

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

**DEĞİŞKEN YÜKLEME KOŞULLARI ALTINDA HELİSEL ALIN
DİŞLİ ÇARK MEKANİZMALARININ BİLGİSAYAR
YARDIMIYLA HESAPLANMASI**

MEHMET ÇAĞDAŞ MERT

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

**DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. MEHMET BOZCA**

İSTANBUL,2011

ÖNSÖZ

Bu çalışmamda bana bilgi, birikim ve deneyimleriyle yol göstererek katkıda bulunan değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Mehmet BOZCA' ya en içten dileklerle teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca bana bu zamana kadar öğrenim hayatım boyunca emeği geçen bütün hocalarıma ve bana hep destek olan aileme teşekkür ederim.

Temmuz, 2011

Mehmet Çağdaş MERT

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vii
ÖZET.....	viii
ABSTRACT.....	ix
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti.....	1
1.2 Tezin Amacı.....	3
1.3 Hipotez.....	3
BÖLÜM 2	
HELİSEL ALIN DIŞLI ÇARKLARIN MUKAVEMET HESABI.....	4
2.1 Dişli Kuvvetleri.....	6
2.2 Diş Dibi Mukavemeti(Diş Dibindeki Eğilme Gerilmesi)	7
2.3 Yan Yüzey Mukavemeti.....	7
2.4 Sayısal Örnek.....	8
2.5 Mukavemet Hesaplarında Kullanılan Katsayılar.....	9
2.5.1 İşletme faktörü K_A	9
2.5.2 Dinamik faktör K_V	10
2.5.3 Genişlik faktörü $K_{F\beta}$ ve $K_{H\beta}$	11
2.5.4 Alın yük dağılım faktörü $K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$	12
2.5.5 Diş form faktörü Y_F	13
2.5.6 Gerilim düzeltme faktörü Y_S	13
2.5.7 Kavrama faktörü Y_E	14
2.5.8 Helis faktörü Y_β	14
2.5.9 Ömür faktörü Y_N	15
2.5.10 Göreceli destek sayısı Y_δ	15
2.5.11 Göreceli yüzey faktörü Y_R	15
2.5.12 Büyüklük faktörü Y_X	15
2.5.13 Düzeltme faktörü Y_{st}	16
2.5.14 Bölge faktörü Z_H	16
2.5.15 Elastiklik faktörü Z_E	16

2.5.16 Kavrama faktörü Z_{ϵ}	18
2.5.17 Eğim faktörü Z_{β}	18
2.5.18 Ömür faktörü Z_N	18
2.5.19 Yağlama faktörü Z_L	19
2.5.20 Hız faktörü Z_V	19
2.5.21 Pürüz faktörü Z_R	20
2.5.22 Malzeme faktörü Z_W	20
2.5.23 Büyüklük faktörü Z_X	21
BÖLÜM 3	
HELİSEL ALIN DIŞLI ÇARKLARIN OPTİMİZASYONU.....	22
3.1 Optimizasyon İçin Genel Tanımlar.....	23
3.1.1 Amaç fonksiyonu.....	23
3.1.2 Tasarım değişkenleri.....	24
3.1.3 Kısıtlayıcı fonksiyon.....	24
3.2 Optimizasyon Çalışması.....	24
BÖLÜM 4	
SONLU ELEMANLAR METODU ile GERİLME ANALİZİ.....	31
4.1 Katı Model.....	31
4.2 Analiz Süreci.....	32
BÖLÜM 5	
SONUÇ ve ÖNERİLER.....	37
KAYNAKLAR.....	39
EK-A	
MATLAB KODLARI.....	41
A-1 Optimizasyon Komutları İçin Oluşturulan M Dosyası.....	41
A-2 Kısıtlayıcılar İçin Oluşturulan M Dosyası.....	41
A-3 Hedef Fonksiyon İçin Oluşturulan M Dosyası.....	44
ÖZGEÇMİŞ.....	47

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Helisel dişli çark.....	5
Şekil 2.2 Helisel dişlide alın ve normal kesit.....	5
Şekil 2.3 Gerilim düzeltme faktörü Y_S	14
Şekil 2.4 Ömür faktörü Y_N	15
Şekil 2.5 Bölge faktörü Z_H	16
Şekil 2.6 Ömür faktörü Z_N	19
Şekil 2.7 Yağlama faktörü Z_L	19
Şekil 2.8 Hız faktörü Z_V	20
Şekil 2.9 Pürüz faktörü Z_R	20
Şekil 3.1 Optimizasyon akış şeması	23
Şekil 3.2 Optimizasyon sonucu No 1	28
Şekil 3.2 Optimizasyon sonucu No 2	28
Şekil 3.2 Optimizasyon sonucu No 3	28
Şekil 3.2 Optimizasyon sonucu No 4	29
Şekil 3.2 Optimizasyon sonucu No 5	29
Şekil 3.2 Optimizasyon sonucu No 6	29
Şekil 3.2 Optimizasyon sonucu No 7	30
Şekil 3.2 Optimizasyon sonucu No 8	30
Şekil 4.1 Helisel dişli çark katı modeli.....	32
Şekil 4.2 Analiz süreci.....	33
Şekil 4.3 Helisel dişli çarkın ağ yapısı, sabitlenmesi ve kuvvet uygulanması	34
Şekil 4.4 Helisel dişli çarkın gerilme analizi	34
Şekil 4.5 Helisel dişli çarkın yer değiştirme analiz sonucu.....	35
Şekil 4.6 Helisel dişli çarkın gerilme analiz sonucu.....	35

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 K_A işletme faktörü.....	10
Çizelge 2.2 Dinamik faktör K_V hesabında $K_{V\alpha}$ ve $K_{V\beta}$ değerleri.....	11
Çizelge 2.3 K_β genişlik temel faktörü.....	11
Çizelge 2.4 Yük düzeltme faktörü f_w	11
Çizelge 2.5 Malzeme faktörü f_p	12
Çizelge 2.6 $K_{F\alpha}$ ve $K_{H\alpha}$ alın yük dağılım faktörleri.....	12
Çizelge 2.7 Diş form faktörü Y_F	13
Çizelge 2.8 Elastisite faktörü Z_E	17
Çizelge 2.9 Malzeme çifti faktörü Z_W	20
Çizelge 2.10 Büyüklük faktörü Z_X	21
Çizelge 3.1 Değişik başlangıç koşullarında optimizasyon sonuçları	25
Çizelge 4.1 Diş dibi gerilmeleri.....	36

**DEĞİŞKEN YÜKLEME KOŞULLARI ALTINDA HELİSEL ALIN
DİŞLİ ÇARK MEKANİZMALARININ BİLGİSAYAR
YARDIMIYLA HESAPLANMASI**

Mehmet Çağdaş MERT

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Mehmet BOZCA

Bu çalışmada, öncelikle düz ve helisel alın dişli çarkların mukavemet hesapları ISO 6336 standardına göre anlatılmıştır. Özellikle otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılan helisel alın dişli çarklar üzerinde durulmuştur.

Düz ve helisel alın dişli çarkların mukavemet hesaplamaları için MATLAB ile program geliştirilmiştir. Geliştirilen bu MATLAB programı ile helisel dişli çarkın modül, diş sayısı, helis açısı ve diş genişliği optimize edilmiştir. Optimizasyon esnasında farklı kavrama oranları için sonuçlar elde edilmiştir.

Elde edilen optimum çözümler içerisinde en iyi çözüm seçilerek, dişli çarkın (pinyon) katı modeli SOLIDWORKS programında oluşturulmuş ve COSMOSWORKS programı ile diş dibi gerilmesi (eğilme gerilmesi) ve yüzey basıncı gerilmesi hesaplanmıştır.

Son olarak analitik ve sonlu elemanlarda elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Dişli çarklar, Kavrama oranı, Optimizasyon

ABSTRACT

COMPUTER AIDED CALCULATIONS OF HELICAL GEARS UNDER VARIABLE LOADING CONDITIONS

Mehmet Çağdaş MERT

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Assist. Prof. Dr. Mehmet BOZCA

In this study, principally spur and helical gears's strenght calculation methods were told according to ISO 6336 standarts. Especially, focused on the helical gears which used widely in automotive industry.

An algorithm was built up with the MATLAB for spur and helical gears's strenght calculations. Helical gear's modüle, tooth number, helix angle and tooth width was optimized with this MATLAB algorithm. The results were obtained for different contact ratios during the optimization.

A solid model was created with SOLIDWORKS with selecting the best solution into the optimization results and the bending stress and the contact stress were calculated with COSMOSWORKS.

Finally, the results, obtained with analitical and finite element method, were presented comparatively.

Key words: Gears, Contact ratio, Optimization.

YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Çalışmada dişli çarkların tasarım parametreleri ve hesap yöntemleri üzerinde durulmuş olup. Sonunda yapılan hesapların bilgisayar destekli kontrolü yapılmış ve sonuçlar ortaya koyulmuştur[2].

Optimizasyonun amacı iletim hatalarını minimize etmek olduğu anlatılmış ve dişli çarkın dişleri üzerinde düzeltme optimizasyonu yapıp, sonuçlar deneysel olarak ortaya koyulmuştur[3].

MATLAB optimizasyon araç kutusu, geniş ölçüde kullanılan optimizasyon algoritmaları hakkında kullanıcıya bilgi sağlamaktadır[4].

Bir başka çalışmada, optimizasyonun genel olarak tanımı yapılmış olup daha sonra optimizasyon türlerinden bahsedilmiştir. Son olarak ise konu örneklerle açıklanmaya çalışılmıştır[5].

Sertleştirilmiş silindirik dişlilerde çekirdek sertliğinin statik eğilme gerilmesi üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Sonuç olarak sertlik ve yerel gerilme kuvvetlerinin derinliğin artmasıyla azaldığı gözlenmiştir[6].

Burulma titreşimi modeli temel alınarak otomobil vites gürültüsünü azaltmak için dişli kutusu tasarım parametrelerinin optimizasyonu yapılmış ve tasarım parametrelerinin gürültü üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Sonuçlar ortaya koyulmuştur[7].

Deneysel bir yaklaşım temel alınarak otomobil vites gürültüsünü azaltmak için dişli kutusu tasarım parametrelerinin optimizasyonu yapıp, tasarım parametrelerinin gürültü üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Sonuçlar karşılaştırmalı olarak ortaya koyulmuştur [8].

Eğilme gerilmesi, hemen hemen backup (kenar kalınlığı/diş yüksekliği) oranının düşüşüyle birlikte doğrusal olarak artmaktadır. Değişik backup oranı ve diş dibi yuvarlatma yarıçapı için eğilme gerilmeleri hesaplanıp, AGMA ve ISO 6336 gibi standart hesaplama yöntemleri ile karşılaştırılmaktadır[9].

Statik iletim hataları ve statik dişli gerilimleri üzerindeki doğrusal ve doğrusal olmayan profil modifikasyonlarının etkileri arasındaki farklar araştırılmıştır. Sonuç olarak profil modifikasyonu oranı şeklinden bağımsız olmadığı, profil modifikasyonu şeklinin, temas gerilimi ve kök gerilimi üzerine önemli bir etkisi olmadığı ve profil modifikasyon miktarının dişli gücü üzerinde büyük etkisi olduğu belirlenmiştir[10].

Önerilen dişlinin geometrisi incelenip, üretim prosesi; dişli teorisi kullanılarak modellenmiştir. Önerilen asimetrik tasarımın dişli kutularında kullanımının avantajı; eğilme kuvveti ve pitting direncinin artırılmasını, dişli kutusundaki dişlinin diş boyutunu veya sayısını değiştirmeden yapması olarak belirtilmiştir[11].

Mekanizmalarda beklenen çalışma hızı ve güç/ağırlık oranı her geçen gün artmaktadır. Bu istek sadece malzeme ya da tribolojik gelişmelerle değil aynı zamanda güç iletim sistemine ait tasarımın geliştirilmesi ile mümkün olabilmektedir. Burada amaç, yükün daha fazla diş tarafından paylaşımı sonucu mekanizmada aşırı bir ağırlık artışı olmaksızın iletilen gücün artırılmasıdır[12].

Bir dişli çark iki taraflı olmalı ki, sağ ve sol diş yan yüzeyi ile işletilirken eşit yüklenme koşullarını sağlayabilmeli. Bu gereklilik de dişli çarkın dişlerinin simetrisini belirlemektedir. Bu çalışma İleri Dişli Tasarımı adlı yeni bir metot ortaya koyarak. Bilgisayar destekli dişli tasarıma, içeriğini ve sonuçlarını zenginleştirici, yeni bir yoldan bakmayı sağlamaktadır[13].

Dişli parametrelerinin pinyon ömrü üzerine etkileri tartışılmış. Dişlilerde az diş sayısı, negatif profil kaydırma ve düşük diş sertliği olduğunda yüzey hata modunun hakim olduğu ve bunun aksinde kırılma hatasının yüksek diş sayısı, yüksek diş sertliği ve pozitif profil kaydırmada olduğu belirlenmiştir[14].

Helisel dişli çiftinin gerçek temas pozisyonları, dişteki temas çizgilerinin karşılaştırılması için, dişli temas analizi ile hesaplanmıştır. Dişli dönüş açısıyla birlikte iletim hatalarının değişimini minimize ederek, helis açısını minimize etmek için bir metot önerilmiştir. Önerilen metot, iletim hatasındaki değişimi minimize edilmesiyle helisel dişlilerin tasarımını sağlamaktadır[15].

Kenar kalınlığının gerilim ve sapmalar üzerindeki etkisi, katı model oluşturulup analiz yapılarak ortaya konulmuş olup, kenar kalınlığı azaldıkça maksimum gerilimin arttığı belirlenmiştir[16].

İlk olarak asimetrik dişli parametreleri de göz önüne alınarak evolvent profilli bir dişli oluşturulmuş ve bir sonlu elemanlar modeli oluşturularak analiz gerçekleştirilmiştir[17].

1.2 Tezin Amacı

Dişli çarklarla ilgili geçmişte birçok araştırmalar yapılmış ve günümüzde de bu çalışmalar sürmektedir. Önceleri dişli çark mekanizmalarında boyutlar, iletilen kuvvetin büyüklüğü, verim vb. konular ön plana çıkmaktaydı. Günümüzde ise bu konulardaki araştırmalar devam ediyor olsa da daha çok gürültü ve titreşimle ilgili araştırmalar ağırlık kazanmıştır. Öyle ki gürültü ve titreşim, dişli çarklar için kalite parametreleri haline gelmiştir. Gürültünün azaltılmasıyla ilgili yapılan çalışmalar ise kavrama oranı üzerinde yoğunlaşmaktadır.

Bu nedenlerden dolayı bu çalışmada, optimizasyon yapılan helisel dişlinin değişik kavrama oranlarındaki emniyet katsayılarının değişiminin incelenmesi ve daha sonra elde edilen helisel dişlinin katı modelinin oluşturulup analiz edilmesi amaçlanmıştır.

