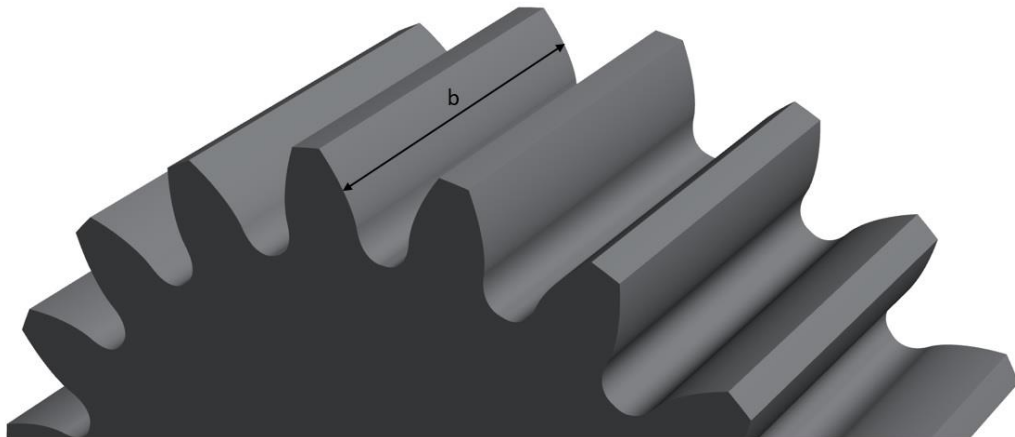
dişlilerin modülleri aynı olmak zorundadır. Modülün dişlilerin büyüklüğü ve diş profili üzerindeki etkisi şekil 2.1'deki gibidir.



şekil 2.1 Modülün diş profili üzerindeki etkisi

2.1.2 Diş Genişliği (b)

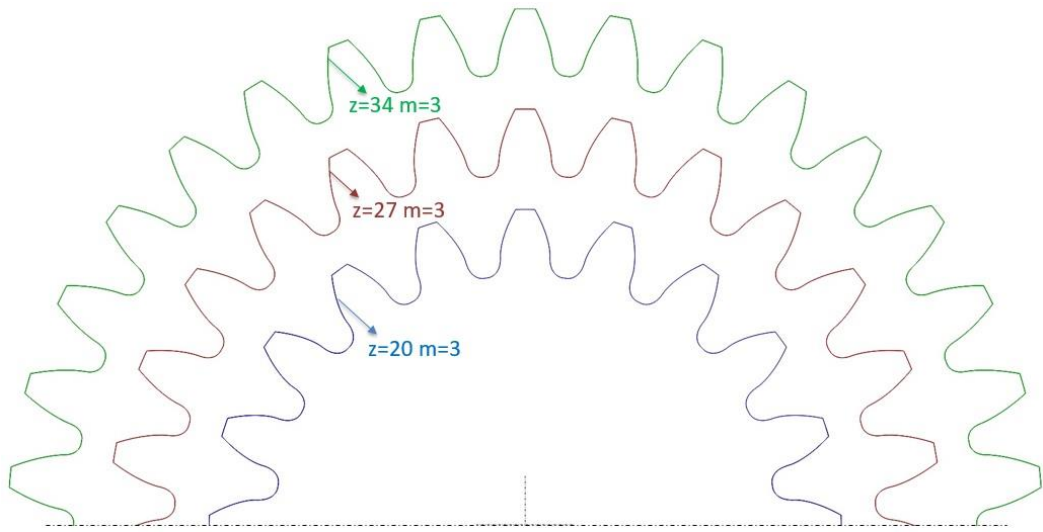
Dişlilerin eksenine doğrultusundaki boyutu diş genişliği(b) olarak adlandırılır. Diş genişliği dişlilerin yük taşıma kapasitesi üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Bu sebeple hesaplamalar sırasında eğilme gerilmesi ve yüzey basıncına göre uygun diş genişliğine karar verilir. Mukavemet dışında dişlilerin yerleştirileceği sistemin hacmi ve dişlilerin montajlanacağı milin deformasyon durumu dişli genişliğine karar verilirken göz önünde bulundurulması gerekmektedir.



şekil 2.2 Diş genişliği

2.1.3 Diş Sayısı (z)

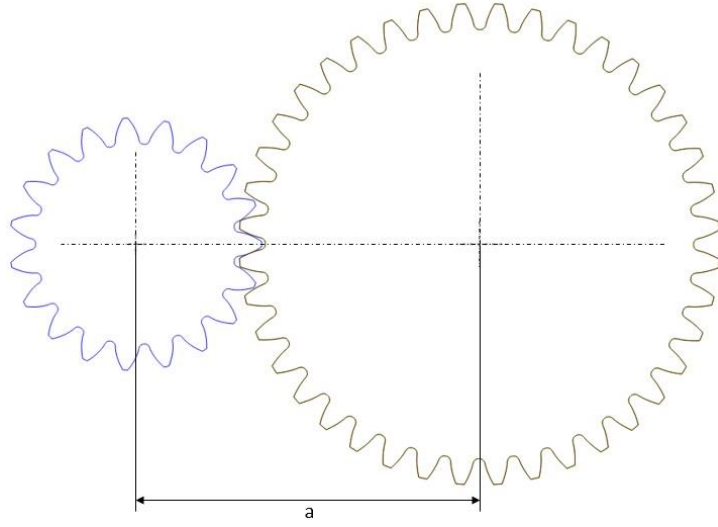
Dişli çarkın çevresine yerleştirilebilen diş kalınlığı ve diş boşluğu adeti diş sayısı olarak adlandırılır. Sistemin çevrim oranı döndürülen dişlinin diş sayısının döndüren dişlinin diş sayısına oranıdır. Çevrim oranı dişli çifti tasarımında giriş parametresi olarak çoğunlukla sistem tarafından belirlenir. Dişli sayıları çevre hızlarına bağlı olarak dişlilerin birbirleri üzerindeki kayma hızlarını etkilediğinden dolayı dişli sayılarına karar verilirken aşınma durumu göz önünde bulundurulmalıdır. Dişli sayısındaki değişimin diş profili üzerindeki etkisi Şekil 2.3'deki gibidir. Dişli sayısı arttıkça diş profili eğriden doğruya dönmektedir.



Şekil 2.3 Diş sayısının diş profili üzerindeki etkisi

2.1.4 Eksenler Arası Mesafe (a)

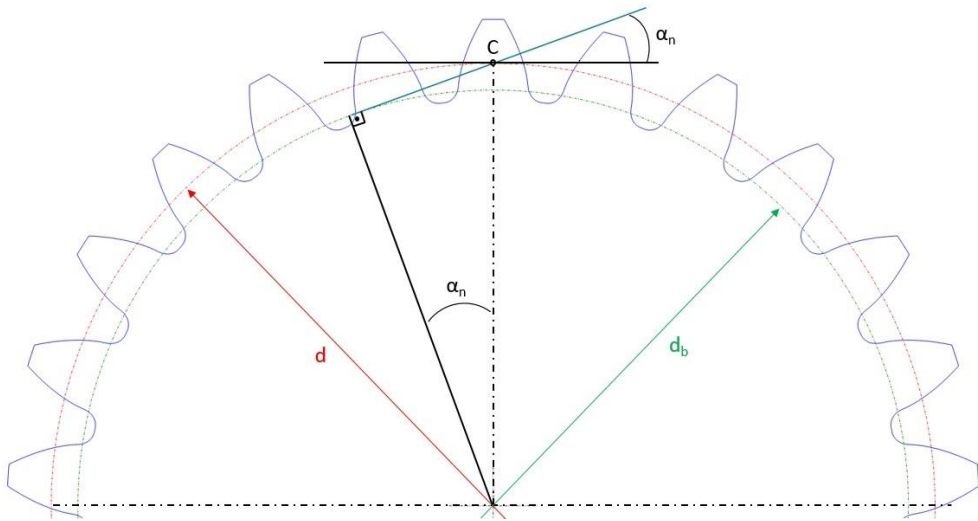
Dişlilerin dönme eksenleri arasındaki mesafe eksenler arası mesafe olarak adlandırılır. Eksenler arası mesafenin değişmesi hem dişlilerin mukavemet değerlerini hem de dişlilerin çalışma boşluğunu etkilemektedir. Teorik olarak hesaplanan eksenler arası mesafe değeri pratikte montaj şartlarına göre değişebilmektedir. Bu sebeple tasarım sırasında eksenler arası mesafede olabilecek değişimler göz önünde bulundurulmalıdır. Birden fazla kademedan oluşan sistemlerde farklı dişli çiftlerinin aynı eksenler arası mesafeye yerleştirilmesi dişlilere uygulanan profil kaydırma işlemi ile sağlanır.



Şekil 2.4 Eksenler arası mesafe

2.1.5 Kavrama Açısı (α_n)

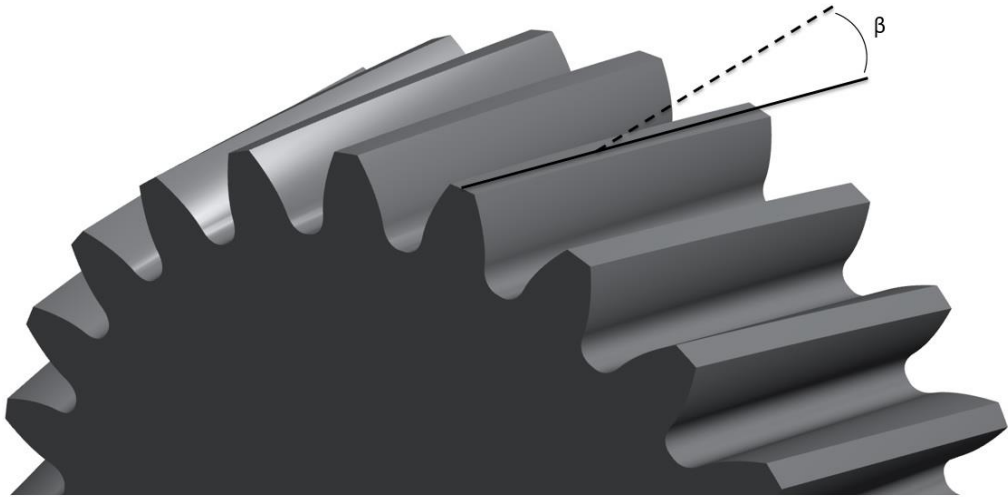
Birlikte çalışan bir dişli çiftinin döndüren ve döndürülen dişlerinin temasa başladıkları nokta ile temastan ayrıldıkları nokta arasındaki tüm kavrama noktaları kavrama eğrisini oluşturur. Evolvent dişlilerde kavrama eğrisi bir doğru şeklindedir. Bu kavrama doğrusu ile yuvarlanma dairelerinin teğeti arasındaki açı kavrama açısı olarak adlandırılır. Kavrama açısının değişmesi dişlinin profilini değiştirdiğinden dolayı hem dişli mukavemetini hem de dişlilerin özgül kayma hızını etkilemektedir. Günümüzde çoğunlukla standart olarak $\alpha_n=20^\circ$ kullanılmasına rağmen bazı özel durumlarda tasarıma göre değişiklik yapılabilir.



Şekil 2.5 Kavrama açısı

2.1.6 Helis Açısı (β)

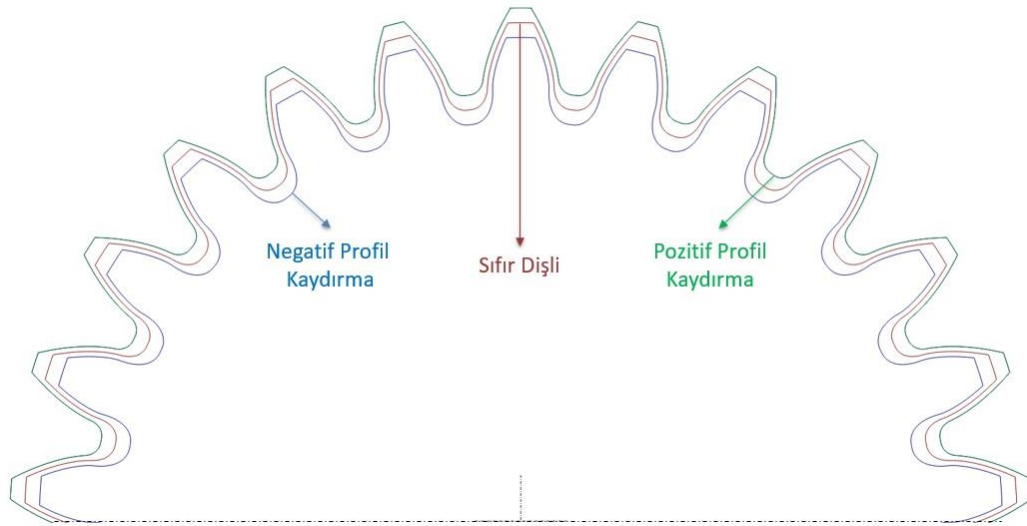
Dişlilerin mil eksenine göre sahip olduğu açı helis açısı olarak adlandırılır. Helisel dişlilerde profil kavrama oranı ile birlikte helis kavrama oranı da olduğu için toplam kavrama oranı artar ve düz dişlilere göre daha sessiz çalışırlar. Genellikle yüksek hızların olduğu sistemlerde tercih edilen helisel dişlilerde kavrama dişlinin bir kenarından itibaren yavaşça başlar ve daha sonra artarak devam eder. Helis açısı dişlilerin mukavemetini olumlu etkilerken sistemde oluşturduğu ilave eksenel kuvvet tasarım sırasında göz önünde bulundurulması gerekmektedir.



Şekil 2.6 Helis açısı

2.1.7 Profil Kaydırma Faktörü (x)

Dişlilerin imalatı sırasında kesici takımın dişliye yakınlaştırılması veya uzaklaştırılması ile farklı diş boyutlarına sahip dişli çiftleri elde edilebilmektedir. Profil kaydırma olarak adlandırılan bu işlem ile tasarıma uygun olarak evolvent profilin farklı kısımları kullanılabilir. Profil kaydırma işlemi dişlilerin hem mukavemet değerlerini hem de özgül kayma hızlarını etkilemektedir. Ayrıca farklı dişli çiftlerinin aynı eksenler arası mesafeye yerleştirilebilmesi de profil kaydırma işlemi ile mümkün olmaktadır.



Şekil 2.7 Profil kaydırmanın dişli profili üzerindeki etkisi

2.1.8 Dişli Kalitesi

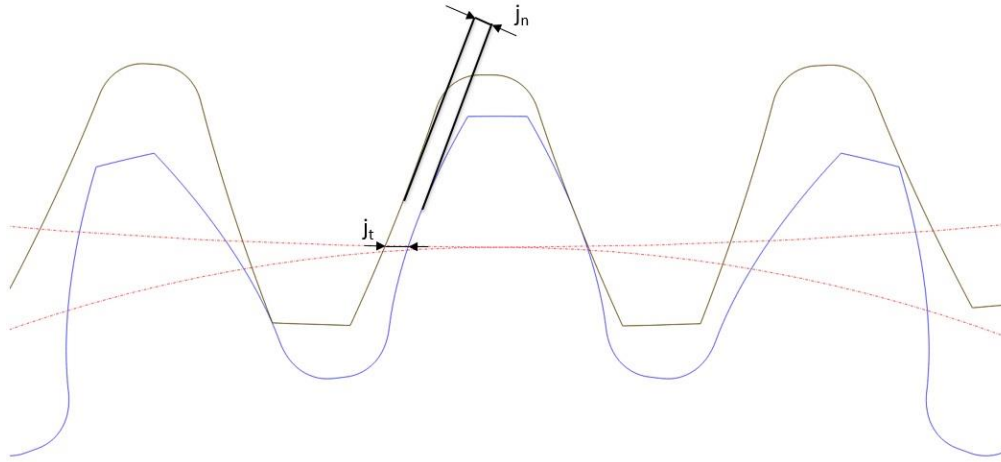
Dişlilerin imalatı sırasında kesici takım ve ısıtılardan kaynaklı hem ölçüsel hem de şekilsel hatalar meydana gelebilmektedir. Bu hatalar dişlilerin hem mukavemetine hem de titreşim oluşturarak gürültü seviyesine etki etmektedir. Üretim prosesi gereği oluşan bu hatalar hiçbir zaman ortadan kaldırılamaz ancak sınırlandırılabilir. Dişli kaliteleri dişli profilinin olması gerekenden ne kadar saptığının ölçülmesiyle elde edilir. DIN 3962 standardına göre dişli kalitesi 1'den 12'ye kadar olabilmektedir. 1 en iyi dişli kalitesi iken 12 en kötü dişli kalitesidir. Dişli üretim yöntemlerine göre dişli kalitesi değişmektedir. Dişli çiftinin sistem içerisinde kullanıldığı yer ve maliyet kriterleri göz önünde bulundurularak dişli kalitesine karar verilir.



Şekil 2.8 Dişli kalite hataları

2.1.9 Dişli Boşluğu (j_t, j_n)

Beraber çalışacak dişli çiftinin temel geometrik parametreleri belirlendiğinde teorik olarak iki dişli boşluksuz tasarlanmış olur. Dişlilerin hem imalatı sırasında oluşabilecek kalite problemleri hem de montajı sırasında oluşabilecek hatalar düşünüldüğünde pratikte dişliler boşluksuz olarak çalışamazlar. Ayrıca sistemin çalışması sırasında oluşan ısıdan kaynaklı genleşmelerde dişlilerin belli bir boşlukla tasarlanmasını zorunlu kılmaktadır. Bu sebeplerden dolayı tasarımı yapılan dişli çiftinin bir dişinin arka yanağı ile diğer dişinin ön yanağı arasında belli bir boşluk olması istenir. Bu boşluk dişli kalınlıklarının tolerans mertebesinde küçültülmesiyle veya eksenler arası mesafenin tolerans mertebesinde büyütülmesiyle elde edilir. Dişli boşlukları darbeli çalışmaya bağlı olarak dişlilerin mukavemetine ve gürültü seviyesine etki ettiğinden dolayı tasarım sırasında göz önünde bulundurulmalıdır.

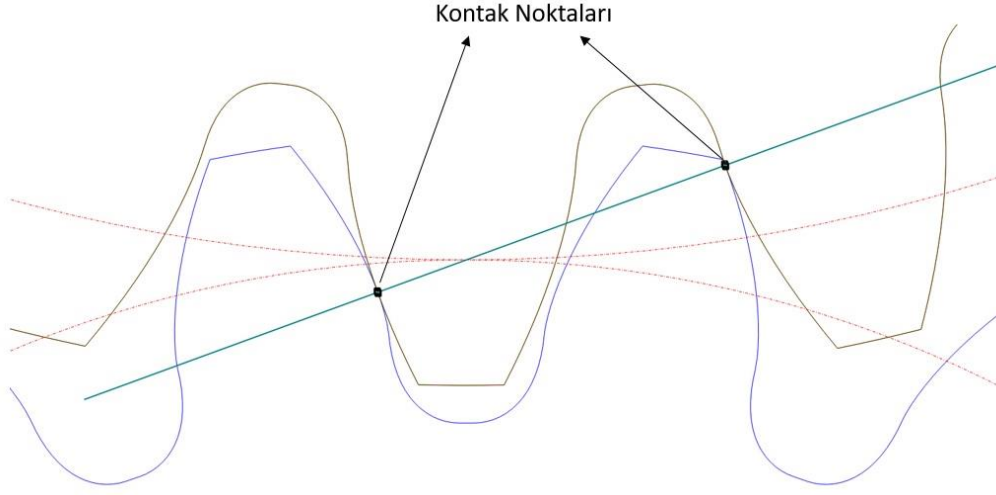


Şekil 2.9 Dişli boşluğu

2.1.10 Kavrama Oranı (ϵ)

Dişlilerin çalışması sırasında güç iletiminin sürekli olabilmesi için bir diş kavramadan çıkmadan önce arkadan gelen dişin kavramaya girmesi gerekmektedir. Böylelikle öndeki dişli kavramadan çıkana kadar iki diş birlikte kavramada olacaktır. Dişlilerin tasarımı sırasında profil kavrama oranına bakılarak bu durum göz önünde bulundurulur. Profil kavrama oranı kavrama doğrusunun uzunluğunun dişlinin taksimatına oranıdır. Hareketin sürekliliği için profil kavrama oranının 1'den büyük

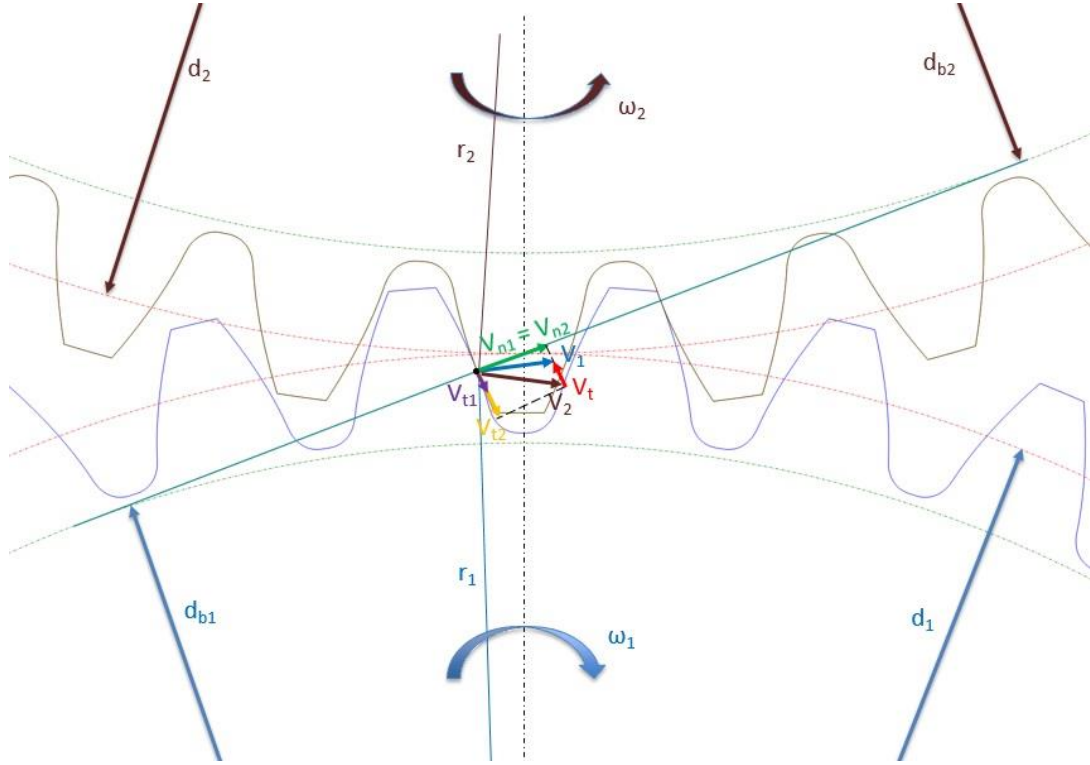
olması istenir. Helisel dişlilerde profil kavrama oranına ilave olarak helis kavrama oranı vardır. Helis kavrama oranı da dişlinin eğikliğinin taksimatına oranıdır. Helisel dişlilerde toplam kavrama oranı profil kavrama oranı ile helis kavrama oranının toplamından elde edilir. Dişlilerin tasarımı sırasında hem kesintisiz hareketi sağlamak hem de gürültü seviyesini düşürebilmek için kavrama oranı göz önünde bulundurulmalıdır.



Şekil 2.10 Dişli kontak noktaları

2.1.11 Özgül Kayma Hızı (ζ)

Dişlilerin hareket iletimi sırasında temas halindeki yüzeyler birbirleri üzerinde kayma hareketi yaparlar. Kavrama sırasında sadece yuvarlanma noktasında(C) kayma hızı sıfırdır. Bunun dışındaki tüm noktalarda kayma hızı vardır. Temasın başladığı ve bittiği noktalarda kayma hızları maksimumdur. Dişli tasarımında kayma hızlarının göz önünde bulundurulması için özgül kayma hızı(ζ) tanımlanmıştır. Özgül kayma hızı temasta olan karşılıklı iki dişli çiftinin temas noktasındaki hız farklarının dişlinin hızına oranıdır. Dişliler bu kayma hızlarından dolayı aşınmaya maruz kalırlar. Tasarım sırasında özgül kayma hızları göz önünde bulundurularak yapılan profil kaydırma işlemiyle dişlilerin aşınması azaltılabilmektedir.



Şekil 2.11 Dişli temas noktası hızları

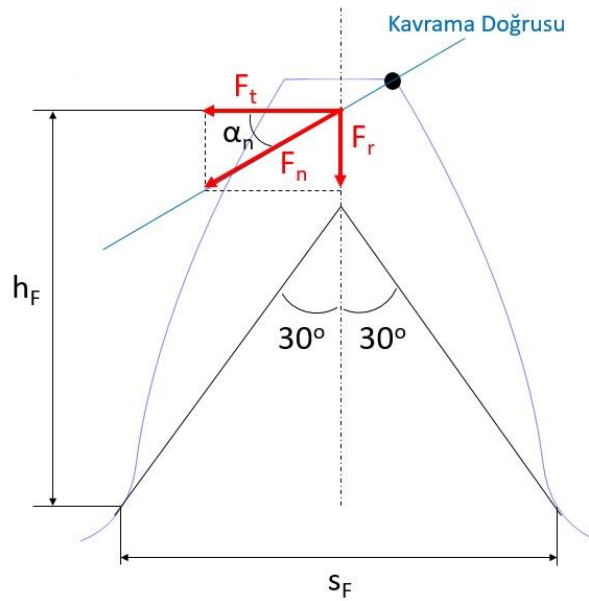
2.2 Dişli Çarkların Mukavemet Hesapları

Dişli çarklar çalışma sırasında ilettikleri momente bağlı olarak kavrama doğrultusunda bir kuvvete maruz kalırlar. Maruz kaldıkları bu kuvvet dişlilerin zorlanmasına sebep olmaktadır. Bu zorlanmalar sonucunda dişliler diş dibinden kırılabilir veya yüzeylerinde oluşan yüksek basınçtan dolayı yorulma aşınması oluşabilir. Tasarım sırasında dişlilerin geometrik ölçüleri belirlenirken dişlilerde oluşabilecek hasarlar göz önüne alınmalıdır. Bu kapsamda dişlilerin mukavemet hesapları aşağıdaki şekilde yapılabilmektedir:

2.2.1 Diş Dibi Eğilme Gerilmesi

Dişlilerin güç iletimi sırasında diş üzerine kavrama doğrusu boyunca dişli yüzeyine dik bir şekilde kuvvet etki eder. Kavramanın sadece tek diş üzerinde olduğu düşünüldüğünde etki eden bu dik kuvvetin büyüklüğü kavrama boyunca değişmez ancak dişli profilinin kavrama açısındaki değişime göre kuvvetin teğetsel ve radyal bileşenleri değişir. Dişli üzerinde oluşan ve değişkenlik gösteren teğetsel kuvvet diş eğilme gerilmesine, radyal kuvvet ise basma gerilmesine zorlamaktadır. Bu kuvvetlerin etkisi altında diş dibinde gerilme yığılmaları oluşur. Dişlilerin dayanımının

hesaplanabilmesi için diş dibinde oluşan bu gerilmelerin kontrol edilmesi gerekmektedir. Günümüzde dişli mukavemet hesapları ile ilgili farklı yaklaşımlar bulunmaktadır ancak bu çalışma kapsamında ISO 6336 standardı referans alınacaktır. ISO 6336 standardına göre diş dibinde maksimum eğilme gerilmesi kuvvetin dişin en üst noktasında olduğu durumda oluşur. Dişlinin kırılma kesiti ise standarda göre dişlinin simetri eksenine 30° açı yapacak şekilde dişlinin tabanındaki kavisleri teğet geçen bölgedir. Böylelikle eğilme gerilmesinin hesaplanabilmesi için gerekli olan kesit, bu kesite dik olan kuvvetin büyüklüğü ve kesit ile dik kuvvet arasındaki mesafe belirlenmiş olmaktadır.

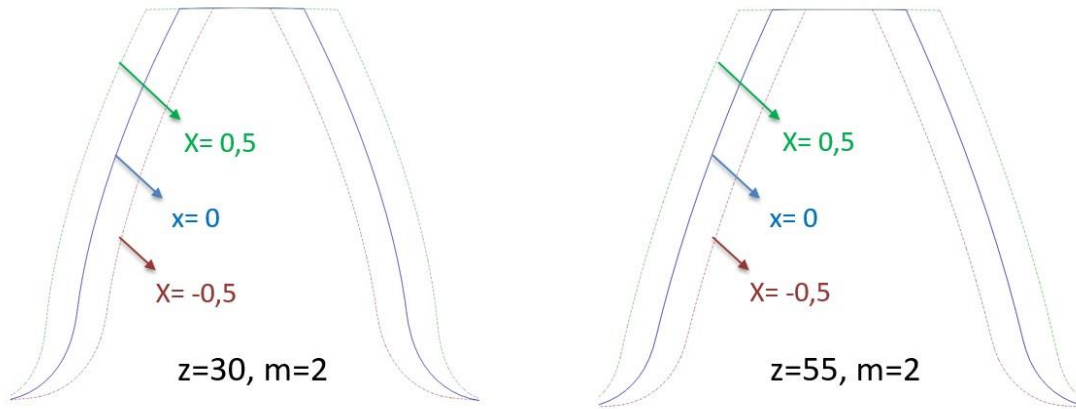


Şekil 2.12 Diş dibi eğilme gerilmesi

Diş dibinde oluşan gerilmelerin sadece dişliye etkileyen kuvvet ve dişlinin kırılma kesitinin boyutları dikkate alınarak hesaplanması doğru sonuca ulaşmak için yeterli değildir. Dişlilerin hem üretimi hem de sistem içerisindeki çalışması sırasında birçok değişken bulunmaktadır. Bu değişkenlerinde mukavemet hesabında göz önünde bulundurulması gerekmektedir. ISO 6336 standardına göre dişlilerde oluşan gerçek eğilme gerilmesi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} Y_F Y_S Y_\epsilon Y_\beta K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (2.1)$$

Bu formülde F_t dişliye etkiyen teğetsel kuvvet, b dişlinin genişliği ve m ise dişlinin modülüdür. Diş dibinde oluşan gerilmelerin hesaplanabilmesi için hem kuvvetin etki ettiği yer hem de kırılma kesitinin doğru hesaplanması gerekmektedir. Bu değerlerde evolvent profilin şekline göre değişmektedir. Profildeki değişimlerin eğilme gerilmesi üzerindeki etkisini göz önünde bulundurabilmek için Y_F diş form faktörü kullanılır. Bu faktörün kullanılmasıyla birlikte dişlinin formunun diş sayısı ve profil kaydırma katsayısına göre değişimi hesaplamada göz önünde bulundurulmuş olur. Diş form faktörünün diş sayısı ve profil kaydırma katsayısına göre değişimi grafiklerle standartta belirtilmiştir. Şekil 2.13’de diş sayısının ve profil kaydırmanın diş profili üzerindeki etkisi görülmektedir.

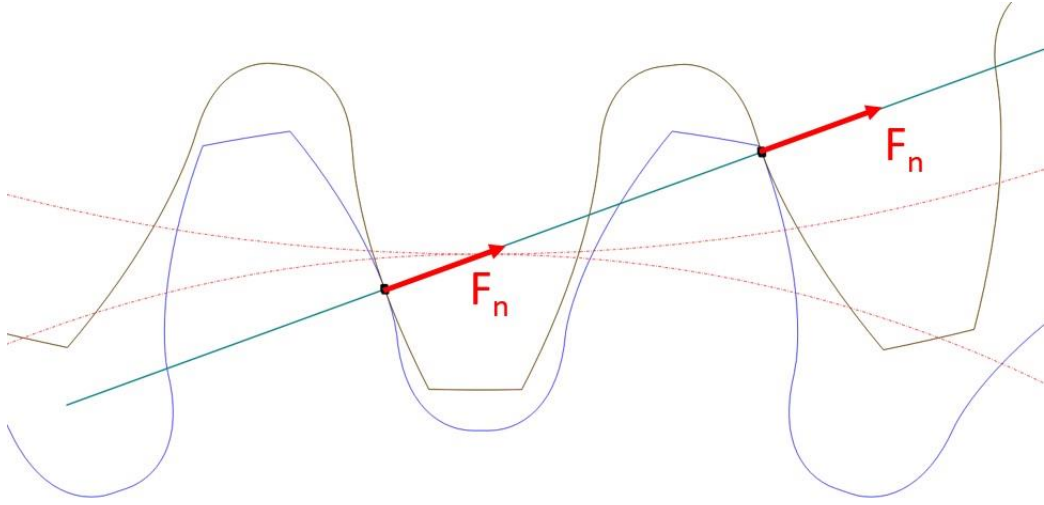


Şekil 2.13 Form faktörünün diş profili üzerindeki etkisi

Şekil 2.13’den görüldüğü gibi dişlinin diş sayısı ve profil kaydırma katsayısına bağlı olarak diş dibindeki kavisi değişmektedir. Bu değişim dişli dibinde çentik etkisi oluşturmaktadır. Bu çentik etkisi Y_s gerilim düzeltme faktörüyle hesaplamalarda göz önünde bulundurulmaktadır. Gerilim düzeltme faktörünün diş sayısı ve profil kaydırma katsayısına göre değişimi grafiklerle standartta belirtilmiştir.

Dişliye gelen kuvvet hesaplanırken kavramanın sadece tek diş üzerinde olduğu düşünülür ve sistemin momentini üzerinden dişliye gelen kuvvet hesaplanır. Ancak gerçek durumda bütün kuvveti tek bir diş karşılamaz. Kavrama oranına bağlı olarak arkadan gelen dişlide yük taşımaya başlar. Bu sebeple gerçek durumda tek bir dişe gelen kuvvet hesaplanandan az olmaktadır. Diş dibi eğilme gerilmesi hesaplanırken bu

durum Y_ϵ kavrama faktörü ile göz önünde bulundurulur. Kavrama faktörü standartta profil kavrama oranı ve helis açısına bağlı olarak belirtilen formül yardımıyla hesaplanır.



Şekil 2.14 Kavrama faktörü

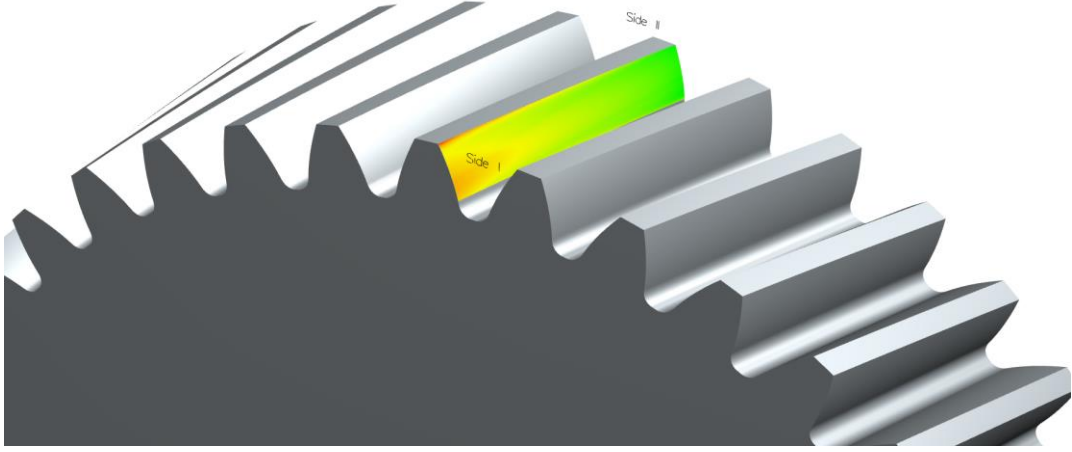
Tasarımda düz dişli yerine helisel dişli kullanılması durumunda kuvvetin dişli üzerindeki dağılımı farklı olacaktır. Helisel dişlilerde aynı anda kavramada olan dişli çifti sayısı artmaktadır. Bu durum dişli mukavemetini de etkilemektedir. Bu etki Y_β helis faktörü ile göz önünde bulundurulmaktadır.

