

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

**PROFİL KAYDIRMALI HELİSEL ALIN DIŐLİ ÇARK MEKANİZMALARININ
OPTİMİZASYONU**

NURETTİN OKAN ÇAYCI

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

**DANIŐMAN
YRD. DOÇ. DR. MEHMET BOZCA**

İSTANBUL, 2012

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

PROFİL KAYDIRMALI HELİSEL ALIN DIŐLİ ÇARK MEKANİZMALARININ
OPTİMİZASYONU

Nurettin Okan ÇAYCI tarafından hazırlanan tez çalışması 10.10.2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez DanıŐmanı

Yrd. Doç. Dr. Mehmet BOZCA
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Yrd. Doç. Dr. Mehmet BOZCA
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ferhat DİKMEN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Aykut SAFA
Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Bu çalışmamda bana bilgi, birikim ve deneyimleriyle yol göstererek katkıda bulunan değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Mehmet BOZCA' ya teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca bana eğitim hayatımda bu güne kadar destek olan aileme teşekkür ederim.

Ekim, 2012

Nurettin Okan ÇAYCI

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
TABLO 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 ÇARKLAR VE MUKAVEMET HESAPLARI.....	3
2.1 Helisel Alın Dişli Çarklar	4
2.2 Helisel Alın Dişli Çark Mekanizmalarında Ana Boyutlar	6
2.3 Helisel Alın Dişlilerde Profil Kaydırma	7
2.4 Helisel Alın Dişlilerde Kavrama	10
2.5 Diş Dibi Mukavemeti	11
2.6 Yan Yüzey Mukavemeti	12
2.7 Mukavemet Hesaplarında Kullanılan Katsayılar	12
2.7.1 İşletme Faktörü K_A	12
2.7.2 Dinamik Faktör K_V	13
2.7.3 Genişlik Faktörü $K_{F\beta}$ ve $K_{H\beta}$	13
2.7.4 Alın Yük Dağılım Faktörü $K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$	15
2.7.5 Diş Form Faktörü Y_F :	16
2.7.6 Gerilim Düzeltme Faktörü Y_S :	18
2.7.7 Kavrama Faktörü Y_ϵ	18
2.7.8 Helis Faktörü Y_β	18

2.7.9	Ömür faktörü Y_N	19
2.7.10	Göreceli Destek Sayısı Y_δ	19
2.7.11	Göreceli Yüzey Faktörü Y_R	19
2.7.12	Büyüklik Faktörü Y_X	20
2.7.13	Düzeltilme Faktörü Y_{st}	20
2.7.14	Bölge Faktörü Z_H	20
2.7.15	Kavrama Faktörü Z_E	21
2.7.16	Elastiklik Faktörü Z_E	21
2.7.17	Eğim Faktörü Z_β	23
2.7.18	Ömür Faktörü Z_N	23
2.7.19	Yağlama Faktörü Z_L	23
2.7.20	Hız Faktörü Z_V	24
2.7.21	Pürüz Faktörü Z_R	25
2.7.22	Malzeme Çifti Faktörü Z_W	25
2.7.22	Büyüklik Faktörü Z_x	25
BÖLÜM 3		
OPTİMİZASYON.....		26
3.1	Helisel Alın Dişli Çarkların Optimizasyonu.....	27
3.2	Optimizasyon İçin Genel Tanımlar	28
3.2.1	Amaç Fonksiyonu	28
3.2.2	Tasarım Değişkenleri	28
3.2.3	Kısıtlayıcı Fonksiyon.....	29
3.2.4	Helisel Alın Dişli Çarkın Optimizasyonu	29
BÖLÜM 4		
SONUÇ VE ÖNERİLER		37
KAYNAKLAR.....		38
EK-A		
MATLAB KODLARI		40
A-1	Hedef Fonksiyon İçin Oluşturulan M-File Dosyası	40
A-2	Kısıtlayıcılar İçin Oluşturulan M-File Dosyası	499
A-3	Optimizasyon Komutları İçin Oluşturulan M-File Dosyası	55
ÖZGEÇMİŞ.....		57