1.3 Hipotez

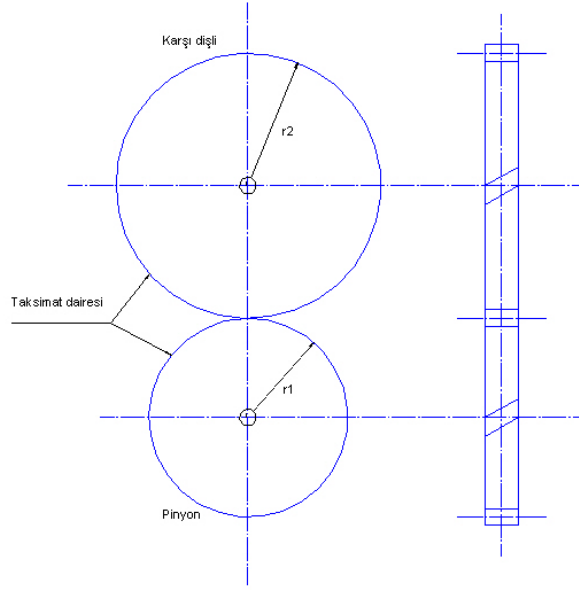
Optimizasyon çalışması ile daha hafif yapıda ve yeterli mukavemette dişli çarklar tasarlanabilir. Böylece gereksiz malzeme ve güç sarfiyatı engellenebilir.

HELİSEL ALIN DIŞLİ ÇARKLARIN MUKAVEMET HESABI

Helisel dişli çarklarda diş alınları çark eksenine paralel olmayıp β helis açısı kadar sağ veya sol yöne eğimlidir. Helis açısı, helisel dişlileri düz dişlilerden ayıran en önemli parametredir ve daha yumuşak bir temas sağlar[15]. Helis açısı β genelde 10^0 ile 30^0 arasında seçilir.

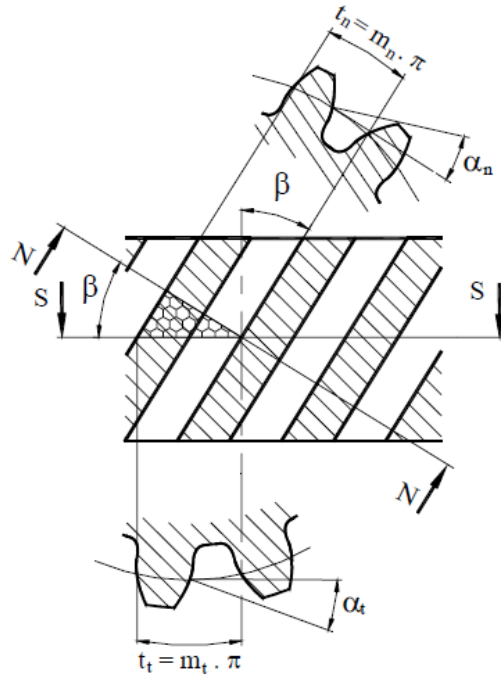
Günümüzde dişli çark mekanizmalarının tasarımında gürültü ve titreşim konuları daha çok önem taşımaktadır. Dişli kutusundaki gürültü otomotiv sektöründe arabanın konforu için önemlidir[7],[8]. Bu tür nedenlerden dolayı helisel dişli çarklardan oluşan mekanizmalar ön plana çıkmaktadır. Çünkü helisel dişli mekanizmalarında dişler birbirini tüm genişlikte darbe şeklinde kavradıklarından düz dişli çark mekanizmalarına göre daha gürültüsüz çalışırlar. Birbirini kavrayan diş sayısı daima 1'den büyük olduğu için taşınabilen kuvvetler daha büyüktür[2]. Mekanizmalardan beklenen çalışma hızı ve güç/ağırlık oranı her geçen gün artmaktadır. Bazı makinelerde bu istek sadece malzeme ya da tribolojik gelişmelerle değil aynı zamanda güç iletim sistemine ait tasarımın geliştirilmesi ile mümkün olabilmektedir. Bu amaca ulaşmak için kullanılan yöntemlerden biri de yüksek kavrama oranına sahip dişli çark mekanizmalarından faydalanmaktır[12].

Bu çalışmada incelenen dişliler evolvent profile sahip dişlilerdir. Çünkü evolvent profilin kullanılması eğilme gerilmesi, yüzey basıncı ve kabul edilebilir gürültü arasında iyi bir uyum sağlar[11].



Şekil 2.1 Helisel dişli çark

Helisel dişliler hesaplanırken düz dişlilerden farklı olarak, dişlerin eğiminden dolayı, alın kesit ve normal kesit olmak üzere iki görünüm dikkate alınır.



Şekil 2.2 Helisel dişlide alın ve normal kesit

Genel olarak dişli çarklarda mukavemet hesabında üç kontrol hesabı yapılır:

1. Diş dibi mukavemeti: Eğilme, bası ve kayma zorlanmalarından dolayı diş dibinin kırılıp kırılmayacağını kontrol edilmesidir. Yüzeyi sertleştirilmiş dişlilerde önemlidir.
2. Yan yüzey mukavemeti: Yan yüzeylerde Hertz basıncından dolayı ezilmeler ve küçük

kraterler olup olmadığının kontrolüdür. Yüzeyi sertleştirilmemiş dişliler için önemlidir. 3.Aşınma: Dişliler arasındaki yağ filminin kopması sonucu metal/metal teması oluşur, aşınma olur ve yenme olayı meydana gelir. Bunun kontrol edilmesi gerekir[1].

2.1 Dişli Kuvvetleri

Dişler arasında kuvvet iletimi temas yüzeyleri üzerinden olacaktır ve temas noktalarından iletilen bu kuvvetlerin yönü, yan yüzeylerin temas noktasındaki ortak normalleri doğrultusunda olacaktır. Dolayısıyla hangi noktada etki ederse etsin kuvvetlerin uzantısı yuvarlanma noktasından geçecektir[1].

Dişliler helisel olduğu zaman dişli kuvveti F_D 'yi F_n ve F_r olarak iki bileşene, F_n bileşenini de F_e ve F_t bileşenlerine ayırabiliriz.

Dişli kuvvetlerinin hesaplanmasında çevresel bileşenden hareket edilir. Çünkü iletilecek moment

$$M_d = \frac{P}{\omega} \quad (2.1)$$

ve çevresel kuvvet

$$F_t = \frac{M_d}{r} \quad (2.2)$$

Daha sonra bu bileşen ve diğer bileşenler ile arasındaki açılardan hareketle, eksenel bileşen

$$F_e = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (2.3)$$

ve radyal bileşen

$$F_r = F_n \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad (2.4)$$

Normal kesitteki diş kuvveti F_D ve çevresel kuvvet F_t arasındaki bağıntı

$$F_D = \frac{F_t}{\cos \alpha_{nw} \cdot \cos \beta} \quad (2.5)$$

Dişli kuvvetlerinin hesabından sonra mukavemet hesaplarına geçilebilir.

2.2 Diş Dibi Mukavemeti (Diş Dibindeki Eğilme Gerilmesi)

Diş kuvvetinin etkisiyle diş dibinde bir eğilme gerilmesi oluşur. Diş dibindeki zorlanmanın en büyük olduğu durum diş kuvvetinin dışın tepe noktasına etki ettiği andır. Ayrıca deneysel araştırmalar sonucunda, en büyük gerilmenin diş simetri eksenine 30° eğim yapan doğrunun diş dibindeki kavislere teğet olduğu yerde oluştuğu anlaşılmıştır[1].

Diş dibindeki gerçek gerilme:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (2.6)$$

Burada F_t çevresel kuvvet, b diş yüzey genişliği, m modül, Y_F diş form faktörü, Y_S gerilim düzeltme faktörü, Y_ε kavrama faktörü, Y_β helis faktörü, K_A işletme faktörü, K_V dinamik faktör, $K_{F\beta}$ genişlik faktörü, $K_{F\alpha}$ alın yük dağılım faktörüdür.

Dişli malzemesinin dayanabileceği en büyük gerilme:

$$\sigma_{Fmaks} = \sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X \quad (2.7)$$

Burada σ_{Flim} çentiksiz numuneden elde edilmiş eğilme sürekli mukavemet değeri, Y_N ömür faktörü, Y_δ göreceli destek sayısı, Y_R göreceli yüzey faktörü, Y_X büyüklük faktörüdür.

Son olarak emniyet faktörü:

$$S_F = \frac{\sigma_{Fmaks}}{\sigma_F} \quad (2.8)$$

2.3 Yan Yüzey Mukavemeti

Birbirlerine temas ettikleri noktada dişler diş kuvveti F_D 'nin etkisiyle deforme olurlar ve temas çizgi temasından yüzey temasına dönüşür[1]. Bu nedenle hesaplar Hertz Teorisine göre yapılır.

Yan yüzey basıncı:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \frac{u+1}{u}} Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad (2.9)$$

Burada d_1 pinyon dişlinin çapı, u çevrim oranı, Z_H bölge faktörü, Z_E elastisite faktörü, Z_ϵ kavrama faktörü, Z_β eğim faktörü, $K_{H\beta}$ genişlik faktörü, K_{Ha} alın yük dağılımı faktörüdür.

Dişli çarkın dayanabileceği en yüksek yüzey basıncı:

$$\sigma_{Hmaks} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \quad (2.10)$$

Burada Z_N ömür faktörü, Z_L yağlama faktörü, Z_V hız faktörü, Z_R pürüz faktörü, Z_W malzeme çifti faktörü, Z_X büyüklük faktörüdür.

Emniyet faktörü ise:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hmaks}}{\sigma_H} \quad (2.11)$$

2.4 Sayısal Örnek

Döndürme momenti $M_d=175000$ Nmm ve modül $m=6$, diş sayısı $z=22$, helis açısı $\beta=30$, diş genişliği $b=20$ olan bir pinyon dişli için

$$d = z \cdot m_t = 22 \cdot 6,9282 = 152,42 \text{ mm}$$

$$d_a = d + 2 \cdot m_n = 152,42 + 2 \cdot 6 = 164,42 \text{ mm}$$

$$d_f = d - 2,5 \cdot m_n = 152,42 - 2,5 \cdot 6 = 137,42 \text{ mm}$$

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t = 152,42 \cdot \cos 17,1921 = 145,61 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{M_d}{d/2} = \frac{175000}{152,42/2} = 2296,3 \text{ N}$$

$$F_e = F_t \cdot \text{tg} \beta = 2296,3 \cdot \text{tg} 30 = 1325,8 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\text{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = 2296,3 \cdot \frac{\text{tg} 15}{\cos 30} = 710,47 \text{ N}$$

a) Diş dibi mukavemetine göre (Diş dibindeki eğilme gerilmesi):

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$$

$$\sigma_F = \frac{2296,3}{20 \cdot 5} \cdot 2,91 \cdot 1,56 \cdot 0,7066 \cdot 0,8408 \cdot 1,25 \cdot 5,5720 \cdot 1,1265 \cdot 1,1 = 472,02 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{Fmaks} = \sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_{st} = 500 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2 = 1000 \text{ N/mm}^2$$

Diş dibindeki eğilme gerilmesine göre emniyet katsayısı:

$$S_F = \frac{\sigma_{Fmaks}}{\sigma_F} = \frac{1000}{472,02} = 2,1185$$

b) Yan yüzey mukavemetine göre:

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

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2296,3}{20 \cdot 152,42} \frac{3}{2}} \cdot 2,23 \cdot 189,9 \cdot 0,9231 \cdot 0,9306 \sqrt{1,25 \cdot 5,5720 \cdot 1,1801 \cdot 1,1} = 1264,9 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{Hmaks} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X = 1500 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,06 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1590 \text{ N/mm}^2$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hmaks}}{\sigma_H} = \frac{1590}{1264,9} = 1,2570$$

Hesaplamalarda kullanılan katsayıların nasıl belirlendiğine katsayıların anlatıldığı kısımda değinilecektir.

2.5 Mukavemet Hesaplarında Kullanılan Katsayılar

2.5.1 İşletme faktörü K_A

Makinanın özellikleri, bağlantı halindeki mil, kavrama, kasnak gibi elemanların kütleleri darbe ve moment dengesizlikleri oluşturur. Bunlar da dişliye gelen kuvveti önemli ölçüde etkiler. Bu etkileri işletme faktörü ile hesaba katmış oluruz.

Çizelge 2.1 K_A işletme faktörü

İş Makinesi	Tahrik Motoru			
	Elektrik Motoru Düzgün Çalışan	Türbin Hafif Darbeli	Çok Silindirli Motor Orta Darbeli	Tek Silindirli Motor Şiddetli Darbe
Düzgün çalışan jeneratör, bantlı konveyör, hafif asansör, turbo kompresör	1	1,1	1,25	1,5
Orta darbeli tezgah motorları, karıştırıcılar, pompalar, krenler	1,25	1,35	1,5	1,75
Orta darbeli kauçuk ekstrüzyon mak., kırıcılar, ağaç işleme makineleri	1,5	1,6	1,75	2
Şiddetli darbe haddehaneler, zımba, kepçe, ağır makineler, taş kırıcılar	1,75	1,85	2	2,25

Biz hesap yaparken elektrik motoruyla tahrik edilen orta darbeli bir makine olduğunu kabul ederek işletme faktörünü 1,25 olarak seçtik.

2.5.2 Dinamik faktör K_v

Dişlide ve milde oluşan deformasyonlardan kaynaklanan titreşimlerin hesaplamalara dahil edilmesini sağlar.

$$K_v = K_{v\alpha} - \varepsilon_\beta \cdot (K_{v\alpha} - K_{v\beta}) \quad (2.12)$$

Hesaplamalarda formülden yararlanarak dinamik faktörü 5,5720 olarak bulduk. Formülde K_{vα}=15,3 , K_{vβ}=0,0193 olarak tablodan ve ε_β=0,6366 olarak hesaplanan değerlerdir. Diş kalitesi 7 olarak alınmıştır.