Buraya kadar tanımlanan katsayılar hep dişli profilinin eğilme gerilmesi üzerindeki etkileri ile ilgiliydi. Bu katsayılar tanımlanırken sistemden dişli üzerine gelen kuvvet sabit olarak düşünöldü ancak gerçek durumda farklı sebeplerden dolayı dişli üzerine gelen kuvvet değışkenlik gösterebilmektedir. Dişli mukavemet hesaplarında dişli kuvvetindeki değışkenlikler de göz önünde bulundurulmalıdır. Tasarımı yapılan sistemde kullanılan güç kaynağı ve bağlantı yöntemleri dişli üzerine gelen kuvvetlerde değışkenliğe sebep olmaktadır. Bu değışkenlik K_A işletme faktörü ile hesaplamalarda göz önüne alınır. İşletme faktörü edinilen tecrübeler sonucu elde edilebileceğı gibi standartta motor ve makine çeşidine göre tablolarda belirtilmiştir.

Dişli kalitesine bağılı olarak dişli profil hataları ve çalışma sırasında dişlilerin deformasyonu sistem içerisinde titreşim oluşturur. Oluşan bu titreşimden kaynaklı dinamik yükler dişlilerin dayanımlarını etkilemektedir. Dişlilerin mukavemet hesabı sırasında K_v dinamik faktör kullanılarak bu dinamik yükler göz önünde bulundurulur.

Standartta çevre hızına ve dişli kalitesine bağlı olarak grafiklerden dinamik faktör seçilebilmektedir.

Dişlilerdeki kalite hataları ile dişlileri taşıyan millerdeki deformasyonlar diş genişliği boyunca yük dağılımının düzgün olmasını engellemektedirler. Eşit olmayan bu yük dağılımının diş dibi eğilme gerilmesi üzerindeki etkisi $K_{F\beta}$ genişlik faktörüyle hesaba katılır. Dişli kalite hataları ve dişli deformasyonları dişli genişliği boyunca dengesiz yük dağılımına sebep olduğu gibi çevresel yönde de kuvvetlerin dağılımını etkilemektedir. Çevresel yöndeki dengesiz kuvvet dağılımı K_{Fa} alın yük dağılım faktörüyle göz önüne alınmaktadır. Hem genişlik faktörü hem de alın yük dağılım faktörü standartta belirtilen tablolardan seçilebilmektedir.



Şekil 2.15 Dişli üzerindeki dengesiz yük dağılımı

Dişlilerin mukavemetinin hesaplanabilmesi için diş dibinde oluşan eğilme gerilmesiyle beraber dişli malzemesinin mukavemet değerinin de hesaplanması gerekmektedir. Dişlilerde olduğu gibi malzemenin de mukavemet değerini etkileyen birçok değişken bulunmaktadır. ISO 6336 standardına göre malzemelerin izin verilebilir eğilme gerilmesi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} Y_{ST} Y_N Y_\delta Y_R Y_X \quad (2.2)$$

Bu formülde σ_{Flim} deneyler sonucu çentiksiz numuneden elde edilen malzemenin sürekli mukavemet değeridir. Bu değer standartta belirtilen tablolardan seçilebilmektedir. Malzemenin gerilme değerinin düzeltilmesi amacıyla Y_{ST} düzeltme faktörü hesaplamalarda kullanılır. ISO 6336'ya göre dişliler için bu katsayı 2 olarak belirlenmiştir.

Dişlilerin mukavemet hesabında dişlilerden istenen dayanma süresi önemli bir parametredir. Bu sebeple hesaplamalarda Y_N ömür faktörü ile istenen dayanma süresi göz önünde bulundurulur. Ömür faktörü standartta belirtilen tablo yardımıyla istenen yük tekrar sayısına bağlı olarak seçilmektedir. Dişli çarklardan sonsuz ömür istenmesi durumunda ömür faktörü 1 olarak alınmaktadır.

Deneylerle elde edilen malzemelerin sürekli mukavemet değerleri çentiksiz numuneler için geçerlidir. Tasarım sırasında ise malzemelerin çentiğe karşı duyarlılığı göz önünde bulundurulmalıdır. Bu sebeple hesaplamalarda Y_δ çentik duyarlılık faktörü kullanılır.

Deneylerde kullanılan malzemelerin yüzey kaliteleri mükemmel yakındır. Ancak gerçek durumda malzeme yüzeyi pürüzlüdür. Yüzey kalitesinin malzemenin dayanımı üzerindeki etkisinin göz önüne alınabilmesi amacıyla Y_R yüzey faktörü kullanılır. Yüzey faktörü de standartta belirtilen tablolardan seçilmektedir

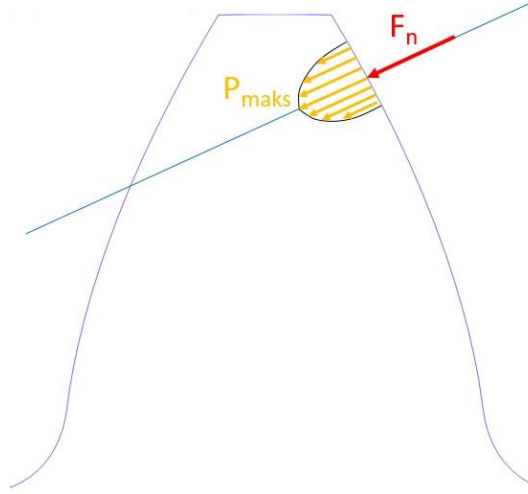
Dişlinin büyüklüğünün yani modülünün malzemenin mukavemeti üzerindeki etkisi Y_x büyüklük faktörüyle göz önüne alınır. Büyüklük faktörü modüle ve malzemeye göre standartta belirtilen tablodan seçilmektedir.

Bütün bu katsayılar göz önünde bulundurularak hesaplanan malzemenin izin verilebilir emniyet gerilmesinin diş dibi eğilme gerilmesine oranı dişlinin eğilme gerilmesi için emniyet katsayısını verir.

$$S_F = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_F} \quad (2.3)$$

2.2.2 Yan Yüzey Basıncı

Güç iletimi sırasında dişli çiftinin birbirleriyle temasta olan yüzeylerine etkileyen kuvvet küçük bir alanı etkilediğinden dolayı yüksek yüzey basınçları oluşturmaktadır. Hertz gerilmeleri olarak da adlandırılan bu yüksek yüzey basıncı malzeme yorulmasına bağlı olarak dişlilerde aşınmalara ve küçük çukurcukların(pitting) oluşmasına sebep olmaktadır. İlerleyen süreçlerde parça kopmalarına sebep olan bu çukurcuklar dişlilerin kullanılamaz duruma gelmesine sebep olmaktadır.



Şekil 2.16 Yan yüzey basıncı

Dişlilerin tasarımı sırasında diş dibi eğilme gerilmesiyle birlikte diş yan yüzeylerinde oluşan yüzey basıncı da göz önünde bulundurulmalıdır. Dişlinin üretimi ve sistem içerisinde çalışması sırasında ortaya çıkan değişkenler göz önünde bulundurularak dişli yüzeyinde oluşan yüzey basıncı ISO 6336 standardına göre aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{bm_n u}} Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (2.4)$$

Bu formülde F_t dişliye etkiyen teğetsel kuvvet, b dişlinin genişliği, m dişlinin modülü ve u ise dişli çiftinin çevrim oranıdır. Diş dibi eğilme gerilmesi hesabında detaylı açıklandığı gibi K_A işletme faktörü, K_V dinamik faktördür. Diş dibi eğilme gerilmesi hesabında $K_{F\beta}$ olarak hesaba katılan genişlik faktörü yüzey basıncı hesabında $K_{H\beta}$ olarak hesaba katılmaktadır. Aynı şekilde diş dibi gerilme hesabında $K_{F\alpha}$ olarak hesaba katılan alın yük dağılım faktörü yüzey basıncı hesabında $K_{H\alpha}$ olarak hesaba katılmaktadır.

Dişlinin yüzeyinde oluşan basıncın doğru hesaplanabilmesi için kuvvetin dişli yüzeyindeki konumunun doğru olması gerekmektedir. Dişli profilindeki değişimlerin yüzey basıncı üzerindeki etkisi Z_H bölge faktörüyle hesaba katılır. Bölge faktörü profil kaydırma, diş sayısı ve helis açısına göre standartta belirtilen formül ve grafikler yardımıyla belirlenir.

Dişli yüzeyinde oluşan temas gerilmesi dişliye etkiyen kuvvet ve dişlinin formu kadar dişli malzemesine göre de değişmektedir. Malzeme özelliklerinin yüzey basıncı üzerindeki etkisi Z_E elastisite modülü ile göz önünde bulundurulur. Elastisite faktörü malzemenin cinsine göre standartta belirtilen formül ve tablolarla belirlenir.

Sistem üzerinden dişli çiftine gelen kuvvet aynı olmasına rağmen iletim sırasında tek diş üzerindeki kuvvet aynı kalmamaktadır. Bunun sebebi iletim sırasında kavrama oranına bağlı olarak kuvvetin iki diş tarafından karşılanmasıdır. Bu durum yüzey basıncı hesaplamalarında Z_ϵ kavrama faktörüyle göz önünde bulundurulur. Kavrama faktörü profil kavrama oranına bağlı olarak standartta belirtilen formül ve grafikler yardımıyla hesaplanmaktadır.

Profil kavrama oranı gibi helis açısından kaynaklanan helis kavrama oranı da yüzey basıncını etkilemektedir. Bu sebeple helis açısı Z_β helis faktörüyle hesaplamalarda göz önünde bulundurulur. Helis faktörü helis açısına bağlı olarak standartta belirtilen formül yardımıyla hesaplanmaktadır.

Diş dibi eğilme gerilmesinde olduğu gibi yüzey basıncı için de malzemenin izin verilebilir sınırı belirlenmelidir. ISO 6336 standardına göre değişkenler göz önüne alınarak malzemenin izin verilen emniyetli yüzey basıncı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$\sigma_{Hp} = \sigma_{Hlim} Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (2.5)$$

Bu formülde σ_{Hlim} deneyler sonucu elde edilen malzemenin yan yüzey basıncı mukavemet değeridir. Diş dibi gerilmesi hesabında Y_N olarak alınan ömür faktörü yüzey basıncı hesabında Z_N olarak hesaba katılmaktadır. Diş dibi gerilmesinde Y_R olarak alınan yüzey faktörü yüzey basıncı hesabında Z_R olarak hesaba katılmaktadır. Yine aynı şekilde diş dibi gerilmesi hesabında Y_X olarak alınan büyüklük faktörü yüzey basıncı hesabında Z_X olarak hesaba katılmaktadır.

Diş dibi gerilmesi hesabından farklı olarak yüzey basıncı hesabında yağın etkisi de göz önünde bulundurulmalıdır. Bu sebeple hesaplarda Z_L yağlama faktörü kullanılır. Yağlama faktörü kullanılan yağın viskozitesine göre standartta belirtilen tablo veya formüllerden belirlenir.

İletim sırasında dişli yüzeyleri arasındaki kayma hızı dişli üzerinde oluşan yağ filmini etkilemektedir. Bu sebeple hesaplamalarda çevre hızının yağlama üzerindeki etkisi Z_v hız faktörüyle göz önüne alınır. Hız faktörü standartta belirtilen formül veya grafikler üzerinden belirlenir.

Dişlilerin sertlikleri de malzemelerin dayanımlarına etki etmektedir. Bu sebeple hesaplamalarda Z_w malzeme çifti faktörüyle malzemelerin sertlikleri göz önüne alınır. Malzeme çifti faktörü standartta belirtilen formül veya grafiklerden belirlenir.

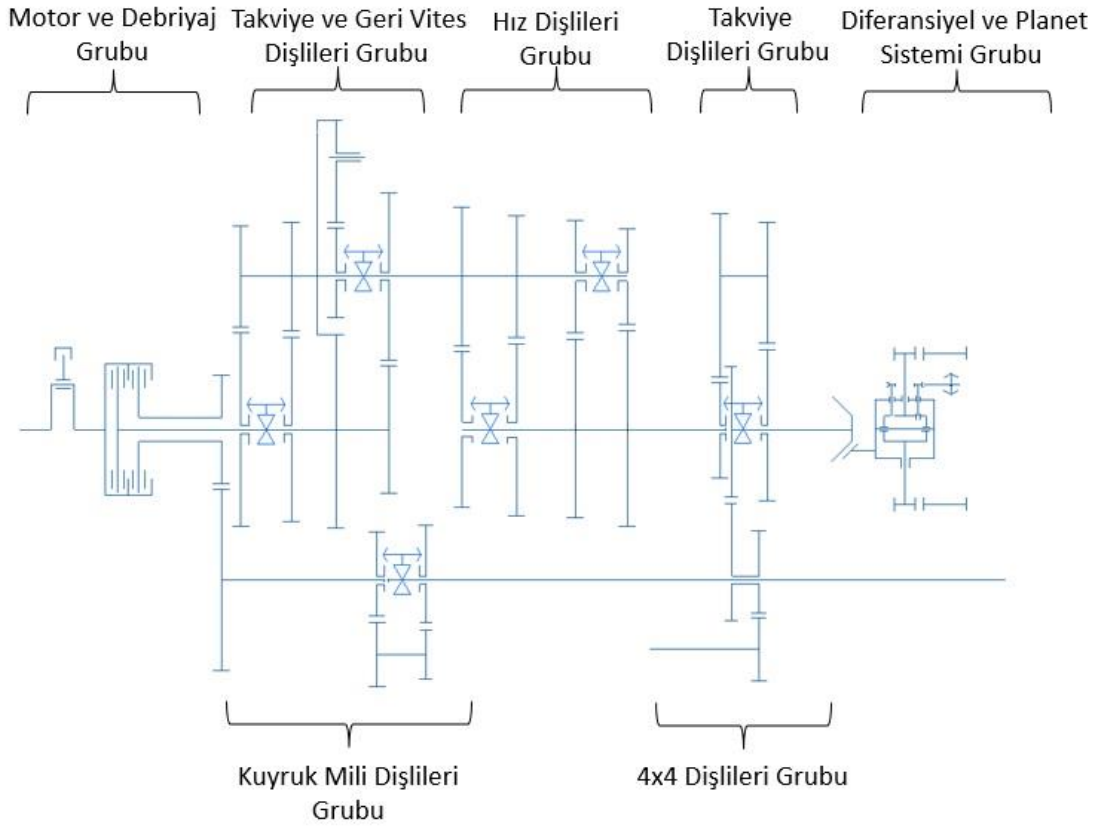
Bütün bu katsayılar göz önünde bulundurularak hesaplanan malzemenin izin verilen emniyetli yüzey basıncının dişlinin yan yüzey basıncına oranı dişlinin yan yüzey basıncı için emniyet katsayısını verir.

$$S_H = \frac{\sigma_{Hp}}{\sigma_H} \quad (2.6)$$

DİŞLİ ÇARK GEOMETRİK PARAMETRELERİNİN OPTİMİZASYONU

Günümüzde dişli çarklar birçok mekanik sistem içerisinde kullanılmaktadır. Hem emniyetli hem de maliyet olarak uygun dişli çarkların tasarlanabilmesi yapılacak olan optimizasyon çalışmasına bağlıdır. Optimizasyon çalışmaları ile en uygun dişli parametreleri belirlenerek verimli ve ucuz sistemler tasarlamak mümkün olmaktadır.

Dişli çark geometrik parametrelerinin optimizasyonu çalışması kapsamında 4 hızlı bir traktör şanzımanının hız dişlileri grubunun optimizasyonu yapılmıştır. Şanzıman, traktörlerde motordan gelen hareketi debriyajdan yardım alarak istenilen hız ve tork seviyesine ulaştırıp daha sonra diferansiyel ve şafta ileten aktarma organıdır. Şanzıman içerisinde bulunan çeşitli şaft ve dişli kombinasyonları sayesinde traktör bulunduğu koşula uygun olarak hızlandırılabilir. Traktörün uygun hızlandırılması kullanıcının yol şartlarına göre uygun vitesleri tercih etmesiyle mümkündür. Bu işlem gerçekleştirilirken yüksek devirlerde çalışıldığından dolayı gürültü karakteristiği, dişli-mil-rulman ömürleri ve yakıt tüketimi önem kazanmaktadır. Tarım araçları için düşünüldüğünde ise yapılan iş gereği yüksek çekiş gücüne ihtiyaç duyulduğundan dolayı şanzıman tasarımı daha da önemli olmaktadır. Traktörlerde ise arazide kullanım sırasında yüksek torka ihtiyaç duyulduğu için hız dişlileri grubuna ek olarak takviye sistemleri tasarlanmaktadır. Takviye grupları hız dişlileri grubunun ön ve arka kısmına yerleştirilerek toplam çevrim oranı arttırılıp düşük hız-yüksek tork elde edilir. Bu şekilde tasarlanan traktör şanzımanlarında hız dişlileri ile takviye grupları beraber çalışmaktadır.



Şekil 3.1 Traktör şanzımanı vites şeması

Şekil 3.1’de bir traktör şanzımanının vites şeması görülmektedir. Motor ve debriyaj grubundan sonra ilk olarak takviye ve geri vites dişlileri grubu yer almaktadır. Şemadan görüldüğü gibi bu grupta üç kademe takviye grubu dişlileri ile geri vites dişlileri bulunmaktadır. Bu gruptan sonra ise dört kademe hız dişlileri grubu yer almaktadır. Hareket hız dişlilerinden sonra ise son takviye grubuna gelmektedir. Bu grupta da 2 kademe takviye dişlileri grubu bulunmaktadır. Hareket son takviye grubundan çıktıktan sonra ise diferansiyel ve planet sisteminden geçerek tekerlere ulaşmaktadır. Traktörlerde bu grupların dışında kuyruk mili dişlileri grubu ile 4x4 dişlileri grubu bulunmaktadır. Çeşitli tarım uygulamalarında kullanılan farklı ekipmanlara hareket sağlaması için kuyruk mili dişlileri grubu kullanılır. Şanzımandan farklı olarak debriyajdan aldığı hareketi istenilen hız-tork seviyesine getirip traktörün arka kısmına bir şaft vasıtasıyla ileten gruptur. 4x4 dişlileri grubu ise şanzıman içerisindeki son takviye grubundan aldığı hareketi ön tekerleklere aktaran gruptur.

Bu çalışma kapsamında dört kademedan oluşan hız dişlileri grubunun optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyon çalışması sırasında üç farklı kısıt göz önünde

bulundurulmuştur. Bunlardan ilki takviye grubundan aktarılan güç ve tork değerleridir. İkinci kısıt hız dişlileri grubunun şanzıman içerisinde yerleştirileceği hacim değeridir. Üçüncü kısıt ise her bir kademeden istenen çevrim oranlarıdır.

3.1 Optimizasyon Akış Şeması

➤ Diş Genişliği, Dişli Kalitesi ve İlk Seviye Modül Optimizasyonu

Çıktılar: “modül, S_F , S_H grafikleri”, “dişli profili, helis kavrama oranı, dişli sayıları, çevrim oranı ve ağırlık değişimleri”

➤ Eksenler Arası Mesafe Optimizasyonu

Çıktılar: “diş üstü çapları, eksenler arası mesafe grafikleri”, “eksenler arası mesafe, S_H , S_F grafikleri”

➤ Son Seviye Modül Optimizasyonu

➤ Dişli Sayıları Optimizasyonu

Çıktılar: “ölgül kayma hızı, diş sayısı, kavrama oranı grafikleri”

➤ Helis Açısı Optimizasyonu

Çıktılar: “eksenel kuvvet ve kavrama oranları”

➤ Profil Kaydırma Katsayısı Optimizasyonu

Çıktılar: “dönüş açısı, ölgül kayma hızı grafikleri”, “dişli profili değişimleri”

➤ Kavrama Açısı Optimizasyonu

➤ Kıssoft Sonuçlarının ISO 6336 Matematiksel Model Sonuçları ile Karşılaştırılması

Çıktılar: “diş dibi gerilmeleri”, “yüzey basınçları”, “emniyet katsayıları”

➤ Dişli Boşluğu Optimizasyonu ve Dişli Kalite Kontrol Toleranslarının Belirlenmesi

Çıktılar: “dişli kalite kontrol değerleri”

➤ Konsept Tasarım

Çıktılar: “konsept 3D tasarım”

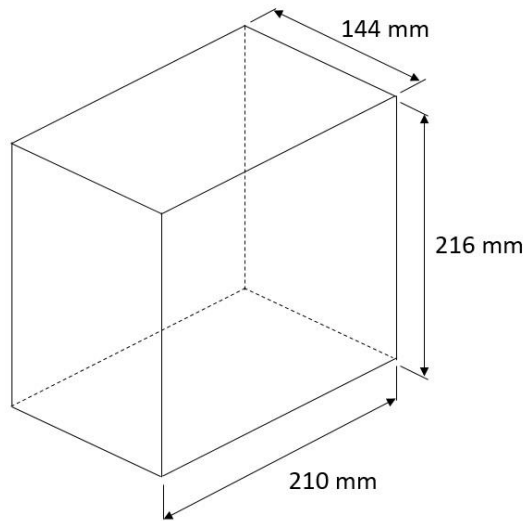
3.2 Giriş Koşulları

Traktör şanzımanının hız dişlileri grubunun optimizasyonu yapılmıştır. Şekil 3.1’de görüldüğü gibi hız dişlilerine hareket takviye gurubundan gelmektedir. Optimizasyonu yapılan hız dişlileri grubuna takviye grubundan aktarılan güç 50 kW, tork ise 238 Nm’dir. 4 Kademeli olan bu hız dişlileri grubundan istenen çevrim oranları aşağıdaki gibidir:

Çizelge 3.1 Çevrim oranları

Kademe	Çevrim Oranı (%4)
1	3,1
2	1,9
3	1,1
4	0,7

Hem traktör üzerindeki çeşitli mekanizmalardan hem de şanzıman içerisinde dişliler dışındaki diğer sistemlerden dolayı hız dişlileri grubunun yerleştirilebileceği hacim kısıtlıdır. Optimizasyonu yapılacak hız dişlileri için kullanılabilecek maksimum hacim ölçüleri aşağıdaki gibidir:



Şekil 3.2 Hacim ölçüleri

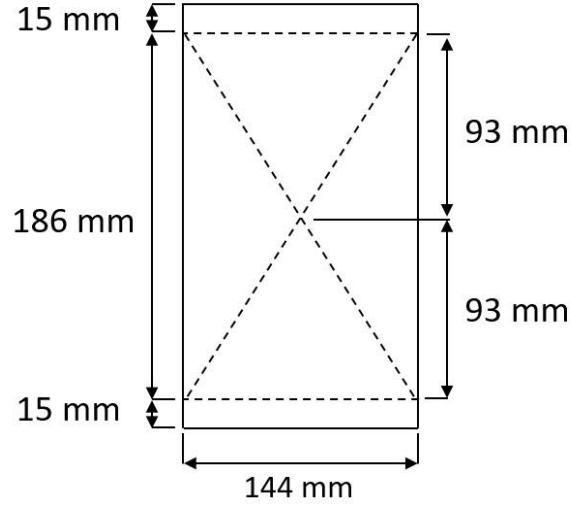
3.3 Dış Genişliği, Dişli Kalitesi ve İlk Seviye Modül Optimizasyonu

Verilen hacim içerisinde optimum dişli çiftlerinin belirlenebilmesi için ilk olarak dişlilerin genişliği, kalitesi ve modülü belirlenmiştir. Verilen giriş koşulları dikkate alınarak sistem için uygun değerler hesaplanmıştır. Dişli mukavemeti hesapları KISSsoft programı ile yapılmış ve hesap yöntemi olarak ISO 6336 kullanılmıştır. Hesapların yapılarak uygun dişli genişliği, dişli kalitesi ve modülün belirlenebilmesi için başlangıçta diğer dişli parametreleri belirli değerlerde kabul edilmiştir. Başlangıçta kabul edilen bu dişli parametreleri daha sonra ise optimize edilerek sistem için en uygun değerler belirlenmiştir.

216 mm olarak verilen mesafe optimizasyon çalışması sırasında 186 mm ($216-30=186$) olarak düşünülmüştür. Bunun sebebi aynı eksenler arası mesafede çalışacak dişli çiftlerinin dişli sayılarına göre 15 mm yukarıya veya aşağıya kayma ihtimalidir. Optimizasyon çalışması için başlangıçta belirli değerlerde kabul edilecek parametreler basınç açısı, helis açısı ve eksenler arası mesafedir. Basınç açısı olarak başlangıç değeri 20° kabul edilmiştir. Bu değer günümüzde çoğunlukla standart olarak kullanılmaktadır. Helis açısı ise 17° kabul edilmiştir. Bu değerde şanzıman sistemlerinde ortalama kullanılan helis açısı değeridir. Eksenler arası mesafe ise 93 mm olarak kabul edilmiştir. Üst ve alt olarak iki milden oluşan 4 kademeli bu sistem 186 mm mesafe içerisinde sığdırılacaktır. Bu sebeple başlangıç eksenler arası mesafe değeri 186 mm'nin merkezi kabul edilmiştir. Başlangıç olarak kabul edilen her üç parametrede daha sonra optimize edilmiştir. Dişli malzemesi üretim koşulları dikkate alınarak üreticiler açısından kolay bulunabilir bir malzeme olan 16MnCr5 tercih edilmiştir. Yapılacak optimizasyon çalışması sonucunda eğer verilen hacim için uygun dişli çiftleri belirlenemez ise bu durumda malzeme değişikliği düşünülebilir.

Çizelge 3.2 Başlangıç kabul değerleri

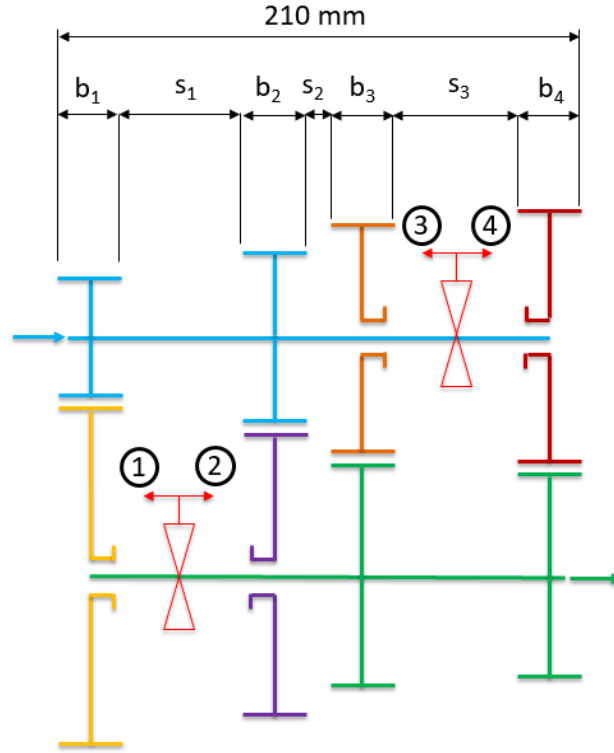
Basınç Açısı α	20°
Helis Açısı β	17°
Eksenler Arası Mesafe a	93 mm



Şekil 3.3 Eksenler arası mesafe

Dişli kalitesi olarak ise 7 kalite ile optimizasyon çalışmasına başlanmıştır. Daha sonra sonuçlara göre uygun kalite değeri belirlenebilir. İlk olarak optimizasyon çalışmasına bütün dişliler aynı genişlikte olacak şekilde başlanmıştır. Daha sonra sonuçlara göre gerekli değişiklikler yapılarak her bir kademe için dişli genişliklerine karar verilebilir. Verilen hacim ölçülerinde 4 kademe dişli çiftinin yerleştirileceği mesafe 210 mm olarak belirtilmiştir. Bu 4 kademenin yerleşim düzeni ise Şekil 3.4'deki gibi olacaktır. Mavi renk ile belirtilen üst grup milinin üzerinde 1. ve 2. vites pinyon dişlileri olacaktır. Turuncu renk ile belirtilen 3. vites pinyon dişlisi ve kırmızı renkle belirtilen 4. vites dişlisi üst grup milinin üzerine montajlanacaktır. Yeşil ile belirtilen alt grup milinin ise üzerinde 3. ve 4. vites karşılık dişlileri olacaktır. Sarı ile belirtilen 1. vites karşılık dişlisi ve mor ile belirtilen 2. vites karşılık dişlisi alt grup milinin üzerine montajlanacaktır. Dişli grupları dışında 1-2 senkromeci alt grup miline, 3-4 senkromeci ise üst grup miline montajlanacaktır.

Hacim ölçülerinde belirtilen 210 mm mesafe içerisine 4 adet dişli, 2 adet senkromeç yerleştirilmiştir. Senkromeçler için gerekli mesafe 50 mm'dir. Ayrıca üretim ve montaj hatalarını göz önünde bulundurularak 2. Vites dişlisi ile 3 vites dişlisi arasına 5 mm'lik boşluk bırakılmıştır. Her bir kademedeki dişli genişliği eşit düşünüldüğünde dişli genişlikleri 26,25 mm olmaktadır.



Şekil 3.4 Dört kademe hız dişlileri grubu

$$b_1 + s_1 + b_2 + s_2 + b_3 + s_3 + b_4 = 210 \text{ mm} \quad (3.1)$$

Çizelge 3.3 Diş genişliği ölçüleri

s_1	s_2	s_3	b_1	b_2	b_3	b_4
50 mm	5 mm	50 mm	26,25 mm	26,25 mm	26,25 mm	26,25 mm

3.3.1 Birinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

İlk olarak 1. Kademe dişli çifti için optimizasyon çalışması ile başlanacaktır. Bu dişli çifti için 1 ile 5 arasındaki modül değerleri değerlendirilecektir. Eğer bu modül değer aralığında yeterli dişli mukavemeti elde edilemez ise daha büyük modül değerleri denenecektir. Bu optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

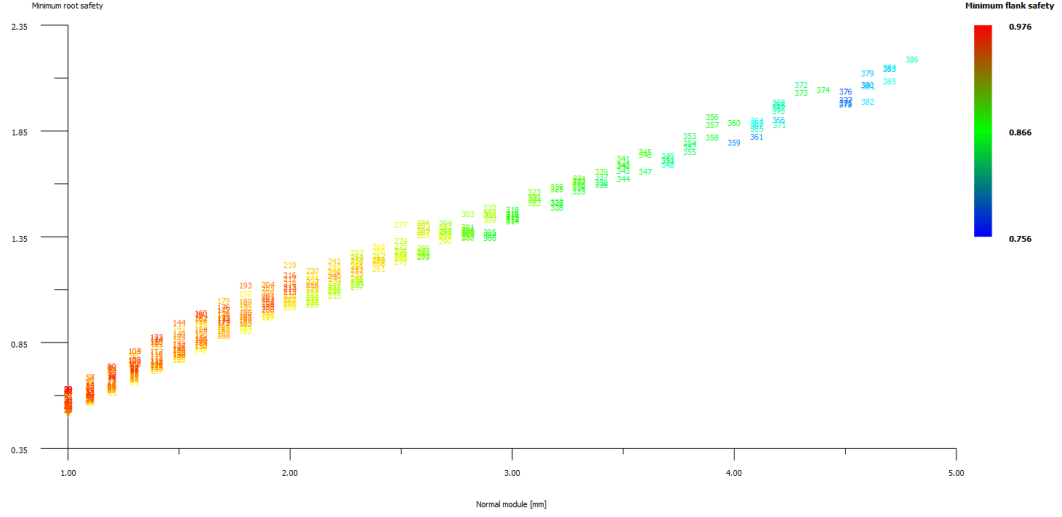
Çizelge 3.4 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	3,1
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	17°
Eksenler Arası Mesafe [a]	93 mm
Dişli Kalitesi	7
Dişli Genişliği [b]	26,25 mm
Modül Aralığı [m]	1 – 5 mm

Çizelge 3.4’de belirtilen giriş koşulları ve parametreler göz önüne alınarak olabilecek bütün dişli çiftleri Kıssoft programı ile hesaplanmıştır. Hesaplama sonucunda bu giriş koşulları için 386 farklı dişli çifti belirlenmiştir. Hesaplanan 386 farklı dişli çiftinin modülleri 1 ile 4,8 arasında, z_1 için dişli sayıları 9 ile 42 arasında, z_2 için dişli sayıları 27 ile 134 arasında, çevrim oranları 2,978 ile 3,222 arasında , eğilme gerilmesi için emniyet katsayıları 0,521 ile 2,196 arasında ve yüzey basıncı için emniyet katsayıları 0,756 ile 0,976 arasında bulunmuştur.

Dişli çifti için en uygun dişli genişliği, dişli kalitesi ve modülün bulunabilmesi amacıyla modül, eğilme gerilmesi için emniyet katsayıları ve yüzey basıncı için emniyet katsayı değerleri aynı grafik içerisine yerleştirilmiştir. Şekil 3.5’de yatay eksen modül, dikey eksen eğilme gerilmesi için emniyet katsayılarını ve renk skalası ise yüzey basıncı için emniyet katsayısını göstermektedir. Şekil 3.5’de 1’den 386’ya kadar bütün çözümler çözüm numarası ile yerleştirilmiştir.

Grafik incelendiğinde 386 çözümün giriş koşulu olarak belirlenen 1 ile 5 modül arasında farklı eğilme gerilmesi ve yüzey basıncı için emniyet katsayılarına göre dağılımı görülmektedir. Grafikten görüldüğü gibi modül artışıyla birlikte eğilme gerilmesi için emniyet katsayıları artmaktadır. 1 mm modül için 0,6 civarı bir emniyet katsayısı hesaplanırken, 4,8 mm modül için 2,1 civarı bir emniyet katsayısı hesaplanmıştır.



Şekil 3.5 Birinci kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H ($b=26,25$ mm)

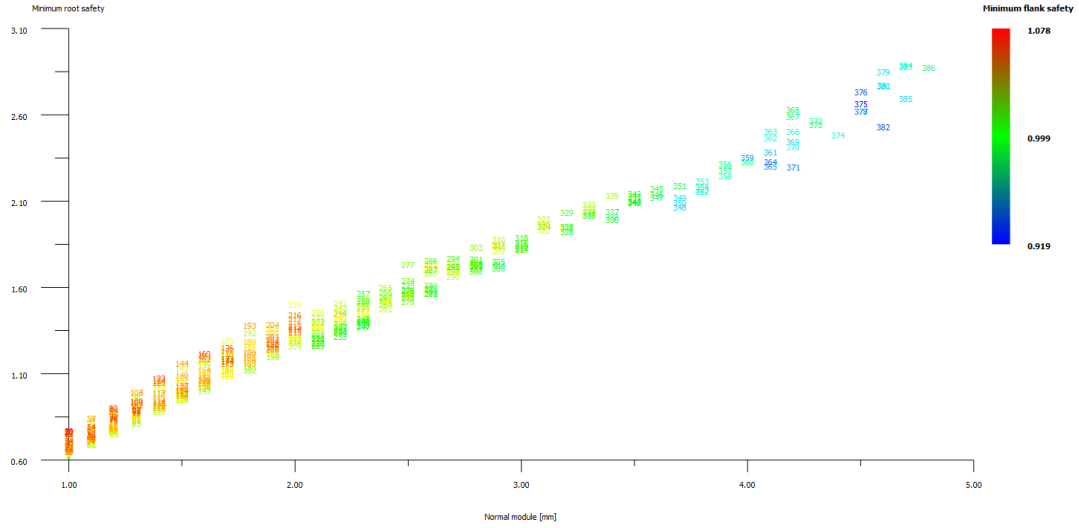
Renk skalası incelendiğinde ise genel olarak modül artışıyla birlikte renklerin kırmızıdan maviye döndüğü görülmektedir. Yani modül artışıyla birlikte yüzey basıncı için emniyet katsayıları düşmektedir. Ancak renk değişimlerinin çok keskin olmadığı ve bazı bölgelerde karışık olduğu görülmektedir. Bu sebeple yüzey basıncı için emniyet katsayıları daha sonra başka parametrelere göre değerlendirilecektir.