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.2	Düz Dişlilerden helisel dişlinin elde edilişi..... 4
Şekil 2.3	Vida helis dişli benzerliği 5
Şekil 2.1	Helis dişli..... 4
Şekil 2.4	Helisel dişlilerde alın ve normal kesit..... 6
Şekil 2.5	Profil kaydırılmış helisel dişli mekanizmalarda eksenler arası mesafe 8
Şekil 2.11	Gerilim düzeltme faktörü Y_s 18
Şekil 2.12	Ömür faktörü Y_N 19
Şekil 2.13	Bölge faktörü Z_H 20
Şekil 2.14	Ömür faktörü Z_N 23
Şekil 2.15	Yağlama faktörü Z_L 24
Şekil 2.16	Hız faktörü Z_v 24
Şekil 2.17	Pürüz faktörü 25
Şekil 2.18	Büyüklik faktörü 26
Şekil 3.1	Optimizasyon akış şeması 28
Şekil 3.2	Profil kaydırma-yan yüzey mukavemeti ilişkisi 31
Şekil 3.3	Profil kaydırma-diş dibi mukavemeti ilişkisi 31
Şekil 3.4	Profil kaydırma-diş dibi mukavemetine göre emniyet katsayısı ilişkisi..... 32
Şekil 3.5	Profil kaydırma-yan yüzey mukavemetine göre emniyet katsayısı ilişkisi . 32
Şekil 3.6	Yan yüzey mukavemeti kavrama oranı ilişkisi..... 33
Şekil 3.7	Kavrama oranı diş dibi mukavemeti ilişkisi 33

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 İşletme faktörü K_A	13
Çizelge 2.2 $K_{v\alpha}$ ve $K_{v\beta}$	13
Çizelge 2.3 K_β genişlik temel faktörü	14
Çizelge 2.4 Yük düzeltme faktörü f_w	15
Çizelge 2.5 Malzeme faktörü f_p	15
Çizelge 2.6 $K_{H\alpha}$ ve $K_{F\alpha}$ alın yük dağılım faktörleri	15
Çizelge 2.7 Diş form faktörü Y_F	17
Çizelge 2.8 Elastisite faktörü Z_E	22
Çizelge 2.9 Malzeme çifti faktörü Z_w	25
Çizelge 3.1 Program Sonuçları.....	30
Çizelge 3.2 Optimizasyon sonuçları.....	34

**PROFİL KAYDIRMALI HELİSEL ALIN DIŞLI ÇARK MEKANİZMALARININ
OPTİMİZASYONU**

Nurettin Okan ÇAYCI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danıőmanı : Yrd. Doç. Dr. Mehmet BOZCA

Bu çalışmada helisel alın dişli çarkların mukavemet hesapları ISO 6336 standardına göre anlatılmıőtır. Helisel alın dişli çarkların mukavemet hesaplamaları için MATLAB ile program geliştirilmiştir. Geliőtirilen bu MATLAB programı ile helisel dişli çarkta meydana gelen diş dibi mukavemeti ve yan yüzey basıncının profil kaydırma ile değişimi analiz edilmiştir. Buna ilave olarak modül, helis açısı, diş sayısı ve diş genişliğinin farklı profil kaydırma miktarları için optimum değerı elde edilmiştir. Bu sonuçlardan anlaőılmıőtir ki daha hafif ve küçük bir dişli profil kaydırma miktarı ayarlanarak dizayn edilebilir.

Anahtar kelimeler: Helisel Dişli Çarklar, Profil Kaydırma, Optimizasyon

**OPTIMIZATION OF HELICAL GEAR MECHANİSM WITH PROFILE
MODIFICATION**

Nurettin Okan ÇAYCI

Department Of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Yrd. Doç. Dr. Mehmet BOZCA

In this study strength calculation of helical gears were mentioned according to ISO 6336 standards. A computer program was developed to evaluate helical gears strength by MATLAB. Using this developed program, changes of contact and bending stress were analyzed for different profile modifications. Additionally, optimum values of module, helix angel, tooth number and face width were obtained with respect to different profile modification. It was understood from the results that lighter and littler gears could be designed by tuning profile modification.