Çizelge 2.2 Dinamik faktör K_V hesabında $K_{V\alpha}$ ve $K_{V\beta}$ değerleri

Kalite	$K_{V\alpha}$								$K_{V\beta}$
	5	6	7	8	9	10	11	12	Hepsi
Düz dişli	5,7	9,6	15,3	24,5	34,5	53,6	76,6	122,5	0,0193
Helisel dişli	5,1	8,5	13,6	21,8	30,7	47,7	68,2	109,1	0,0087

2.5.3 Genişlik faktörü $K_{F\beta}$ ve $K_{H\beta}$

Dişlilerde deformasyonlardan dolayı diş genişliği boyunca yük dağılımı eşit olmayabilir. Bu eşitsizliklerin diş dibi mukavemetine etkisi $K_{F\beta}$, yan yüzey mukavemetine etkisi $K_{H\beta}$ ile hesaba katılır.

$$K_{F\beta} \approx 1 + (K_{\beta} - 1) \cdot f_w \cdot f_p \quad (2.13)$$

$$K_{H\beta} \approx K_{F\beta}^{1,39} \quad (2.14)$$

Tablolardan değerler alınıp formüllerde yerine koyulmuş ve $K_{F\beta}=1,1265$ ve $K_{H\beta}=1,1801$ olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 2.3 K_{β} genişlik temel faktörü ($w_t=350$ N/mm olan çelik dişliler için)

Diş genişliği		Diş Kalitesi									
>	≤	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	20	1,06	1,06	1,07	1,08	1,10	1,13	1,17	1,23	1,32	1,48
20	40	1,07	1,08	1,08	1,09	1,11	1,14	1,19	1,25	1,36	1,53
40	100	1,08	1,08	1,09	1,09	1,13	1,16	1,20	1,28	1,40	1,59
100	160	1,10	1,10	1,12	1,13	1,16	1,19	1,23	1,33	1,46	1,66
160	315	1,12	1,13	1,14	1,15	1,18	1,21	1,26	1,34	1,48	1,69
315	560	1,15	1,17	1,18	1,19	1,21	1,24	1,28	1,37	1,51	1,70
560		1,21	1,21	1,22	1,24	1,27	1,29	1,32	1,40	1,54	1,74

Çizelge 2.4 Yük düzeltme faktörü f_w

w_t [N/mm]	>350	300	250	200	≤100
f_w	1	1,15	1,3	1,45	1,6

Çizelge 2.5 Malzeme faktörü f_p

Malzeme çifti	Çelik/Çelik	Çelik/DD	DD/DD
f_p	1	0,75	0,5

2.5.4 Alın yük dağılım faktörü $K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$

Dişlilerin üretildiği malzemenin elastikiyetine ve üretim kalitesine bağlı olarak kuvvetlerin çevresel yönde dişe dağılımlarındaki gösterdiği düzensizlikler alın yük dağılım faktörüyle hesaba katılır. Diş dibi mukavemetinde $K_{F\alpha}$, yan yüzey mukavemetinde $K_{H\alpha}$ göz önüne alınır.

Hesaplarda 7. kalite sertleştirilmiş helisel dişliye göre alın yük dağılım faktörlerinin ikisini birden 1,1 olarak aldık.

Çizelge 2.6 $K_{F\alpha}$ ve $K_{H\alpha}$ alın yük dağılım faktörleri

$K_A \cdot F_t / b$			>100 N/mm						≤ 100 N/mm		
Dişli kalitesi →			6	7	8	9	10	11	12	<6	
Sertleştirilmiş	Düz	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0		1,1	1,2	$1/Z_\epsilon^2 \geq 1,2$ $1/Y_\epsilon \geq 1,2$				
	Helisel	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 4$				
Sertleştirilmemiş	Düz	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0			1,1	1,2	$1/Z_\epsilon^2 \geq 1,2$ $1/Y_\epsilon \geq 1,2$			
	Helisel	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0		1,1	1,2	1,4	$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 4$			

2.5.5 Diş form faktörü Y_F

Diş dibi kavisinin diş dibindeki eğilme gerilmesine olan etkilerini göz önüne almamızı sağlar. Deney ve analiz sonuçları göstermiştir ki diş dibi kavisini arttıkça diş dibindeki eğilme gerilmesi azalmaktadır[9].

Çizelge 2.7 Diş form faktörü Y_F

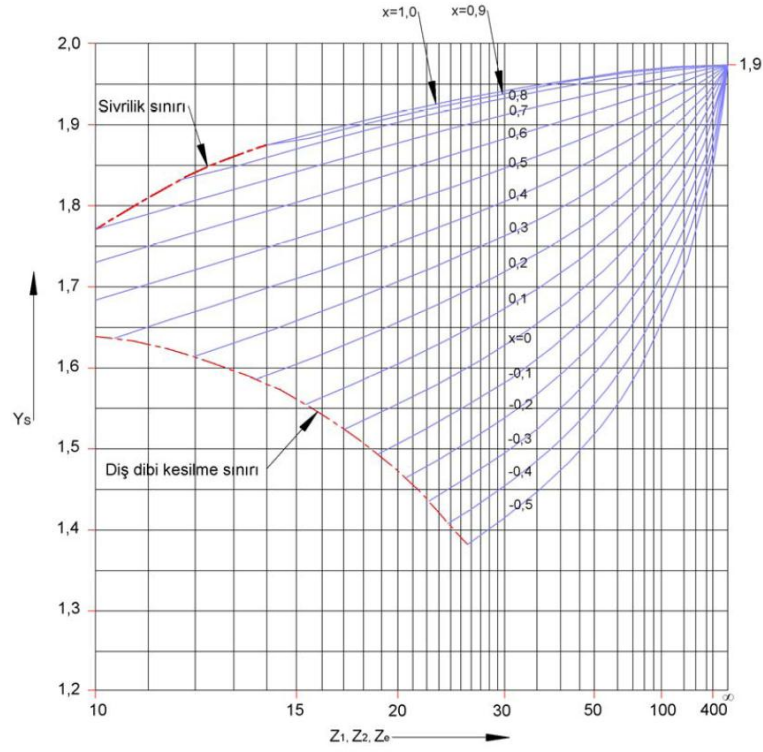
Z	Profil Kaydırma Faktörü x																				
	-0,6	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5	+0,6	+0,7	+0,8	+0,9	+1	+1,1	+1,2	+1,3	+1,4
7												2,84									
8											2,98	2,69	2,47								
9											2,84	2,60	2,40	2,22							
10										2,99	2,73	2,52	2,34	2,18							
11									3,15	2,87	2,65	2,46	2,30	2,16	2,05						
12									2,03	2,79	2,58	2,41	2,27	2,14	2,04						
13									2,93	2,72	2,53	2,38	2,24	2,12	2,03	1,96					
14							3,36	3,10	2,86	2,66	2,48	2,34	2,22	2,11	2,03	1,95					
15							3,25	3,01	2,79	2,60	2,44	2,31	2,20	2,10	2,02	1,95	1,89				
16						3,45	3,16	2,95	2,74	2,56	2,42	2,29	2,18	2,09	2,02	1,95	1,89				
17						3,35	3,09	2,88	2,69	2,53	2,39	2,27	2,17	2,08	2,01	1,95	1,89	1,85			
18					3,53	3,26	3,02	2,82	2,65	2,50	2,37	2,26	2,16	2,08	2,01	1,95	1,90	1,86			
19				3,72	3,44	3,20	2,96	2,78	2,61	2,47	2,35	2,24	2,15	2,07	2,01	1,95	1,90	1,87	1,83		
20				3,62	3,35	3,12	2,91	2,74	2,58	2,45	2,33	2,23	2,14	2,07	2,01	1,95	1,90	1,87	1,84		
21				3,53	3,28	3,07	2,87	2,70	2,55	2,43	2,32	2,22	2,14	2,06	2,01	1,95	1,91	1,87	1,84	1,82	
22				2,45	3,20	3,01	2,83	2,67	2,52	2,41	2,80	2,21	2,13	2,06	2,00	1,95	1,91	1,88	1,85	1,83	
23			3,64	3,38	3,15	2,96	2,80	2,64	2,50	2,39	2,29	2,20	2,12	2,06	2,00	1,95	1,91	1,88	1,85	1,83	1,82
24			3,55	3,30	3,10	2,92	2,75	2,61	2,48	2,37	2,25	2,19	2,12	2,06	2,00	1,95	1,91	1,88	1,86	1,84	1,83
25		3,73	3,45	3,25	3,05	2,88	2,72	2,58	2,46	2,36	2,27	2,19	2,12	2,05	2,00	1,95	1,92	1,88	1,86	1,84	1,83
30	3,61	3,35	3,18	3,01	2,85	2,72	2,60	2,48	2,38	2,30	2,22	2,16	2,10	2,04	2,00	1,96	1,93	1,90	1,88	1,85	1,85
40	3,15	3,00	2,86	2,75	2,63	2,54	2,45	2,37	2,30	2,24	2,18	2,13	2,08	2,04	2,01	1,97	1,95	1,93	1,91	1,90	1,89
50	2,90	2,78	2,68	2,59	2,50	2,43	2,36	2,31	2,25	2,20	2,15	2,11	2,07	2,03	2,02	1,98	1,97	1,94	1,93	1,92	1,91
60	2,75	2,65	2,57	2,50	2,42	2,37	2,32	2,25	2,22	2,17	2,13	2,10	2,08	2,04	2,02	1,99	1,98	1,96	1,94	1,94	1,93
100	2,46	2,40	2,35	2,32	2,26	2,24	2,21	2,17	2,15	2,12	2,10	2,08	2,06	2,04	2,03	2,01	2,00	1,99	1,98	1,98	1,97
200	2,27	2,24	2,21	2,19	2,17	2,15	2,14	2,12	2,10	2,10	2,08	2,07	2,05	2,04	2,04	2,02	2,02	2,01	1,98	2,00	2,00
400	2,17	2,15	2,14	2,13	2,12	2,11	2,10	2,09	2,08	2,08	2,08	2,07	2,06	2,06	2,05	2,04	2,04	2,04	2,03	2,03	2,03
∞	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07

Diş form faktörü tablodan $z=20$ ve $x=0$ için 2,91 olarak belirlenip hesaplar yapılırken kullanıldı.

2.5.6 Gerilim düzeltme faktörü Y_S

Diş dibi eğilmesini çentik etkisiyle, eğilme gerilmesi dışındaki kayma ve bası gerilmelerini dikkate alan faktördür.

Gerilim düzeltme faktörü $z=20$ ' den çıkılan doğruyla $x=0$ eğrisinin kesiştirilmesi sonucu yaklaşık olarak 1,56 alınmıştır.



Şekil 2.3 Gerilim düzeltme faktörü Y_s

2.5.7 Kavrama faktörü Y_ϵ

Kuvvetin her zaman dişin en üst noktasından etkimeğini ifade eden faktördür.

$$Y_\epsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_\alpha} \cdot \cos^2 \beta \quad (2.15)$$

Formülde değerler yerine koyularak kavrama faktörü 0,7066 olarak bulunmuştur. Burada $\epsilon_\alpha = 1,2320$ olarak hesaplanıp mukavemet hesaplarına dahil edilmiştir.

2.5.8 Helis faktörü Y_β

Hesaplar yapılırken esas alınan eşdeğer düz dişli ile helisel dişli arasındaki farkı ifade eden faktördür.

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} \quad (2.16)$$

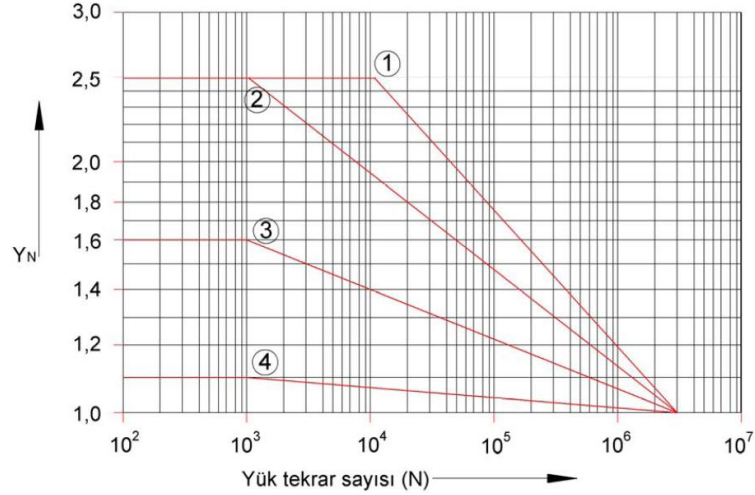
$\epsilon_\beta > 1$ için $\epsilon_\beta = 1$ ve $\beta > 30$ için de $\beta = 30^\circ$ alınır.

Helis faktörü değerler yerine koyulduktan sonra 0,8408 olarak hesaplanmıştır.

2.5.9 Ömür faktörü Y_N

Dişli çark mekanizması sonsuz ömürlü olacaksa 1 alınır.(yük tekrarı $\geq 10^7$) Belirli bir yük tekrarı kadar ömür isteniyorsa şekilden okunan değerler kullanılır.

Ömür faktörü şekilden bakılarak yük tekrar sayısına göre bulunabilir fakat hesaplarda sonsuz ömürlü olduğunu varsayarak 1 aldık.



1:İnşaat çeliği, çelik döküm, küresel grafitli dökme demir, ıslah çeliği; 2:Sementasyon çeliği, indüktif veya alevle sertleştirilmiş çelik veya küresel grafitli (DD 80); 3:Nitrülenmiş veya ıslah çeliği; 4:Nitrokarbürize edilmiş ıslah veya sementasyon çeliği

Şekil 2.4 Ömür faktörü Y_N

2.5.10 Göreceli destek sayısı Y_δ

Dişli malzemesinin çentiğe duyarlılığını ifade eder. Değeri 1'e çok yakın olduğu için çok büyük hassasiyet istenmeyen durumlarda 1 alınabilir.

2.5.11 Göreceli yüzey faktörü Y_R

Diş dibi kavisindeki yüzey pürüzlerini ifade eder. Değeri 1'e çok yakın olduğu için çok büyük hassasiyet istenmiyorsa 1 alınabilir.

2.5.12 Büyüklük faktörü Y_X

Malzemedeki zayıf noktalar nedeniyle büyüklük arttıkça mukavemet düşecektir. Bunu göz önüne almamızı sağlayan büyüklük faktörüdür.

Hesaplamalar yapılırken değeri 1 olarak alındı.

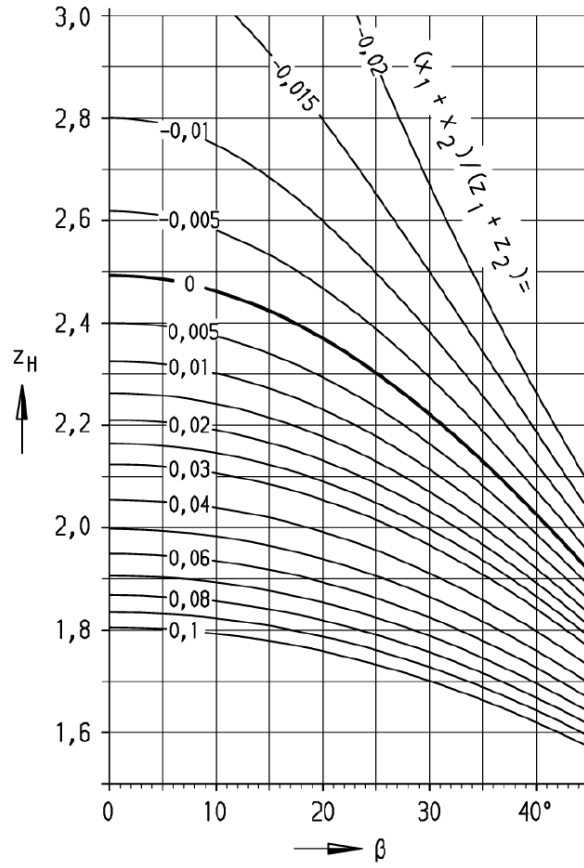
2.5.13 Düzeltme faktörü Y_{st}

ISO 6336 standardına göre değeri 2 olarak alınabilir.