Bu sistemde eğilme gerilmesi için emniyet katsayısının 1,3 ile 1,5 arasında olması hedeflenmektedir. Bundan sonra yapılacak diğer optimizasyon çalışmalarında da emniyet katsayısının değişme ihtimali olduğundan dolayı 1,1 ile 1,9 arasındaki değerler bu aşama için yeterlidir. Yüzey basıncı için emniyet katsayısının ise 1,0'den düşük olmaması ve ortalama olarak 1,1 civarı olması hedeflenmektedir. Renk skalası incelendiğinde emniyet katsayılarının hepsinin 1,0'den küçük olduğu görülmektedir. Bu parametreler ile dişli çifti istenen emniyet katsayısını sağlayamamaktadır. Yüzey basıncı için emniyet katsayısını arttırabilmek için dişli genişliği arttırılacaktır.

Çizelge 3.5 Birinci kademe dişli çifti için değiştirilen parametreler

Diş Genişliği	Dişli Kalitesi	S_{Hmin}
26,25 mm	7	0,756
35 mm	7	0,919
40 mm	7	0,982
40 mm	6	1,018

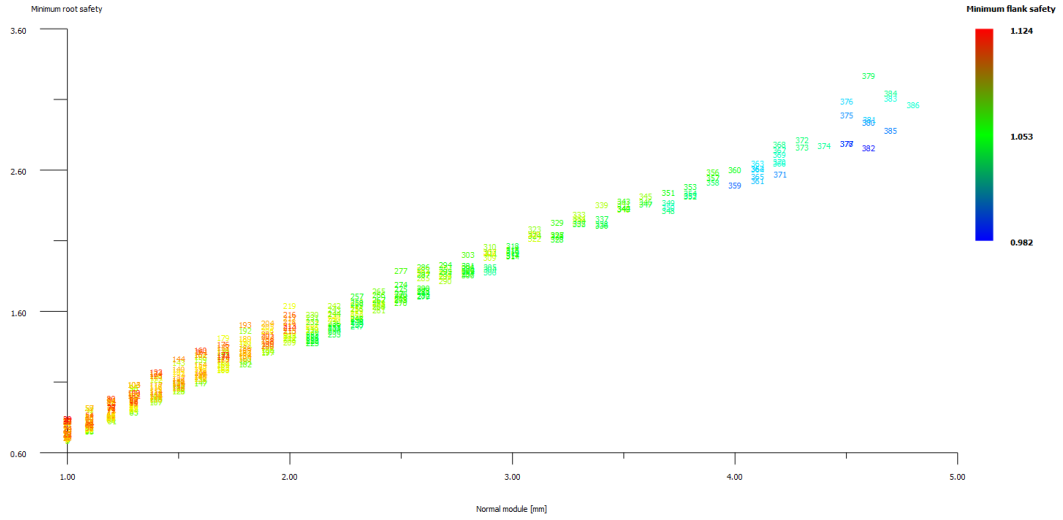
İlk seviye optimizasyon çalışması sonucunda yüzey basıncı için emniyet katsayısının yeterli olmadığı görüldüğünden ve bu sebeple dişli genişliği arttırılarak tekrardan olabilecek bütün dişli çiftleri hesaplanmıştır. İkinci seviye optimizasyon çalışmasında dişli genişliği 35 mm'ye çıkarılmıştır. Şekil 3.6 incelendiğinde yüzey basıncı için emniyet katsayısının minimum 0,919, ortalama ise 0,999 değerlerine yükseldiği görülmüştür ancak hedeflenen değerlerin altındadır.



Şekil 3.6 Birinci kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H (b=35 mm)

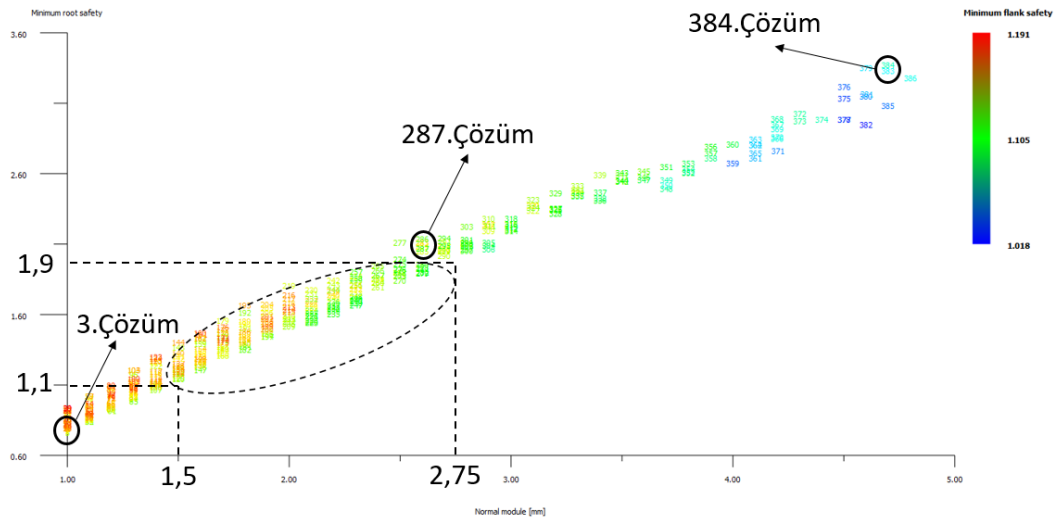
Bu sebeple dişli genişliği 40 mm'ye çıkarılarak üçüncü seviye optimizasyon çalışması yapılmıştır. Şekil 3.7 incelendiğinde yüzey basıncı için emniyet katsayısının minimum 0,982, ortalama 1,053 ile hedeflenen değerlerin altında olduğu görülmüştür. İlk kademe dişli çiftinin genişliğinin daha fazla arttırılması diğer kademe dişli çiftlerine kalacak mesafeyi azaltacağı için 1. kademe dişli çiftinin kalitesi 7'den 6'ya yükseltilerek sonuçlar değerlendirilecektir.

Çizelge 3.4'deki giriş koşulları ve Çizelge 3.5'deki değişen parametreler göz önünde alınarak yapılan hesaplama sonucunda 386 farklı dişli çiftinin modül, eğilme gerilmesi için emniyet katsayısı ve yüzey basıncı için emniyet katsayısı değerleri Şekil 3.7'deki grafik içerisine yerleştirilmiştir.



Şekil 3.7 Birinci kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H ($b=40$ mm)

Bu optimizasyon seviyesinde eğilme gerilmesi için emniyet katsayıları 1,1 ile 1,9 arasında olan 1,5 ile 2,75 mm modül aralığı tercih edilecektir. Yüzey basıncı için emniyet katsayısı değerleri incelendiğinde minimum 1,018 ve ortalama 1,105 olduğu görülmektedir. Bu emniyet katsayıları hedeflenen değerlere uygundur. Tercihin yapıldığı modül aralığına bakıldığında ise kırmızı ve yeşil renklerin yoğun olduğu görülmektedir. Yani yüzey basıncı için emniyet katsayısı 1,105 ile 1,191 arasında olmaktadır.



Şekil 3.8 Birinci kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H ($b=40$ mm – 6 Kalite)

3.3.2 İkinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

1. kademe dişli çiftinin dişli genişliği, dişli kalitesi ve modül aralığı belirlendikten sonra aynı çalışma 2. kademe dişli çifti içinde yapılmıştır. Bütün dişliler için ortalama dişli genişliği 26,25 mm olarak belirlenmiştir ancak 1. Kademe dişli için bunun yeterli olmadığı görüldü. 2. Kademe dişli çifti için ilk seviye optimizasyon çalışmasında dişli genişliği 30 mm olarak tercih edilmiştir. Bu optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

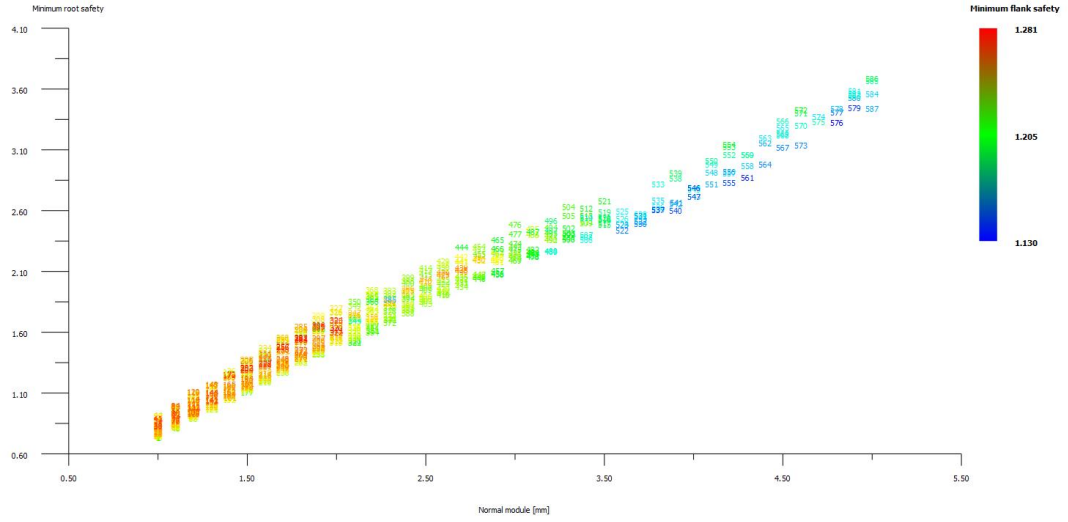
Çizelge 3.6 İkinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	1,9
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	17°
Eksenler Arası Mesafe [a]	93 mm
Dişli Kalitesi	7
Dişli Genişliği [b]	30 mm
Modül Aralığı [m]	1 – 5 mm

Çizelge 3.6’da belirtilen giriş koşulları ve parametreler göz önüne alınarak yapılan hesaplama sonucunda bu kademe için belirlenen 587 çözümün sonuçları Şekil 3.9’da görülmektedir. Eğilme gerilmesi için emniyet katsayıları yeterli gözükmemektedir. Yüzey basıncı için emniyet katsayıları ise minimum 1,130, ortalama ise 1,205 olarak hesaplanmıştır. Bu değerler hedeflenen minimum 1 ve ortalama 1,1 değerlerinin üzerindedir. Diğer kademe dişli çiftlerine daha fazla yer ayırabilmek için bu dişli çiftinin dişli genişliği düşürülebilir. Bu sebeple ikinci seviye optimizasyon çalışması 25 mm dişli genişliği ile yapılmış ve sonuçlar Şekil 3.10’ daki gibidir.

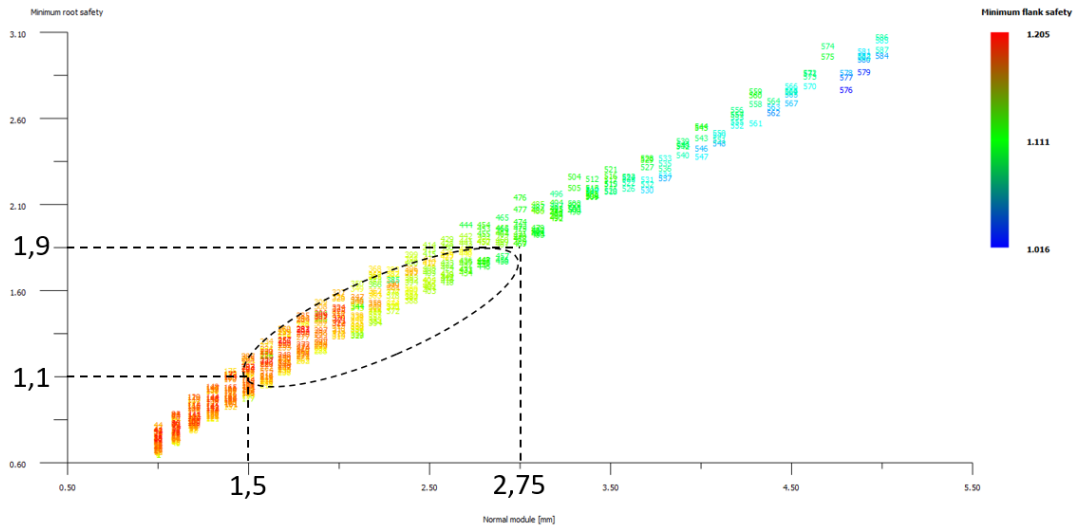
Çizelge 3.7 İkinci kademe dişli çifti için değiştirilen parametreler

Diş Genişliği	Dişli Kalitesi	S_{Hmin}
30 mm	7	1,130
25 mm	7	1,016



Şekil 3.9 İkinci kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H ($b=30$ mm)

Şekil 3.10 incelendiğinde eğilme gerilmesi için emniyet katsayıları 1,1 ile 1,9 arasında olan 1,5 ile 2,75 mm modül aralığı tercih edilecektir. Yüzey basıncı için emniyet katsayısı değerleri incelendiğinde minimum 1,016 ve ortalama 1,111 olduğu görülmektedir. Bu emniyet katsayıları hedeflenen değerlere uygundur.



Şekil 3.10 İkinci kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H ($b=25$ mm)

3.3.3 Üçüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

1. ve 2. kademe dişli çiftlerinin dişli genişliği, dişli kalitesi ve modül aralığı belirlendikten sonra aynı çalışma 3. Kademe dişli çifti için de yapılmıştır. Optimizasyon çalışmasına geçmeden önce ilk olarak dişli genişliği için ne kadarlık bir mesafenin kaldığı hesaplanmıştır. Aşağıdaki hesaplama sonucunda 3. ve 4. kademe dişli çiftleri için 40

mm mesafenin kaldığı görülmektedir. Optimizasyon çalışmasına 20 mm'lik eşit dişli genişliği ile başlanacaktır. Sonuçlara göre gerekli değişiklikler yapılacaktır.

$$b_1 + s_1 + b_2 + s_2 + b_3 + s_3 + b_4 = 210 \text{ mm} \quad (3.2)$$

Çizelge 3.8 Diş genişliği ölçüleri

s₁	s₂	s₃	b₁	b₂	b₃	b₄
50 mm	5 mm	50 mm	40 mm	25 mm	20 mm	20 mm

Dördüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler aşağıdaki gibidir:

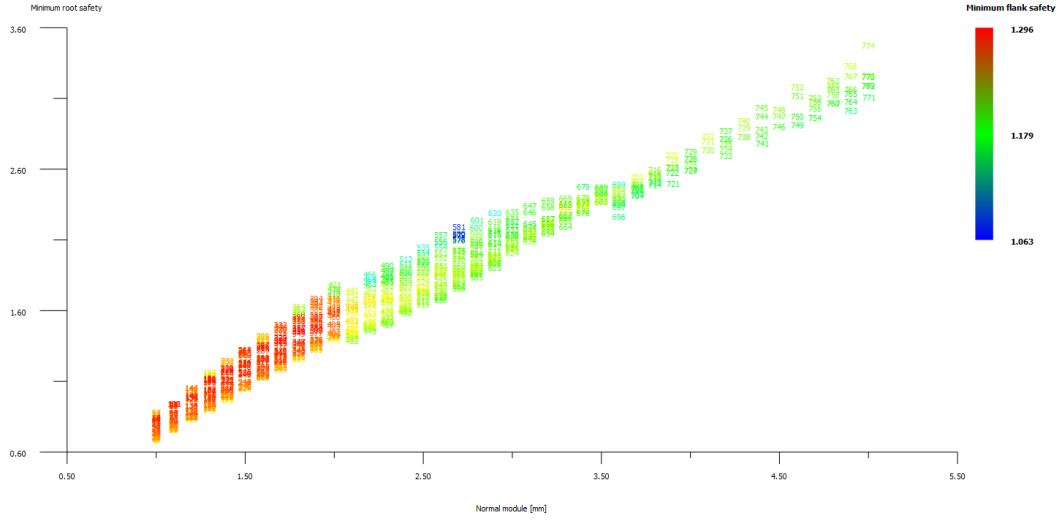
Çizelge 3.9 Üçüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	1,1
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	17°
Eksenler Arası Mesafe [a]	93 mm
Dişli Kalitesi	7
Dişli Genişliği [b]	20 mm
Modül Aralığı [m]	1 – 5 mm

Çizelge 3.9'daki giriş koşulları ve parametreler göz önünde bulundurularak yapılan hesaplama sonucunda 774 çözümün sonuçları Şekil 3.11'deki gibidir. Her iki emniyet katsayı değerleri de uygun gözükmemektedir. Yüzey basıncı için emniyet katsayıları hedeflenen değerlerinde üzerinde gözükmemektedir. Bu sebeple dişli kalitesi 8'e düşürülerek sonuçlar incelenecektir.

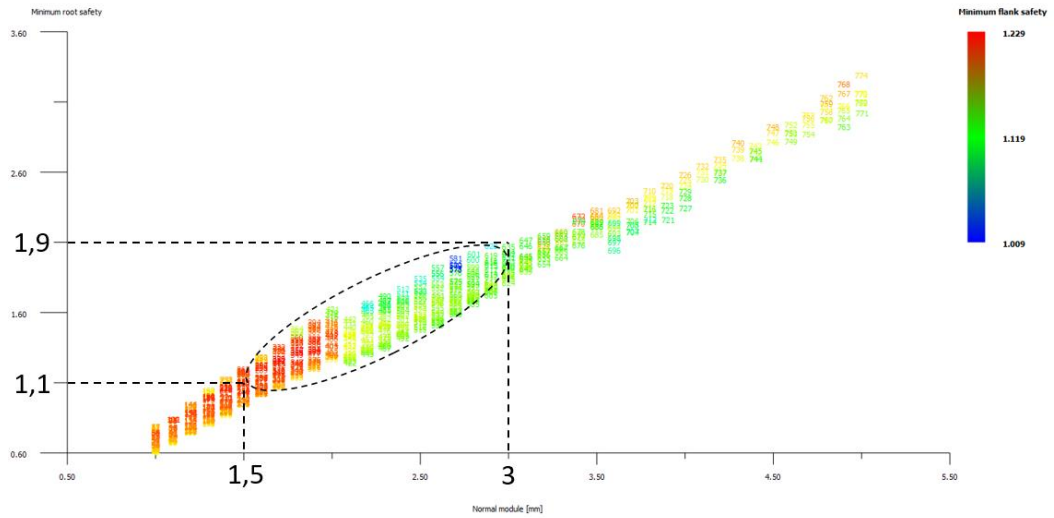
Çizelge 3.10 Üçüncü kademe dişli çifti için değiştirilen parametreler

Diş Genişliği	Dişli Kalitesi	S_{Hmin}
20 mm	7	1,063
20 mm	8	1,009



Şekil 3.11 Üçüncü kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H (7 Kalite)

Şekil 3.12 incelendiğinde eğilme gerilmesi için emniyet katsayıları 1,1 ile 1,9 arasında 1,5 ile 3 mm modül aralığı tercih edilecektir. Yüzey basıncı için emniyet katsayısı değerleri incelendiğinde minimum 1,009 ve ortalama 1,119 olduğu görülmektedir. Bu emniyet katsayıları hedeflenen değerlere uygundur.



Şekil 3.12 Üçüncü kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H (8 Kalite)

3.3.4 Dördüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

İlk üç kademenin dişli genişliği, dişli kalitesi ve modül aralığı belirlendikten sonra son olarak 4. kademenin optimizasyon çalışması yapılmıştır. Yapılan hesap sonucu bu kademe için kullanılacak maksimum dişli genişliği 20 mm olarak belirlenmiştir. Optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve parametreler aşağıdaki gibidir:

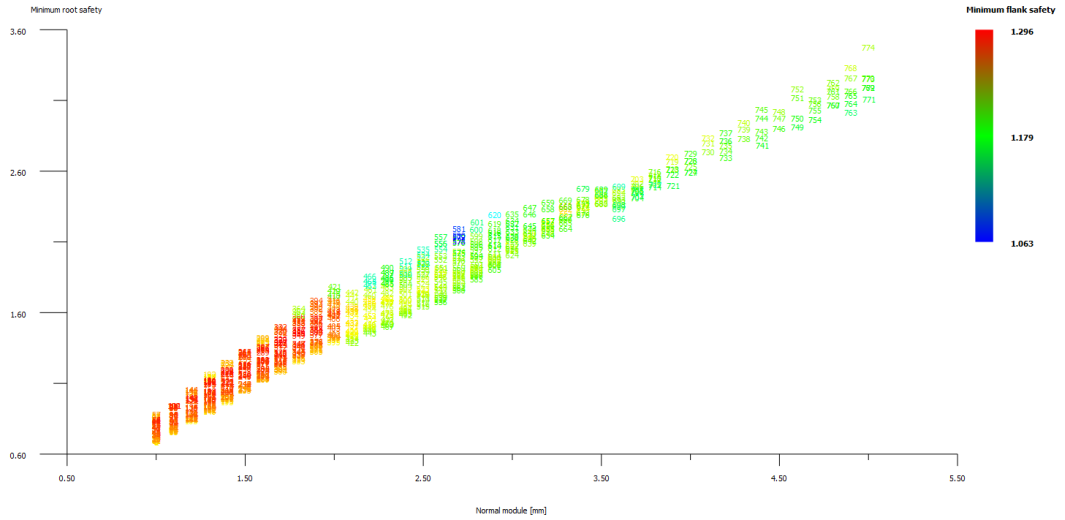
Çizelge 3.11 Dördüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	0,7
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	17°
Eksenler Arası Mesafe [a]	93 mm
Dişli Kalitesi	7
Dişli Genişliği [b]	20 mm
Modül Aralığı [m]	1 – 5 mm

Çizelge 3.11'deki giriş koşulları ve parametreler göz önünde bulundurularak yapılan hesaplama sonucunda 716 çözümün sonuçları Şekil 3.13'deki gibidir. Her iki emniyet katsayı değerleri de uygun ve yüzey basıncı için emniyet katsayısı hedeflenen değerin üzerindedir. Bu sebeple 4. Kademenin de dişli kalitesi 8'e düşürülerek sonuçlar değerlendirilecektir.

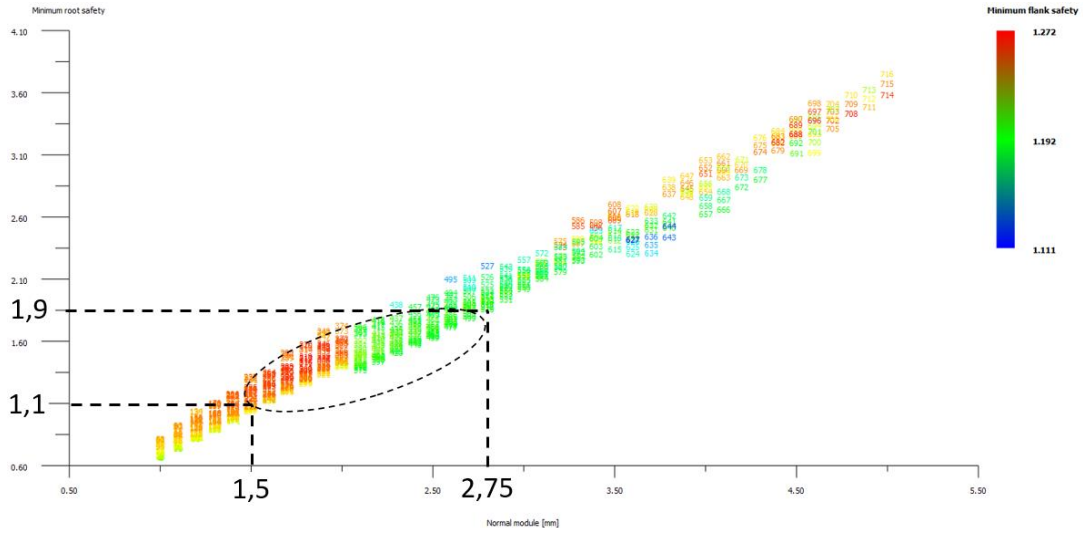
Çizelge 3.12 Dördüncü kademe dişli çifti için değiştirilen parametreler

Diş Genişliği	Dişli Kalitesi	S_{Hmin}
20 mm	7	1,186
20 mm	8	1,111



Şekil 3.13 Dördüncü kademe dişli çifti – Modül, S_F, S_H (7 Kalite)

Şekil 3.14 incelendiğinde eğilme gerilmesi için emniyet katsayıları 1,1 ile 1,9 arasında 1,5 ile 3 mm modül aralığı tercih edilecektir. Yüzey basıncı için emniyet katsayısı değerleri incelendiğinde minimum 1,111 ve ortalama 1,192 olduğu görülmektedir. Bu emniyet katsayıları da hedeflenen değerlerin üzerindedir. Bu sebeple bu kademe dişli çifti için dişli kalitesi 9 yapılabilir. Ancak imalat ve maliyet açısından 9 kalite dişli ile 8 kalite dişli arasında çok fazla fark olmadığı için 8 kalite tercih edilmiştir.

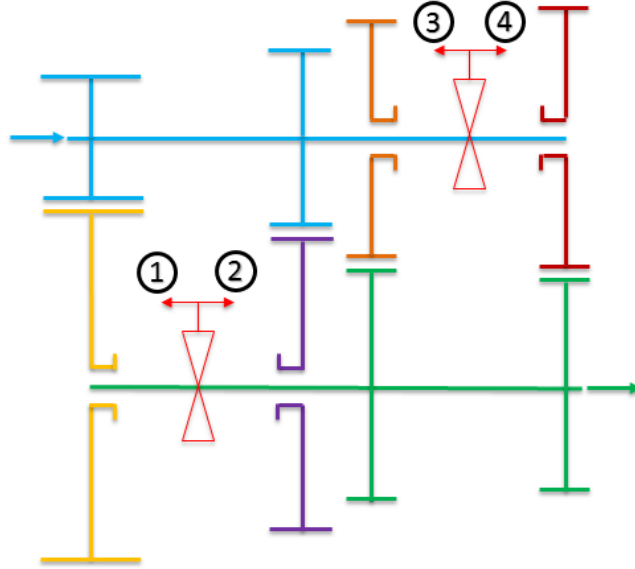


Şekil 3.14 Dördüncü kademe dişli çifti – Modül, S_F , S_H (8 Kalite)

3.3.5 Diş Genişliği, Dişli Kalitesi ve İlk Seviye Modül Optimizasyonu Sonuçları

4 kademe dişli çifti için yapılan ilk seviye dişli genişliği, dişli kalitesi ve modül optimizasyonu sonuçları aşağıdaki gibidir:

1. Kademe		2. Kademe		3. Kademe		4. Kademe	
b_1	40 mm	b_2	25 mm	b_3	20 mm	b_4	20 mm
Kalite	6	Kalite	7	Kalite	8	Kalite	8
m_n	1,5 – 2,75 mm	m_n	1,5 – 2,75 mm	m_n	1,5 – 3 mm	m_n	1,5 – 2,75 mm



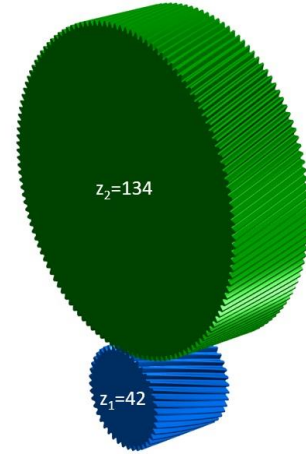
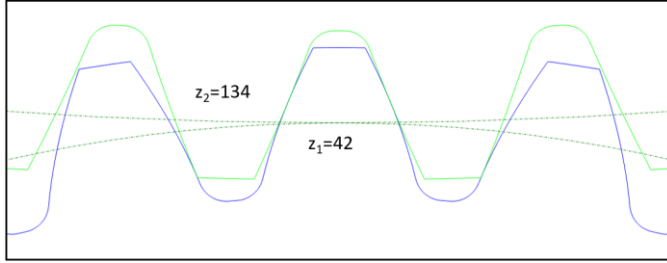
Şekil 3.15 Dört kademe hız dişlileri grubu

3.3.6 Modül Değişiminin Dişli Profili Üzerindeki Etkisi

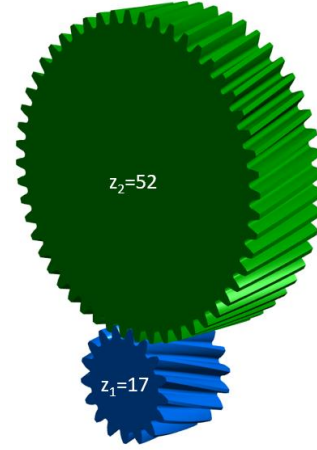
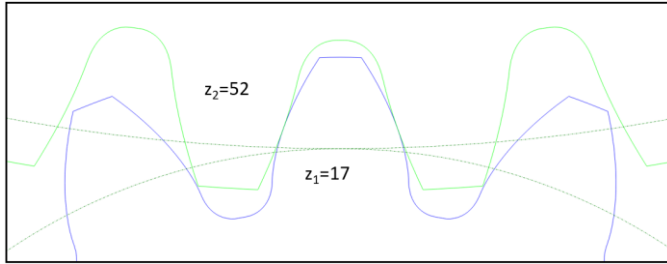
Modül değişiminin dişli profilinde sebep olduğu değişimi daha iyi görebilmek için Şekil 3.8’den farklı çözümler için farklı dişli profilleri oluşturulmuştur. Değişimi iyi görebilmek amacıyla emniyet katsayısı en düşük olan 3. çözüm, en iyi olan 384. Çözüm ve grafiğin ortasındaki değerlerden 287. Çözüm seçilmiştir. Şekil 3.16, Şekil 3.17 ve Şekil 3.18’de 3 farklı çözüm için dişli profilleri ve dişlilerin katı modelleri görünmektedir. Şekil 3.19’da ise bu 3 diş profilinin üst üste yerleştirilmiş şekli görünmektedir. Modül artışıyla birlikte dişlilerin kalınlıklarında ciddi değişimler meydana gelmektedir.

Çizelge 3.13 Modül değişiminin dişli profili üzerindeki etkisi

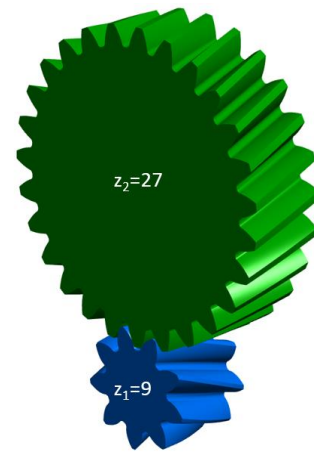
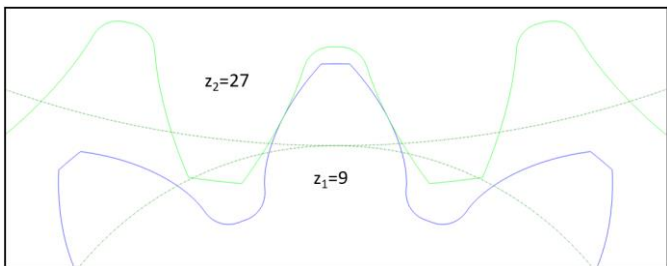
Çözüm	3	287	384
m [mm]	1	2,6	4,7
z_1	42	17	9
z_2	134	52	27
x_1	0,387	0,290	0,611
x_2	0,627	-0,588	0,501
i	3,190	3,059	3,000
S_F	0,775	2,082	3,382



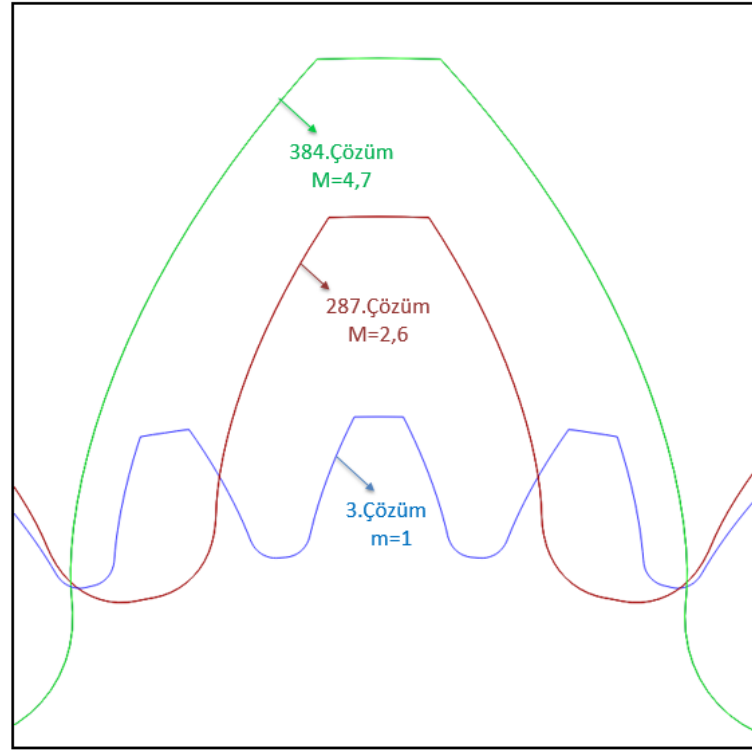
Şekil 3.16 Dişli çifti (3.çözüm)



Şekil 3.17 Dişli çifti (287.çözüm)



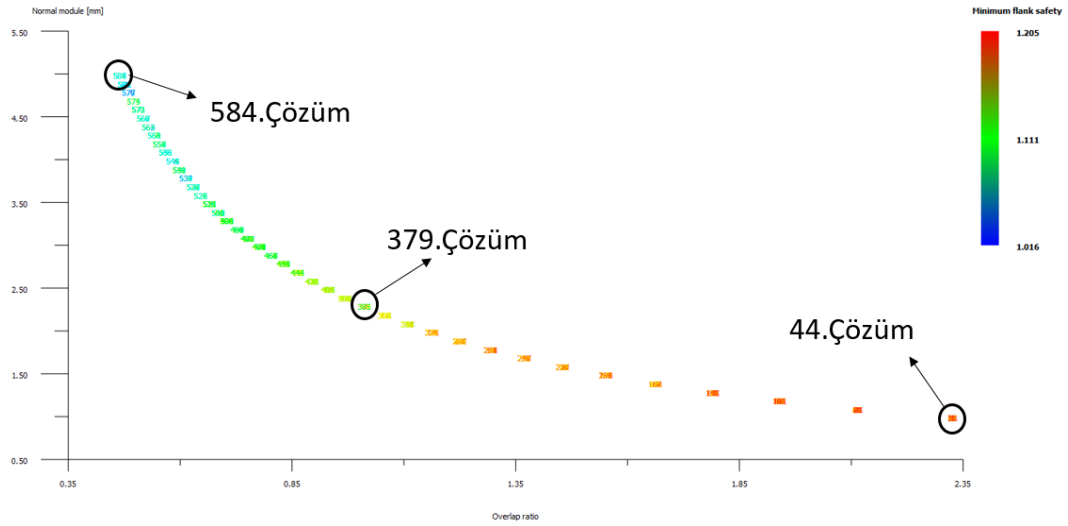
Şekil 3.18 Dişli çifti (384.çözüm)



Şekil 3.19 Dişli profilleri (3-287-384.çözümler)

3.3.7 Modül Değişiminin Helis Kavrama Oranı Üzerindeki Etkisi

2. kademe optimizasyon çalışması için elde edilen 587 çözümün helis kavrama oranı, modül ve yüzey basıncı için emniyet katsayısına göre yerleştirilmesi ile elde edilen grafik aşağıdaki gibidir. Şekil 3.20'den görüldüğü gibi modül küçüldükçe helis kavrama oranı artmaktadır. Bunun sebebi modül küçüldükçe dişli boyutları küçülmektedir ve küçük modüllü dişlilerde aynı anda daha fazla dişli kontakta olabilmektedir. Helis kavrama oranı yüksek dişlilerde aynı anda fazla dişli kontakta olabilmektedir. Helis kavrama oranı yüksek dişlilerde gücün aktarılması sırasında daha fazla dişli kullanıldığından dolayı yüzey basıncı için emniyet katsayıları da artmaktadır. Şekil 3.20'den görüldüğü gibi helis kavrama oranının artmasıyla birlikte renk skalası maviden kırmızıya dönmektedir.