Key words: helical gears, tooth modification, optimization.

1.1 Literatür Özeti

Çalışmada dişli çarkın tasarım parametreleri ve hesap yöntemleri üzerinde durulmuş olup sonunda yapılan hesapların bilgisayar destekli kontrolü yapılmış ve sonuçlar ortaya koyulmuştur.[3]

Optimizasyonun amacı iletim hatalarını minimize etmek olduğu anlatılmış ve dişli çarkın dişleri üzerinde düzeltme optimizasyonu yapıp, sonuçlar deneysel olarak ortaya koyulmuştur.[4]

MATLAB optimizasyon araç kutusu, geniş ölçüde kullanılan optimizasyon algoritmaları hakkında kullanıcıya bilgi sağlamaktadır.[5]

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

Burulma titreşimi modeli temel alınarak otomobil vites gürültüsünü azaltmak için dişli kutusu 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 gürültü üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Sonuçlar karşılaştırılmalı olarak ortaya konulmuştur.[8]

Bir dişli çark iki taraflı olmalı ki, sağ ve sol diş yan yüzeyi ile işletilirken eşit yükleme koşullarını sağlayabilmeli. Bu gereklilik de dişli çarkın dişlerinin simetrisini

belirlemektedir. Bu çalışma ileri dişli tasarımı adlı yeni bir metot ortaya koyarak bilgisayar destekli dişli tasarımına, içeriğini ve sonuçlarını zenginleştirici yeni bir yoldan bakmayı sağlamaktadır. [9]

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. [10]

Bir başka çalışmada particle swarn optimizasyonu (PSO) ve simulated annealing adı verilen olarak bilinen iki ileri optimizasyon algoritması minimum ağırlıklı dişli için dizayn parametrelerinin optimum kombinasyonunu bulmak için verilmiştir. Burada önerilen algoritmanın sonuçları daha önceki yapılanlarla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmadan görülmüştür ki önerilen algoritma daha iyi dizayn sonuçları vermiştir.[11]

Bir başka çalışmada düz alın dişli çark mekanizmalarının karakteristiği ve optimizasyon problemleri verilmektedir. Çalışmada seçim matrisine dayanan optimal konsept seçimi, optimal materyal, optimal diş oranı ve shaft aksı optimal pozisyonunun seçimi için tarifler verilmektedir. Matematiksel model ve özgün yazılım geliştirilmiş ve sonuçta edilen sonuçlar pratiğe uygulanabilmektedir.[12]

Profil kaydırma hipoid dişlilerin transmisyon hatalarını azaltmak için uygulanan en iyi yöntemdir ve verimin azalmasına neden olmaz. Çalışmada diş profili ve transmisyon hataları arasındaki ilişkiyi analiz eden bir teknik geliştirilmiştir. Buradan şu sonuç çıkarılmıştır: transmisyon hatası gerçek temas oranı buçuklu sayılar olduğunda, örneğin 1.5 veya 2.5 gibi, transmisyon hatası minimuma inmektedir. Çalışmada da diş profili temeline dayanan bir optimizasyon geliştirilmiştir. [13]

Çalışmada diş dibi mukavemeti, asimetric diş kullanarak ve diş şeklini optimize ederek azaltılabilmektedir. Fakat diş dibi gerilmesinde en fazla azalmayı sağlamak için diş sayısına bağlı olarak yapılmalıdır. Ancak gerilmedeki azalma küçük değişikliklerde çok duyarlı değildir. Bu gözlemler yeni kesme takımlarını önermektedir. [14]

Çalışmada helisel bir dişli çarkın tasarım parametreleri diş sayısı, helis açısı, modül ve diş genişliğinin kavrama oranına etkisi araştırılmakta ve bunun için optimum değerler elde edilmektedir.[15]