2.5.14 Bölge faktörü Z_H

Aşağıdaki formülden hesaplanabilir veya şekilden okunabilir.

$$Z_H = \sqrt{2 \cdot \frac{\cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \cdot \tan \alpha_{wt}}} \quad (2.17)$$



Şekil 2.5 Bölge faktörü Z_H

Bölge faktörünü $\beta=30$ için yatay eksen den çıkılan dikme ile 0 eğrisi kesiştirilerek yaklaşık olarak 2,23 olarak bulduk.

2.5.15 Elastiklik faktörü Z_E

Aşağıdaki formülden hesaplanır veya tablodan alınabilir.

$$Z_E = \sqrt{0,35 \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} \quad (2.18)$$

Çizelge 2.8 Elastisite faktörü Z_E

Pinyon				Dişli Çark				Elastisite Faktörü Z_E $\sqrt{N / mm^2}$
İsim	Sembol	Elastisite modülü N/mm^2	Poisson oranı	İsim	Sembol	Elastisite modülü N/mm^2	Poisson oranı	
Çelik	St	206000	0,3	Çelik	St	206000	0,3	189,8
				Çelik Döküm	GS	202000		188,9
				Küresel Grafitli Dökme Demir	GGG	173000		181,4
				Kalay Bronz Döküm	G-Sn Bz	103000		155
				Bakır-Kalay (Kalay bronz)	Cu Sn	113000		159,8
				Lamel Grafitli Dökme Demir	GG	118000 - 126000		162,0 - 165,4
Çelik Döküm	GS	202000	0,3	Çelik Döküm	GS	202000	0,3	188
				Küresel Grafitli Dökme Demir	GGG	173000		180,5
				Lamel Grafitli Dökme Demir	GG	118000		161,4
Küresel Grafitli Dökme Demir	GGG	173000	0,3	Küresel Grafitli Dökme Demir	GGG	173000	0,3	173,9
				Lamel Grafitli Dökme Demir	GG	118000		156,6
Lamel Grafitli Dökme Demir	GG	118000 - 126000	0,3	Lamel Grafitli Dökme Demir	GG	118000	0,3	143,7 - 146
Çelik	St	206000	0,3	Duroplast		≈7850	0,5	56,4

Tablodan çelik için elastisite faktörü 189,9 olarak bulunabilir veya tablodan değerler alınarak formülden hesaplanabilir.

2.5.16 Kavrama faktörü Z_ε

Kuvvet bazen bir bazen iki diş tarafından karşılanabilir ve kuvvet dağılımı da hep aynı olmaz. Bu nedenle kavrama faktörü hesaba katılmalıdır.

Düz dişli ve $\varepsilon_\beta < 1$ olan helisel dişliler için:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad (2.19)$$

$\varepsilon_\beta \geq 1$ olan helisel dişliler için:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad (2.20)$$

Bizim hesaplarımızda $\varepsilon_\beta < 1$ olduğu için ilk durumdaki formül kullanılarak kavrama faktörü 0,9231 olarak hesaplandı.

2.5.17 Eğim faktörü Z_β

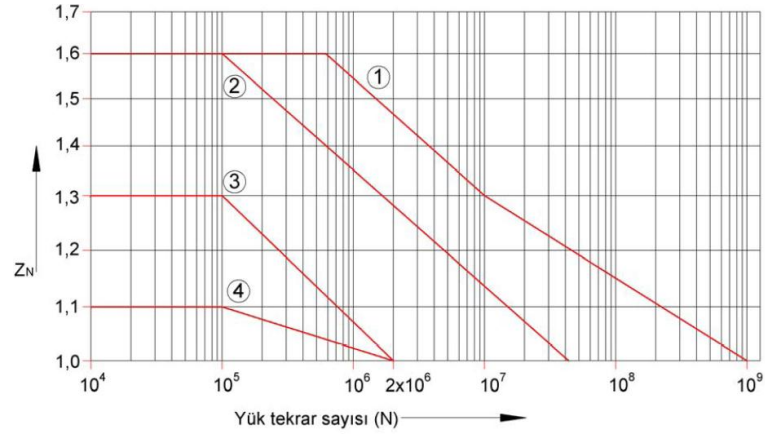
Eğer dişli helisel ise kavrama faktörüne ilave olarak eğim faktörü de hesaba dahil edilmelidir.

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (2.21)$$

Formüle göre eğim faktörü $\beta=30^\circ$ için 0,9306 olarak bulunup hesaplarda kullanıldı.

2.5.18 Ömür faktörü Z_N

Sürekli mukavemet isteniyorsa $Z_N=1$ alınır. Zaman mukavemeti isteniyorsa tablodan alınır.

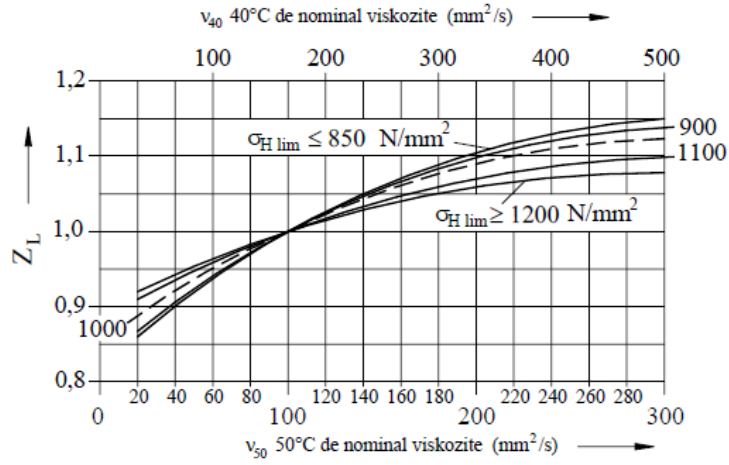


1: İnşaat çeliği, çelik döküm, küresel grafitli DD40, DD60, ıslah çeliği, sementasyon çeliği, alevle veya indüktif sertleştirilmiş çelik (eğer küçük oranda pitting oluşmasına izin veriliyorsa) 2: No. 1 ile aynı malzemeler (pittinge izin vermiyorsa) 3: Dökme demir, küresel grafitli DD80, nitrülenmiş veya ıslah çeliği 4: Nitrokarburize edilmiş ıslah veya sementasyon çeliği

Şekil 2.6 Ömür faktörü Z_N

2.5.19 Yağlama faktörü Z_L

Kullanılan yağın viskozitesine bağlıdır. Değeri 1'e çok yakın olduğu için genelde 1 olarak alınır.

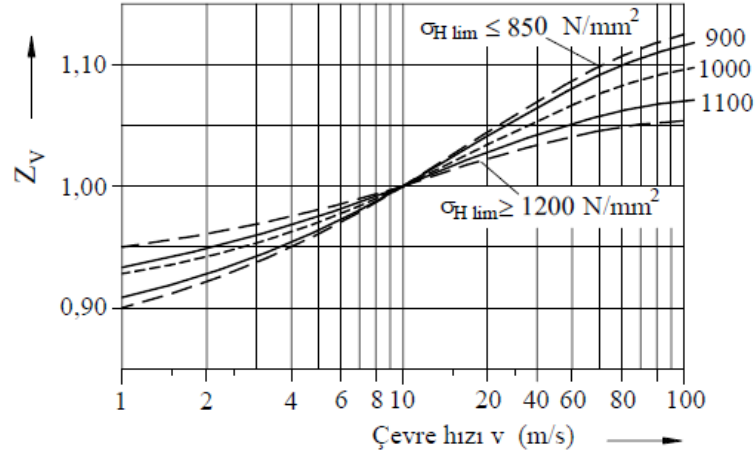


Şekil 2.7 Yağlama faktörü Z_L

2.5.20 Hız faktörü Z_V

Kayma hızının dişler arasında yağ filmi oluşturma etkisini ifade eder.

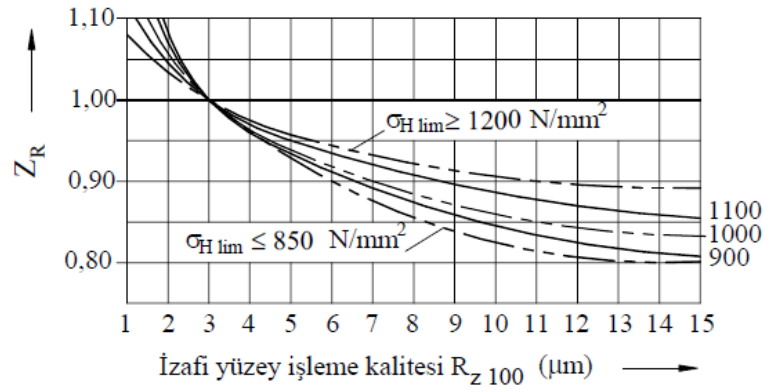
Çevre hızı 90 m/s varsayılarak $\sigma_{H\lim}$ değerine göre eğriyle karşılaştırıldığında yaklaşık olarak 1,06 alınmıştır.



Şekil 2.8 Hız faktörü Z_V

2.5.21 Pürüz faktörü Z_R

Yüzey pürüzlerinin etkisini gösterir.



Şekil 2.9 Pürüz faktörü Z_R

Değeri 1' e çok yakın olduğu için 1 olarak alınıp hesaplar yapılmıştır.

2.5.22 Malzeme çifti faktörü Z_W

Dişli malzemelerinin aynı yada farklı sertlikte olduklarındaki etkileşimlerini ifade eder. Eğer eş çalışan iki dişli de sertleştirilmiş veya her ikisi de sertleştirilmemiş ise değeri 1 alınabilir. Aksi halde değeri tablodan bulunabilir.

Çizelge 2.9 Malzeme çifti faktörü Z_W

Yumuşak Dişlinin Brinell Sertliği	130	200	300	400	470
Z_W	1,2	1,12	1,1	1,04	1

2.5.23 Büyüklük faktörü Z_X

Malzemeye veya dış modülüne bağlıdır. Değeri 1'e yakındır.

Çizelge 2.10 Büyüklük faktörü Z_X

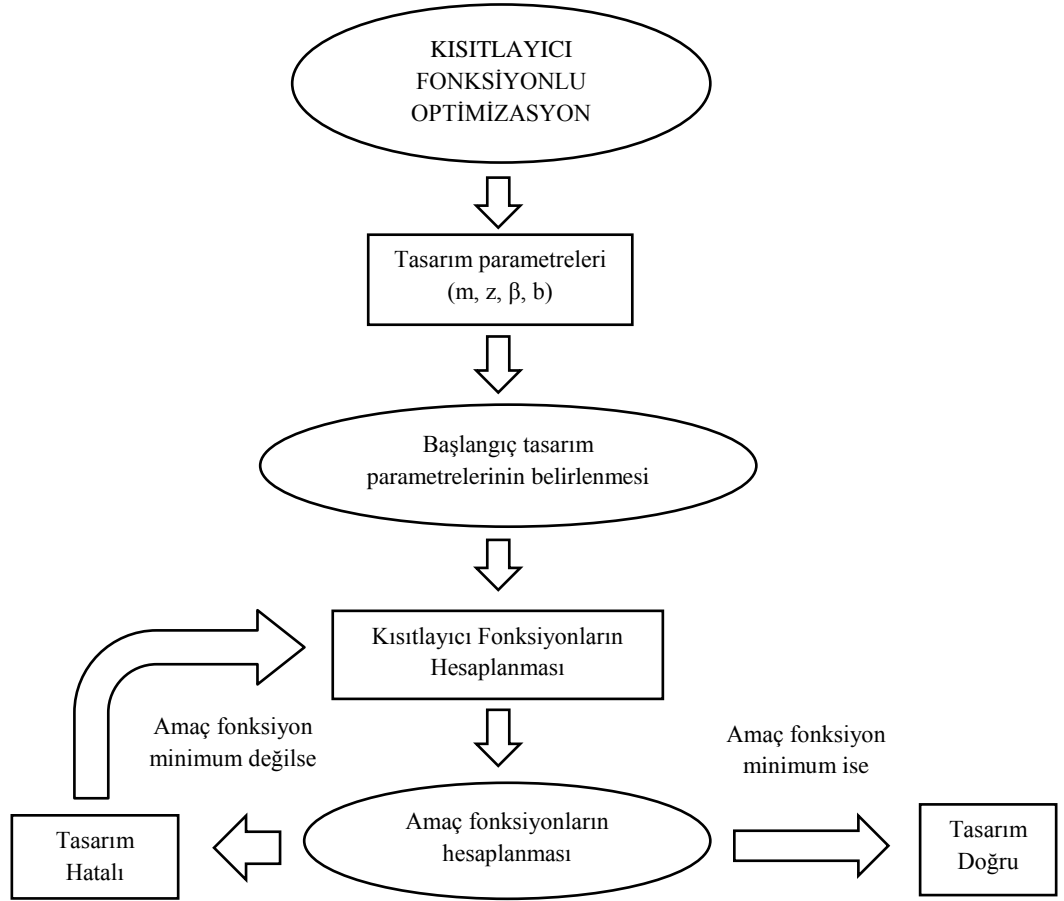
Büyüklük Faktörü Z_X		
$Z_X = 1$	Tüm modüller (m_n)	Islah Çelikleri (V, NV)
$Z_X = 1$	$m_n \leq 10$	Karbürize edilmiş ve indüksiyonla sertleştirilmiş çelikler (IF, NVnitrocar)
$Z_X = 1,05 - 0,005 \cdot m_n$	$10 < m_n < 30$	
$Z_X = 0,9$	$m_n \geq 30$	
$Z_X = 1$	$m_n < 7,5$	Nitrülenmiş çelik (NT)
$Z_X = 1,08 - 0,011 \cdot m_n$	$7,5 < m_n < 30$	
$Z_X = 0,75$	$m_n \geq 30$	

HELİSEL ALIN DIŞLİ ÇARKLARIN OPTİMİZASYONU

Optimizasyon bir problemin en iyi çözümünü veya tasarımını bulma işlemidir. Mühendisler tasarımda, imalatta ve bakım çalışmalarında belli kararlar almak zorunda kalmaktadır. Bu kararları alırken verilen kriterler ve kısıtlar çerçevesinde en yüksek verimi ve kaliteyi yakalamak zorundadırlar. Yani optimizasyon hedeflenen amacı maksimum veya minimum yapacak şartları bulma işlemidir[5].