Şekil 3.20 İkinci kademe dişli çifti – helis kavrama oranı, modül, S_H

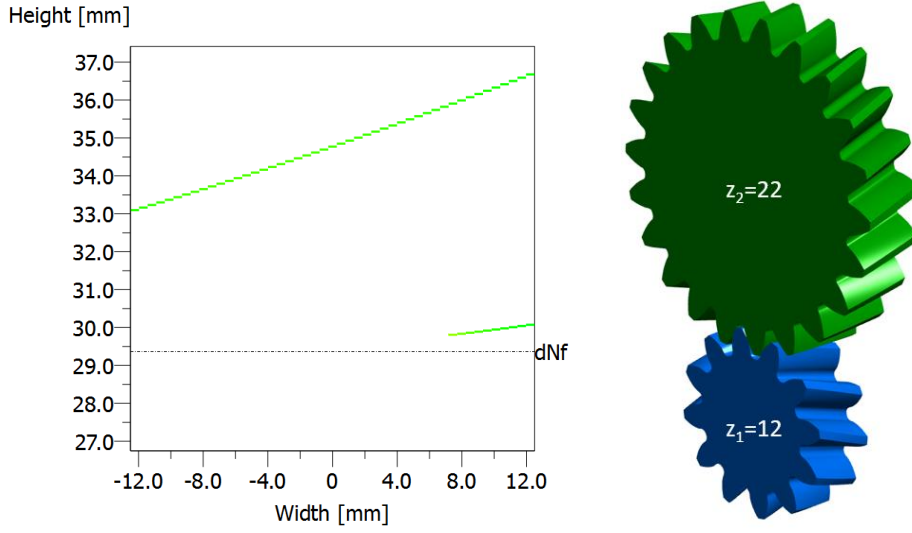
Grafiği daha iyi yorumlayabilmek için grafik içerisinde 3 çözümün dişli yüzeyindeki kontak izleri çizdirilmiştir. Helis kavrama oranının kontak izleri üzerindeki etkisini görebilmek için helis kavrama oranının en az olduğu 584. çözüm, en yüksek olduğu 44. çözüm ve grafiğin orta değerlerinden 379. çözüm örnek olarak alınmıştır.

Şekil 3.21-22-23’de üç çözümün kontak izleri ve katı modelleri görülmektedir. Tablolar incelendiğinde modülün azalmasıyla birlikte dişli sayıları artmaktadır. Dişli sayısının artışına bağlı olarak helis kavrama oranları da artmaktadır. Ayrıca helis kavrama oranının artmasıyla yüzey basıncı için emniyet katsayılarının da arttığı görülmektedir.

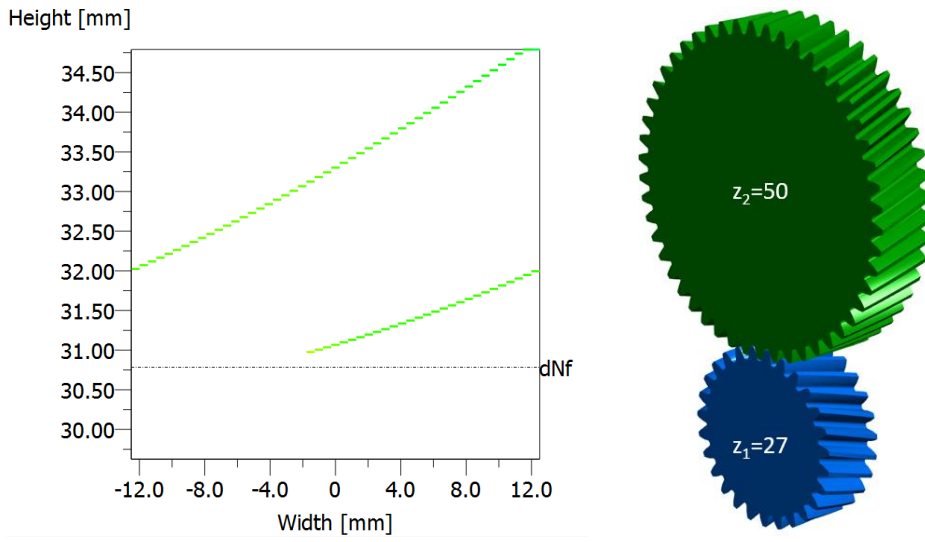
Temas izleri incelendiğinde helis kavrama oranı arttıkça dişli yüzeyi üzerinde temas izi uzunluğu da artmaktadır. Temas izi uzunluğu artmasına bağlı olarak güç daha fazla sayıda dişli ile aktarılmaktadır. Bu durumda yüzey basıncı için emniyet katsayılarının artmasına sebep olmaktadır.

Çizelge 3.14 Modül değişiminin helis kavrama oranı üzerindeki etkisi

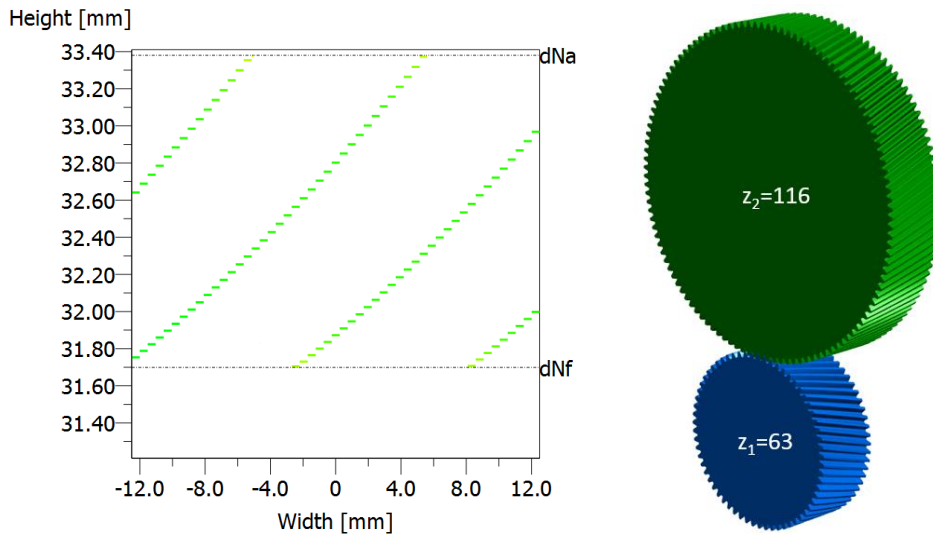
Çözüm	584	379	41
m [mm]	5	2,3	1
z_1	12	27	63
z_2	22	50	116
x_1	0,325	0,013	-0,321
x_2	0,613	0,165	-0,256
ϵ_β	0,465	1,012	2,327
S_H	1,046	1,181	1,200



Şekil 3.21 Dişli çifti (584.çözüm)



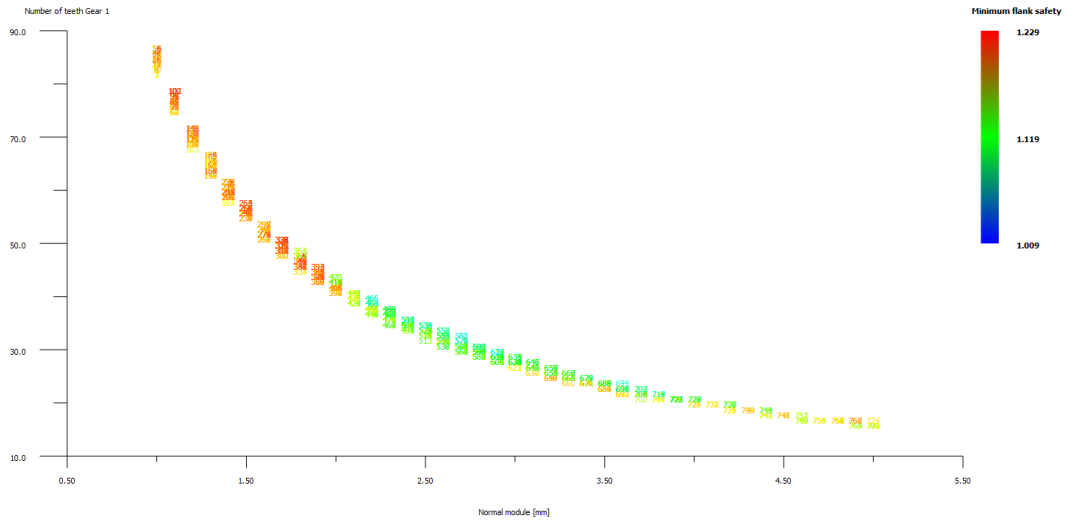
Şekil 3.22 Dişli çifti (379.çözüm)



Şekil 3.23 Dişli çifti (41.çözüm)

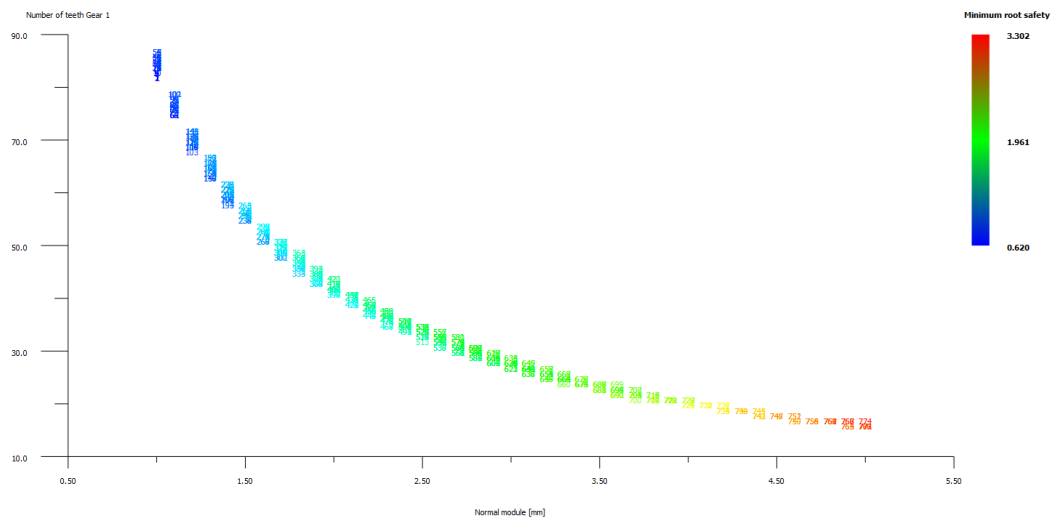
3.3.8 Modül Değişiminin Dişli Sayıları Üzerindeki Etkisi

Aşağıdaki grafiklerde yatay eksen modülü, dikey eksen giriş dişlisi için dişli sayısını ve renk skalaları da eğilme gerilmesi için emniyet katsayıları ve yüzey basıncı için emniyet katsayılarını göstermektedir. Şekil 3.24’de dişli sayısı azaldıkça renk skalası genel olarak kırmızıdan yeşile dönmektedir. Yani emniyet katsayısı düşmektedir.



Şekil 3.24 Üçüncü kademe dişli çifti – modül, dişli sayısı, S_H

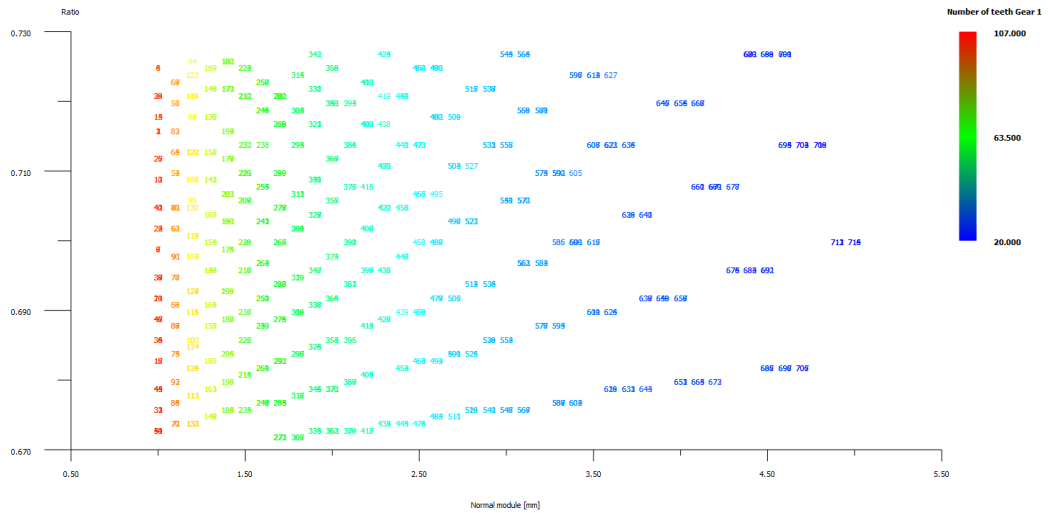
Şekil 3.25 incelendiğinde ise Şekil 3.24’dekinin tersi bir durum görülmektedir. Dişli sayısı azaldıkça renk skalası maviden kırmızıya dönmektedir. Yani emniyet katsayısı yükselmektedir. Modül artışıyla birlikte dişli boyutlarındaki büyüme emniyet katsayılarının artmasına sebep olmaktadır.



Şekil 3.25 Üçüncü kademe dişli çifti – modül, dişli sayısı, S_F

3.3.9 Modül Değişiminin Çevrim Oranı Üzerindeki Etkisi

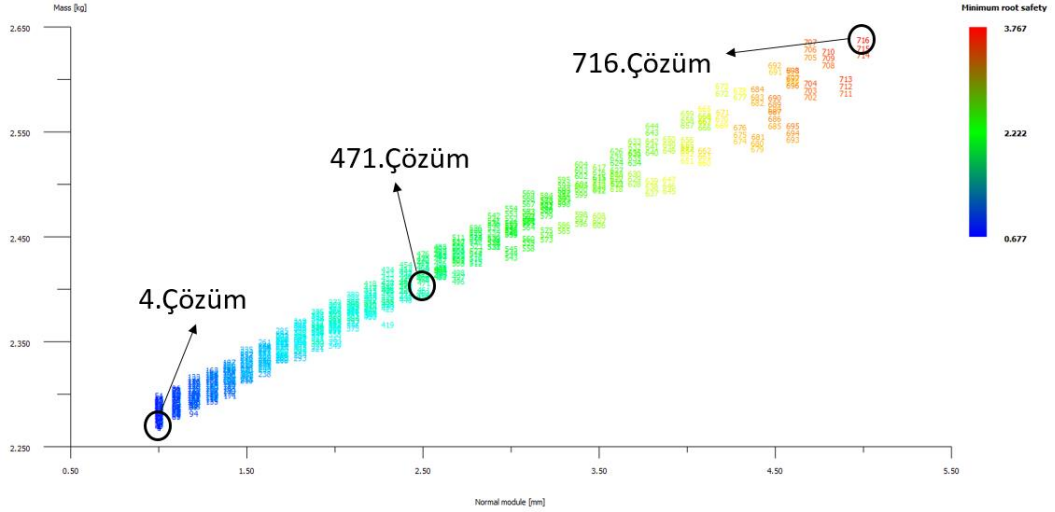
Optimizasyon çalışmalarında giriş koşulu olarak verilen çevrim oranlarının $\pm 4\%$ tolerans aralığında olması istenmekteydi. Bu aralıktaki çevrim oranlarının modül ve dişli sayıları ile arasındaki ilişki Şekil 3.26'daki gibidir. Grafikte yatay eksen modül, dikey eksen çevrim oranını ve renk skalaları da giriş dişlisinin diş sayılarını göstermektedir. Küçük modüllerde dişli sayılarının artmasının bir sonucu olarak istenilen çevrim oranı aralığında daha fazla çözüm bulunmuştur. Bunun sebebi dişli sayısı arttıkça farklı dişliler kullanılarak daha fazla çevrim oranı çeşitliliğine sahip dişli çiftleri bulunmuştur. Bunun sonucu olarak küçük modül, daha fazla dişli sayısına sahip dişli çiftlerinin çevrim oranı daha hassas bir şekilde ayarlanabilmektedir. Modül büyüdükçe çevrim oranı hassasiyeti azalmaktadır.



Şekil 3.26 Dördüncü kademe dişli çifti – modül, çevrim oranı, dişli sayısı

3.3.10 Modül Değişiminin Ağırlık Üzerindeki Etkisi

Modülün dişli çiftinin ağırlığı üzerindeki etkisi aşağıdaki grafikteki gibidir. Şekil 3.27'de yatay eksen modül, dikey eksen dişli çiftinin toplam ağırlığını(kg) ve renk skalası ise eğilme gerilmesi için emniyet katsayılarını göstermektedir. Şekil 3.27'den görüldüğü gibi modül arttıkça emniyet katsayısının(S_F) artmasına karşın dişli çiftinin toplam ağırlığı da artmaktadır.

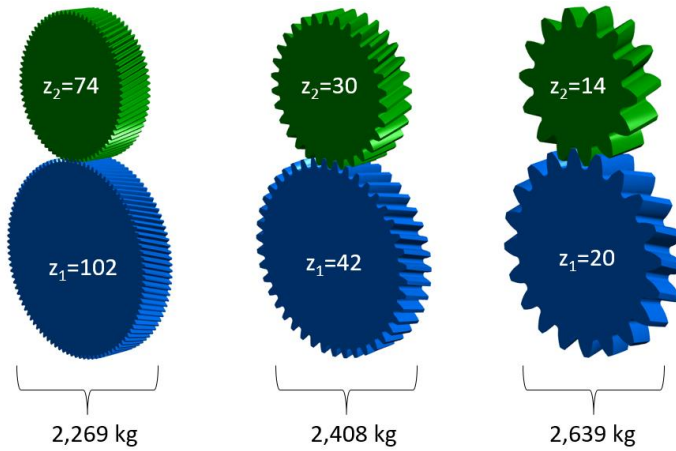


Şekil 3.27 Dördüncü kademe dişli çifti – modül, ağırlık, S_F

Modülün ağırlıklar üzerindeki etkisini daha iyi görebilmek için grafik içerisinde 3 çözüm örnek olarak alınmıştır. Örneklerden de görüldüğü gibi 4 numaralı çözüm 1 mm modüle sahip dişli çiftinin ağırlığı 2,269 kg iken 716 numaralı çözüm 5 mm modüle sahip dişli çiftinin ağırlığı 2,639 kg'dır. Bu iki dişli çifti benzer çevrim oranlarına sahip olmalarına rağmen 716 numaralı çözüm 4 numaralı çözüme göre % 16 daha ağırdır.

Çizelge 3.15 Modül değişiminin ağırlık üzerindeki etkisi

Çözüm	4	471	716
m [mm]	1	2,5	5
z_1	102	42	20
z_2	74	30	14
i	0,725	0,714	0,700
S_F	0,688	1,835	3,757



Şekil 3.28 Modül değişiminin ağırlık üzerindeki etkisi

3.4 Eksenler Arası Mesafe Optimizasyonu

İlk seviye modül optimizasyonu yapılırken eksenler arası mesafe 93 mm olarak kabul edilmiştir ve bu değerin daha sonra optimize edileceği belirtilmiştir. Bu çalışmada da eksenler arası mesafe optimizasyonu yapılmıştır. Eksenler arası mesafe sistem için verilen boyutlardan dolayı orta mesafeden(93 mm) çok farklı olmayacaktır. Bu sebeple optimizasyon çalışması 86 mm ile 98 mm arasında yapılmıştır.

3.4.1 Birinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

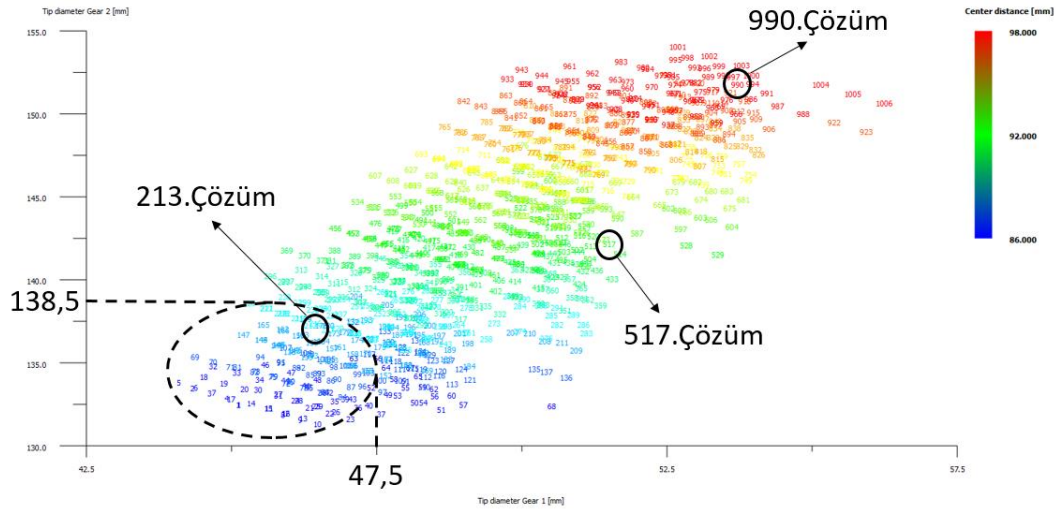
Birinci seviye modül optimizasyonu sonucunda sistem için en uygun modül aralığının 1,5 mm ile 2,75 mm arasında olduğu Şekil 3.8'den görülmüştü. Eksenler arası mesafenin optimizasyonu sırasında bu değerler arasında ve üreticiler tarafından standart olarak kullanılan modül değerleri dikkate alınacaktır. Bu durumda 1,5 - 1,75 - 2 - 2,25 - 2,5 - 2,75 mm modül değerleri optimizasyon çalışması için kullanılmıştır.

Çizelge 3.16 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	3,1
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	17°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	86 – 98 mm
Dişli Kalitesi	6
Dişli Genişliği [b]	40 mm
Modül Aralığı [m]	1,5 – 2,75 mm

Çizelge 3.16'da belirtilen giriş koşulları göz önüne alınarak olabilecek bütün dişli çiftleri Kıssoft programı ile hesaplanmıştır. Hesaplama sonucunda bu giriş koşulları için 1006 farklı çözüm bulunmuştur. Uygun eksenler arası mesafenin belirlenmesinde diş üstü çapları sistem için kritiktir. Başlangıçta verilen hacmin içerisine dişli çiftlerinin yerleştirilebilmesi için eksenler arası mesafe ile birlikte diş üstü çaplarının da uygun olması gerekmektedir. Bu durumun kontrolü için Şekil 3.29 oluşturulmuştur. Şekil 3.29'da yatay eksen giriş dişlisi için diş üstü çapı değerlerini, dikey eksen çıkış dişlisi için

diş üstü çap değerlerini ve renk skalası ise eksenler arası mesafe değerlerini göstermektedir.

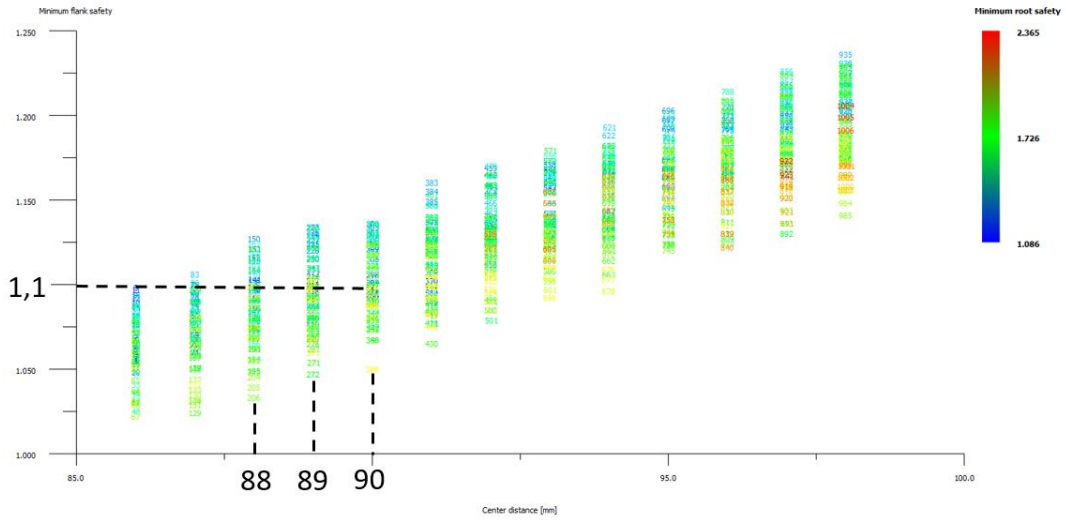


Şekil 3.29 Birinci kademe dişli çifti – diş üstü çapları, eksenler arası mesafe değerleri

Giriş koşullarında verilen dikdörtgen prizmanın ölçüleri 140 mm x 186 mm'dir. Bu durumda her bir dişlinin diş üstü çapı 140 mm'den fazla olmamalıdır. Ayrıca iki dişlinin diş üstü çaplarının toplamı da 186 mm'den fazla olmamalıdır. Grafik incelendiğinde maksimum sınır olan 186 mm'yi giriş dişlisi için 138,5 mm ve çıkış dişlisi için 47,5 mm vermektedir ($138,5 + 47,5 = 186$ mm). Bu değerler için renk skalası incelendiğinde renklerin mavi yoğunluğunda olduğunu görüyoruz. Bu durumda sistem için 86 mm ile 90 mm arası uygun gözükmetedir.

Eksenler arası mesafenin alt sınırını belirlemek için ise Şekil 3.30 oluşturulmuştur. Şekil 3.30'da yatay eksenler arası mesafe değerlerini, dikey eksen yüzey basıncı için için emniyet katsayılarını ve renk skalası ise eğilme gerilmesi için emniyet katsayılarını göstermektedir. Grafik incelendiğinde 1006 farklı dişli çiftinin giriş koşulu olarak belirlenen 86 mm ile 98 mm eksenler arası mesafe değerleri arasında emniyet katsayılarına(S_H ve S_F) göre dağılımı görülmektedir. Grafikten görüldüğü gibi eksenler arası mesafenin artmasıyla birlikte yüzey basıncı için emniyet katsayıları da artmaktadır. Bunun sebebi eksenler arası mesafenin artmasıyla birlikte dişli üzerine gelen kuvvetlerde azalma olmasıdır. Renk skalası incelendiğinde ise eksenler arası mesafe ile eğilme gerilmesi için emniyet katsayıları arasında bir ilişki görülmemektedir. Bunun sebebi eğilme gerilmesi için emniyet katsayıları dişli profili ve diş dibi ölçüleri ile

ilgilidir. Yüzey basıncı için emniyet katsayısının ortalama 1,1 civarı olması hedeflenmektedir. Grafik incelendiğinde 86 mm ve 87 mm için 1,1 değerinin altında kalınmaktadır. Bu sebeple Şekil 3.29 ve Şekil 3.30 incelendiğinde sistem için 88, 89 ve 90 mm eksenler arası mesafe değerleri uygun gözükmemektedir.



Şekil 3.30 Birinci kademe dişli çifti – eksenler arası mesafe, S_H , S_F

3.4.2 İkinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

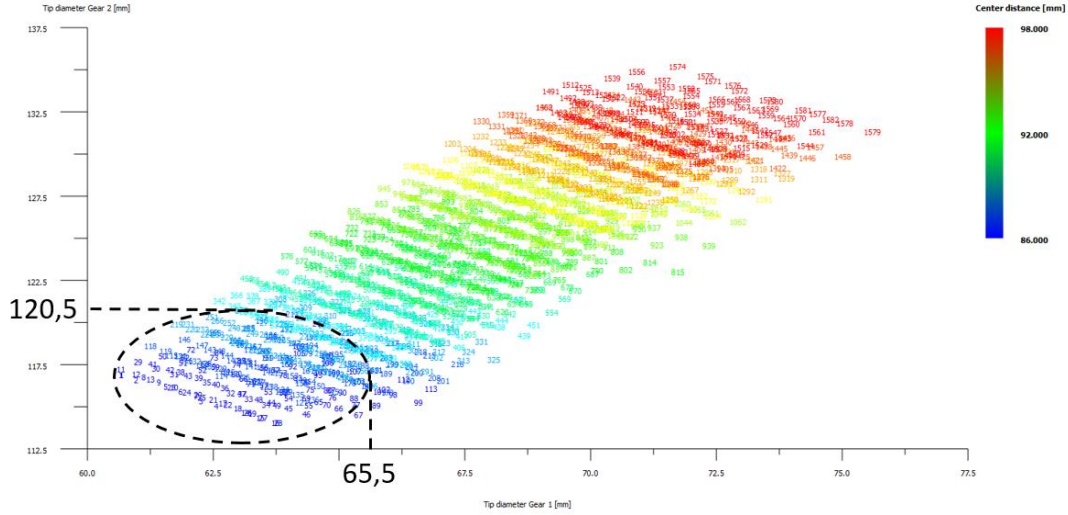
2. kademe dişli çiftinin eksenler arası mesafe optimizasyonu için giriş koşulları ve parametreler Çizelge 3.17’deki gibidir:

Çizelge 3.17 İkinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	1,9
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	17°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	86 – 98 mm
Dişli Kalitesi	7
Dişli Genişliği [b]	25 mm
Modül Aralığı [m]	1,5 – 2,75 mm

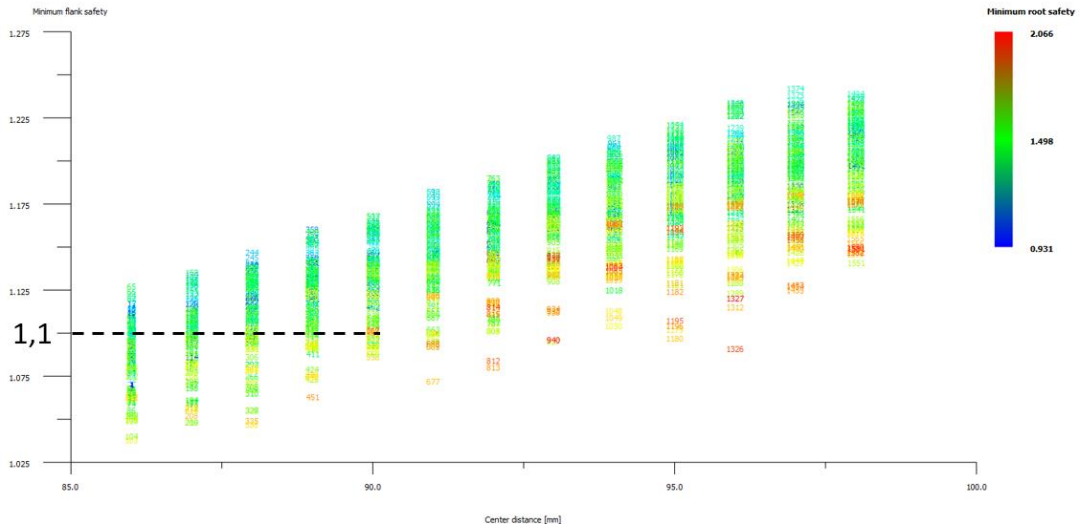
Çizelge 3.17’de belirtilen giriş koşulları göz önüne alınarak hesaplanan 1584 farklı çözüm için oluşturulan Şekil 3.31’de diş üstü çapları için maksimum sınırlar belirlenmiştir. Sistem için maksimum sınır olan 186 mm’yi giriş dişlisi için 65,5 mm ve

çıkış dişlisi için 120,5 mm sağlamaktadır ($120,5 + 65,5 = 186$ mm). Renk skalası incelendiğinde eksenler arası mesafe için 86 mm ile 90 mm arasının uygun olduğu görülmektedir.



Şekil 3.31 İkinci kademe dişli çifti – diş üstü çapları, eksenler arası mesafe

Şekil 3.32 incelendiğinde ise yüzey basıncı için emniyet katsayılarının bütün eksenler arası mesafe değerleri için 1,1'i sağladığı görülmektedir.



Şekil 3.32 İkinci kademe dişli çifti – eksenler arası mesafe, S_H , S_F

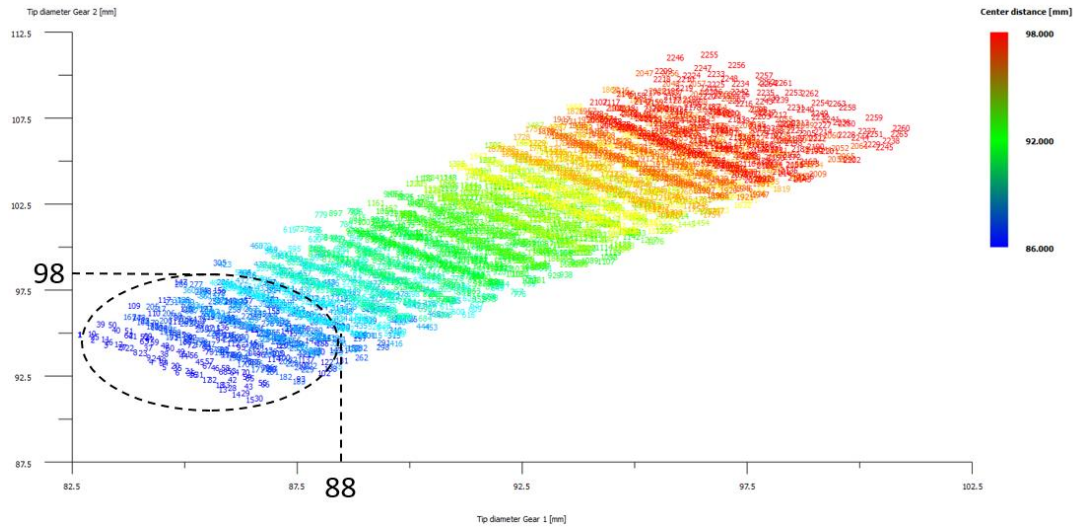
3.4.3 Üçüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

3. kademe dişli çiftinin eksenler arası mesafe optimizasyonu için giriş koşulları ve parametreler Çizelge 3.18'deki gibidir.

Çizelge 3.18 Üçüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

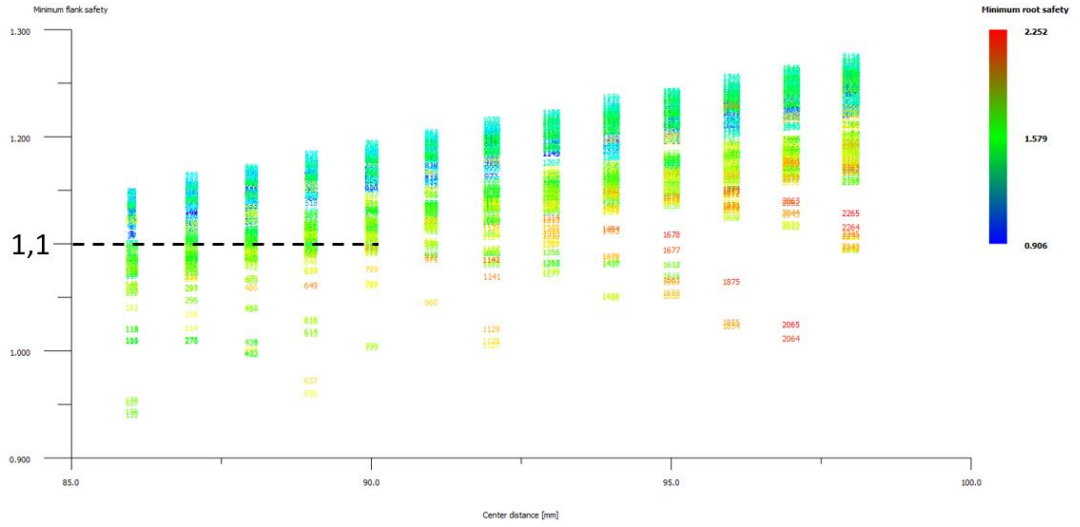
Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	1,1
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	17°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	86 – 98 mm
Dişli Kalitesi	8
Dişli Genişliği [b]	20 mm
Modül Aralığı [m]	1,5 – 3 mm

Çizelge 3.18’de belirtilen giriş koşulları göz önüne alınarak hesaplanan 2265 farklı çözüm için oluşturulan Şekil 3.33’de diş üstü çapları için maksimum sınırlar belirlenmiştir. Sistem için maksimum sınır olan 186 mm’yi giriş dişlisi için 88 mm ve çıkış dişlisi için 98 mm sağlamaktadır ($98 + 88 = 186$ mm). Renk skalası incelendiğinde eksenler arası mesafe için 86 mm ile 90 mm arasının uygun olduğu görülmektedir.