1.2 Tezin Amacı

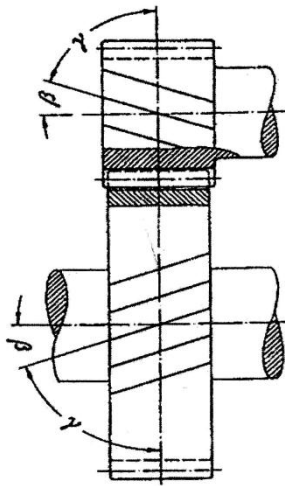
Dişli çarklarla ilgili geçmişte birçok araştırmalar yapılmış ve günümüzde de bu çalışmalar sürmektedir. Bu çalışmada da helisel bir dişli çarkta profil kaydırma oranının diş dibi mukavemetine ve yan yüzey mukavemetine etkisi incelenmiş ve optimum dişli parametreleri elde edilmeye çalışılmıştır.

1.3 Hipotez

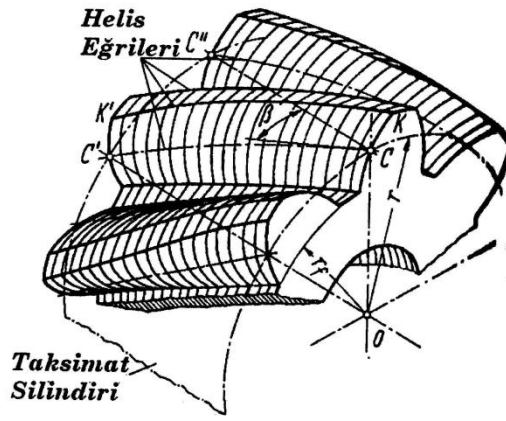
Optimizasyon çalışması ile daha hafif daha küçük aynı zamanda da yeterli mukavemete sahip bir helisel alın dişli çark tasarlanabilir. Buna bağlı olarak gereksiz malzeme sarfiyatının önüne geçilmiş olunur.

HELİSEL ALIN DİŞLİ ÇARKLAR VE MUKAVEMET HESAPLARI**2.1 Helisel Alın Dişli Çarklar**

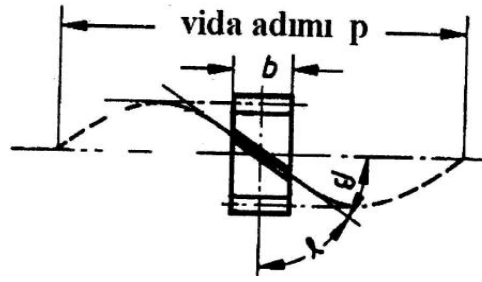
Helisel dişli çarklarda diş alınları çark eksenine paralel olmayıp β helis açısı altında sağ veya sol yöne eğimlidirler. İki helisel dişlinin birbiriyle eş çalışabilmesi için aynı β eğim açısına sahip olması ancak eğimlerinin birinde sağ diğerinde sol yönde olması gereklidir (Şekil 2.1).