Tasarımı optimize etmek, verilen kriterlere göre en iyi tasarım parametresini elde etmektir. Tasarım sürecini optimize etmek ise verimliliğinde ve kalitesinde artışı elde etmektir[13].

Dişli çarkların optimizasyonunda ise amaç belirli dişli parametrelerinin, istenen sonuç doğrultusunda kısıtlamalarda göz önüne alınarak, optimum değerlerini belirlemektir.



Şekil 3.1 Optimizasyon akış şeması[7],[8]

Genel olarak bir optimizasyon işleminin akış şeması yukarıdaki şekildedir.

3.1 Optimizasyon İçin Genel Tanımlamalar

Kısıtlayıcı fonksiyonlu tasarım optimizasyonunun da bulunması gereken üç ana kısım vardır. Bunlar elde edilmek istenen değer için amaç fonksiyonu, tasarım değişkenleri ve sınırlayıcı koşulları belirleyen kısıtlayıcı fonksiyondur.

3.1.1 Amaç fonksiyonu

Optimizasyonu yapılmak istenen fonksiyonun yazıldığı kısımdır. Amaç fonksiyonu, çözücü komutun minimize ya da maksimize etmek için çalıştığı fonksiyondur[4].

Bu çalışmada, optimizasyonu yapılmak istenen dış dibi gerilmesine göre emniyet faktörü (S_F) için hedef fonksiyonu:

$$S_F = \frac{\sigma_{F maks}}{\sigma_F}$$

Amaç fonksiyonu için eğilme sürekli mukavemeti (σ_{Flim}) 500 N/mm² olarak seçilip optimizasyon yapıldı.

3.1.2 Tasarım değişkenleri

Optimizasyonu yapılmak istenen fonksiyonun değişkenlerini gösterir. Dişli çark tasarımında temel olan modül, diş sayısı, helis açısı ve diş genişliği parametreleri değişken olarak kullanılmıştır. Bunun için her tasarım parametresi için bir değişken atanır.

Örnek olarak bu çalışmada $m = x(1)$, $z = x(2)$, $\beta = x(3)$, $b = x(4)$ değişkenleri tanımlanmıştır.

3.1.3 Kısıtlayıcı fonksiyon

Tasarıma getirilmek istenen sınırlamalardan oluşur. Getirilmek istenen kısıtlamalar belirli aralıklar şeklinde belirtilebilir ya da parametrelerin birbiri arasındaki bağıntılardan oluşabilir. Genel yapısı $f(x) \leq 0$ şeklindedir.[4]

Bu çalışmada kısıtlayıcı fonksiyonlar:

$$\sigma_H - \sigma_{Hlim} \leq 0 \quad (3.1)$$

ve

$$1 - \varepsilon_\alpha \leq 0 \quad (3.2)$$

şeklindedir.

Kısıtlayıcı fonksiyonlardan ilki için malzeme değeri (σ_{Hlim}) 1500 N/mm² olarak belirlendi.

3.2 Optimizasyon Çalışması

Bu çalışmada, MATLAB programında tek kademeli helisel dişli için kısıtlayıcı fonksiyonlu optimizasyon uygulaması yapılmıştır. Tasarım değişkenlerinin değerlerini minimum yapmak istediğimizden MATLAB' ta amaç fonksiyonu çözmek için fmincon komutu kullanılmıştır.

Optimum tasarım parametresini bulmak için m, z, β ve b gibi tasarım parametrelerinin başlangıç değerleri (x_0), alt sınır değerleri (LBnd) ve üst sınır değerleri (UBnd)

üzerinde değişiklikler yapılmıştır. Ayrıca optimizasyona ilk olarak kavrama açısını 10^0 olarak başlandı ve her seferinde kavrama açısı 1^0 artırılarak aynı işlem tekrarlanmıştır. Daha sonra elde edilen sonuçlar Tablo 3.1’de gösterilmiştir.

Tablo 3.1’de gösterilen kavrama oranı değerlerinin, dişli tasarımında genelde uygulanan, 1,1 ve hatta mümkünse 1,25’ten büyük olmasına dikkat edilmiştir.

Tablo 3.1’de emniyet faktörlerinin tasarım yaparken olması istenen aralıklar da olmadığı görülmektedir. Bunun nedeni tablolarda kavrama faktörü ve emniyet faktörü arasındaki etkileşimin gösterilmek istenmesidir. Tasarıma başlanırken istenen kısıtlara en uygun parametreler seçilebilir.

Çizelge 3.1 Değişik başlangıç koşullarında optimizasyon sonuçları

No 1.

	m	z	β	b				
x0	5	20	30	30				
LBnd	4	18	28	25				
Ubnd	6	22	32	35				
ε_α	m	z	β	b	S_F	S_H	σ_F	σ_H
1,3072	5,5994	18,0000	28,0000	25,0000	2,0716	1,2165	482,7096	1307,0000
1,2631	5,5994	18,0000	28,0000	25,0000	2,0262	1,1997	493,5370	1325,3000
1,2219	5,5994	18,0000	28,0000	25,0000	1,9828	1,1839	504,3298	1343,0000
1,1836	5,5994	18,0000	28,0000	25,0000	1,9416	1,1690	515,0493	1360,1000
1,1480	5,5994	18,0000	28,0000	25,0000	1,9024	1,1550	525,6576	1376,6000
1,1149	5,5664	18,0000	28,0000	25,0000	1,8653	1,1418	536,1175	1392,6000

No 2.

	m	z	β	b				
x0	5	20	30	30				
LBnd	4	18	26	25				
Ubnd	6	22	32	35				
ε_α	m	z	β	b	S_F	S_H	σ_F	σ_H
1,3323	5,2283	18,0000	26,0000	25,0000	1,7243	1,1146	579,9450	1426,6000
1,2881	5,2283	18,0000	26,0000	25,0000	1,6870	1,0994	592,7816	1446,2000
1,2469	5,2283	18,0000	26,0000	25,0000	1,6513	1,0851	605,5872	1465,3000
1,2084	5,2283	18,0000	26,0000	25,0000	1,6173	1,0716	618,3189	1483,7000
1,1727	5,1663	18,0071	26,0000	25,0000	1,5864	1,0600	630,3725	1500,0000
1,1417	5,1766	18,2018	26,0000	25,0000	1,5629	1,0600	639,8334	1500,0000
1,1126	5,1868	18,3906	26,0000	25,0000	1,5515	1,0600	644,5363	1500,0000

No 3.

	m	z	β	b				
x0	5	20	30	30				
LBnd	4	16	28	25				
Ubnd	6	22	32	35				
ε_α	m	z	β	b	S_F	S_H	σ_F	σ_H
1,2659	5,5994	16,0000	28,0000	25,0000	1,8037	1,0674	554,4170	1489,6000
1,2270	5,5146	16,0732	28,0000	25,0000	1,7767	1,0600	562,8542	1500,0000
1,1925	5,5259	16,2608	28,0000	25,0000	1,7636	1,0600	567,0189	1500,0000
1,1598	5,5373	16,4443	28,0000	25,0000	1,7506	1,0600	571,2407	1500,0000
1,1289	5,5486	16,6236	28,0000	25,0000	1,7376	1,0600	575,4955	1500,0000

No 4.

	m	z	β	b				
x0	5	22	30	30				
LBnd	4	20	28	20				
Ubnd	6	24	32	35				
ε_α	m	z	β	b	S_F	S_H	σ_F	σ_H
1,3693	4,3821	21,4637	28,0000	20,0000	1,3046	1,0600	766,5010	1500,0000
1,3236	4,3912	21,7715	28,0000	20,0000	1,2948	1,0600	772,3291	1500,0000
1,2805	4,4005	22,0730	28,0000	20,0000	1,2848	1,0600	778,3545	1500,0000
1,2399	4,4101	22,3673	28,0000	20,0000	1,2746	1,0600	784,5299	1500,0000
1,2019	4,4197	22,6536	28,0000	20,0000	1,2645	1,0600	790,8089	1500,0000
1,1376	4,4292	22,9312	28,0000	20,0000	1,2545	1,0600	797,1469	1500,0000
1,1329	4,4387	23,1996	28,0000	20,0000	1,2446	1,0600	803,5002	1500,0000

No 5.

	m	z	β	b				
x0	7	22	30	30				
LBnd	6	20	28	20				
Ubnd	8	24	32	35				
ε_α	m	z	β	b	S_F	S_H	σ_F	σ_H
1,3469	6,0000	20,1407	28,0000	20,0000	1,4399	1,0600	694,4843	1500,0000
1,3027	6,0000	20,3857	28,0000	20,0000	1,4268	1,0600	700,8892	1500,0000
1,2611	6,0000	20,6732	28,0000	20,0000	1,4135	1,0600	707,4836	1500,0000
1,2220	6,0000	20,8545	28,0000	20,0000	1,4001	1,0600	714,2170	1500,0000
1,1852	6,0000	21,0779	28,0000	20,0000	1,3869	1,0600	721,0396	1500,0000
1,1508	6,0000	21,2935	28,0000	20,0000	1,3738	1,0600	727,9040	1500,0000
1,1186	6,0000	21,5012	28,0000	20,0000	1,3610	1,0600	734,7650	1500,0000

No 6.

	m	z	β	b				
x0	7	22	30	30				
LBnd	6	20	26	20				
Ubnd	8	24	32	35				
ε_α	m	z	β	b	S_F	S_H	σ_F	σ_H
1,3915	6,0000	21,1639	26,0000	20,0000	1,3673	1,0600	731,3463	1500,0000
1,3456	6,0000	21,4212	26,0000	20,0000	1,3547	1,0600	738,1926	1500,0000
1,3024	6,0000	21,6707	26,0000	20,0000	1,3418	1,0600	745,2738	1500,0000
1,2617	6,0000	21,9123	26,0000	20,0000	1,3288	1,0600	752,5336	1500,0000
1,2234	6,0000	22,1457	26,0000	20,0000	1,3159	1,0600	759,9172	1500,0000
1,1875	6,0000	22,3708	26,0000	20,0000	1,3031	1,0600	767,3719	1500,0000
1,1540	6,0000	22,5873	26,0000	20,0000	1,2906	1,0600	774,8477	1500,0000
1,1226	6,0000	22,7951	26,0000	20,0000	1,2783	1,0600	782,2972	1500,0000

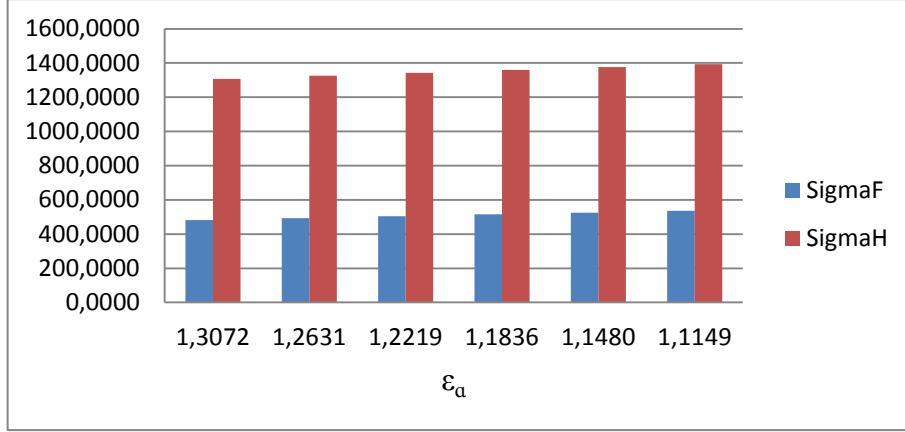
No 7.

	m	z	β	b				
x0	6	24	30	30				
LBnd	5	22	28	20				
Ubnd	7	26	32	35				
ε_α	m	z	β	b	S_F	S_H	σ_F	σ_H
1,3780	5,0000	22,0000	28,0000	20,0000	1,3823	1,0967	723,4173	1449,8000
1,3269	5,0000	22,0000	28,0000	20,0000	1,3496	1,0806	740,9496	1471,4000
1,2796	5,0000	22,0000	28,0000	20,0000	1,3185	1,0656	758,4496	1492,2000
1,2376	5,0000	22,1656	28,0000	20,0000	1,2889	1,0600	775,8494	1500,0000
1,1996	5,0000	22,4292	28,0000	20,0000	1,2609	1,0600	793,0853	1500,0000
1,1640	5,0000	22,6847	28,0000	20,0000	1,2344	1,0600	810,0948	1500,0000
1,1307	5,0000	22,9316	28,0000	20,0000	1,2095	1,0600	826,8179	1500,0000

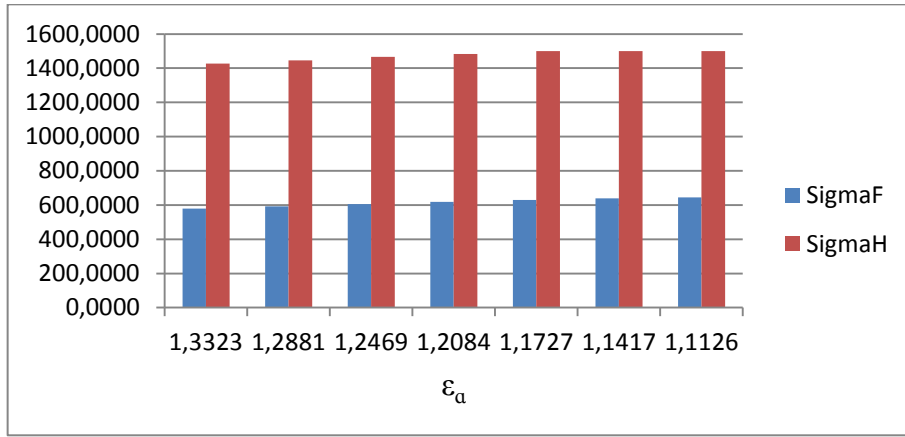
No 8.

	m	z	β	b				
x0	6	22	30	20				
LBnd	5	20	28	20				
Ubnd	7	26	32	30				
ε_α	m	z	β	b	S_F	S_H	σ_F	σ_H
1,3671	5,0000	21,3303	28,0000	20,0000	1,3335	1,0600	749,8827	1500,0000
1,3213	5,0000	21,6156	28,0000	20,0000	1,3225	1,0600	756,1623	1500,0000
1,2782	5,0000	21,8942	28,0000	20,0000	1,3112	1,0600	762,6425	1500,0000
1,2376	5,0000	22,1656	28,0000	20,0000	1,2999	1,0600	769,2710	1500,0000
1,1996	5,0000	22,4249	28,0000	20,0000	1,2887	1,0600	775,9972	1500,0000
1,1640	5,0000	22,6847	28,0000	20,0000	1,2775	1,0600	782,7723	1500,0000
1,1307	5,0000	22,9316	28,0000	20,0000	1,2665	1,0600	789,5504	1500,0000

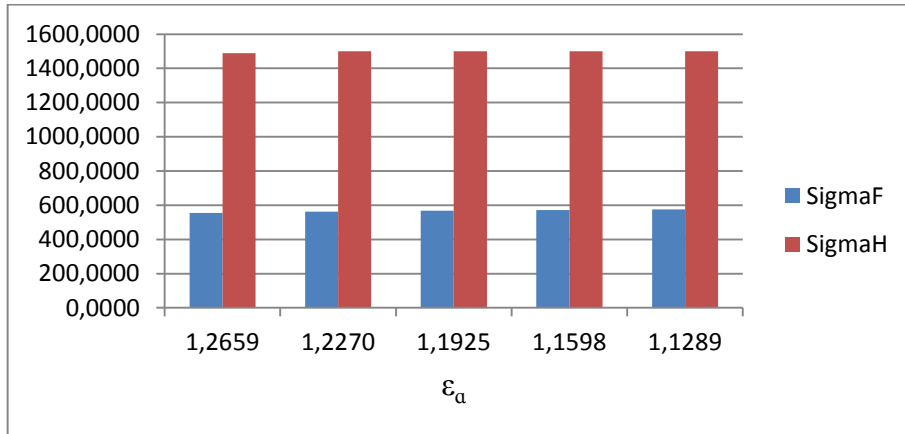
Optimizasyon sonucunda kavrama oranının belli oranda azalarak değişirken dış dibi mukavemetine göre emniyet faktörünün de buna paralel olarak aynı şekilde belli oranda azalarak değiştiği görülmüştür. Bu değişimi daha iyi ortaya koymak için Tablo 3.1'e göre hazırlanmış grafiklerden daha iyi analiz edebiliriz.