Şekil 3.33 Üçüncü kademe dişli çifti – diş üstü çapları, eksenler arası mesafe

Şekil 3.34 incelendiğinde ise yüzey basıncı için emniyet katsayılarının bütün eksenler arası mesafe değerleri için 1,1’i sağladığı görülmektedir.



Şekil 3.34 Üçüncü kademe dişli çifti – eksenler arası mesafe, S_H , S_F

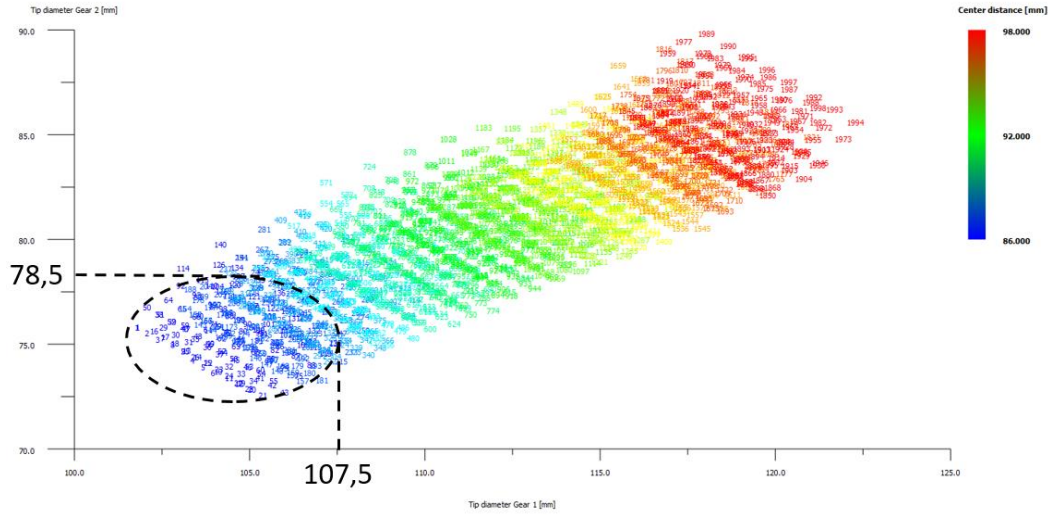
3.4.4 Dördüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

4. kademe dişli çiftinin eksenler arası mesafe optimizasyonu için giriş koşulları ve parametreler Çizelge 3.19'daki gibidir:

Çizelge 3.19 Dördüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

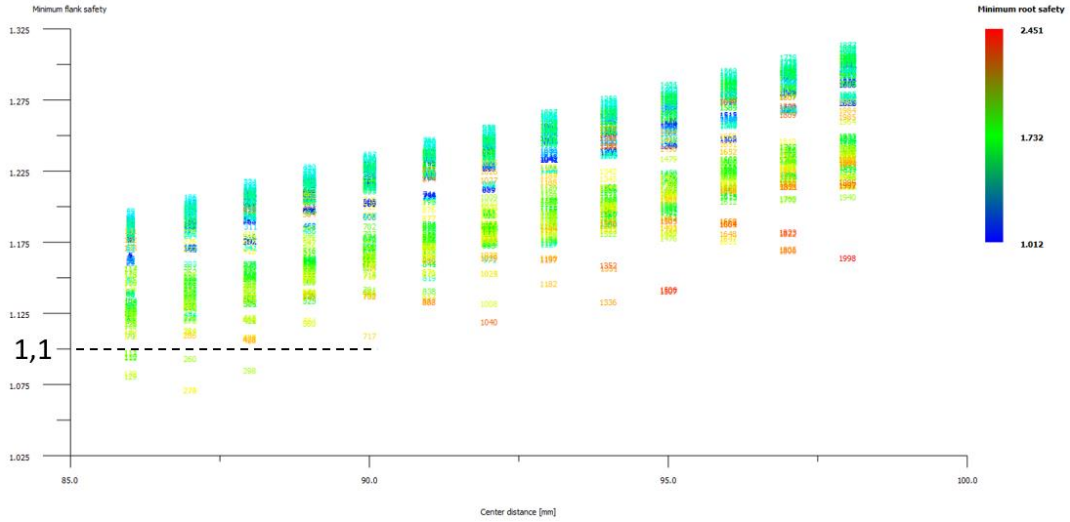
Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	0,7
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	17°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	86 – 98 mm
Dişli Kalitesi	8
Dişli Genişliği [b]	20 mm
Modül Aralığı [m]	1,5 – 2,75 mm

Çizelge 3.19'da belirtilen giriş koşulları göz önüne alınarak hesaplanan 1997 farklı çözüm için oluşturulan Şekil 3.35'de diş üstü çapları için maksimum sınırlar belirlenmiştir. Sistem için maksimum sınır olan 186 mm'yi giriş dişlisi için 107,5 mm ve çıkış dişlisi için 78,5 mm sağlamaktadır ($107,5 + 78,5 = 186$ mm). Renk skalası incelendiğinde eksenler arası mesafe için 86 mm ile 90 mm arasının uygun olduğu görülmektedir.



Şekil 3.35 Dördüncü kademe dişli çifti – diş üstü çapları, eksenler arası mesafe

Şekil 3.36 incelendiğinde ise yüzey basıncı için emniyet katsayılarının bütün eksenler arası mesafe değerleri için 1,1'i sağladığı görülmektedir.



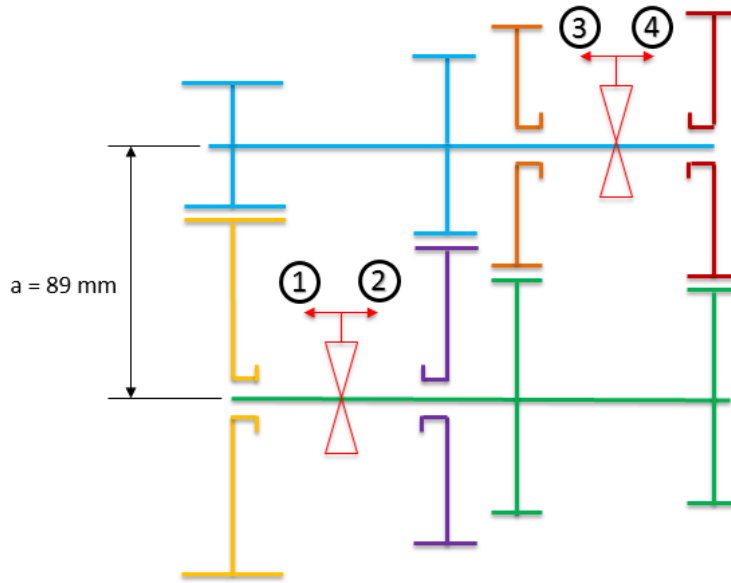
Şekil 3.36 Dördüncü kademe dişli çifti – eksenler arası mesafe, S_H , S_F

3.4.5 Eksenler Arası Mesafe Optimizasyonu Sonucu

Her kademe için yapılan analizler sonucunda dört kademenin de diş üstü çapları dikkate alındığında 86, 87, 88, 89 ve 90 mm eksenler arası mesafe değerleri için verilen hacim içerisine sistem yerleştirilebilmektedir. Yüzey basıncı için emniyet katsayıları dikkate alındığında ise 1. kademe dişli çifti için 86 ve 87 mm eksenler arası mesafe değerinde yüzey basıncı için emniyet katsayılarının hedeflenen değerin altında kaldığı görülmüştür. Bu sebeple sistem için kullanılabilecek eksenler arası mesafe değerleri 88,

89 ve 90 mm olmaktadır. Daha sonra yapılacak optimizasyon çalışmaları da düşünülerek orta değer yani 89 mm eksenler arası mesafe değeri olarak tercih edilmiştir. 4 kademe dişli çifti için yapılan ilk seviye dişli genişliği, dişli kalitesi ve modül optimizasyonu ile eksenler arası mesafe optimizasyonu sonuçları aşağıdaki gibidir:

1. Kademe		2. Kademe		3. Kademe		4. Kademe	
b_1	40 mm	b_2	25 mm	b_3	20 mm	b_4	20 mm
Kalite	6	Kalite	7	Kalite	8	Kalite	8
m_n	1,5 – 2,75 mm	m_n	1,5 – 2,75 mm	m_n	1,5 – 3 mm	m_n	1,5 – 2,75 mm



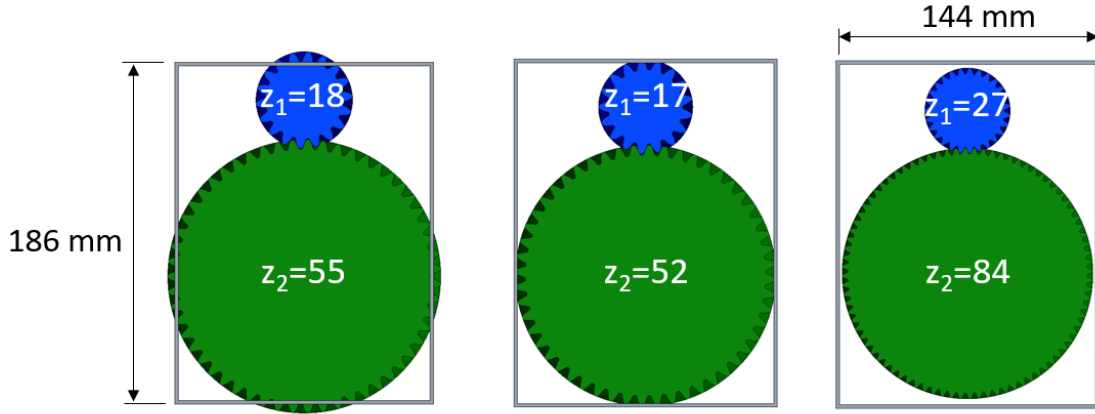
Şekil 3.37 Dört kademe hız dişlileri grubu

3.4.6 Eksenler Arası Mesafenin Sistem Yerleşimi Üzerindeki Etkisi

Şekil 3.29 içerisinde 3 farklı çözüm için oluşturulan dişli katı modellerinin verilen hacim ölçüleri içerisindeki durumu Şekil 3.38'deki gibidir. Şekillerde görüldüğü gibi 98 mm ve 92 mm eksenler arası mesafelere sahip 990. çözüm ve 517. çözüm dişlilerinin verilen ölçüler içerisine yerleştirilemediği görülmektedir. 89 mm eksenler arası mesafeye sahip 213. çözüm için dişlilerin verilen ölçüler içerisine yerleştirilebildiği görülmektedir. Bu sebeple dört kademedan oluşan sistem için eksenler arası mesafe 89 mm olarak tercih edilmiştir.

Çizelge 3.20 Eksenler arası mesafenin sistem yerleşimi üzerindeki etkisi

Çözüm	990	517	213
m [mm]	2,5	2,5	1,5
z_1	18	17	27
z_2	55	52	84
i	3,056	3,059	3,111
a [mm]	98	92	89



Şekil 3.38 Eksenler arası mesafenin sistem yerleşimi üzerindeki etkisi

3.5 Son Seviye Modül Optimizasyonu

Yapılan optimizasyon çalışmaları sırasında 4 kademe için dişli genişliği, dişli kalitesi ve eksenler arası mesafe belirlenirken modül için ise belli değerler arasında olabileceği belirlenmiştir. İlk seviye modül optimizasyonu sonucunda elde edilen değerler arasından en uygun olanını seçebilmek amacıyla son seviye optimizasyon yapılmıştır.

3.5.1 Birinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

1. kademe dişli çiftinin optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

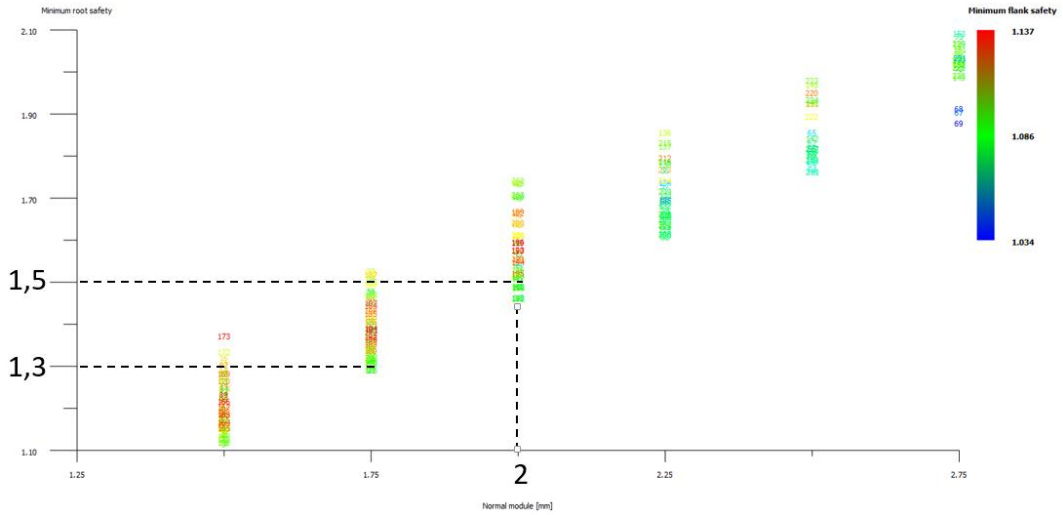
Çizelge 3.21 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	3,1
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	17°

Çizelge 3.21 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler (Devamı)

Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	6
Dişli Genişliği [b]	40 mm
Modül Aralığı [m]	1,5 – 2,75 mm

Çizelge 3.21’de belirtilen giriş koşulları ve parametreler göz önüne alınarak olabilecek bütün dişli çiftleri Kıssoft programı ile hesaplanmıştır. Hesaplama sonucunda bu giriş koşulları için 230 farklı dişli çifti belirlenmiştir. Bu kademe için modüle karar verebilmek için Şekil 3.39 oluşturulmuştur. Şekil 3.39’da yatay eksen modülü, dikey eksen eğilme gerilmesi için emniyet katsayısını ve renk skalası da yüzey basıncı için emniyet katsayısını göstermektedir.



Şekil 3.39 Birinci kademe dişli çifti – modül, S_H , S_F

Şekil 3.39 incelendiğinde 1,3 ile 1,5 arası eğilme gerilmesi için emniyet katsayısını 1,75 mm modül sağlamaktadır. Son seviye modül optimizasyonunda hedeflenen değer 1,3 ile 1,5 arası ancak 1. kademe dişli çifti için farklı olarak 1,5’un üzerinde olması istenmektedir. Bu sebeple 1. kademe dişli çifti için 2 mm modül tercih edilecektir. 1. Kademe dişli çiftinin hem çevrim oranının fazla olması hem de sistemin çalışması sırasında ağır koşullarda çalıştığı yaşanan tecrübelerden bilindiği için emniyet katsayısı diğer kademe dişli çiftlerine göre biraz daha fazla olması istenmektedir.

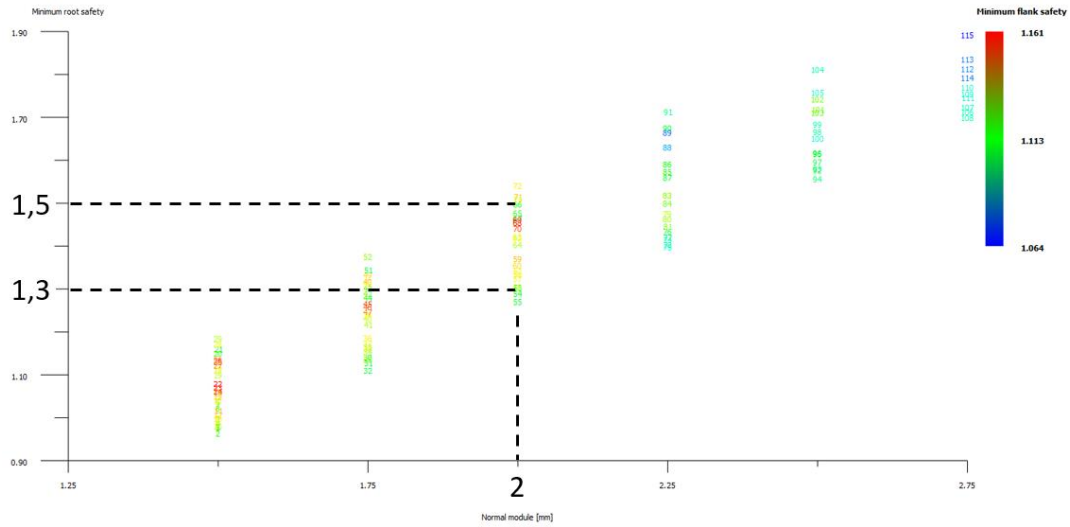
3.5.2 İkinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

2. kademe dişli çiftinin optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

Çizelge 3.22 İkinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	1,9
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	17°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	7
Dişli Genişliği [b]	25 mm
Modül Aralığı [m]	1,5 – 2,75 mm

Çizelge 3.22’de belirtilen giriş koşulları göz önüne alınarak hesaplanan 115 farklı çözüm için oluşturulan Şekil 3.40’da 1,3 ile 1,5 arası emniyet katsayısı için uygun modülün 2 mm olduğu görülmektedir.



Şekil 3.40 İkinci kademe dişli çifti – modül, S_H , S_F

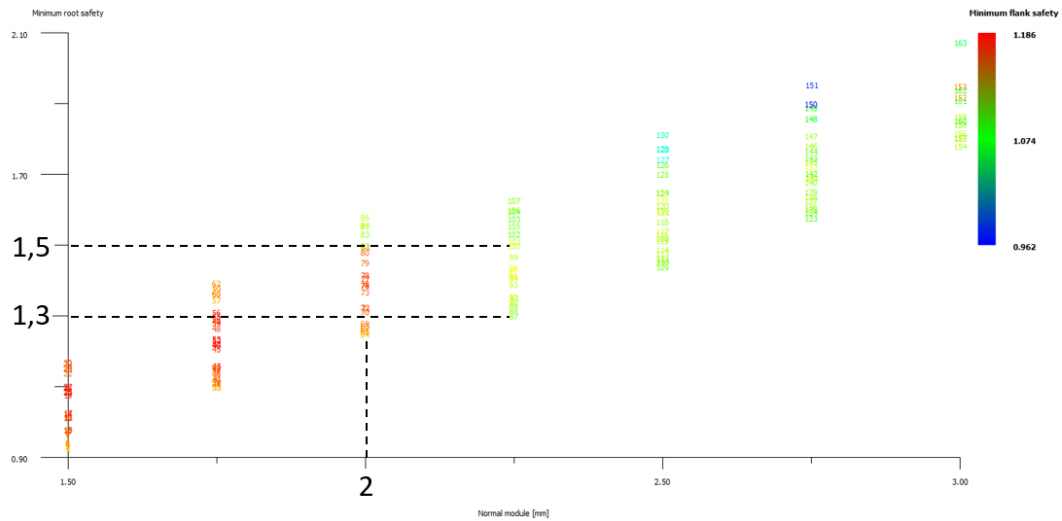
3.5.3 Üçüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

3. kademe dişli çiftinin optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

Çizelge 3.23 Üçüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	1,1
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	17°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	8
Dişli Genişliği [b]	20 mm
Modül Aralığı [m]	1,5 – 3 mm

Çizelge 3.23’de belirtilen giriş koşulları göz önüne alınarak hesaplanan 162 farklı çözüm için oluşturulan Şekil 3.41’de 1,3 ile 1,5 arası emniyet katsayısı için uygun modülün 2 ve 2,25 mm olduğu görülmektedir. Renk skalası incelendiğinde ise 2 mm modül için renklerin kırmızı olduğu görülmektedir. Bu sebeple yüzey basıncı için emniyet katsayı değerleri daha yüksek olan 2 mm tercih edilmiştir.



Şekil 3.41 Üçüncü kademe dişli çifti – modül, S_H , S_F

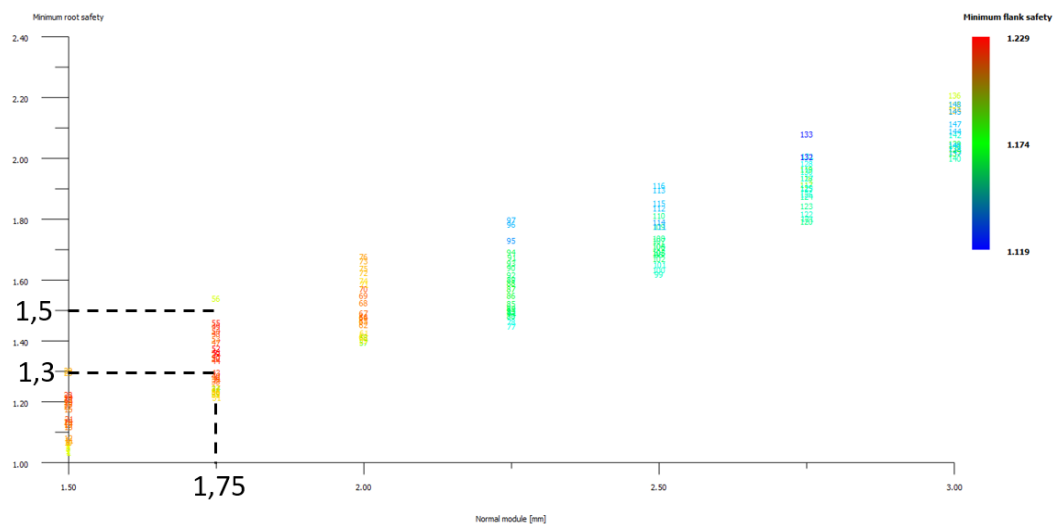
3.5.4 Dördüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

4. kademe dişli çiftinin optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

Çizelge 3.24 Dördüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	0,7
Başınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	17°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dışlı Kalitesi	8
Dışlı Genişliği [b]	20 mm
Modül Aralığı [m]	1,5 – 3 mm

Çizelge 3.24’de belirtilen giriş koşulları göz önüne alınarak hesaplanan 162 farklı çözüm için oluşturulan Şekil 3.42’de 1,3 ile 1,5 arası emniyet katsayısı için uygun modülün 1,75 mm olduğu görülmektedir.

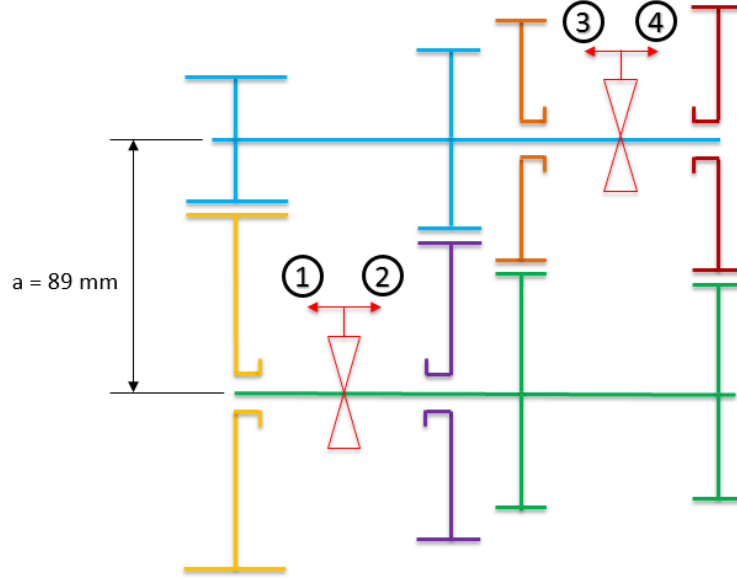


Şekil 3.42 Dördüncü kademe dişli çifti – modül, S_H , S_F

3.5.5 Son Seviye Modül Optimizasyonu Sonucu

4 kademe için yapılan analizler sonucunda eğilme gerilmesi için emniyet katsayıları ve yüzey basıncı için emniyet katsayıları dikkate alınarak yapılan değerlendirmelere göre son seviye modül optimizasyonu sonuçları aşağıdaki gibidir:

1. Kademe		2. Kademe		3. Kademe		4. Kademe	
b_1	40 mm	b_2	25 mm	b_3	20 mm	b_4	20 mm
Kalite	6	Kalite	7	Kalite	8	Kalite	8
m_n	2 mm	m_n	2 mm	m_n	2 mm	m_n	1,75



Şekil 3.43 Dört kademe hız dişlileri grubu

3.6 Dişli Sayıları Optimizasyonu

Optimizasyonu yapılan dişli çiftlerinin dişli genişlikleri, dişli kaliteleri, eksenler arası mesafesi ve modülü belirlendikten sonra verilen çevrim oranı toleransı içerisinde olabilecek farklı dişli çiftlerinden en uygun olanının seçilmesi gerekmektedir. Bunun belirlenebilmesi için ise dişli sayıları optimizasyonu yapılmıştır.

3.6.1 Birinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

1. kademe dişli çiftinin optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

Çizelge 3.25 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	3,1
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	17°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm

Çizelge 3.25 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler (Devamı)

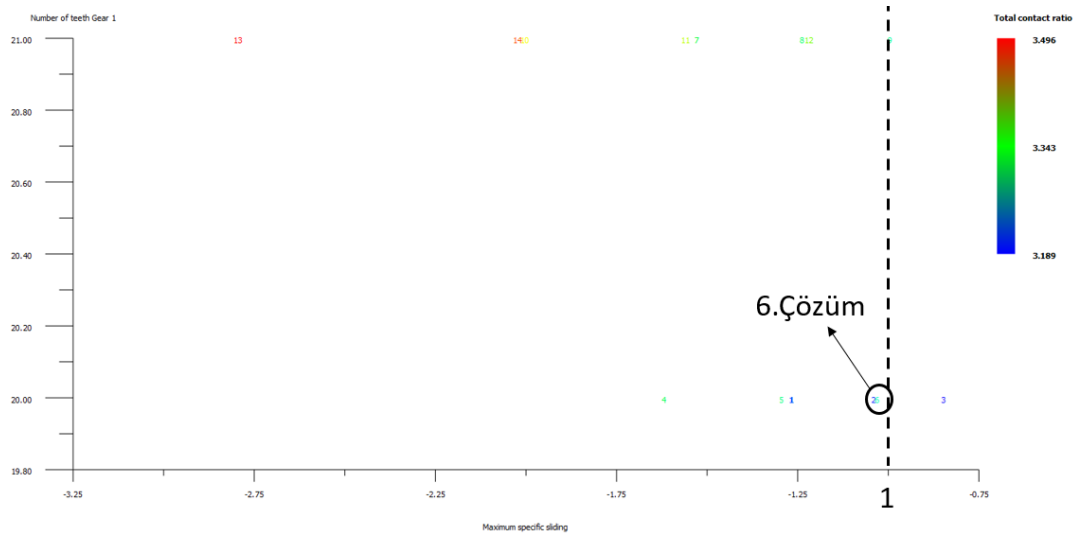
Dişli Kalitesi	6
Dişli Genişliği [b]	40 mm
Modül [m]	2 mm

Çizelge 3.25’de belirtilen giriş koşulları göz önüne alınarak olabilecek bütün dişli çiftleri Kıssoft programı ile hesaplanmıştır. Hesaplama sonucunda bu giriş koşulları için 14 farklı dişli çifti belirlenmiştir. Sonuçlar Çizelge 3.26’da görölmektedir. Bu çalışmada diğer optimizasyon çalışmalarından farklı olarak dişli çiftlerinin özgül kayma hızları da hesaplanmıştır ve sonuç tablosuna yerleştirilmiştir. Özgül kayma hızı iletim sırasında kontakta olan karşılıklı iki dişli çiftinin temas noktasındaki hız farkının dişlinin hızına oranıdır. Bu oran dişlinin aşınmaya karşı direncini anlayabilmek için önemli bir parametredir.

Çizelge 3.26 Birinci kademe dişli çifti için bulunan çözümler

Çözüm	a [mm]	m [mm]	z ₁	z ₂	x ₁	x ₂	ε _y	ζ _{maks.}	i
1	89	2	20	63	0,31984	0,87368	3,215	-1,268	3,15
2	89	2	20	63	0,41984	0,77368	3,203	-1,04	3,15
3	89	2	20	63	0,51984	0,67368	3,189	-0,847	3,15
4	89	2	20	64	0,20295	0,40344	3,319	-1,619	3,2
5	89	2	20	64	0,30295	0,30344	3,304	-1,294	3,2
6	89	2	20	64	0,40295	0,20344	3,287	-1,031	3,2
7	89	2	21	63	0,1933	0,41309	3,325	-1,529	3
8	89	2	21	63	0,2933	0,31309	3,311	-1,237	3
9	89	2	21	63	0,3933	0,21309	3,295	-0,996	3
10	89	2	21	64	0,09127	-0,03291	3,417	-2,003	3,048
11	89	2	21	64	0,19127	-0,13291	3,4	-1,561	3,048
12	89	2	21	64	0,29127	-0,23291	3,381	-1,218	3,048
13	89	2	21	65	0,01277	-0,46034	3,496	-2,794	3,095
14	89	2	21	65	0,11277	-0,56034	3,472	-2,023	3,095

Çözümler içerisinde en uygununun bulunabilmesi için Şekil 3.44 oluşturulmuştur. Grafik içerisinde yatay eksen maksimum özgül hızı, dikey eksen giriş dişlisi için dişli sayısını ve renk skalası ise toplam kavrama oranını göstermektedir.



Şekil 3.44 Birinci kademe dişli çifti – özgül kayma hızı, dişli sayısı, kavrama oranı

Dişlilerde aşınmanın önüne geçebilmek için maksimum özgül hızın -1 ile +1 arasında kalması istenmektedir. Grafik incelendiğinde 2, 3, 6 ve 9 numaralı çözümlerin maksimum özgül kayma hızı açısından uygun olduğu görülmektedir. Renk skalası incelendiğinde ise maksimum özgül kayma hızı uygun olan çözümler içerisinde 9 numaralı çözümün en yüksek kavrama oranına sahip olduğu görülmektedir. Dişlilerde kavrama oranının yüksek olması sistemin sessiz çalışması için önemlidir. Bu sebeple 9 numaralı çözüm uygun gözükmemektedir. Ancak 9 numaralı çözümün dişli sayılarına bakıldığında giriş dişlisi için 21, çıkış dişlisi için ise 63 olduğu görülmektedir. Bu durumda çevrim oranı tam sayı olduğu için hep aynı dişliler bir birini aşındıracaktır. Bu sebeple 9 numaralı çözümün yerine 6 numaralı çözüm tercih edilmiştir. Bu çözüm için dişli sayıları giriş dişlisinde 20, çıkış dişlisinde 64' dür.

3.6.2 İkinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

2. kademe dişli çiftinin optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

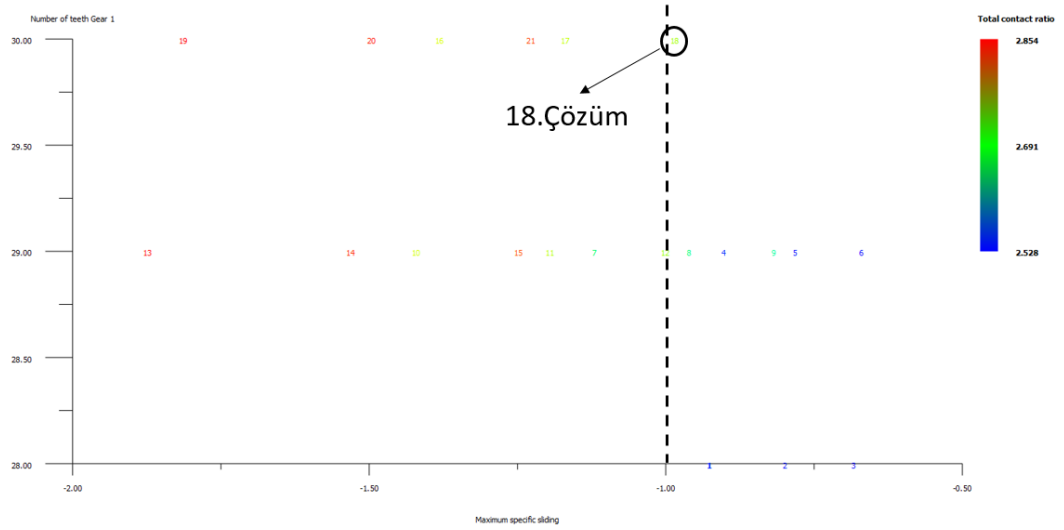
Çizelge 3.27 İkinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	1,9

Çizelge 3.27 İkinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler (Devamı)

Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	17°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	7
Dişli Genişliği [b]	25 mm
Modül [m]	2 mm

Çizelge 3.27’de belirtilen giriş koşulları göz önüne alınarak hesaplanan 21 farklı çözüm için Şekil 3.45 oluşturulmuştur. Grafik incelendiğinde 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 9, 12 ve 18 numaralı çözümlerin maksimum özgül hızı istenen değeri sağladığı görülmektedir. Renk skalası incelendiğinde ise 18 numaralı çözüm en yüksek kavrama oranına sahiptir. Bu sebeple 18 numaralı çözüm tercih edilmiştir. Bu çözüm için dişli sayıları giriş dişlisinde 30, çıkış dişlisinde 55’dir.



Şekil 3.45 İkinci kademe dişli çifti – özgül kayma hızı, dişli sayısı, kavrama oranı

3.6.3 Üçüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

3. kademe dişli çiftinin optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

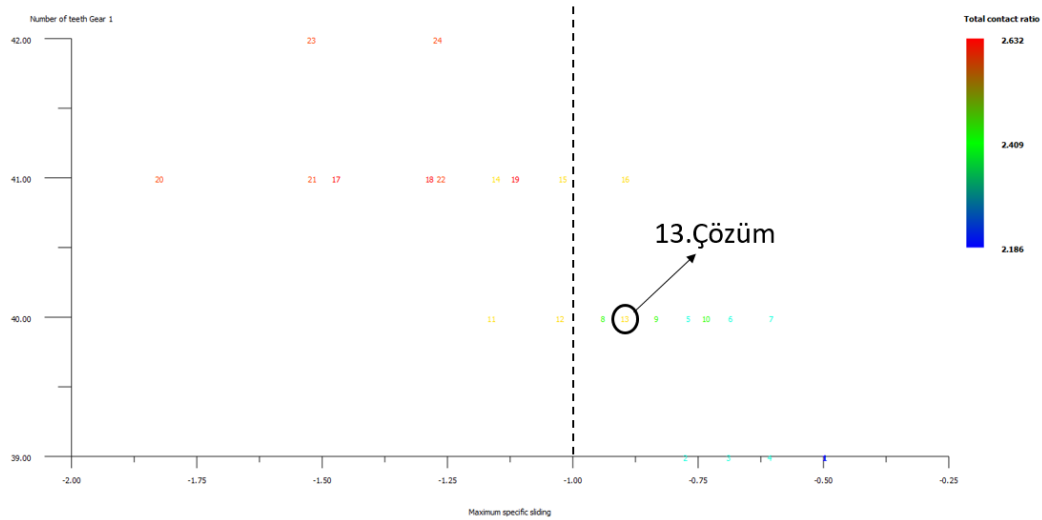
Çizelge 3.28 Üçüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm

Çizelge 3.28 Üçüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler (Devamı)

Çevrim Oranı [i]	1,1
Basınç Açısı [α_n]	20^0
Helis Açısı [β]	17^0
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	8
Dişli Genişliği [b]	20 mm
Modül [m]	2 mm

Çizelge 3.28’de belirtilen giriş koşulları göz önüne alınarak hesaplanan 24 farklı çözüm için Şekil 3.46 oluşturulmuştur. Grafik incelendiğinde 5, 6, 7, 8, 9, 10, 13 ve 16 numaralı çözümlerin maksimum özgül hızı istenen değeri sağladığı görülmektedir. Renk skalası incelendiğinde ise 13 numaralı çözüm en yüksek kavrama oranına sahiptir. Bu sebeple 13 numaralı çözüm tercih edilmiştir. Bu çözüm için dişli sayıları giriş dişlisinde 40, çıkış dişlisinde 45’dir.