Şekil 2. 1 Helis dişli



Şekil 2. 2 Düz Dişlilerden helisel dişlinin elde edilişi



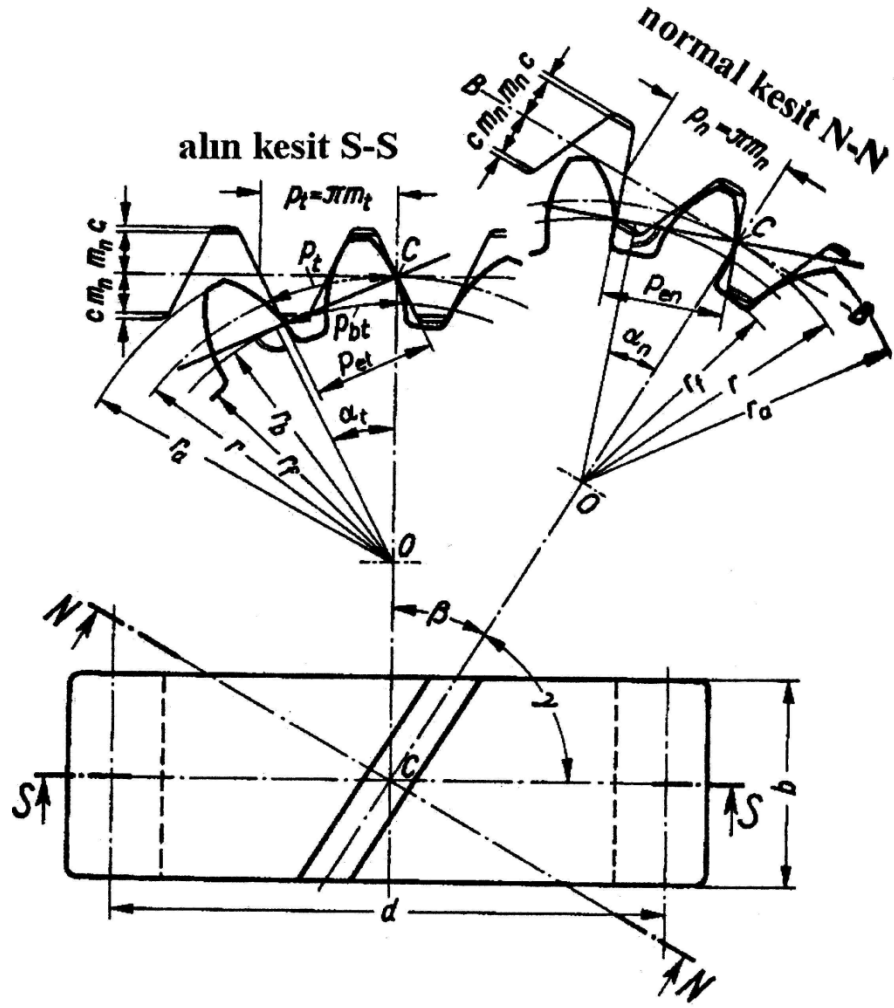
Şekil 2. 3 Vida helis dişli benzerliği

Helis dişli çok sayıda ince düz dişlilerin hafif kaydırılarak yapıştırılması şeklinde elde edilmiş gibi düşünülebilir. Bu kaydırma öyle olmalı ki ince dişlilerin yan yüzeyleri üzerindeki benzer noktalar birleştirildiğinde elde edilen eğri bir helis eğrisi olsun (şekil 2.2). Örneğin her bir ince dişlinin yuvarlanma noktaları birleştirildiğinde CC' helis eğrisinin oluşması gibi. Bu örnekte helis açısı β , eksene paralel CC'' doğrusu ile helise C noktasında çizilen teğet arasındaki açıdır. Diş başındaki KK' eğrisi de aynı eğimli helistir. Eğer dişli çok geniş olsa idi $\gamma=90^\circ - \beta$ helis açısı altında yuvarlanma silindrine sarılmaları gerekirdi(Şekil 2.3).

Helisel dişli çarklarda oluşan dişler birbirlerini tüm genişlikte darbe şeklinde kavramadıkları için düz dişli çark mekanizmalarına göre daha gürültüsüz çalışırlar. Birbirini kavramış diş sayısı da daima birden fazla olduğu için hem taşınabilen kuvvetler hem de kavrama oranı daha büyük, izin verilen diş sayısı da daha küçüktür. Özellikle yüksek çevresel hızlarda bu özellik helisel dişlileri daha değerli kılar.

Helis açısı β genelde $10^\circ-30^\circ$ arasında seçilir. $\beta < 10^\circ$ olursa helis dişlinin avantajlarından fazla yararlanılamaz. $\beta > 30^\circ$ olunca da aksenal kuvvet çok büyür. Helis dişliler incelenirken iki görünüm dikkate alınır:

1. Helisel dişli çark eksenine dik düzlemle kesildiğinde elde edilen kesit: Alın kesit (SS kesiti)
2. Helis doğrultusuna dik düzlemle kesildiğinde elde edilen kesit: Normal Kesit (NN Kesiti) şekil 2.4