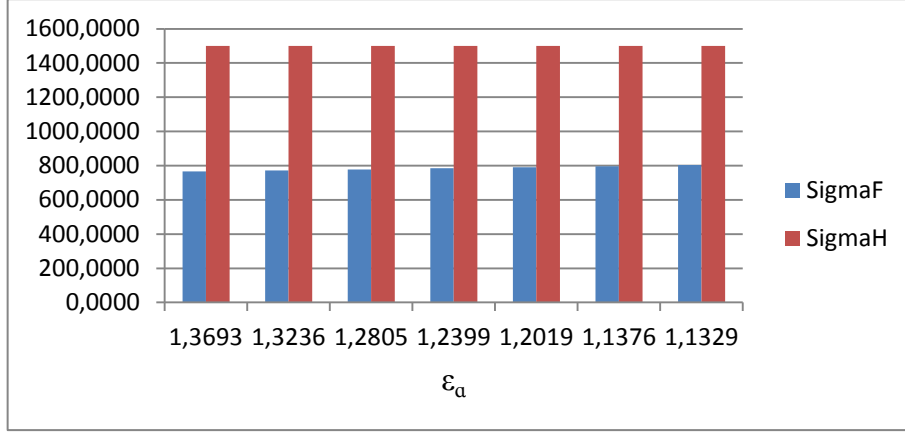
Şekil 3.2 Optimizasyon sonucu No 1.



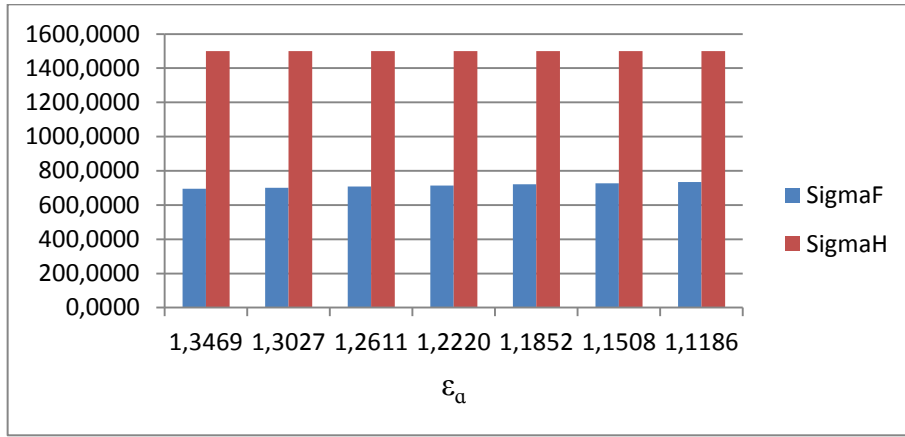
Şekil 3.3 Optimizasyon sonucu No 2.



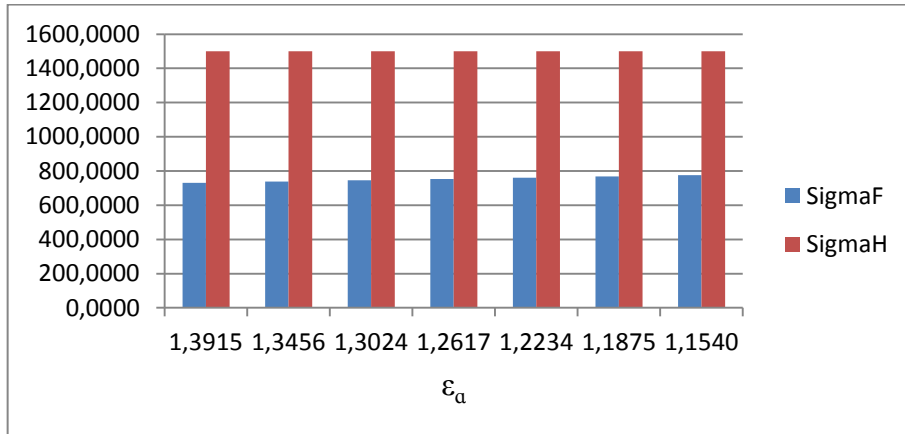
Şekil 3.4 Optimizasyon sonucu No 3.



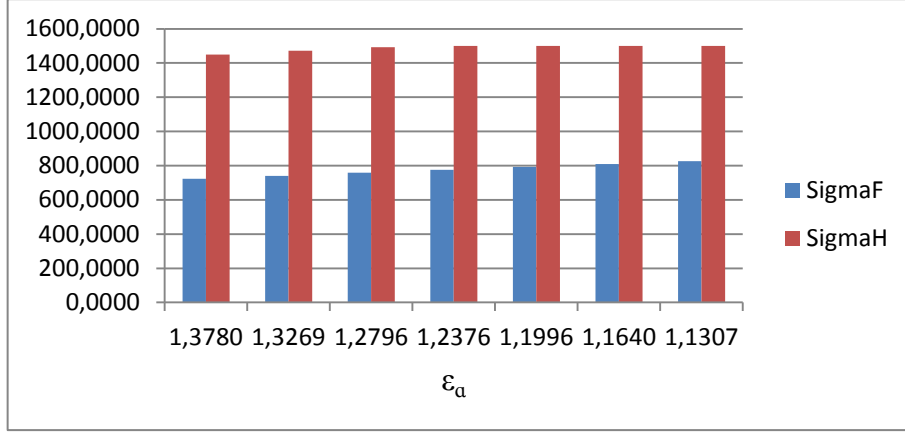
Şekil 3.5 Optimizasyon sonucu No 4.



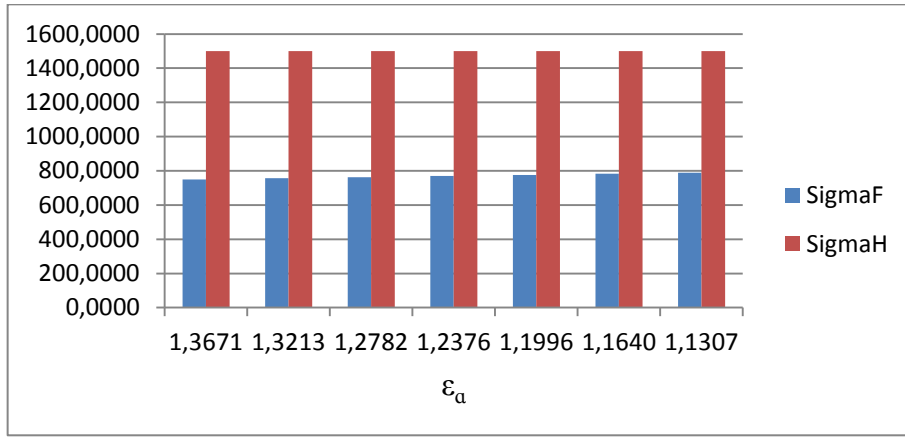
Şekil 3.6 Optimizasyon sonucu No 5.



Şekil 3.7 Optimizasyon sonucu No 6.



Şekil 3.8 Optimizasyon sonucu No 7.



Şekil 3.9 Optimizasyon sonucu No 8.

Tablo 3.1 No 8. de daha önce mukavemet hesaplarında verdiğimiz sayısal örneğin optimizasyon yapılmış sonuçları yer almaktadır. Bu sonuçlara göre aynı kavrama açısında ($\alpha = 15$) diş dibi eğilmesine göre emniyet faktörü (S_F) ve yan yüzey mukavemetine göre emniyet faktörü (S_H) ciddi farklılıklar göstermektedir. Optimizasyon sonucunda S_F değeri %39,7 ve S_H %15,7 oranlarında azalmıştır. Yani optimizasyon sonucunda, ileilmek istenen aynı moment değeri için daha hafif ve yeterli mukavemet değerlerini sağlayan bir helisel dişli tasarlanabilir. Böylece gereksiz malzeme ve güç sarfiyatı engellenerek maliyet düşürülmüş olur.

SONLU ELEMENLAR METODU ile GERİLME ANALİZİ

Günümüzde analiz konusu makine sektörünün vazgeçilmez unsuru olmuştur. Tasarlanan ürün sayısal ortamda test edilerek çalışma performansı hakkında bilgi edinilebilir. Bir ürün tasarlanırken amaç minimum maliyetle optimum dayanımı elde etmektir.

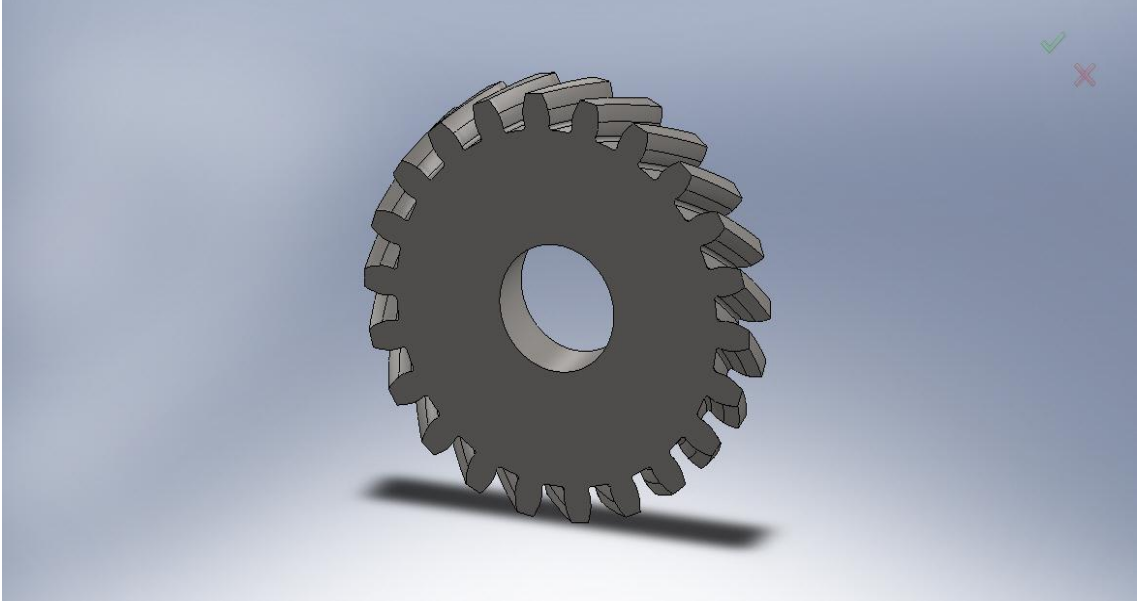
Analiz için kullanılan yazılımları iki kısma ayırabiliriz. Birinci kısımda daha çok profesyonellerin kullandığı yazılımlar, ikinci kısımda ise asıl işi analiz yapmak olmayan tasarımcıların kullandığı yazılımlar bulunmaktadır. Ansys, NASTRAN, Abaqus gibi yazılımlar birinci kısımda yer almaktadır ve sadece analiz amaçlı olarak profesyonel düzeyde analiz yapanlar tercih etmektedir. Kullanımlarında profesyonel düzeyde bilgi ve tecrübe gerekmektedir. Çünkü analiz sonucu elde edilen veri tasarımcıya ham olarak sunulmaktadır.

COSMOSWORKS gibi yazılımlar ise ikinci kısımdaki tasarım modülünü de içinde barındıran yazılımlardır. Modelleme ve analiz aynı sistemde yapıldığı için veri kaybı ortadan kalkmaktadır. COSMOSWORKS daha çok asıl işi analiz yapmak olmayan tasarımcılar için kullanışlı bir yazılımdır. Çünkü asıl işi analiz yapmak olmayan tasarımcılar daha çok işlenmiş veriye ihtiyaç duymaktadır[18].

4.1 Katı Model

Bu çalışmada analize başlamadan önce parça geometrisini oluşturmak için Tablo 3.1 No 7'den kavrama açısı 1,2796 ve $m=5$, $z=22$, $\beta=28$ ve $b=20$ değerleri genel dişli tasarım

kriterleri doğrultusunda seçildi. Daha sonra seçilen değerlere göre evolvent diş profiline sahip bir helisel dişlinin katı modeli SolidWorks programında oluşturulmuştur.