Şekil 3.46 Üçüncü kademe dişli çifti – özgül kayma hızı, dişli sayısı, kavrama oranı

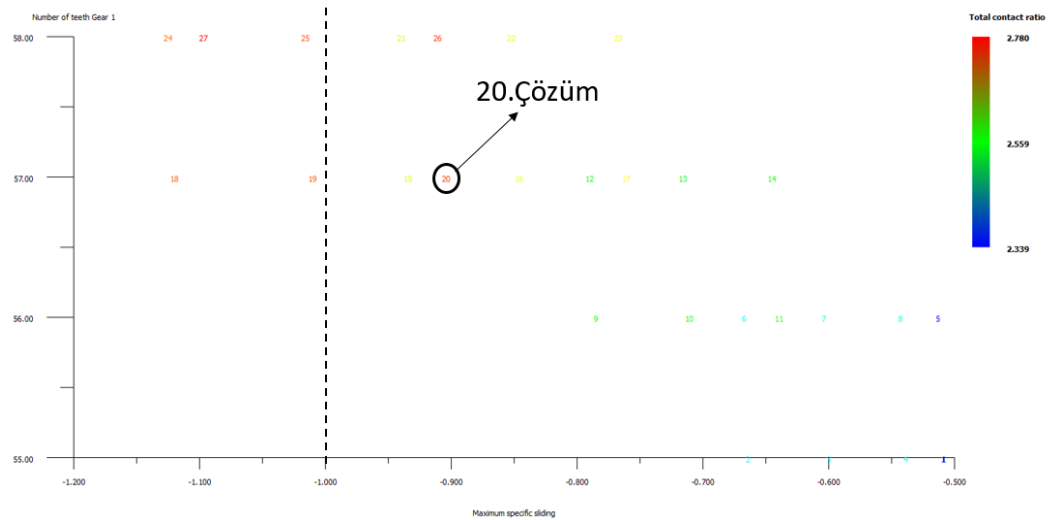
3.6.4 Dördüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

4. kademe dişli çiftinin optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

Çizelge 3.29 Dördüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	0,7
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	17°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	8
Dişli Genişliği [b]	20 mm
Modül [m]	1,75 mm

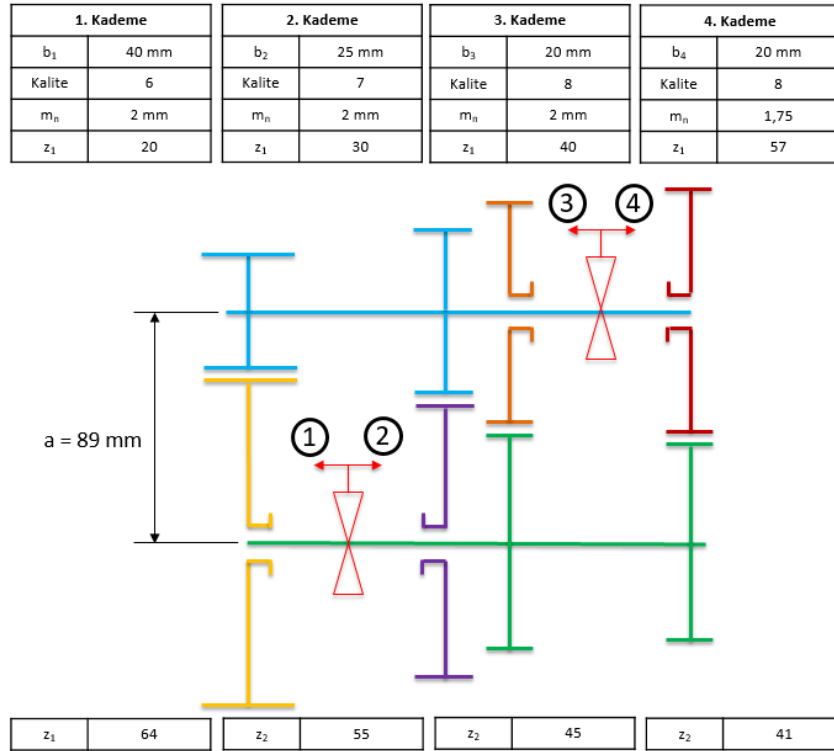
Çizelge 3.29’da belirtilen giriş koşulları göz önüne alınarak hesaplanan 27 farklı çözüm için Şekil 3.47 oluşturulmuştur. Grafik incelendiğinde 18, 19, 14, 25 ve 27 numaralı çözümler dışında bütün çözümlerin maksimum özgül hızı istenen değeri sağladığı görülmektedir. Renk skalası incelendiğinde ise 20 numaralı çözüm en yüksek kavrama oranına sahiptir. Bu sebeple 20 numaralı çözüm tercih edilmiştir. Bu çözüm için dişli sayıları giriş dişlisinde 57, çıkış dişlisinde 41’dir.



Şekil 3.47 Dördüncü kademe dişli çifti – özgül kayma hızı, dişli sayısı, kavrama oranı

3.6.5 Diş Sayıları Optimizasyonu Sonucu

Her bir kademe için yapılan analiz sonucunda maksimum özgül kayma hızı ve toplam kavrama oranı dikkate alınarak yapılan değerlendirmelere göre diş sayıları optimizasyonu sonuçları aşağıdaki gibidir:



Şekil 3.48 Dört kademe hız dişlileri grubu

3.7 Helis Açısı Optimizasyonu

Optimizasyonu yapılan dişli çiftlerinin dişli genişliği, dişli kalitesi, modülü ve dişli sayıları belirlendikten sonra helis açısı optimizasyonu yapılmıştır. Günümüzde dişlilerin daha sessiz çalışabilmesi için helis dişliler düz dişlilere göre daha çok tercih edilmektedir. Helis dişliler düz dişlilere göre sistem içerisinde ilave eksenel kuvvet oluşturmaktadır. Bu sebeple kavrama oranı yükselirken oluşan ilave eksenel kuvvetinde çok yüksek olması mil-rulman tasarımı açısından önem taşımaktadır.

3.7.1 Birinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

1. kademe dişli çiftinin optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

Çizelge 3.30 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	3,1
Basınç Açısı [α_n]	20°

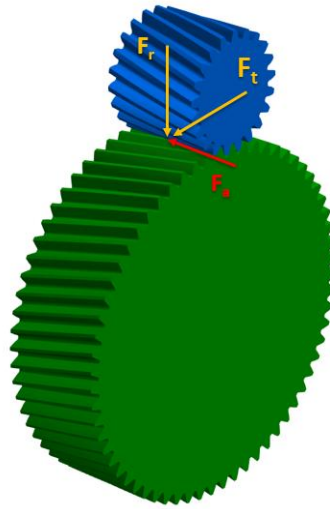
Çizelge 3.30 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler (Devamı)

Helis Açısı [β]	13° - 19°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	6
Dişli Genişliği [b]	40 mm
Modül [m]	2 mm

Çizelge 3.30’da belirtilen giriş koşulları ve parametreler kullanılarak 13°, 15°, 17° ve 19° helis açıları için kışsoft programı ile dişli çiftinde oluşan eksenel kuvvet ve kavrama oranları göz önünde bulundurularak en uygun helis açısına karar verilecektir. Çizelge 3.31’de görüldüğü gibi helis açısının artmasıyla birlikte toplam kavrama oranı artarken eksenel kuvvetlerde artmaktadır. Yüksek kavrama oranı sistem için istenirken eksenel kuvvetin düşük olması istenir. Bu sistem için hedeflenen minimum kavrama oranı 2,5’dir. Sonuçlar incelendiğinde bütün helis açıları için bu değeri sağlamaktadır. Bu sebeple en düşük eksenel kuvveti veren 13° helis açısı olarak kabul edilmiştir.

Çizelge 3.31 Birinci kademe dişli çifti için F_a ve ϵ_y

Helis Açısı [β]	Eksenel Kuvvet [F_a]	Toplam Kavrama Oranı [ϵ_y]
13°	2685,2 N	2,774
15°	3089,4 N	3,062
17°	3489,9 N	3,342
19°	3886,2 N	3,610



Şekil 3.49 Birinci kademe – $z_1=20$, $z_2=64$

3.7.2 İkinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

2. kademe dişli çiftinin optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

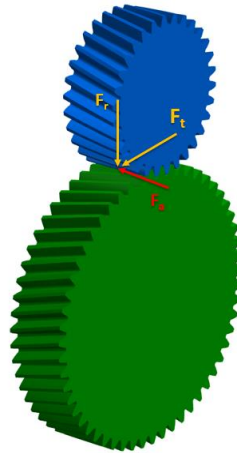
Çizelge 3.32 İkinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	1,9
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	13° – 19°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	7
Dişli Genişliği [b]	25 mm
Modül [m]	2 mm

Çizelge 3.33'deki sonuçlar incelendiğinde hedeflenen kavrama oranı için minimum eksenel kuvveti oluşturan 15° helis açısı tercih edilmiştir.

Çizelge 3.33 İkinci kademe dişli çifti için F_a ve ϵ_γ

Helis Açısı [β]	Eksenel Kuvvet [F_a]	Toplam Kavrama Oranı [ϵ_γ]
13°	1790,1 N	2,364
15°	2059,6 N	2,566
17°	2326,6 N	2,759
19°	2590,8 N	2,934



Şekil 3.50 İkinci kademe – $z_1=30$, $z_2=55$

3.7.3 Üçüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

3. kademe dişli çiftinin optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

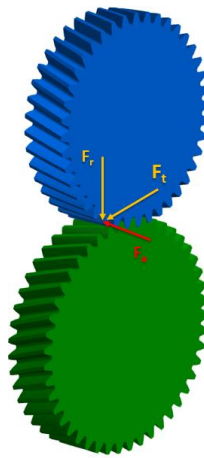
Çizelge 3.34 Üçüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	1,1
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	13° – 19°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	8
Dişli Genişliği [b]	20 mm
Modül [m]	2 mm

Çizelge 3.35'deki sonuçlar incelendiğinde hedeflenen kavrama oranı için minimum eksenel kuvveti oluşturan 17° helis açısı tercih edilmiştir.

Çizelge 3.35 Üçüncü kademe dişli çifti için F_a ve ϵ_v

Helis Açısı [β]	Eksenel Kuvvet [F_a]	Toplam Kavrama Oranı [ϵ_v]
13°	1342,6 N	2,170
15°	1544,7 N	2,358
17°	1745,0 N	2,536
19°	1943,1 N	2,694



Şekil 3.51 Üçüncü kademe – $z_1=40$, $z_2=45$

3.7.4 Dördüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

4. kademe dişli çiftinin optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

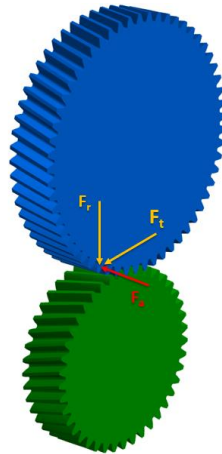
Çizelge 3.36 Dördüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	0,7
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	13° – 17°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	8
Dişli Genişliği [b]	20 mm
Modül [m]	1,75 mm

Çizelge 3.36' daki sonuçlar incelendiğinde hedeflenen kavrama oranı için minimum eksenel kuvveti oluşturan 15° helis açısı tercih edilmiştir.

Çizelge 3.37 Dördüncü kademe dişli çifti için F_a ve ϵ_γ

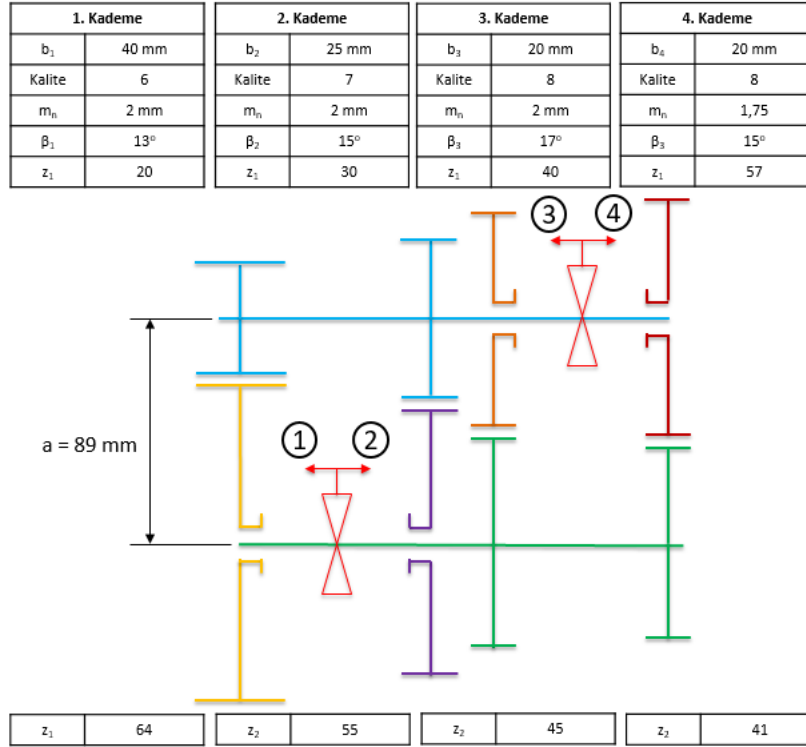
Helis Açısı [β]	Eksenel Kuvvet [F_a]	Toplam Kavrama Oranı [ϵ_γ]
13°	1076,8 N	2,365
15°	1238,9 N	2,574
17°	1399,5 N	2,763



Şekil 3.52 Dördüncü kademe – $z_1=57$, $z_2=41$

3.7.5 Helis Açısı Optimizasyonu Sonucu

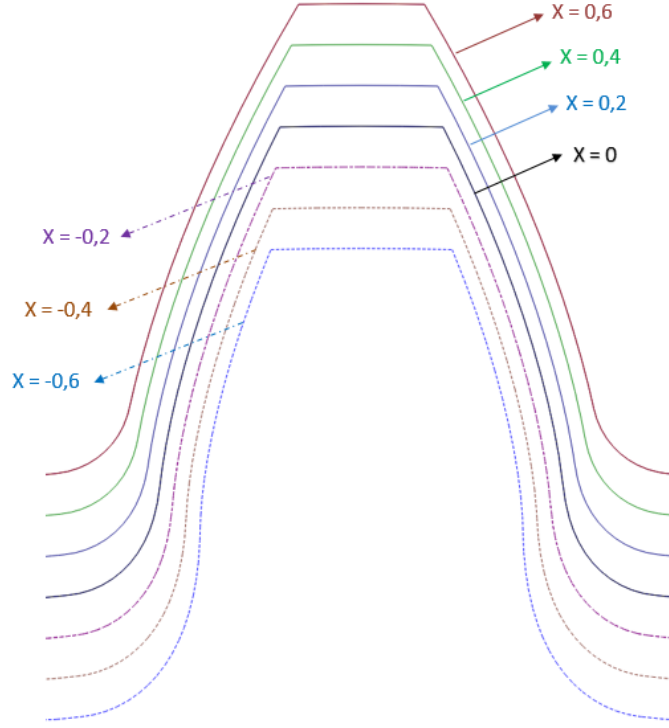
4 kademe için yapılan hesaplama sonucunda eksenel kuvvet ve toplam kavrama oranı dikkate alınarak yapılan değerlendirmelere göre helis açısı optimizasyonu sonuçları aşağıdaki gibidir:



Şekil 3.53 Dört kademe hız dişlileri grubu

3.8 Profil Kaydırma Optimizasyonu

Dişlilerin belirlenen modül, helis açısı ve eksenler arası mesafesine göre en uygun profil kaydırma katsayısının belirlenebilmesi amacıyla optimizasyon çalışması yapılmıştır. İlk olarak optimizasyonu yapılacak dişlilerin profil kaydırma katsayılarına göre değişimlerinin anlaşılabilmesi için farklı profil kaydırma değerlerine sahip dişli profilleri çizilmiştir.



Şekil 3.54 Profil kaydırmanın dişli üzerindeki etkisi

Şekil 3.54’de 2. kademe dişli çifti için profil kaydırma katsayısının dişli profilleri üzerindeki etkisi görülmektedir. Şekillerden görüldüğü gibi profil kaydırma katsayısı arttırıldığında dişli daha kalın olmaktadır. Profil kaydırma katsayısı azaltıldığında ise dişli incelmektedir. Dişli profillerindeki bu değişim eğilme gerilmesi için emniyet katsayısını, yüzey basıncı için emniyet katsayısını ve özgül kayma hızı üzerinde etki etmektedir.

3.8.1 Birinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

1. kademe dişli çiftinin profil kaydırma optimizasyonu için giriş dişlisinin profil kaydırma değerleri “0” ile “+0,7” arasında değiştirilerek sonuçlar değerlendirilmiştir. Sonuçlar değerlendirilirken dişlilerin kavrama oranlarına, emniyet katsayılarına ve özgül kayma hızlarına bakılmıştır.

Çizelge 3.38 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	3,1
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	13°

Çizelge 3.38 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler (Devamı)

Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	6
Dişli Genişliği [b]	40 mm
Modül [m]	2 mm

Çizelge 3.39 Birinci kademe profil kaydırma sonuçları

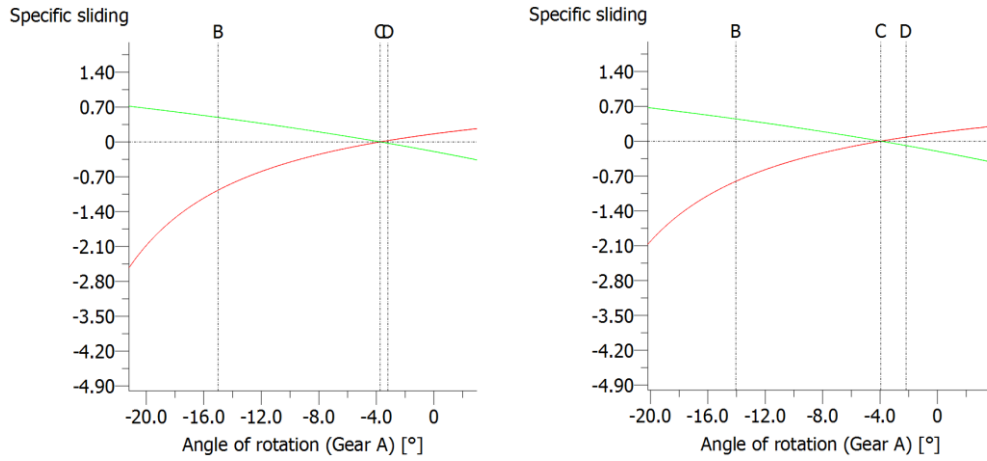
x₁	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
x₂	1,5419	1,4419	1,3419	1,2419	1,1419	1,0419	0,9419	0,8419
ζ_{1min.}	-2,52	-2,07	-1,70	-1,41	-1,16	-0,95	-0,78	-0,63
ζ_{1maks.}	0,26	0,30	0,33	0,36	0,39	0,41	0,43	0,46
ζ_{2min.}	-0,36	-0,43	-0,50	-0,57	-0,64	-0,71	-0,78	-0,85
ζ_{2maks.}	0,71	0,67	0,63	0,58	0,53	0,48	0,43	0,38
ε_y	2,774	2,771	2,766	2,758	2,749	2,738	2,724	2,709
S_{F1}	1,322	1,356	1,384	1,406	1,423	1,436	1,447	1,458
S_{F2}	1,703	1,632	1,569	1,513	1,466	1,425	1,391	1,362
S_H	1,098	1,094	1,090	1,086	1,081	1,075	1,070	1,064

İlk kademe dişli çifti için yapılan optimizasyon çalışmasının sonuçları Çizelge 3.39'daki gibidir. Tablo incelendiğinde giriş dişlisi için profil kaydırma katsayısı 0'dan 0,7'ye arttırıldığında çıkış dişlisinin profil kaydırma katsayısı 1,5419'dan 0,8419'a düşmektedir. Sabit eksenler arası mesafeden dolayı dişlilerden birinin profil kaydırma katsayısı artarken diğerininki azalmaktadır. Giriş dişlisinin profil kaydırma katsayısı 0'dan 0,7'ye arttırılırken dişli kalınlığı arttığından dolayı eğilme gerilmesi için emniyet katsayısı 1,322'den 1,458'e yükseldiği görülmektedir. Karşılık dişlisinin ise profil kaydırma katsayısı 1,5419'dan 0,8419'a düşerken aynı zamanda dişli incelendiği için eğilme gerilmesi için emniyet katsayısının 1,703'den 1,362'ye düştüğü görülmektedir.

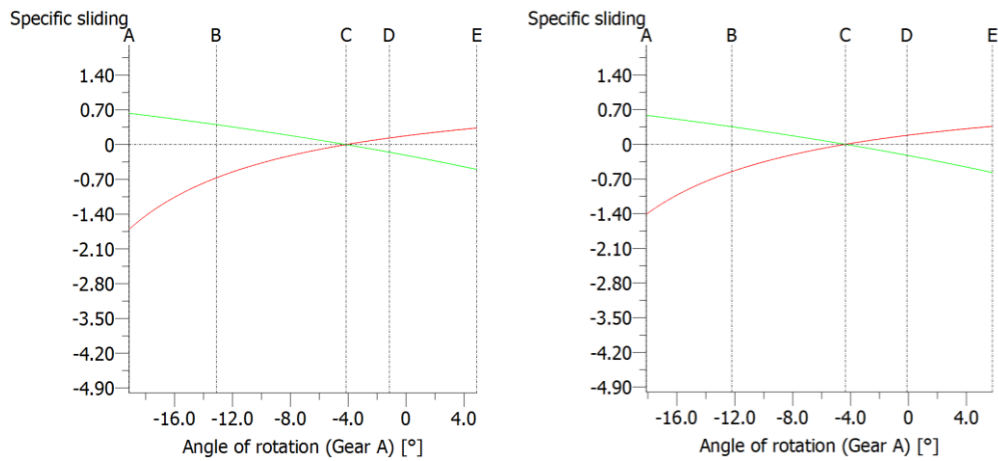
Giriş dişlisinin profil kaydırma katsayısı pozitif olarak arttırıldığında toplam kavrama oranının 2,774'den 2,709'a düştüğü görülmektedir. Toplam kavrama oranındaki bu değişim yüzey basıncı için emniyet katsayıları üzerinde ufak değişimlere sebep olmuştur.

Özgül kayma hızları profil kaydırma katsayısı 0'dan 0,7'ye yükselirken giriş dişlisi için - 2,52'den -0,63'e gelerek sınır değerlerin içerisinde kalmıştır. Karşılık dişlisinin ise özgül

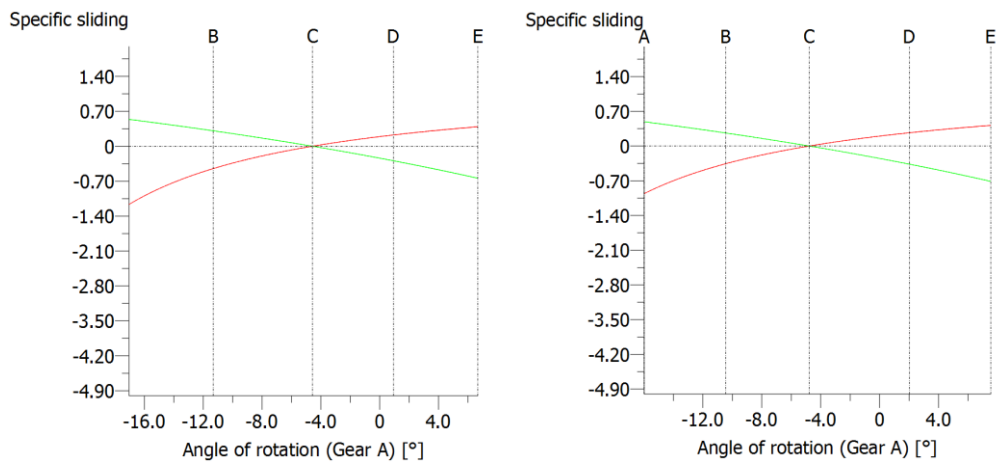
kayma hızı -0,3'dan -0,85'e gelerek sınır değerler içerisinde kalmıştır. Sonuçlar incelendiğinde en iyi sonucun giriş dişlisinin 0,6 profil kaydırmaya sahip olduğu durumda olduğu görülmektedir.



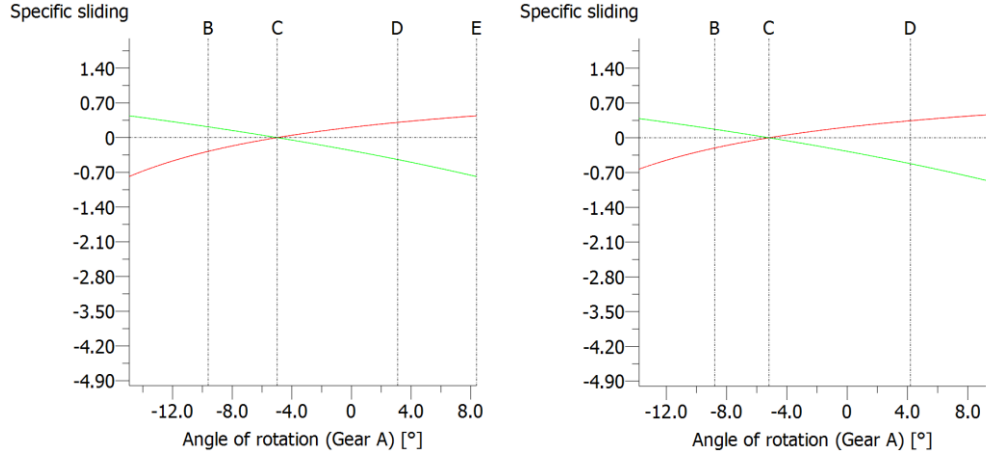
Şekil 3.55 $x_1=0, x_2=1,5419$ / $x_1=0,1, x_2=1,4419$



Şekil 3.56 $x_1=0,2, x_2=1,3419$ / $x_1=0,3, x_2=1,2419$



Şekil 3.57 $x_1=0,4, x_2=1,1419$ / $x_1=0,5, x_2=1,0419$



Şekil 3.58 $x_1=0,6$, $x_2=0,9419$ / $x_1=0,7$, $x_2=0,8419$

3.8.2 İkinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

2. kademe dişli çiftinin profil kaydırma optimizasyonu için giriş dişlisinin profil kaydırma değerleri “-0,2” ile “+0,5” arasında değiştirilerek sonuçlar değerlendirilmiştir.

Çizelge 3.40 İkinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

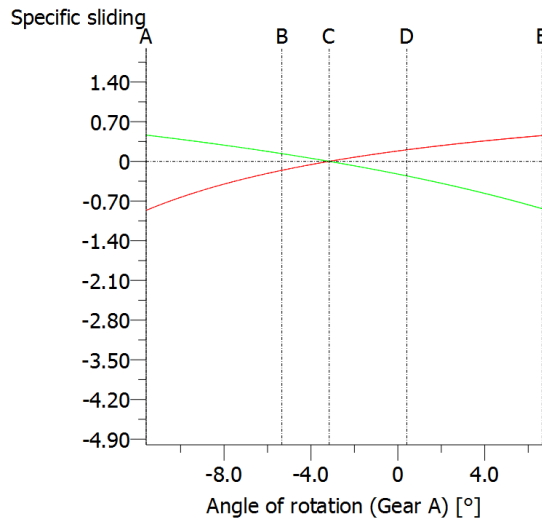
Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	1,9
Basınç Açısı [a_n]	20°
Helis Açısı [β]	15°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	7
Dişli Genişliği [b]	25 mm
Modül [m]	2 mm

1. kademe dişli çiftinden farklı olarak bu kademe dişli çiftinde profil kaydırma katsayısı negatif değerler içinde değerlendirilmiştir. Sonuçlar Çizelge 3.41'deki gibidir. Bu kademe için sonuçlar giriş dişlisinin profil kaydırma katsayısı 0'dan -0,2'ye azaltıldığında çıkış dişlisinin profil kaydırma katsayısının arttığı görülmektedir. Negatif profil kaydırmada dişli kalınlığı incelendiğinden dolayı eğilme gerilmesi için emniyet katsayısının 1,298'den 1,242'ye düştüğü görülmektedir. Negatif profil kaydırma değerleri için toplam kavrama oranının da 2,566'dan 2,569'a yükseldiği görülmektedir. Toplam kavrama oranındaki bu değişim yüzey basıncı için emniyet katsayılarını da

etkilemiştir. Sonuçlar incelendiğinde en uygun çözümün giriş dişlisi için 0,3' lük profil kaydırması ile elde edildiği görülmektedir.

Çizelge 3.41 İkinci kademe profil kaydırma sonuçları

x_1	-0,2	-0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
x_2	0,7201	0,6201	0,5201	0,4201	0,3201	0,2201	0,1201	0,0201
$\zeta_{1min.}$	-1,83	-1,59	-1,37	-1,18	-1,01	-0,86	-0,72	-0,60
$\zeta_{1maks.}$	0,30	0,33	0,37	0,40	0,42	0,45	0,48	0,50
$z_{2min.}$	-0,43	-0,50	-0,58	-0,66	-0,75	-0,83	-0,92	-1,01
$z_{2maks.}$	0,64	0,61	0,57	0,54	0,50	0,46	0,42	0,37
ϵ_y	2,567	2,568	2,566	2,563	2,557	2,549	2,538	2,526
S_{F1}	1,242	1,273	1,298	1,318	1,333	1,343	1,349	1,353
S_{F2}	1,363	1,349	1,336	1,324	1,312	1,298	1,284	1,267
S_H	1,144	1,144	1,142	1,140	1,138	1,134	1,130	1,126



Şekil 3.59 $x_1=0,3$, $x_2=0,2201$

3.8.3 Üçüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

3. kademe dişli çiftinin profil kaydırma optimizasyonu için giriş dişlisinin profil kaydırma değerleri “-0,2” ile “+0,3” arasında değiştirilerek sonuçlar değerlendirilmiştir.

Çizelge 3.42 Üçüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	1,1
Basınç Açısı [α_n]	20°

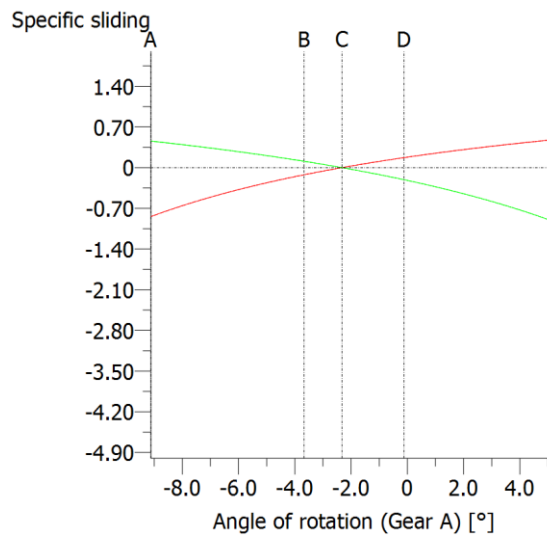
Çizelge 3.42 Üçüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler (Devamı)

Helis Açısı [β]	17°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	8
Dişli Genişliği [b]	20 mm
Modül [m]	2 mm

3. Kademe dişli çifti için sonuçlar Çizelge 3.43'deki gibidir. Özgül kayma hızları “-1” ile “+1” arasında kalacak şekilde en uygun çözümün giriş dişlisi profil kaydırma değerinin 0,1 , çıkış dişlisi için ise -0,1416 olduğu durumdur.

Çizelge 3.43 Üçüncü kademe profil kaydırma sonuçları

x₁	-0,2	-0,1	0	0,1	0,2	0,3
x₂	0,2584	0,1584	0,0584	-0,0416	-0,1416	-0,2416
ζ_{1min.}	-1,24	-1,09	-0,96	-0,84	-0,72	-0,61
ζ_{1maks.}	0,38	0,42	0,45	0,48	0,51	0,54
z_{2min.}	-0,63	-0,73	-0,83	-0,94	-1,06	-1,19
z_{2maks.}	0,55	0,52	0,49	0,45	0,42	0,38
ε_y	2,532	2,535	2,536	2,534	2,529	2,522
S_{F1}	1,273	1,294	1,311	1,324	1,333	1,338
S_{F2}	1,338	1,329	1,318	1,303	1,284	1,262
S_H	1,128	1,129	1,129	1,128	1,127	1,125



Şekil 3.60 x₁=0,1, x₂=-0,0416

3.8.4 Dördüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

4. kademe dişli çiftinin profil kaydırma optimizasyonu için giriş dişlisinin profil kaydırma değerleri “-0,2” ile “+0,3” arasında değiştirilerek sonuçlar değerlendirilmiştir.

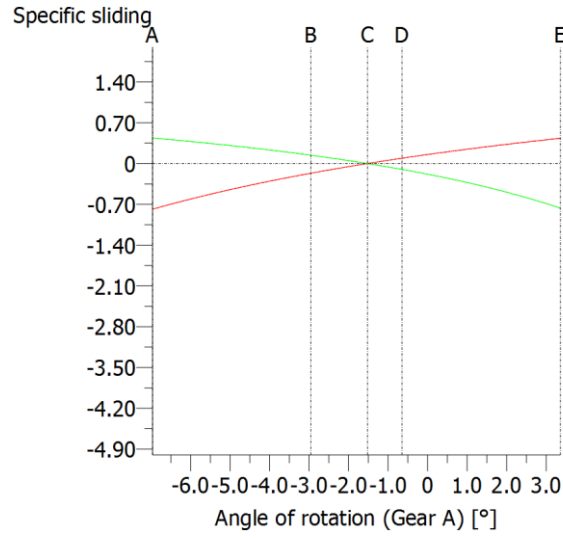
Çizelge 3.44 Dördüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	1,1
Basınç Açısı [α_n]	20°
Helis Açısı [β]	17°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	8
Dişli Genişliği [b]	20 mm
Modül [m]	2 mm

4. Kademe dişli çifti için sonuçlar Çizelge 3.45’deki gibidir. Özgül kayma hızları “-1” ile “+1” arasında kalacak şekilde en uygun çözümün giriş dişlisi profil kaydırma değerinin 0 , çıkış dişlisi için ise 0,1297 olduğu durumdur.