Şekil 2. 4 Helisel dişlilerde alın ve normal kesit

2.2 Helisel Alın Dişli Çark Mekanizmalarında Ana Boyutlar

Normal kesitte görülen profil $\alpha_n=20^\circ$ olan referans profil, ölçülen modül ise normal modül, dişli çark imalinde kullanılan standart modüldür. Normal modül m_n ve alın

kesitte ölçülen modül m_t arasında $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$ bağıntısı vardır. Taksimat temel, baş ve

taban daire çapları dişli çarkın alın kesitinden alınır. Normal ve alın kesitlerde belirlenen büyüklükler ile ana boyutlar aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\text{Alın kavrama açısı} \quad : \quad \tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta \quad (2.1)$$

$$\text{Taksimat dairesi çapı} \quad : \quad d = z.m_t = z.m_n / \cos \beta \quad (2.2)$$

$$\text{Baş dairesi çapı} \quad : \quad d_a = d + 2.h_a = d + 2.m_n \quad (2.3)$$

$$\text{Taban dairesi çapı} \quad : d_f = d - 2.h_f = d - 2,5.m_n \quad (2.4)$$

$$\text{Temel dairesi çapı} \quad : d_b = d.\cos \alpha_t \quad (2.5)$$

$$\text{Normal taksimat} \quad : p_n = m_n.\pi \quad (2.6)$$

$$\text{Alın kesitte taksimat} \quad : p_t = m_t.\pi \quad (2.7)$$

$$\text{Eksenler arası mesafe} \quad : a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n}{2.\cos \beta} (z_1 + z_2) \quad (2.8)$$

2.3 Helisel Alın Dişlilerde Profil Kaydırma

Eğer sanal eşdeğer dişlinin hesaplanan diş sayısı $z_s < 14$ ise helisel dişlide *diş dibi* kesilmesi olayı ile karşı karşıya kalınacaktır. Bunu önlemek için düz dişlilerde olduğu gibi helisel dişlide de profil kaydırmaya gidilir. Diş dibi kesilmesini önlemek için seçilmesi gereken minimum profil kaydırma faktörü x_{\min} :

$$x_{\min} = \frac{z_g - z_{he}}{z_g} = \frac{14 - \frac{z}{\cos^3 \beta}}{17} \quad (2.9)$$

olmalıdır (z_{he} :helisele eşdeğer sanal dişlinin diş sayısı). Profil kaydırma miktarı radyal bir büyüklük olduğundan hem normal hem de alın kesitte aynıdır: $x.m_n$

Profil kaydırılmış helisel dişli mekanizmalar için temel büyüklüklerin hesaplanmasında düz dişlilerdeki hesaplarda α açısı yerine açının yer aldığı kesite göre alın kesitteki açı α_t veya normal kesitteki açı α_n alınır.

Profil kaydırma işleminin gerekçeleri:

- Diş dibi kesilmesini önlemek,
- Verilmiş bir eksenler arası mesafeyi tutturabilmek,
- Diş dibi gerilmesini düşürmek, dolayısıyla kapasiteyi artırmak,
- Verimi artırmaktır.

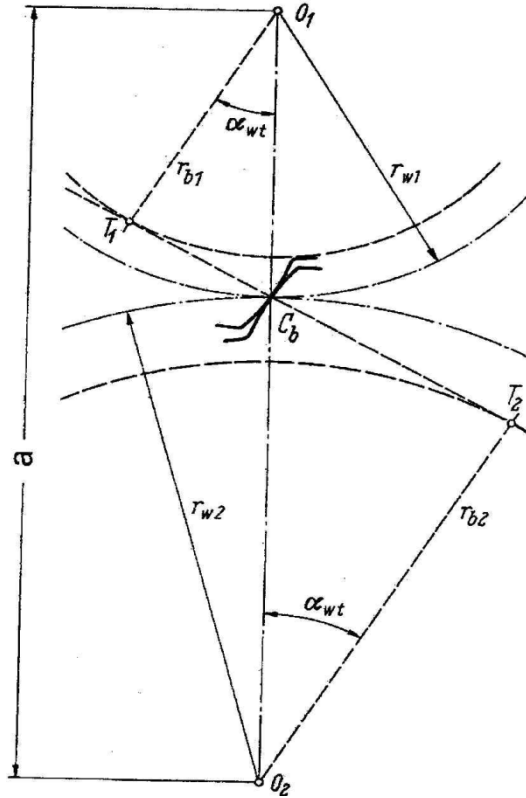
Helisel dişlide alın kesitinden hareketle düz dişliler gibi profil kaydırma miktarı belirlenir. Diş sayıları z_1, z_2 biliniyor profil kaydırma faktörleri x_1, x_2 de seçildiyse işletme kavrama açısı α_{wt} ve bunun yardımıyla da eksenler arası mesafe a bulunabilir.(şekil 2.5):