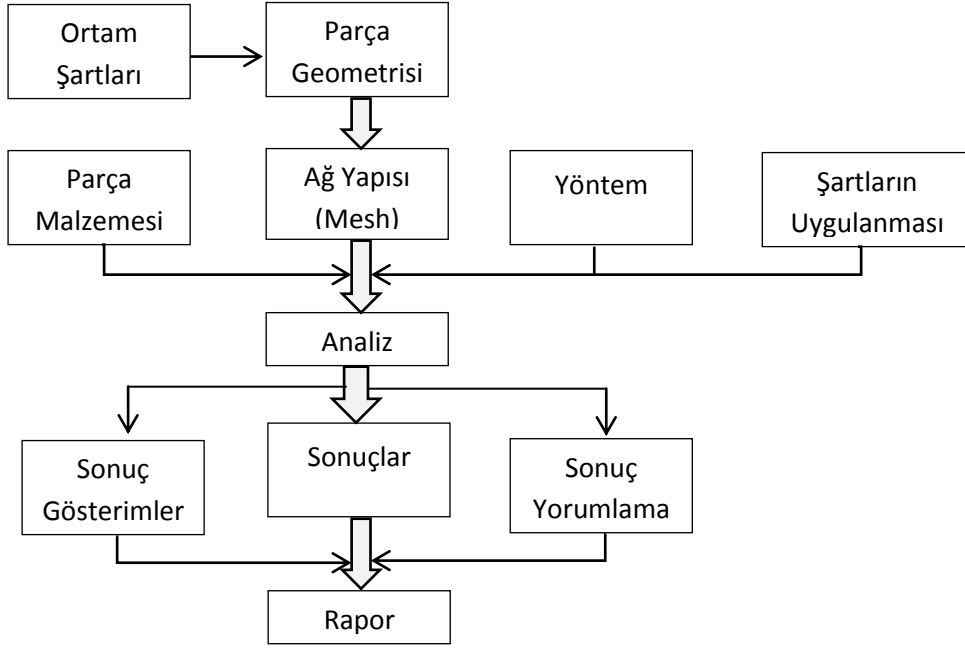


Şekil 4.1 Helisel dişli çark katı modeli

Oluşturulan helisel dişli çarkın orta noktasına çapı 40 mm olan bir delik açıldı. Delik çapı tahmini olarak rastgele seçilmiştir. Fakat belirtmek gerekir ki bu boşluk analiz sürecinde sonuçları etkileyebilmektedir. Çünkü kenar kalınlığı azaldıkça maksimum gerilme artmaktadır ve maksimum gerilimin olduğu kritik nokta kavis bölgesinden diş dibine doğru kaymaktadır[16].

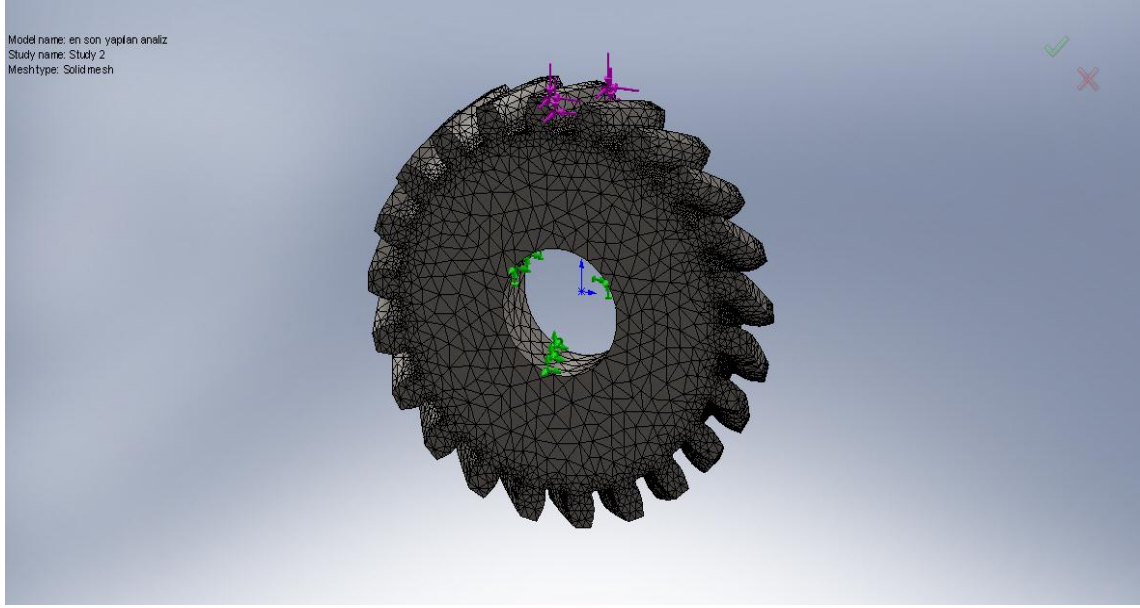
4.2 Analiz Süreci

Analiz süreci değişik aşamalardan oluşmaktadır. Genel olarak ilk önce analizi yapılacak parçanın ortam şartları tespit edilir. Bu ortam şartları parça malzemesi, yükler ve sabitlemeler olabilir. İkinci olarak ise tespit edilen bu ortam şartlarının parçaya uygulanarak analizin gerçekleştirilmesi gelmektedir. Son olarak ise analiz sonuçlarının değerlendirilmesi yapılır.



Şekil 4.2 Analiz süreci[18]

Oluşturulan dişli çark katı modeli Cosmosworks içine atılarak analize geçildi. Analize başlarken ilk olarak çalışma tanımlandı. Bunun için analiz tipi olarak statik analiz, ağ tipi hacimsel ağ seçildi. Daha sonra parça malzemesi olarak ise 16MnCr5 seçilip parçaya uygulandı. Malzeme seçiminden sonra ağ tipi oluşturulmasına geçildi ve en sık olan ağ tipini oluşturulması için program yönlendirildi.

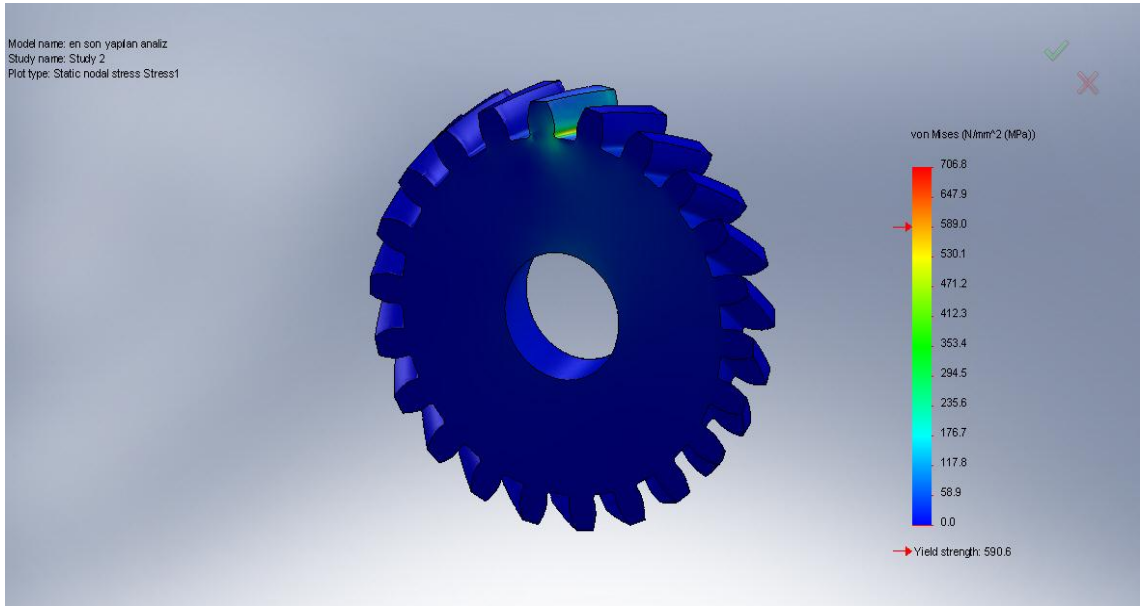


Şekil 4.3 Helisel dişli çarkın ağ yapısı, sabitlenmesi ve kuvvet uygulanması

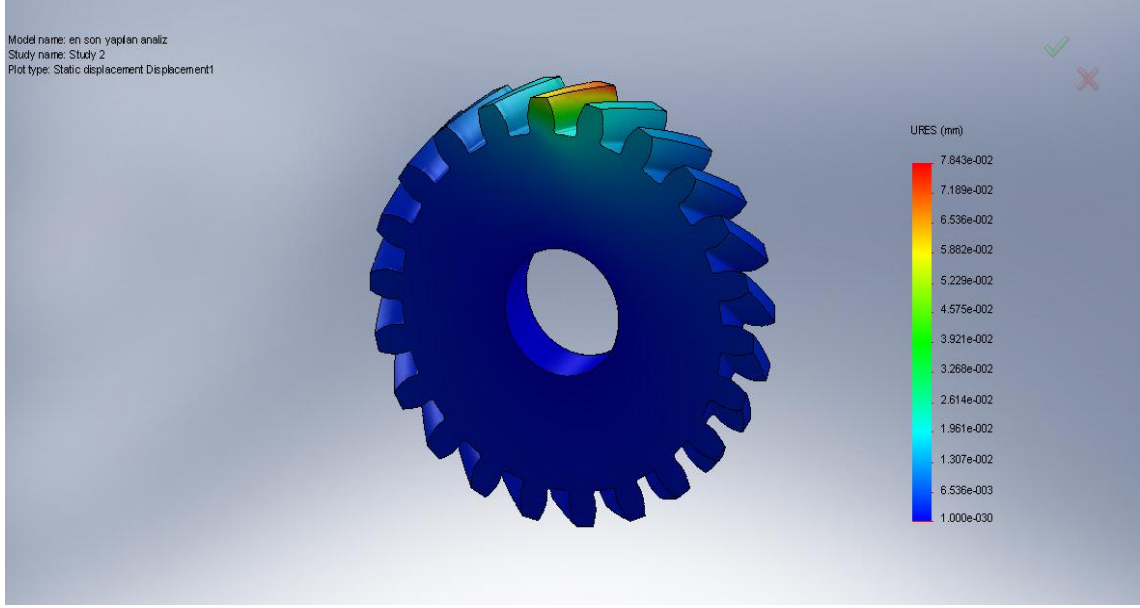
Helisel dişli çark ortasındaki delikten sabitlendi ve en üstteki dişin yan yüzeyine $F_t=8590$ N, $F_e=4567,4$ N, $F_r=2067,9$ N olmak üzere teğetsel, aksenal ve radyal kuvvetler uygulanarak analiz başlatıldı.

Analiz sonucunda dişli çarkta oluşan gerilim, yer değiştirme ve gerinim sonuçları gibi aşağıdaki şekillerde görüldüğü gibi oluştu.

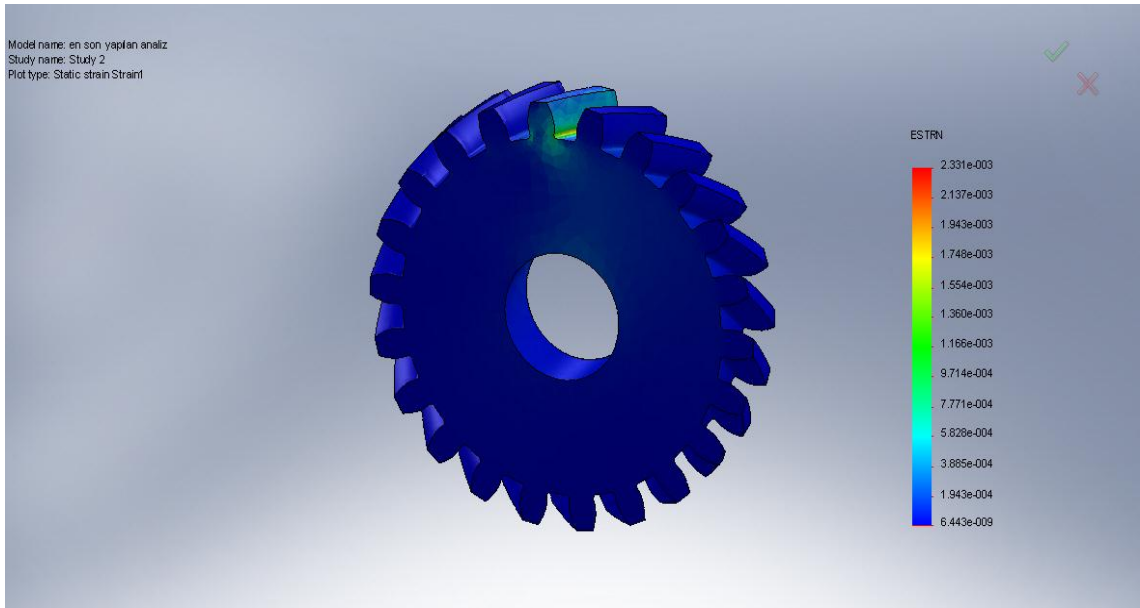
Analiz sonuçlarından da görüldüğü gibi en yüksek gerilim diş dibinde oluştu ve bu değerde malzemenin dayanabileceği maksimum değer çok altında oluştu.



Şekil 4.4 Helisel dişli çarkın gerilme analizi



Şekil 4.5 Helisel dişli çarkın yer değiştirme analiz sonucu



Şekil 4.6 Helisel dişli çarkın gerinim analiz sonucu

Analiz sonuçlarında diş dibinde oluşan maksimum gerilme $706,8 \text{ N/mm}^2$ olarak oluşmuştur. Optimizasyon sonucunda ise diş dibi gerilmesi $758,4496 \text{ N/mm}^2$ olarak hesaplanmıştır. Bu değerlere göre arada %6,8'lik bir fark oluşmuştur. Bu farkta kabul edilebilir sınırlar içindedir. Sonuçlar Tablo 4.1'de de ortaya koyulmuştur.

Çizelge 4.1 Diş dibi gerilmeleri

	σ_F (N/mm ²)	Değişim (%)
COSMOSWorks ile analiz	706,8	6,8
Matlab ile optimizasyon	758,4496	

SONUÇ ve ÖNERİLER

Optimizasyon sonucunda kavrama oranı azaldıkça hem diş dibi emniyet faktörü hem de yüzey basıncı emniyet faktörü azalmıştır. Bunun yanında gerilme değerleri tam tersi olarak artış göstermiştir.

Elle yapılan helisel dişli mukavemet hesabı sonucu ile MATLAB'ta aynı başlangıç değerleriyle yapılan optimizasyon sonuçları karşılaştırıldığında daha hafif ve yeterli mukavemet değerlerini sağlayan bir helisel dişli çarkla istenilen döndürme momentinin iletebileceği anlaşılmıştır. Helisel dişlinin daha hafif olması daha az malzeme kullanımını gerektirir. Buda maliyette ve güçte tasarruf demektir.

Sonlu elemanlar metodu ile elde edilen diş dibi gerilmesi ile optimizasyonda elde edilen diş dibi gerilmesi değeri arasında %6,8'lik bir fark olduğu anlaşılmıştır.

Sonuç olarak bu çalışma günümüzde helisel dişlilerle ilgili olarak yapılabilecek çalışmalara hazırlık niteliği taşımaktadır. Özellikle yapılan optimizasyon çalışmasına profil kaydırma v.s. gibi daha değişik parametreler eklenerek optimizasyon çalışması gerçekleştirilebilir.

Günümüzde artık kısıtlı doğal kaynaklar kalması ve çevre kirliliğine neden olduğu için gereksiz malzeme ve enerji sarfiyatından kaçınılmalıdır. Buna göre hesaplamalarda ve konumuz özelinde helisel dişli çark hesaplarında istenen kısıtlar doğrultusunda optimizasyon çalışmalarına daha çok önem verilmelidir.