Çizelge 3.45 Dördüncü kademe profil kaydırma sonuçları

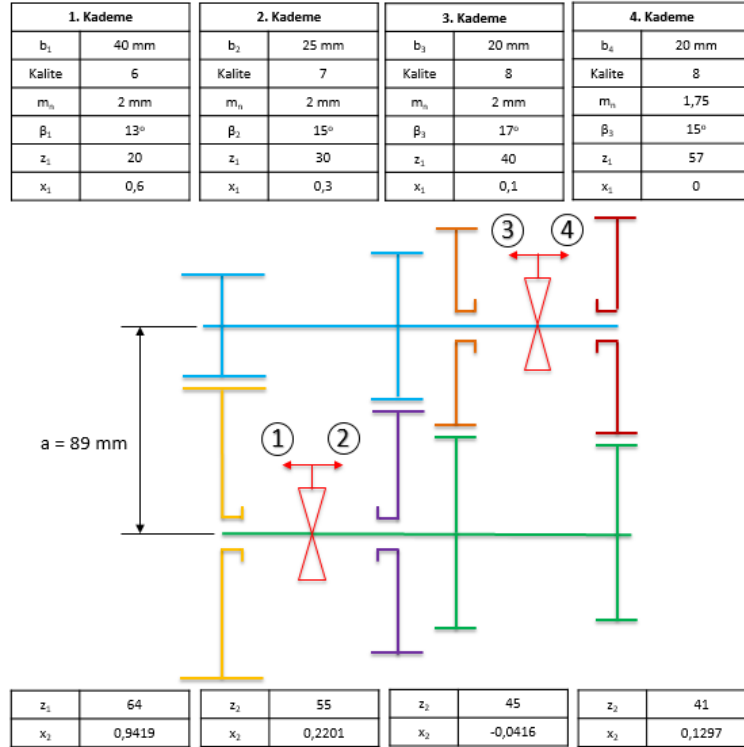
x_1	-0,2	-0,1	0	0,1	0,2	0,3
x_2	0,3297	0,2297	0,1297	0,0297	-0,0703	-0,1703
$\zeta_{1min.}$	-0,96	-0,87	-0,78	-0,69	-0,61	-0,53
$\zeta_{1maks.}$	0,35	0,39	0,43	0,46	0,50	0,53
$z_{2min.}$	-0,56	-0,65	-0,76	-0,88	-1,00	-1,14
$z_{2maks.}$	0,49	0,46	0,43	0,41	0,38	0,34
ϵ_y	2,558	2,567	2,574	2,579	2,581	2,580
S_{F1}	1,284	1,300	1,315	1,327	1,339	1,350
S_{F2}	1,351	1,346	1,340	1,331	1,319	1,304
S_H	1,214	1,216	1,219	1,220	1,223	1,226



Şekil 3.61 $x_1=0$, $x_2=-0,1297$

3.8.5 Profil Kaydırma Optimizasyonu Sonucu

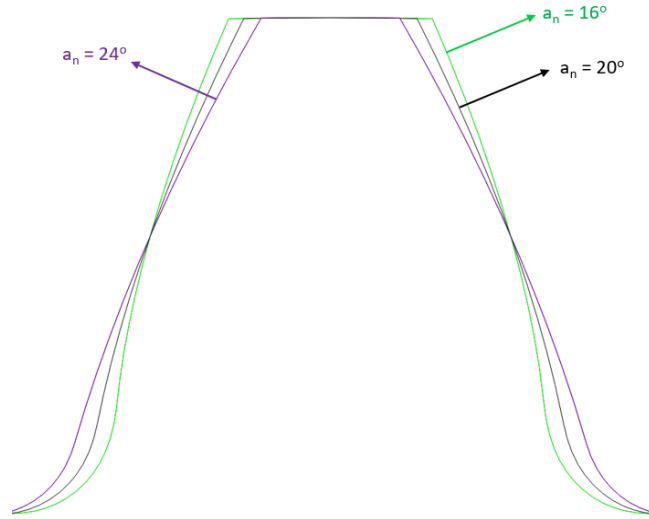
4 kademe için yapılan hesaplama sonucunda özgül kayma hızları dikkate alınarak yapılan değerlendirmelere göre profil kaydırma katsayısı optimizasyonu sonuçları aşağıdaki gibidir:



Şekil 3.62 Dört kademe hız dişlileri grubu

3.9 Kavrama Açısı Optimizasyonu

Dişli genişliği, dişli kalitesi, modül, eksenler arası mesafe, helis açısı, dişli sayıları ve profil kaydırma katsayıları belirlenen dişli çiftinin son olarak basınç açısı optimizasyonu yapılacaktır. İlk olarak basınç açısının dişli profili üzerindeki etkisini görebilmek için 3. kademe giriş dişlisinin farklı basınç açılarına sahip profili çizilerek üst üste koyulmuştur. Şekil 3.63’de görüldüğü gibi basınç açısı 16° ’ den 24° ’ ye çıktığında profilin üst kısmı dişlinin iç kısmına doğru ilerleyerek incelirken, dişlinin kök bölgesi ise dışarı doğru ilerleyerek kalınlaşmaktadır. Dişli profilindeki bu değişim emniyet katsayıları ve özgül kayma hızlarına etki etmektedir.



Şekil 3.63 Kavrama açısının dişli profili üzerindeki etkisi

3.9.1 Birinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

1. kademe dişli çiftinin optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

Çizelge 3.46 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	3,1
Basınç Açısı [a_n]	$14^\circ - 22^\circ$
Helis Açısı [β]	13°

Çizelge 3.46 Birinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler(Devamı)

Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	6
Dişli Genişliği [b]	40 mm
Modül Aralığı [m]	2 mm

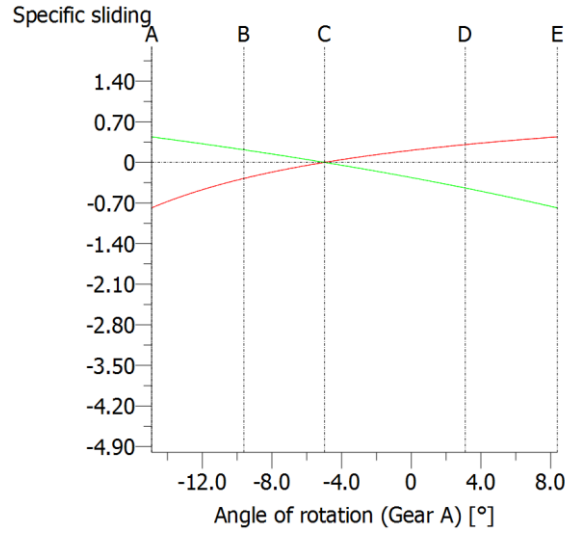
Çizelge 3.47 Birinci kademe kavrama açısı sonuçları

a_n	14°	16°	18°	20°	22°
x₁	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
x₂	1,0894	1,0236	0,9766	0,9419	0,9157
ζ_{1min.}	-1,53	-1,19	-0,95	-0,78	-0,65
ζ_{1maks.}	0,50	0,48	0,46	0,43	0,41
z_{2min.}	-1,00	-0,93	-0,86	-0,78	-0,71
z_{2maks.}	0,60	0,54	0,48	0,43	0,39
ε_y	2,784	2,772	2,750	2,724	2,697
S_{F1}	1,410	1,419	1,432	1,447	1,463
S_{F2}	1,367	1,363	1,373	1,391	1,412
S_H	1,017	1,038	1,055	1,070	1,082

Birinci kademe dişli çifti için sonuçlar Çizelge 3.47'deki gibidir. Sonuçlar incelendiğinde kavrama açısı 14° 'den 22°'ye çıktığında giriş dişlisi için profil kaydırma sabit olsa da çıkış dişlisi için dişli profilindeki değişimden dolayı sabit değildir. Kavrama açısı değişiminin sebep olduğu dişli üst kısmındaki incelmeden dolayı toplam kavrama oranı 2,784'den 2,697'ye düşmektedir. Bunun sebebi kavrama açısı arttıkça dişliler daha geç kavramaya girip daha erken kavramadan çıkmaktadır.

Kavrama açısı arttıkça diş dibi kalınlaştığından dolayı giriş dişlisinin eğilme gerilmesi için emniyet katsayısı 1,410'dan 1,463'e yükseldiği görülmektedir. Çıkış dişlisinin ise kavrama açısıyla profil kaydırma katsayısı da değiştiği için emniyet katsayıları değişkenlik göstermektedir.

Özgül kayma hızlarına bakıldığında 14° ve 16° için sınırların dışında görünmektedir. 18°, 20° ve 22° için özgül kayma hızları hedeflenen değerleri yakalayabilmektedir. Bu üç kavrama açısı için sonuçlar arasında çok fazla fark yoktur. Bu sebeple çoğu imalatçı tarafından standart olarak kullanılan 20° tercih edilmiştir.



Şekil 3.64 Birinci kademe $a_n=20^\circ$

3.9.2 İkinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

2. kademe dişli çiftinin optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

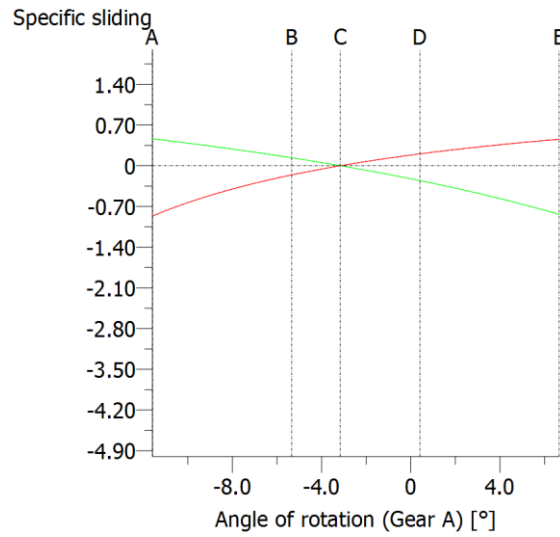
Çizelge 3.48 İkinci kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	1,9
Basınç Açısı [a_n]	$14^\circ - 22^\circ$
Helis Açısı [β]	15°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	7
Dişli Genişliği [b]	25 mm
Modül [m]	2 mm

Çizelge 3.49'daki sonuçlar incelendiğinde 14° , 16° ve 18° için özgül kayma hızlarının sınırın dışında olduğu görülmektedir. Bu sebeple imalatçılar tarafından standart olarak kullanılan 20° tercih edilmiştir.

Çizelge 3.49 İkinci kademe kavrama açısı sonuçları

a_n	14°	16°	18°	20°	22°
x_1	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
x_2	0,2409	0,2315	0,2249	0,2201	0,2165
$\zeta_{1min.}$	-2,18	-1,49	-1,10	-0,86	-0,69
$\zeta_{1maks.}$	0,60	0,55	0,50	0,45	0,41
$Z_{2min.}$	-1,54	-1,22	-1,00	-0,83	-0,70
$Z_{2maks.}$	0,68	0,59	0,52	0,46	0,41
ϵ_y	2,803	2,709	2,624	2,549	2,483
S_{F1}	1,307	1,322	1,333	1,343	1,353
S_{F2}	1,226	1,253	1,276	1,298	1,319
S_H	1,093	1,110	1,124	1,134	1,143



Şekil 3.65 İkinci kademe $a_n=20^\circ$

3.9.3 Üçüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

3. kademe dişli çiftinin optimizasyon çalışması için giriş koşulları ve kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

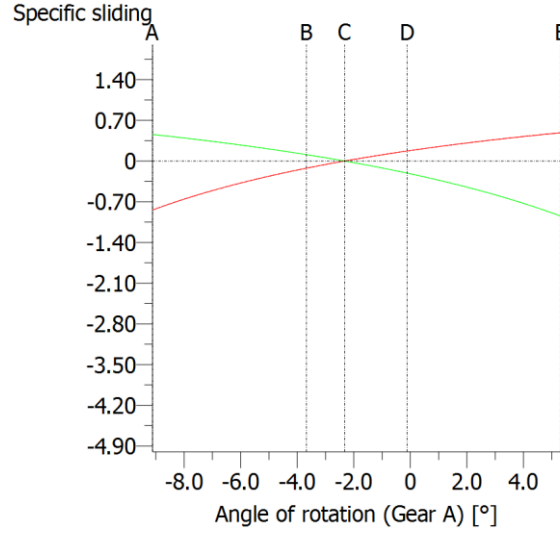
Çizelge 3.50 Üçüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	1,1
Başınc Açısı [a_n]	14 ⁰ -22 ⁰
Helis Açısı [β]	17 ⁰
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	8
Dişli Genişliği [b]	20 mm
Modül [m]	2 mm

Çizelge 3.51'deki sonuçlar incelendiğinde 14°, 16° ve 18° için özgül kayma hızlarının sınırın dışında olduğu görülmektedir. Bu sebeple imalatçılar tarafından standart olarak kullanılan 20° tercih edilmiştir.

Çizelge 3.51 Üçüncü kademe kavrama açısı sonuçları

a_n	14°	16°	18°	20°	22°
x_1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
x_2	-0,0413	-0,0415	-0,0416	-0,0417	-0,0418
$\zeta_{1min.}$	-2,30	-1,50	-1,09	-0,84	-0,67
$\zeta_{1maks.}$	0,71	0,62	0,55	0,48	0,43
$z_{2min.}$	-2,50	-1,67	-1,22	-0,94	-0,76
$z_{2maks.}$	0,69	0,60	0,52	0,45	0,40
ϵ_y	2,890	2,751	2,633	2,534	2,450
S_{F1}	1,288	1,306	1,317	1,324	1,331
S_{F2}	1,235	1,265	1,286	1,303	1,317
S_H	1,079	1,1	1,116	1,128	1,137



Şekil 3.66 Üçüncü kademe $a_n=20^\circ$

3.9.4 Dördüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

4 kademe dişli çifti için yapılan dişli genişliği, dişli kalitesi, modül, eksenler arası mesafe, dişli sayıları, helis açısı, profil kaydırma katsayısı, basınç açısı optimizasyonu sonuçları aşağıdaki gibidir:

Çizelge 3.52 Dördüncü kademe dişli çifti için giriş koşulları ve parametreler

Güç [P]	50 kW
Tork [T]	238 Nm
Çevrim Oranı [i]	0,7
Basınç Açısı [a_n]	$14^\circ - 22^\circ$
Helis Açısı [β]	15°
Eksenler Arası Mesafe Aralığı [a]	89 mm
Dişli Kalitesi	8
Dişli Genişliği [b]	20 mm
Modül [m]	1,75 mm

Çizelge 3.53'deki sonuçlar incelendiğinde 14° ve 16° için özgül kayma hızlarının sınırın dışında olduğu görülmektedir. Bu sebeple imalatçılar tarafından standart olarak kullanılan 20° tercih edilmiştir.

Çizelge 3.53 Dördüncü kademe kavrama açısı sonuçları

a_n	14°	16°	18°	20°	22°
x_1	0	0	0	0	0
x_2	0,1310	0,1304	0,1300	0,1297	0,1295
$\zeta_{1min.}$	-1,78	-1,28	-0,98	-0,78	-0,64
$\zeta_{1maks.}$	0,67	0,57	0,49	0,43	0,38
$Z_{2min.}$	-2,08	-1,37	-0,99	-0,76	-0,61
$Z_{2maks.}$	0,64	0,56	0,49	0,43	0,39
ϵ_y	2,939	2,797	2,677	2,574	2,487
S_{F1}	1,215	1,254	1,287	1,315	1,338
S_{F2}	1,272	1,300	1,322	1,340	1,354
S_H	1,153	1,179	1,201	1,218	1,232

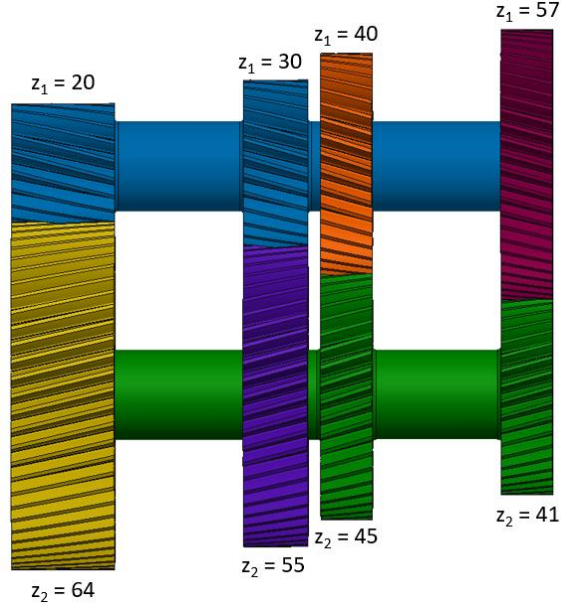
3.9.5 Geometrik Parametrelerin Optimizasyonu Sonucu

4 kademe dişli çifti için yapılan dişli genişliği, dişli kalitesi, modül, eksenler arası mesafe, dişli sayıları, helis açısı, profil kaydırma katsayısı, basınç açısı optimizasyonu sonuçları aşağıdaki gibidir:

1. Kademe		2. Kademe		3. Kademe		4. Kademe	
b_1	40 mm	b_2	25 mm	b_3	20 mm	b_4	20 mm
Kalite	6	Kalite	7	Kalite	8	Kalite	8
m_n	2 mm	m_n	2 mm	m_n	2 mm	m_n	1,75
β_1	13°	β_2	15°	β_3	17°	β_3	15°
a_n	20°	a_n	20°	a_n	20°	a_n	20°
z_1	20	z_1	30	z_1	40	z_1	57
x_1	0,6	x_1	0,3	x_1	0,1	x_1	0

z_2	64	z_2	55	z_2	45	z_2	41
x_2	0,9419	x_2	0,2201	x_2	-0,0416	x_2	0,1297

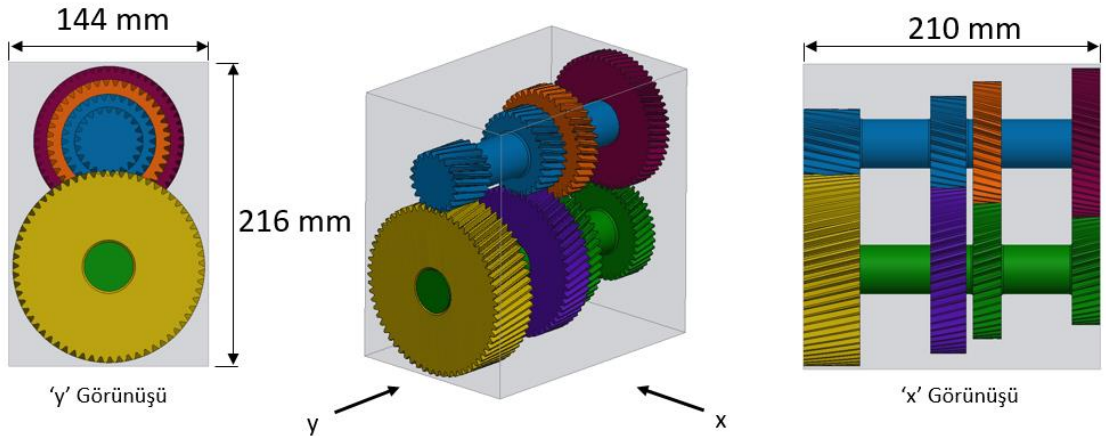
Şekil 3.67 Dört kademe hız dişlileri grubu



Şekil 3.68 Dört kademe hız dişlileri grubu katı modeli

3.10 Hız Dişlileri Grubu Hacim Kontrolü

Optimizasyonu yapılan 4 kademe dişli çifti başlangıçta verilen hacim içerisine yerleştirilmiştir. Şekil 3.69’da görüldüğü gibi sistemin hacim içerisine yerleştirilmesinde bir problem gözükmemektedir. “x” görünüşünde görüldüğü gibi 4 kademe dişli çifti ve 2 adet senkromecin yerleştirilebileceği 210 mm’lik mesafenin içinde kalınmıştır. “y” görünüşüne bakıldığında her bir dişlinin diş üstü çapının 144 mm’lik mesafe içerisine yerleştirilirken 216 mm’ lik ölçününde sınırları içerisinde kalabildiği görülmektedir. Şekil 3.69’dan görüldüğü gibi optimizasyonu yapılan sistem hacim kısıtını sağlamaktadır.



Şekil 3.69 Dört kademe hız dişlileri grubu hacim kontrolü

3.11 KISSsoft Sonuçlarının Matematiksel Model ile Karşılaştırılması

KISSsoft ile yapılan optimizasyon çalışması sırasında dişli çiftlerinin mukavemet hesaplarında ISO 6336 standardına göre hesaplanan eğilme gerilmesi için emniyet katsayıları ile yüzey basıncı için emniyet katsayıları temel olarak göz önünde bulundurulmuştur. Bu bölümde KISSsoft ile elde edilen sonuçlar matematiksel ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Çizelge 3.54 ISO 6336 Standardına Göre Parametreler

Parametreler	1.Kademe Pinyon	2.Kademe Pinyon	3.Kademe Pinyon	4.Kademe Pinyon
Diş Form Faktörü Y_F	2,13	2,26	2,35	2,33
Gerilim Düz. Fak. Y_S	1,84	1,76	1,71	1,73
Profil Kav. Oranı ϵ_α	1,294	1,521	1,605	1,635
Helis Kav. Oranı ϵ_β	1,432	1,030	0,931	0,942
İşletme Faktörü K_A	1,25	1,25	1,25	1,25
Dinamik Faktör K_V	1,02	1,04	1,08	1,13
Genişlik Tem. Fak. K_β	1,09	1,11	1,13	1,13
Yük Düz. Fak. f_w	1,3	1,15	1,15	1,45
Alın Yük Dağ. Fak. $K_{F\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,2
Ömür Faktörü Y_N	1	1	1	1
Gör. Destek Say. Y_δ	1	1	1	1
Gör. Yüzey Fak. Y_R	1	1	1	1
Büyüklük Fak. Y_X	1	1	1	1
Düzeltilme Fak. Y_{ST}	2	2	2	2
$\sigma_{FLim} [N/mm^2]$	400	400	400	400
Bölge Faktörü Z_H	2,20	2,33	2,38	2,40
Elastiklik Fak. Z_E	189,8	189,8	189,8	189,8
Alın Yük Dağ. Fak. $K_{H\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,2
$\sigma_{Hlim} [N/mm^2]$	1500	1500	1500	1500

Çizelge 3.54 ISO 6336 Standardına Göre Parametreler(Devamı)

Parametreler	1.Kademe Pinyon	2.Kademe Pinyon	3.Kademe Pinyon	4.Kademe Pinyon
Ömür Fak. Z_N	1	1	1	1
Yağlama Fak. Z_L	1	1	1	1
Hız Faktörü Z_V	1	1	1	1
Pürüz Faktörü Z_R	1	1	1	1
Malzeme Çifti Fak. Z_W	1	1	1	1
Büyüklik Fak. Z_X	1	1	1	1

➤ Diş Dibi Gerilmesi:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{bm_n} Y_F Y_S Y_\varepsilon Y_\beta K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (3.3)$$

➤ İzin Verilebilir Eğilme Gerilmesi:

$$\sigma_{FP} = \sigma_{F\lim} Y_{ST} Y_N Y_\delta Y_R Y_X \quad (3.4)$$

➤ Eğilme Gerilmesi İçin Emniyet Katsayısı:

$$S_F = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_F} \quad (3.5)$$

➤ Yüzey Basıncı:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{b.d.u}} Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (3.6)$$

➤ İzin Verilebilir Yüzey Basıncı:

$$\sigma_{Hp} = \sigma_{H\lim} Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (3.7)$$

➤ Yüzey Basıncı İçin Emniyet Katsayısı:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hp}}{\sigma_H} \quad (3.8)$$

KISSsoft'dan elde edilen gerilme değerleri ve emniyet katsayıları ile matematiksel modelden elde edilen değerler Çizelge 3.55' deki gibidir.

Çizelge 3.55 Sonuçların karşılaştırılması

	Kısssoft σ_F [N/mm ²]	Hesap. σ_F [N/mm ²]	Kısssoft S_F [N/mm ²]	Hesap. S_F [N/mm ²]	Kısssoft σ_H [N/mm ²]	Hesap. σ_H [N/mm ²]	Kısssoft S_H [N/mm ²]	Hesap. S_H [N/mm ²]
1. Pinyon	530,33	546,97	1,45	1,46	1363,60	1345,09	1,10	1,12
2. Pinyon	569,46	607,52	1,34	1,32	1286,05	1264,66	1,13	1,19
3. Pinyon	576,47	625,93	1,32	1,28	1292,8	1239,2	1,13	1,21
4. Pinyon	570,03	561,37	1,34	1,43	1197,23	1226,15	1,22	1,22

1. kademe pinyon için sonuçlar incelendiğinde matematiksel modele göre hesaplanan dış dibi gerilmesi (546,97 N/mm²) Kısssoft tarafından hesaplanan değerden(530,33 N/mm²) %3,14 daha büyüktür. Matematiksel modele göre hesaplanan eğilme gerilmesi için emniyet katsayısı(1,46) ise Kısssoft tarafından hesaplanan değerden(1,45) %0,7 daha büyüktür. Yüzey basınçları incelendiğinde ise matematiksel model sonucu (1345,09 N/mm²) Kısssoft sonucundan (1363,60 N/mm²) %1,4 daha küçüktür. Yüzey basıncı için emniyet katsayısında da matematiksel model sonucunun(1,12) %1,8 daha büyük olduğu görülmektedir.

2. kademe pinyon için sonuçlar incelendiğinde matematiksel model sonuçlarının dış dibi eğilme gerilmesi için %6,7 daha büyük, yüzey basıncı için ise %1,7 daha küçük olduğu görülmektedir. Emniyet katsayıları incelendiğinde ise matematiksel model sonuçlarının eğilme gerilmesi için %1,5 daha küçük, yüzey basıncı için %5,3 daha büyük olduğu görülmektedir.

3. kademe pinyon için sonuçlar incelendiğinde matematiksel model sonuçlarının dış dibi eğilme gerilmesi için %8,5 daha büyük, yüzey basıncı için ise %4,1 daha küçük olduğu görülmektedir. Emniyet katsayıları incelendiğinde ise matematiksel model sonuçlarının eğilme gerilmesi için %3 daha küçük, yüzey basıncı için %7 daha büyük olduğu görülmektedir.

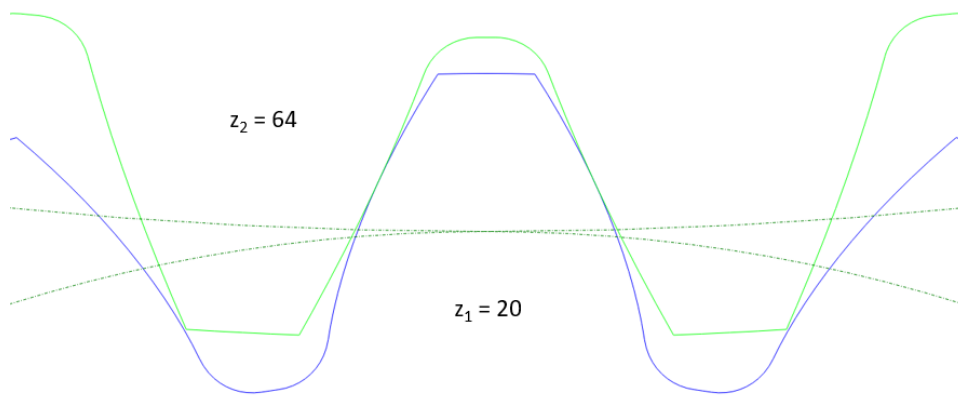
4. kademe pinyon için sonuçlar incelendiğinde matematiksel model sonuçlarının dış dibi eğilme gerilmesi için %1,5 daha küçük, yüzey basıncı için ise %2,4 daha büyük olduğu görülmektedir. Emniyet katsayıları incelendiğinde ise matematiksel model

sonuçlarının eğilme gerilmesi için %6,7 daha büyük, yüzey basıncı için aynı sonucu verdiği görülmektedir.

Sonuçlar incelendiğinde kışsoft sonuçları ile matematiksel model sonuçları arasında bazı farklılıklar olduğu görülmektedir. Kışsoft hesaplamalar sırasında toleransları ve dişlilerde oluşan deformasyonları göz önünde bulundurmaktadır. Ayrıca bazı düzeltme katsayıları da kendi tecrübesine göre karar vermektedir. Bu sebeplerden dolayı sonuçlar arasında farklılıklar oluşmaktadır. Ancak her iki yöntem sonuçlarının da hedeflenen değerler içerisinde kaldığı görülmektedir.

3.12 Dişli Boşluğu Optimizasyonu

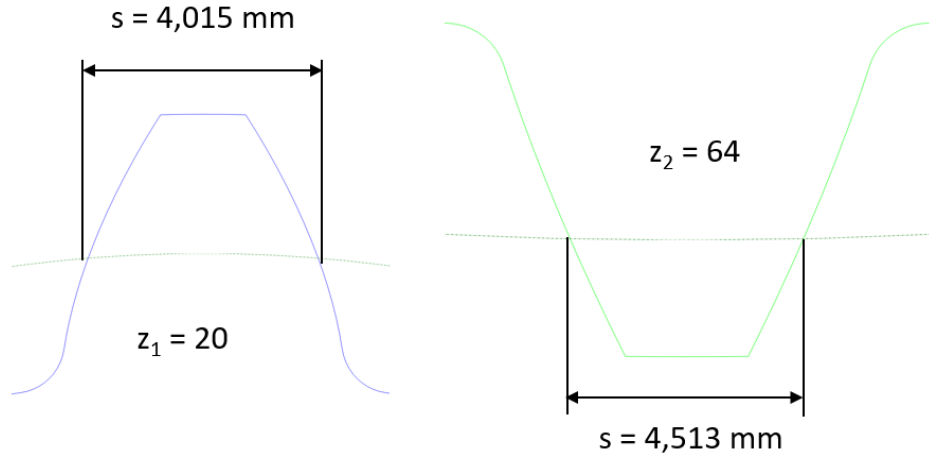
Optimizasyonu yapılarak modülü, eksenler arası mesafesi, dişli sayıları, helis açıları, profil kaydırma katsayıları, basınç açısı belirlenen dişli çiftlerinin mevcut durumda boşluksuz olarak Şekil 3.70'deki gibi çalışmaktadır. Ancak gerçek durumda montaj hataları, dişli kalite hataları veya ısı genleşme gibi sebeplerden dolayı Şekil 3.70'deki gibi montajlanarak çalışması mümkün değildir. Bu sebepten dolayı tasarımı yapılan dişli çiftlerinin dişli kalınlığı toleransları ile belirli bir boşlukla montajlanması ve çalışması sağlanır. İki dişli çifti arasındaki boşluğu dişli kalınlık toleransı dışında eksenler arası mesafenin de toleransı etkilemektedir. Bu iki değer optimize edilerek tasarımda uygun dişli boşluğu elde edilir.



Şekil 3.70 Birinci kademe boşluksuz tasarım

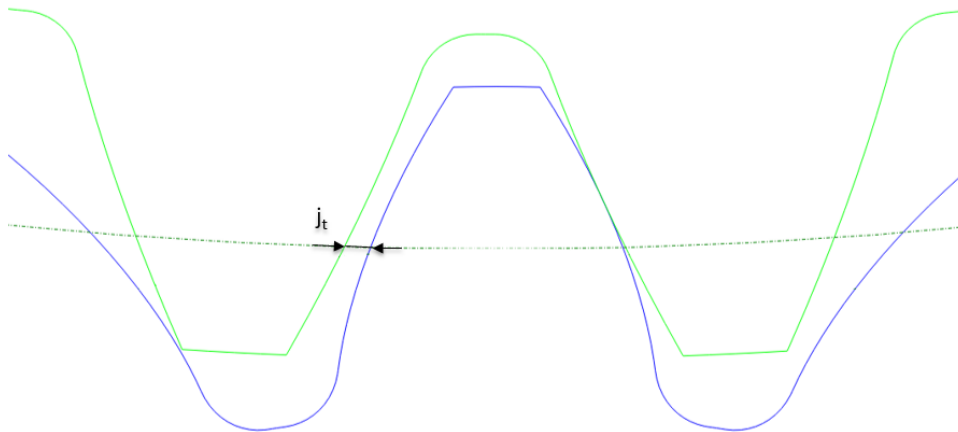
3.12.1 Birinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

1.kademe dişli çiftinin belirlenen geometrik parametreleri sonrası dişli kalınlıkları Şekil 3.71’de gösterildiği gibi 20 dişlisi için 4,015 mm, 64 dişlisi için 4,513 mm’ dir.



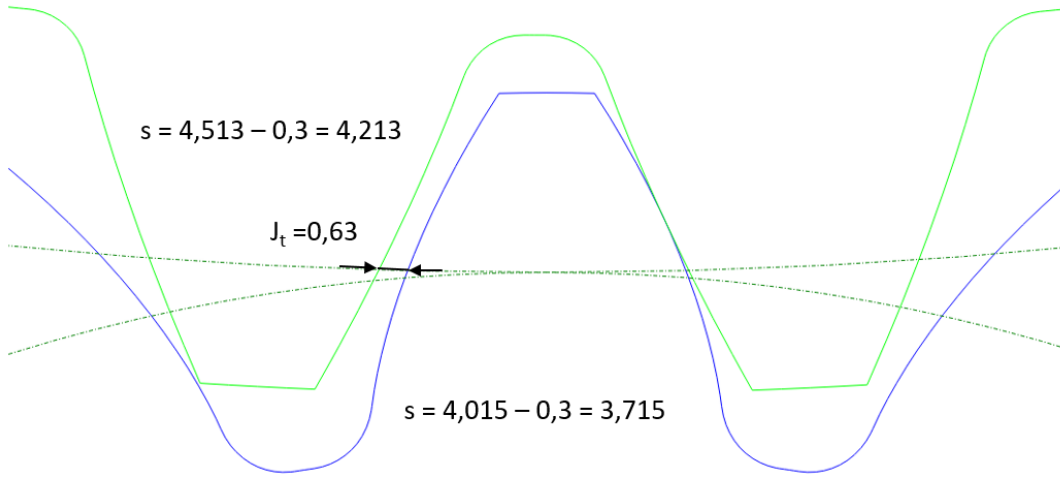
Şekil 3.71 Dişli kalınlıkları ($z_1=20$, $z_2=64$)

İmalatçılar tarafından kullanılan farklı dişli boşluğu ölçüm yöntemleri vardır. Bu çalışmada dönme yönü dişli boşluğu j_t göz önünde bulundurulmuştur. Dönme yönü dişli boşluğunda dişlilerin çalışan yanakları temas halindeyken diğer yanaklar arasındaki boşluk taksimat dairesi üzerinden hesaplanan yay boyudur.

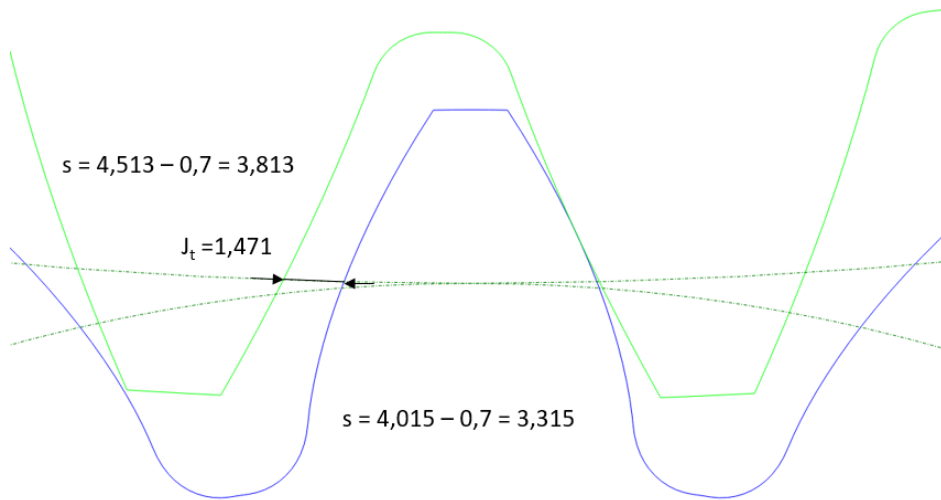


Şekil 3.72 Dönme yönü dişli boşluğu j_t

Optimizasyonu yapılan 1. kademe dişli çiftinin boşluksuz tasarımı Şekil 3.70'deki gibiydi. Dişli kalınlıklarına -0,3 mm tolerans eklenmesi durumunda yanak boşluğu Şekil 3.73' daki gibi 0,63 mm olmaktadır. Dişli kalınlıklarına -0,7 mm tolerans eklenmesi durumunda ise Şekil 3.74'da görüldüğü gibi dişli boşluğu 1,471 mm olmaktadır. Dişli kalınlıklarına negatif tolerans eklenerek sistemin rahat çalışabilmesi için gerekli dişli boşluğu oluşturulabilmektedir.