Yapısal analiz konusu da mühendislikte çok önem kazanmıştır. Yapılan tasarımlar sayısal ortamda test edilerek doğruluğu belirlenebilmektedir. Bu nedenle analiz

konularındaki bilgi ve birikimlerin arttırılması gelecek adına atılmış önemli bir adım olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Babalık, F.C., (2009). Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, 4. Baskı, Dora Basım Yayım Dağıtım, Bursa.
- [2] Avcıl, Ö.A., (2006). Dişli Çarkların Standartlara Göre Hesaplanması ve Bilgisayar Destekli Tasarımla Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [3] Wang, C., Fang, Z. ve Jia, H., (2010). “Investigation Of A Design Modification For Double Helical Gears Reducing Vibration And Noise”, J. Marine Sci. Appl., 9: 81-86
- [4] MathWorks, Optimization Toolbox 6 User’s Guide, http://www.mathworks.com/help/pdf_doc/optim/optim_tb.pdf, 21 Haziran 2011.
- [5] Kaymaz, İ., Optimizasyon Teknikleri: Optimizasyona Giriş, [http:// 194. 27. 49. 11 / makine/ikaymaz/optimizasyon/](http://194.27.49.11/makine/ikaymaz/optimizasyon/), 20 Mayıs 2011.
- [6] Bozca, M., (2008). “Influence of core hardness on bending strength of tooth in cylindrical gears under quasistatic loading conditions”, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 31: 902-910.
- [7] Bozca, M., (2010). “Torsional vibration model based optimization of gearbox geometric design parameters to reduce rattle noise in an automotive transmission”, Mechanism and Machine Theory, 45: 1583-1598.
- [8] Bozca, M. ve Fietkau, P., “Empirical model based optimization of gearbox geometric design parameters to reduce rattle noise in automotive transmission”, Mechanism and Machine Theory, 45: 1599-1612.
- [9] Ko, K.E., Lim, D.E., Kim, P.Y. ve Park, J., (2010). “A Study On The Bending Stress Of The Hollow Sun Gear In A Planetary Gear Train”, Journal Of Mechanical Science And Technology, 24: 29-32.
- [10] Tesfahunegn, Y.A., Rosa, F. ve Gorla, C., (2010). “The Effects Of The Shape Of Tooth Profile Modifications On The Transmission Error, Bending, And Contact Stress Of Spur Gears”, Journal Of Mechanical Engineering Science, 224: 1749-1758.
- [11] Costopoulos, T. ve Spitas, V., (2009). “Reduction Of Gear Fillet Stresses By Using One-Sided Involute Asymmetric Teeth”, Mechanism and Machine Theory, 44: 1524-1534.

- [12] Aydeniz, A.İ. ve Yücenur, M.S., (2009). “Yüksek Kavrama Oranlı Dişli Mekanizmalarında Uç Girişiminin Statik Zorlanmalara Etkileri”, itüdergisi/d mühendislik, 8: 106-115.
- [13] Goldfarb, V.I., Kapalevich, A.L. ve Tkachev, A.A., (2008). “An Advanced Approach To Optimal Gear Design”, Gear Solutions, 1: 42-51.
- [14] Lin, A.D. Kuang, J.H., (2007). “On The Bending And Surface Fatigues Of An Engaging Spur Gear Pair”, 12th IFToMM World Congress, 18-21 June 2007, Besançon.
- [15] Kang, J.S. ve Choi, Y.S., (2008). “Optimization Of Helix Angle For Helical Gears System”, Journal of Mechanical Science and Technology, 22: 2393-2402.
- [16] Ge, N. ve Zhang, J., (2008). “Finite Element Analysis Of Internal Gear In High Speed Planetary Gear Units” Tianjin University and Springer-Verlag, 14: 11-15.
- [17] Kumar, V.S., Muni, D.V. ve Muthuveerappan, G., (2008). “Optimization of asymmetric spur gear drives to improve the bending load capacity”, Mechanism and Mechine Theory, 43: 829-858.
- [18] Bayrak S. ve Turgut M., (2007). SolidWorks, 1. Baskı, Seçkin Yayıncılık, Ankara.

MATLAB KODLARI**A-1 Optimizasyon Komutları İçin Oluşturulan M Dosyası**

```
%[m,z,beta,b]

x0=[6,24,30,30];
LBnd=[5,22,28,20];
UBnd=[7,26,32,35];

options=optimset('algorithm','interior-point');
[x,fval]=fmincon('dislicarkfun5',x0,[],[],[],[],LBnd,UBnd,'dislicarkconstraints4',options)
```

A-2 Kısıtlayıcılar İçin Oluşturulan M Dosyası

```
function [c,ceq]=dislicarkconstraints4(x)
Md=175000;

%beta:helis açısı
%alfa:kavrama açısı
%alfan:normal kesit kavrama açısı
%alfat:alın kesit kavrama açısı

beta=x(3);
alfa=12;
alfan=alfa;
alfat=(atan(tan(alfan*pi/180)/cos(beta*pi/180)))*180/pi;
alfat;
i=2;
b=x(4);
```

%mt:alın kesit modül değeri
%mn:normal kesit modül değeri
%z:diş sayısı
%d:taksimât dairesi çapı
%da:baş dairesi çapı
%df:taban dairesi çapı
%db:temel dairesi çapı
%pn:normal kesit taksimâtı
%pt:alın kesit taksimâtı

mn=x(1);
mt=mn/cos(beta*pi/180);
z1=x(2);
d1=z1*mt;
da1=(z1*(mt))+(2*mn);
df1=(z1*(mt))-(2.5*mn);
db1=(z1*(mt))*cos(alfat*pi/180);
pn1=mn*pi;
pt1=mt*pi;

z2=z1/i;
d2=(z1*mt)/i;
da2=((z1*mt)+(2*mn))/i;
db2=((z1*mt)*cos(alfat*pi/180))/i;

Ft=(2*Md)/d1;
Fe=((2*Md)/d1)*tan(beta*pi/180);
Fr=((2*Md)/d1)*((tan(alfan*pi/180))/cos(beta*pi/180));
FD=Ft/((cos(alfan*pi/180))*(cos(beta*pi/180)));

%ad:merkezler arası mesafe
ad=(mn*(z1+z2))/(2*cos(beta*pi/180));

%YS:gerilim düzeltme faktörü - (şekilden)
%epsilonalfa:profil kavrama oranı
%Yepsilon:kavrama faktörü
%epsilonbeta:adım kavrama oranı
%Ybeta:helis faktörü

YS=1.56;
epsilonalfa=(sqrt((da1/2)^2-(db1/2)^2)+sqrt((da2/2)^2-(db2/2)^2)-
(ad*sin(alfat*pi/180)))/(pi*mt*cos(alfat*pi/180));
epsilonalfa;
Yepsilon=0.25+((0.75/epsilonalfa)*cos(beta*pi/180)*cos(beta*pi/180));
epsilonbeta=(b*sin(beta*pi/180))/(pi*mn);

```
Ybeta=1-(epsilonbeta)*(beta/120);
```

```
%ad:merkez uzaklığı  
%ZH:bölge faktörü - (şekilden)  
%ZE:elastisite faktörü -(tablodan)  
%Zepsilon:kavrama faktörü(kavrama oranı 1'den büyükse)  
%Zbeta:eğim faktörü
```

```
ZH=2.23;
```

```
ZE=189.8;
```

```
if epsilonbeta>=1
```

```
    Zepsilon=sqrt(1/epsilonalfa);
```

```
else if epsilonbeta<1
```

```
    Zepsilon=sqrt(((4-epsilonalfa)/3)*(1-epsilonbeta)+(epsilonbeta/epsilonalfa));
```

```
end
```

```
end
```

```
Zbeta=sqrt(cos(beta*pi/180));
```

```
sigmaHC=real(sqrt((Ft*(i+1))/(b*d1*i))*ZH*ZE*Zepsilon*Zbeta);  
sigmaHC;
```

```
%KA:işletme faktörü - (tablodan)  
%KV:dinamik faktör - (şekilden)  
%Kbeta:genişlik faktörü - (tablodan)  
%fw:yük düzeltme faktörü - (tablodan)  
%fp:malzeme çifti faktörü - (tablodan)  
%KFbeta:genişlik faktörü  
%KFalfa:alın yük dağılım faktörü - (tablodan)
```

```
KA=1.25;
```

```
KValfa=15.3;
```

```
KVbeta=0.0193;
```

```
KV=KValfa-epsilonbeta*(KValfa-KVbeta);
```

```
Kbeta=1.11;
```

```
fw=1.15;
```

```
fp=1;
```

```
KFbeta=1+(Kbeta-1)*fw*fp;
```

```
KFalfa=1.1;
```

```
%KHbeta:genişlik faktörü
```

```
%KHalfa:alın yük dağılım faktörü - (tablodan)
```

```
KHbeta=KFbeta^1.39;
```

```
KHalfa=1.1;
```

```
sigmaH=real(sigmaHC*sqrt(KA*KV*KHbeta*KHalfa));  
sigmaH
```

```
%ZN:ömür faktörü - (şekilden)
%ZL:yağlama faktörü - (şekilden)
%ZV:hız faktörü - (şekilden)
%ZR:pürüz faktörü - (şekilden)
%ZW:malzeme çifti faktörü - (tablodan)
%ZX:büyüklik faktörü - (şekilden)
```

```
sigmaHlim=1500;
ZN=1;
ZL=1;
ZV=1.06;
ZR=1;
ZW=1;
ZX=1;
```

```
sigmaHmaks=real(sigmaHlim*ZN*ZL*ZV*ZR*ZW*ZX);
sigmaHmaks
```

```
SH=real(sigmaHmaks/sigmaH);
SH
```

```
c=[sigmaH-sigmaHlim;1-epsilonalfa];
ceq=[];
end
```

A-3 Hedef Fonksiyon İçin Oluşturulan M Dosyası

```
function SF=dislicarkfun5(x)
Md=175000;
```

```
%beta:helis açısı
%alfa:kavrama açısı
%alfan:normal kesit kavrama açısı
%alfat:alın kesit kavrama açısı
```

```
beta=x(3);
alfa=12;
alfan=alfa;
alfat=(atan(tan(alfan*pi/180)/cos(beta*pi/180)))*180/pi;
alfat;
i=2;
b=x(4);
```

```
%mt:alın kesit modül değeri
%mn:normal kesit modül değeri
%z:diş sayısı
%d:taksimat dairesi çapı
%da:baş dairesi çapı
%df:taban dairesi çapı
```

%db:temel dairesi çapı
%pn:normal kesit taksimatı
%pt:alın kesit taksimatı

mn=x(1);
mt=mn/cos(beta*pi/180);
z1=x(2);
d1=z1*mt
da1=(z1*(mt))+(2*mn);
df1=(z1*(mt))-(2.5*mn);
db1=(z1*(mt))*cos(alfat*pi/180);
pn1=mn*pi;
pt1=mt*pi;

z2=z1/i;
d2=(z1*mt)/i;
da2=((z1*mt)+(2*mn))/i;
db2=((z1*mt)*cos(alfat*pi/180))/i;

Ft=(2*Md)/d1;
Fe=((2*Md)/d1)*tan(beta*pi/180);
Fr=((2*Md)/d1)*((tan(alfan*pi/180))/cos(beta*pi/180));
FD=Ft/((cos(alfan*pi/180))*(cos(beta*pi/180)));

%ad:merkezler arası mesafe
ad=(mn*(z1+z2))/(2*cos(beta*pi/180));

%YF:Diş form faktörü - (tablodan)
YF=2.91;

sigmae=real((Ft/(b*mt))*YF); %Teorik eğilme gerilmesi
sigmae;

%YS:gerilim düzeltme faktörü - (şekilden)
%epsilonalfa:profil kavrama oranı
%Yepsilon:kavrama faktörü
%epsilonbeta:adım kavrama oranı
%Ybeta:helis faktörü

YS=1.56;
epsilonalfa=(sqrt((da1/2)^2-(db1/2)^2)+sqrt((da2/2)^2-(db2/2)^2)-
(ad*sin(alfat*pi/180)))/(pi*mt*cos(alfat*pi/180));
epsilonalfa;
Yepsilon=0.25+((0.75/epsilonalfa)*cos(beta*pi/180)*cos(beta*pi/180));
epsilonbeta=(b*sin(beta*pi/180))/(pi*mn);
Ybeta=1-(epsilonbeta)*((beta*pi/180)/120);

```
sigmaF0=real(sigmae*YS*Yepsilon*Ybeta);  
sigmaF0;
```

```
%KA:işletme faktörü - (tablodan)  
%KV:dinamik faktör - (şekilden)  
%Kbeta:genişlik faktörü - (tablodan)  
%fw:yük düzeltme faktörü - (tablodan)  
%fp:malzeme çifti faktörü - (tablodan)  
%KFbeta:genişlik faktörü  
%KFalfa:alın yük dağılım faktörü - (tablodan)
```

```
KA=1.25;  
KValfa=15.3;  
KVbeta=0.0193;  
KV=KValfa-epsilonbeta*(KValfa-KVbeta);  
Kbeta=1.11;  
fw=1.15;  
fp=1;  
KFbeta=1+(Kbeta-1)*fw*fp;  
KFalfa=1.1;
```

```
sigmaF=real(sigmaF0*KA*KV*KFbeta*KFalfa);  
sigmaF
```

```
%YN:ömür faktörü - (sonsuz mukavim değilse şekilden)  
%Ydelta:göreceli destek sayısı(çentiğe duyarlılık)  
%YR:göreceli yüzey faktörü  
%YX:büyüklik faktörü  
%YST:düzeltilme faktörü
```

```
Fdisdibi=Ft*YF*YS*Yepsilon*Ybeta*KA*KV*KFbeta*KFalfa;  
Feksenel=Fdisdibi*tan(beta*pi/180);  
Fradyal=Fdisdibi*((tan(alfan*pi/180))/cos(beta*pi/180));  
FD=Fdisdibi/((cos(alfan*pi/180))*(cos(beta*pi/180)));
```

```
sigmaFlim=500;  
YN=1;  
Ydelta=1;  
YR=1;  
YX=1;  
YST=2;
```

```
sigmaFmaks=real(sigmaFlim*YN*Ydelta*YR*YX*YST);  
sigmaFmaks
```

```
SF=real(sigmaFmaks/sigmaF);  
SF
```

```
end
```

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Ad Soyadı : Mehmet Çağdaş MERT
Doğum Tarihi ve Yeri : 1985 İstanbul
Yabancı Dili : İngilizce
E-Posta : cagdasmert11@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Konstrüksiyon	Yıldız Teknik Üniversitesi	2011
Lisans	Genel	Trakya Üniversitesi	2009
Lise	Fen Bilimleri	Kadir Has Anadolu Lisesi	2003