Şekil 3.73 Dişli kalınlığı toleransı “-0,3” ($j_t=0,63$)



Şekil 3.74 Dişli kalınlığı toleransı “-0,7” ($j_t=1,471$)

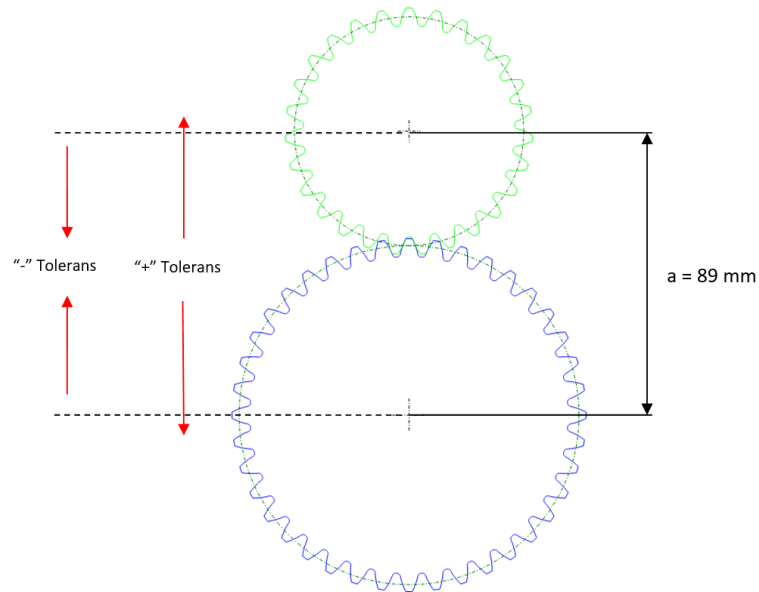
Bu sistem için minimum 0,1 mm ve maksimum 0,3 mm dişli boşluğu yeterli görülmektedir. Bu dişli boşluklarını sağlayabilecek tolerans aralığı belirlenmeye çalışılacaktır. Uygun tolerans aralığını belirleyebilmek için Çizelge 3.56'daki toleranslar denenmiş ve sonucunda oluşan dişli boşlukları belirlenmiştir. Çizelge 3.56

incelendiğinde istenen dişli boşluğu değerlerine en yakın sonucu veren toleranslar “-0,05” ile “-0,14” dür. Bu tolerans aralığında dişli boşluğu 0,106 ile 0,297 mm arasında kalmaktadır.

Çizelge 3.56 Birinci kademe için dişli boşlukları

Tolerans	Dişli Boşluğu
-0,03	0,064
-0,05	0,106
-0,08	0,170
-0,13	0,275
-0,14	0,297
-0,15	0,318

Dişli kalınlığı toleransı dışında eksenler arası mesafe toleransının da yanak boşluğu üzerinde etkisi vardır. Dişli çiftlerinin birbirine yaklaşması sonucu dişli boşluğu azalırken birbirinden uzaklaşması sonucunda dişli boşluğu artmaktadır. Dişlilerin montajının yapıldığı mil, rulman ve döküm gövdelerdeki bir takım ölçüsel sapmalardan dolayı dişli çiftleri tasarım sırasında belirlenen eksenler arası mesafede çalışamazlar. Bu sebeple dişli çiftlerinin dişli boşluğu hesaplanırken eksenler arası mesafenin toleransı da göz önünde bulundurulmalıdır. Eksenler arası mesafenin pozitif yönde sapması sonucu dişli boşluğu artar, negatif yönde sapması sonucu ise dişli boşluğu azalır.



Şekil 3.75 Eksenler arası mesafe toleransları

Eksenler arası mesafe toleransları da göz önünde bulundurularak yapılan dişli boşluğu hesabının sonuçları Çizelge 3.57’deki gibidir. Eksenler arası mesafe toleransları için ISO 286 standardı göz önünde bulundurulmuştur. Ayrıca dişli kalınlığı toleransı da minimum “-0,05” ve maksimum “-0,14” olarak kabul edilmiştir.

Çizelge 3.57 Eksenler arası mesafe toleransı ve dişli boşluğu

Standart	“+” Tolerans	“-” Tolerans	Minimum Dişli Boşluğu	Maksimum Dişli Boşluğu
-	0	0	0,106	0,297
ISO 286 J6	+0,011	-0,011	0,096	0,307
ISO 286 J7	+0,0175	-0,0175	0,090	0,313
ISO 286 J8	+0,027	-0,027	0,081	0,322
ISO 286 J9	+0,0435	-0,0435	0,066	0,337
ISO 286 J10	+0,07	-0,07	0,041	0,362

Eksenler arası mesafe toleransları incelendiğinde sıkı tolerans olan J6’ dan daha geniş bir tolerans olan J10’ a kadar maksimum dişli boşluğu artarken, minimum dişli boşluğunun ise azaldığı görülmektedir. Sistem için 0,1 ile 0,3 mm arası dişli boşluğunun yeterli olduğu belirtilmişti. J6 ve J7 toleransları istenen dişli boşluğu değerlerine yakın sonuçlar vermesine karşın üretim açısından sıkı toleranslardır. J9 ve J10 toleransları üretim açısından daha uygundur ancak dişli boşlukları hedeflenen değerlerin uzağında kalmaktadır. Bu durumda hem üretilebilirlik hem de uygun dişli boşluğu açısından J8 toleransı uygun gözükmemektedir. J8 toleransında elde edilen sonuçlar 0,1 ve 0,3 mm değerlerinin dışındadır. Bu sebeple J8 eksenler arası mesafe toleransları göz önünde bulundurularak tekrar dişli kalınlığı toleransları optimize edilmiştir.

Eksenler arası mesafe toleransı J8(+0,027 / -0,027) göz önünde bulundurularak Çizelge 3.58’deki dişli kalınlığı toleransları denenmiştir. Dişli boşluğu değeri”0,102” ile “0,300” arasında olan “-0,06” ve “-0,13” toleransları sistem açısından uygun gözükmemektedir.

Çizelge 3.58 Dişli kalınlığı toleransı ve dişli boşluğu (birinci kademe)

Tolerans	Dişli Boşluğu
-0,05	0,081
-0,06	0,102
-0,07	0,123

Çizelge 3.58 Dişli kalınlığı toleransı ve dişli boşluğu (birinci kademe-Devamı)

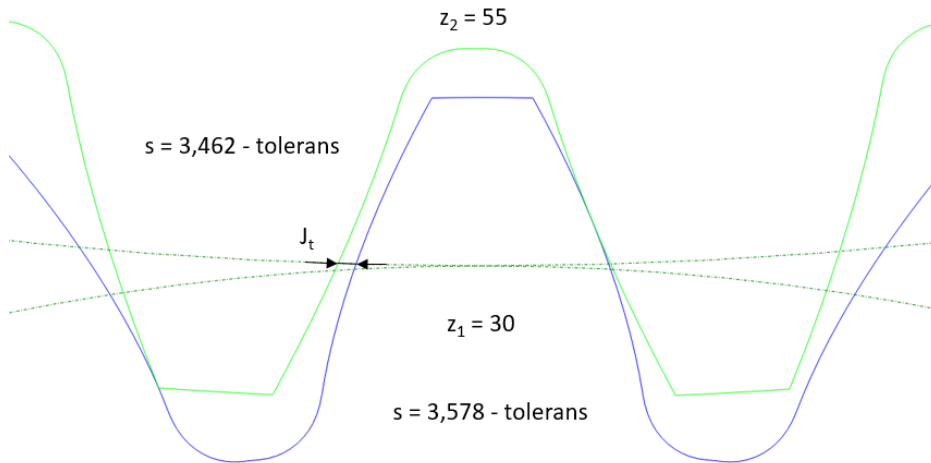
Tolerans	Dişli Boşluğu
-0,12	0,279
-0,13	0,300
-0,14	0,322

3.12.2 İkinci Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

2. kademe dişli çiftinin optimizasyonu sonucu dişli kalınlıkları şekil 3.76’da görüldüğü gibi giriş dişlisi için 3,578 mm, çıkış dişlisi için ise 3,462 mm’ dir. Eksenler arası mesafe toleransı “+0,027 / -0,027” kabul edilerek yapılan hesaplama sonucunda oluşan dişli boşlukları Çizelge 3.59’daki gibidir. Hedeflenen değerlere “-0,06” ile “-0,13” tolerans aralığında ulaşıldığı görülmektedir.

Çizelge 3.59 Dişli kalınlığı toleransı ve dişli boşluğu (ikinci kademe)

Tolerans	Dişli Boşluğu
-0,05	0,081
-0,06	0,102
-0,07	0,123
-0,12	0,279
-0,13	0,300
-0,14	0,322



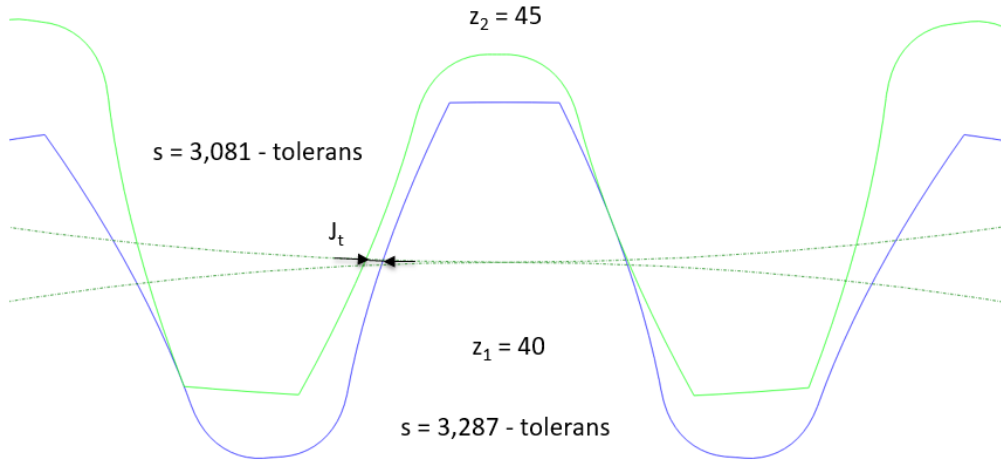
Şekil 3.76 Dişli kalınlıkları (ikinci kademe)

3.12.3 Üçüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

3. kademe dişli çiftinin optimizasyonu sonucu dişli kalınlıkları şekil 3.77’de görüldüğü gibi giriş dişlisi için 3,287 mm, çıkış dişlisi için ise 3,081 mm’ dir. Eksenler arası mesafe toleransı “+0,027 / -0,027” kabul edilerek yapılan hesaplama sonucunda oluşan dişli boşlukları Çizelge 3.60’daki gibidir. Hedeflenen değerlere “-0,06” ile “-0,13” tolerans aralığında ulaşıldığı görülmektedir.

Çizelge 3.60 Dişli kalınlığı toleransı ve dişli boşluğu (üçüncü kademe)

Tolerans	Dişli Boşluğu
-0,05	0,084
-0,06	0,105
-0,07	0,126
-0,12	0,272
-0,13	0,293
-0,14	0,314



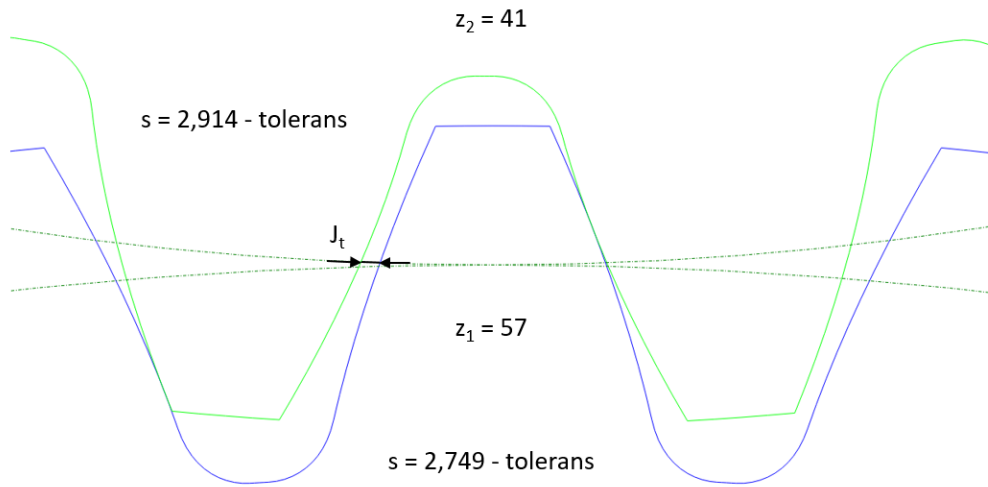
Şekil 3.77 Dişli kalınlıkları (üçüncü kademe)

3.12.4 Dördüncü Kademe İçin Optimizasyon Çalışması

4. kademe dişli çiftinin optimizasyonu sonucu dişli kalınlıkları şekil 3.78’de görüldüğü gibi giriş dişlisi için 2,749 mm, çıkış dişlisi için ise 2,914 mm’ dir. Eksenler arası mesafe toleransı “+0,027 / -0,027” kabul edilerek yapılan hesaplama sonucunda oluşan dişli boşlukları Çizelge 3.61’deki gibidir. Hedeflenen değerlere “-0,06” ile “-0,13” tolerans aralığında ulaşıldığı görülmektedir.

Çizelge 3.61 Dişli kalınlığı toleransı ve dişli boşluğu (dördüncü kademe)

Tolerans	Dişli Boşluğu
-0,05	0,084
-0,06	0,105
-0,07	0,126
-0,12	0,272
-0,13	0,293
-0,14	0,314



Şekil 3.78 Dişli kalınlıkları (dördüncü kademe)

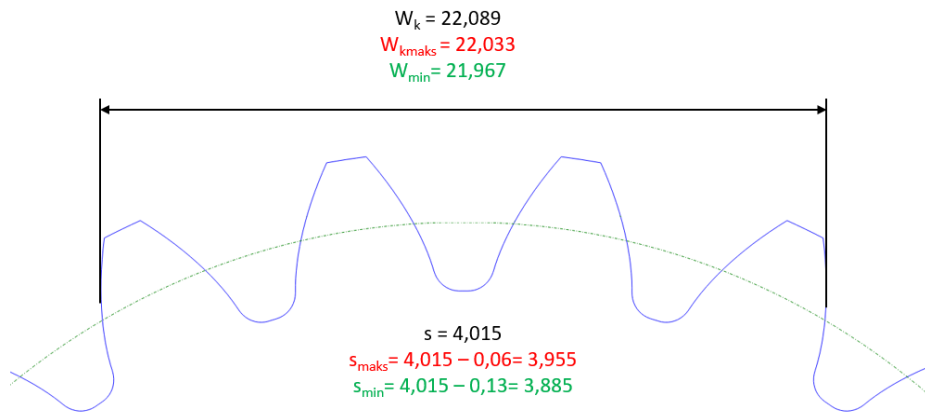
3.13 Dişli Kontrolü İçin Gerekli Değerler

Dişli çarkların hem tasarımı hem de üretimi sırasında birçok parametre kullanılmaktadır. Üretim sonrası bu parametrelerin doğruluğunun kontrolü tasarım açısından önemlidir. Bütün dişli parametrelerinin tek tek ölçülerek doğrulanması zordur bu sebeple özel ölçüm yöntemleri geliştirilmiştir. Dişli üretiminde temel olarak

iki ölçüm yöntemi kullanılmaktadır. Bunlardan ilki belirlenen dişli sayısı kadar dişlinin arasındaki mesafenin ölçülmesidir. Diğeri ise dişliler arasında yerleştirilen çapları belli pimlerin arasındaki mesafenin ölçülmesidir. Optimizasyonu yapılan 4 kademe dişli çifti için her iki ölçüm yöntemine göre değerler belirlenmiştir.

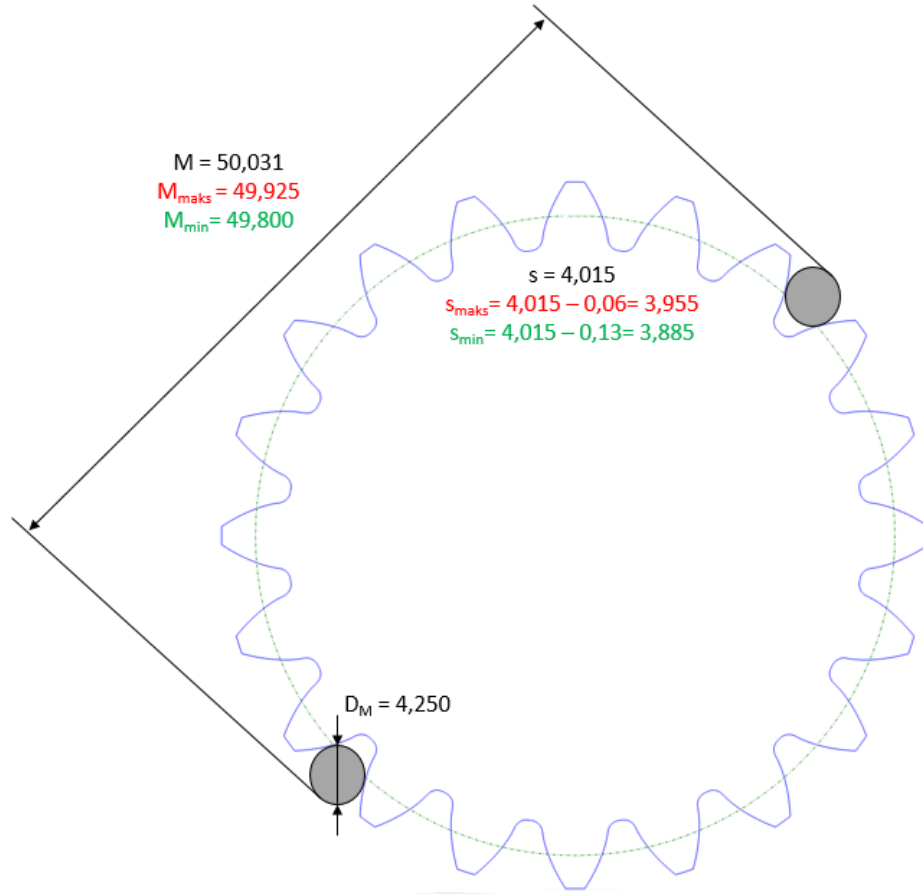
Dişliler için kaç tane dişten ölçüm yapılacağı veya kullanılacak pimin çap değerleri için KISSsoft en uygun olanına karar vermektedir. 20 Dişliden oluşan giriş dişlisinin ölçümü 4 dişten, 64 dişten oluşan çıkış dişlisinin ise ölçümü 10 dişten yapılmıştır. Yapılan optimizasyon çalışması sonrası dişli kalınlıkları belirlenmiştir. Daha sonra ise belirlenen dişli kalınlıklarına negatif yönde tolerans eklenerek istenen dişli boşluğu elde edilmiştir. Kontrol değerleri belirlenirken dişli kalınlığı ve tolerans değerleri göz önünde bulundurulacaktır.

Şekil 3.79'da 1.kademe giriş dişlisi için sonuçlar görülmektedir. İlk tasarım parametrelerine göre bu dişlinin bir dişinin kalınlığı 4,015 mm olarak hesaplanmıştı. Daha sonra ise gerekli dişli boşluğunun sistemde sağlanabilmesi için minimum "-0,06" ve maksimum "-0,13" mm tolerans eklenmişti. Şekil 3.79'da görüldüğü gibi 4,015 mm dişli kalınlığı için 4 adet dişten ölçülmesi gereken ölçü 22,089 mm olmaktadır. Toleranslar düşünüldüğünde ise minimum tolerans(-0,06) için 3,955 mm dişli kalınlığına karşılık gelen 4 diş mesafesi 22,033 mm olmaktadır. Maksimum tolerans(-0,13) için 3,885 mm dişli kalınlığına karşılık gelen 4 diş mesafesi 21,967 mm olmaktadır. Bu durumda kontrol ölçü değeri W_k için minimum tolerans -0,056 ($22,089 - 22,033 = -0,056$), maksimum tolerans ise -0,122 ($22,089 - 21,967 = -0,122$) olmaktadır.



Şekil 3.79 Ölçülecek Diş Sayısı(k) ve Kontrol Ölçü Değeri(W_k), $z_1=20$

Pim ölçü değeriyle ilgili olarak 1. kademe giriş dişlisi için sonuçlar Şekil 3.80’de görülmektedir. İlk tasarım parametrelerine göre bu dişlinin bir dişinin kalınlığı 4,015 mm olarak hesaplanmıştı. Daha sonra ise gerekli dişli boşluğunun sistemde sağlanabilmesi için minimum “-0,06” ve maksimum “-0,13” mm tolerans eklenmiştir. Şekil 3.80’den görüldüğü gibi çapı 4,250 mm olan iki adet pim arasındaki ölçülmesi gereken mesafe 50,031 mm olmaktadır. Toleranslar düşünüldüğünde ise maksimum dişli kalınlığı toleransı(-0,06) için iki pim arası ölçülmesi gereken mesafe 49,925 mm olmaktadır. Minimum dişli kalınlığı toleransı(-0,13) için iki pim arası ölçülmesi gereken mesafe 49,800 mm olmaktadır. Bu durumda kontrol ölçü değeri M için minimum tolerans -0,106 ($50,031 - 49,925 = 0,106$), maksimum tolerans ise -0,231 ($50,031 - 49,800 = -0,231$) olmaktadır.



Şekil 3.80 Pim Çapı(D_M) ve Kontrol Ölçü Değeri(M), $z_1=20$

Çizelge 3.62 Dişli kontrol ölçü değerleri (W_k)

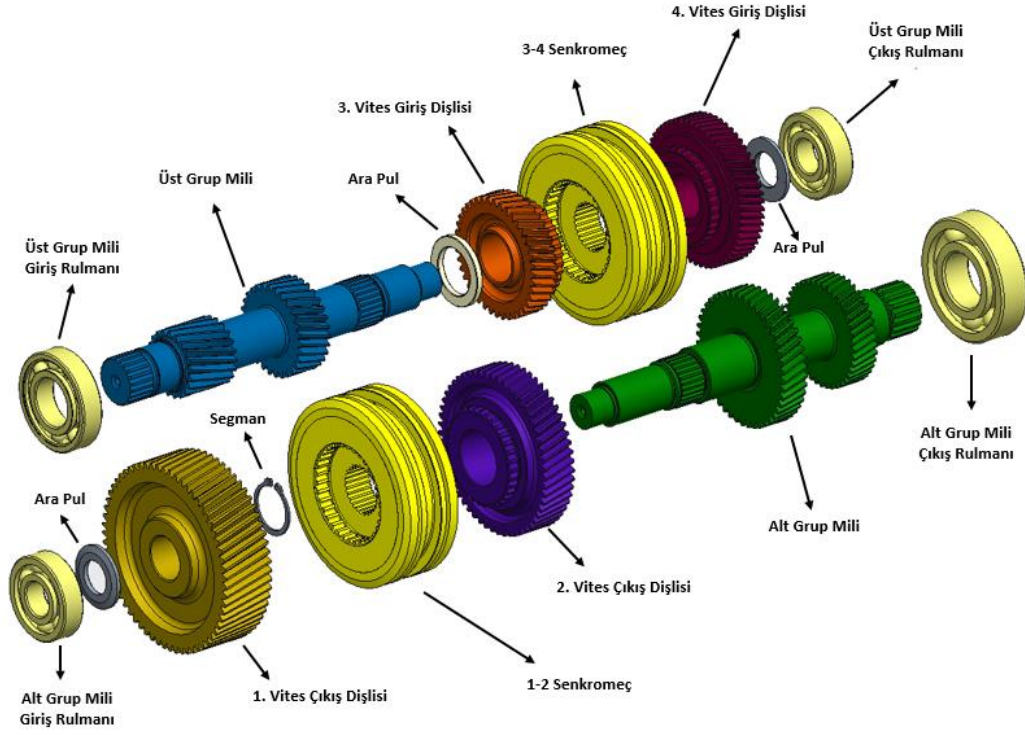
Dişli	s	$s_{maks.}$	$s_{min.}$	k	W_k	$W_{kmaks.}$	$W_{kmin.}$
z 20	4,015	3,955	3,885	4	22,089	22,033	21,967
z 64	4,513	4,453	4,383	10	59,310	59,253	59,188
z 30	3,578	3,518	3,448	5	27,907	27,851	27,785
z 55	3,462	3,402	3,332	8	46,284	46,227	46,162
z 40	3,287	3,227	3,157	6	33,883	33,827	33,761
z 45	3,081	3,021	2,951	6	33,848	33,792	33,726
z 57	2,749	2,689	2,619	7	35,123	35,066	35,001
z 41	2,914	2,854	2,784	6	29,679	29,623	29,557

Optimizasyonu yapılan 4 kademe hız dişlileri grubunun bütün dişlilerinin kontrol ölçü değerlerinin üst ve alt sınırı Çizelge 3.62 ve Çizelge 3.63'deki gibidir.

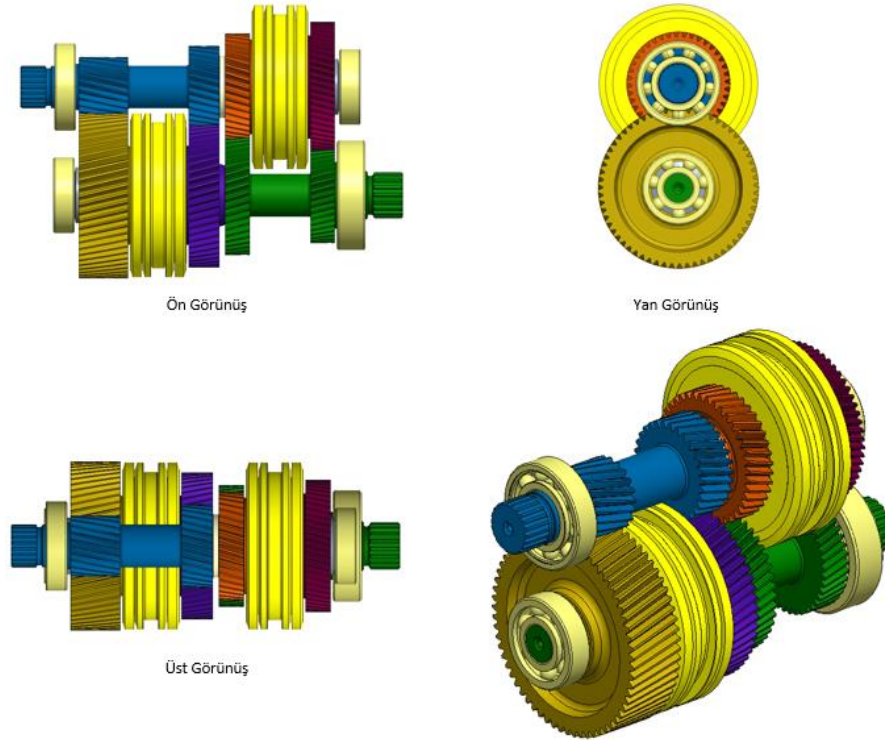
Çizelge 3.63 Dişli kontrol ölçü değerleri (M)

Dişli	s	$s_{maks.}$	$s_{min.}$	D_M	M	$M_{maks.}$	$M_{min.}$
z 20	4,015	3,955	3,885	4,250	50,031	49,925	49,800
z 64	4,513	4,453	4,383	3,750	140,514	140,381	140,226
z 30	3,578	3,518	3,448	3,750	68,936	68,807	68,655
z 55	3,462	3,402	3,332	3,500	119,658	119,512	119,340
z 40	3,287	3,227	3,157	3,500	89,023	88,877	88,706
z 45	3,081	3,021	2,951	3,500	98,924	98,772	98,594
z 57	2,749	2,689	2,619	3,000	107,403	107,249	107,068
z 41	2,914	2,854	2,784	3,000	78,790	78,644	78,472

3.14 Dört Kademeli Hız Dişlileri Grubu Konsept Tasarımı



Şekil 3.81 Dört kademeli hız dişlileri grubu konsept tasarımı



Şekil 3.82 Dört kademeli hız dişlileri grubu konsept tasarımı

BÖLÜM 4

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışma kapsamında bir 4 hızlı traktör şanzımanının hız dişlileri grubunun optimizasyonu ortaya konan tasarım akış şemasına göre verilen kısıtlar göz önünde bulundurularak Kıssoft programı ile yapılmıştır. Kıssoft programı ile optimizasyonu yapılan ve tüm geometrik parametreleri belirlenen dişli çiftlerinin mukavemet hesapları ISO 6336 standardında belirtilen matematiksel modele göre de yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Hacim kısıtı, eğilme gerilmesi için emniyet katsayısı ve yüzey basıncı için emniyet katsayısı göz önünde bulundurularak dişli çiftlerinin dişli genişlikleri, modül aralıkları ve dişli kaliteleri belirlenmiştir. Bu çalışma sırasında eğilme gerilmesi için emniyet katsayısının 1,3 ile 1,5 arasında olması hedeflenmiştir. Yüzey basıncı için emniyet katsayısının ise 1,1' den aşağı olmaması istenmiştir. Analizler sonucunda dişli genişliğinin artmasının yüzey basıncı için emniyet katsayısı üzerinde pozitif etkisinin olduğu görülmüştür. Ayrıca modül artışıyla birlikte dişli çiftlerinin ağırlıklarının da arttığı belirlenmiştir.

Diş üstü çapları ve emniyet katsayıları göz önünde bulundurularak sistemin eksenler arası mesafe değeri ve modül değerleri belirlenmiştir. Çalışma sırasında modül artışının eğilme gerilmesi için emniyet katsayıları üzerinde pozitif, yüzey basıncı için emniyet katsayıları üzerinde ise negatif bir etkisinin olduğu görülmüştür. Ayrıca eksenler arası mesafenin artmasının dişli yüzey basınçlarını düşürdüğü belirlenmiştir.

Dişli çiftlerinin özgül kayma hızları ve kavrama oranları göz önünde bulundurularak çevrim oranlarına uygun dişli sayıları belirlenmiştir. Bu çalışma sırasında özgül kayma hızlarının -1 ile +1 arasında olması hedeflenmiştir. Dişli sayılarının artmasının kavrama oranını arttırdığı görülmüştür.

Dişlilerde oluşan eksenel kuvvetler ve kavrama oranları göz önünde bulundurularak helis açıları belirlenmiştir. Bu çalışma sırasında ses seviyesi üzerinde etkisi olan kavrama oranlarının minimum 2,5 olması hedeflenmiştir. Helis açısının artması hem eksenel kuvveti hem de kavrama oranını arttırdığı görülmüştür.

Özgül kayma hızları, kavrama oranları ve emniyet katsayıları göz önünde bulundurularak dişlilerin profil kaydırma katsayıları ve kavrama açıları belirlenmiştir. Çalışma sırasında pozitif profil kaydırmanın dişlilerin eğilme gerilmesi için emniyet katsayıları üzerinde olumlu etkisinin olduğu görülmüştür.

Sistemdeki montaj hatlarının, dişli kalite hatalarının ve ısı genleşmelerin dişlilerin çalışmasını etkilememesi için tüm geometrik parametreleri belirlenen dişli çiftlerinin dişli kalınlıkları ve eksenler arası mesafe toleransları göz önünde bulundurularak dişli boşlukları belirlenmiştir. Bu çalışma sırasında dişli boşluklarının 0,1 mm ile 0,3 mm arasında olması hedeflenmiştir. Daha sonrasında ise toleranslara göre dişli kalite ölçüm değerleri belirlenmiştir.

Kisssoft sonuçları ile matematiksel model sonuçları karşılaştırıldığında diş dibi gerilmeleri için maksimum farkın %8,5 ; dişli yan yüzey basınçları için maksimum %4,1 ; eğilme gerilmesi için emniyet katsayılarında maksimum %6,7 ; yüzey basıncı için emniyet katsayılarında ise maksimum farkın %7 olduğu görülmüştür. Bu çalışma kapsamında hem kisssoft sonuçlarının hem de matematiksel model sonuçlarının hedeflenen değerler arasında olduğu görülmüştür. Optimizasyon çalışmaları için kisssoft programının güvenilir bir şekilde kullanılabileceği belirlenmiştir.

Çeşitli endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanılan dişli çarkların ortaya konan tasarım akış şemasına göre optimize edilerek güvenilir, hafif ve sessiz tasarımlar elde edilebileceği görülmüştür. Otomotiv gibi günümüzde yüksek rekabetin olduğu sektörlerde hem güvenilir hem de maliyet olarak uygun dişli sistemleri yapılan

optimizasyon çalışmaları ile elde edilebilir. Bu sebeple tasarım süreçlerinde teknolojiiden de yararlanılarak optimizasyon çalışmalarına önem verilmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] Hlwan, H.H.S., Htay, H.W. ve Myint, T., (2017). "Design and contact stress analysis of helical gear for light-weight car", Proceedings of 105th The IIER International Conference, Bangkok, Thailand, 5th – 6th June 2017.
- [2] Wenkatesh, B., Prabhakar S.V. ve Deva, P.S., (2014). "Investigate the combined effect of gear ratio, helix angle, facewidth and module on bending and compressive stress of steel alloy helical gear", 3rd International Conference on Materials Processing and Characterisation, 6: 1865-1870.
- [3] James, K. ve John K., (2012). "Effect of gear design variables on the dynamic stress of multistage gears", Innovative Systems Design and Engineering ISSN 2222-2871, No 2: 30-42.
- [4] Murali, M.V. ve Ajit, S.L., (2016). "Influence of module and pressure angle on contact stresses in spur gears", International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research No. 3 : 224-228.
- [5] Dyaneshwar, S. ve Mangrulkar, K.S., (2016). "Effect of backlash on bending stresses in spur Gears", International Journal of Scientific Development and Research, Issue 7: 349-354.
- [6] Zvonko, S., Mileta R., Bozidar, R., Dragan, R. ve Zivoslav A., (2011). "The influence of gear parameters on the surface durability of gear flanks", Strojarstvo 53 (5): 383-387.
- [7] Nijazi I. ve Sadullah A., (2006). "The influence of sliding speed and specific sliding of the interval meshing gears", 10th International Research/Expert Conference / Trends in the Development of Machinery and Associated Technology, Barcelona, Spain, 11-15 September 2006.
- [8] Karadere, G. ve Yilmaz, I., (2018). "Investigation of the effects of profile shift in helical gear mechanisms with analytical and numerical methods", World Journal of Mechanics, 2018, 8, 200-209.
- [9] Mujammil, A. ve Mushtaq, A.C., (2015). "Optimization of addendum modification for bending strength of involute spur gear", International Engineering Research Journal Page No 1093-1097.

- [10] Vishal, S. ve Sunil, K.S., (2018). "Finite element analysis of contact and bending stresses in helical gear pair", International Journal of Engineering Development and Research, Issue 2: 185-191.
- [11] Mehmet Bozca, (2017). "Optimisation of effective design parameters for an automotive transmission gearbox to reduce tooth bending stress", Modern Mechanical Engineering, 2017, 7, 35-36.
- [12] Mehmet Bozca ve Ferhat Dikmen, (2012). "Optimisation of geometric parameters of ears under variable loading condition", Advanced Materials Research (2012) pp 1005-1010.
- [13] Mehmet Bozca ve Peter Fietkau, (2010) "Empirical model based optimization of gearbox geometric design parameters to reduce rattle noise in an automotive transmission". Mechanism and Machine Theory, pp.1599-1612.
- [14] Mehmet Bozca, (2010). "Torsional vibration model based optimization of gearbox geometric design parameters to reduce rattle noise in an automotive transmission". Mechanism and Machine Theory, 1583-1598.
- [15] Mehmet Bozca, (2017). "Transmission error model-based optimisation of the geometric design parameters of an automotive transmission gearbox to reduce gear-rattle noise". Applied Acoustics, pp. 247-259.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Emre CAN
Doğum Tarihi ve Yeri : 13.11.1990, Sakarya
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : canemrecan@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Konstrüksiyon	Yıldız Teknik Üniversitesi	2019
Lisans	Makine Mühendisliği	Sakarya Üniversitesi	2014
Lise	Fen Bilimleri	Sakarya Anadolu Lisesi	2009

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2015-Devam Ediyor	Başak Traktör	Ar-Ge Tasarım Mühendisi

YAYINLARI

Bildiri

1. Emre Can ve Mehmet Bozca, (2019). “Optimisation of Gear Geometrical Parameters Using Kisssoft”, XVI International Scientific Congress, Winter Session, Machines, Technologies, Materials, 13-16 March 2019, Borovets, Bulgaristan