$$\text{inv } \alpha_{wt} = \text{inv } \alpha_t + 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \tan \alpha_n \quad (2.10)$$

$$a = r_{w1} + r_{w2} = (r_1 + r_2) \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = a_d \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} \quad (2.11)$$

Diş sayıları biliniyor, istenen eksenler arası mesafe de verilmiş ise bu mesafeyi gerçekleştirecek işletme kavrama açısı hesaplanabilir helisel dişlilerin sanal eşdeğer düz dişlilerine ait diş sayıları:

$$\cos \alpha_{wt} = \frac{a_d}{a} \cos \alpha_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2a} \cdot \cos \alpha_t \quad (2.12)$$



Şekil 2. 5 Profil kaydırılmış helisel dişli mekanizmalarda eksenler arası mesafe

Toplam profil kaydırma faktörü yukarıda bulunan α_{wt} açısı sayesinde hesaplanır, sonra düz dişlilerde uygulanan yöntemlerle x_1 , x_2 bileşenlerine ayrılır:

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \tan \alpha_n} (\text{inv } \alpha_{wt} - \text{inv } \alpha_t) \quad (2.13)$$

Profil kaydırma uygulanmış helisel dişlide boyutlar:

Alın kavrama açısı:

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \quad (\text{profil kaydırmayla değişmez}) \quad (2.14)$$

Taksimat dairesi:

$$d = \frac{m \cdot z}{\cos \beta} \quad (\text{profil kaydırmayla değişmez}) \quad (2.15)$$

İşletme yuvarlanma dairesi:

$$d_w = d \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} \quad (2.16)$$

Diş başı dairesi:

Baş kısaltmalı:

$$d_{a1} = 2(a + m_n - x_2 \cdot m_n) - d_2 \quad (2.17)$$

Baş kısaltmasız:

$$d_a = a_d + (x_1 + x_2) \cdot m_n - a \quad (2.18)$$

Baş kısaltma miktarı:

$$k \cdot m_n = a_d + (x_1 + x_2) \cdot m_n - a \quad (2.19)$$

Diş dibi dairesi:

$$d_f = d - 2 \cdot (h_f - x \cdot m_n) \quad (2.20)$$

Temel daire:

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t = z \cdot m_n \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \beta} \quad (2.21)$$

Eksenler arası mesafe:

$$a = a_d \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2) \cdot \cos \alpha_t}{2 \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha_{wt}} \quad (2.22)$$

2.4 Helisel Alın Dişlilerde Kavrama Oranı

Taksimata silindiri üzerinde dişli yan yüzeyini başlangıç ve bitiş noktalarının çevre yönündeki mesafesi g_β ya adım denir adım ile diş genişliği β arasında: $g_\beta = b \cdot \tan \beta$ bağıntısı vardır. Ok yönünde dişli dönerken önce A1 noktası karşı dişliye temas eder, bu anda A2 noktası henüz temas halinde değildir. Dişli dönme esnasında g_β kadar yol aldıktan sonra A2 noktası karşı dişliye temas eder. Benzer şekilde tabandaki B1 noktasının temas durumu sona erdiğinde B2 noktası hala karşı dişli ile temas halindedir. B2 de B1 noktası temas konumundan ayrıldıktan ve dişli g_β kadar yol aldıktan sonra karşı dişliden ayrılır. Görülüyor ki eş çalışan dişlilerin temas süreci helisel dişlide düz dişliden daha uzundur. Helisel dişli düz dişlide olduğu gibi tüm genişliği ile aniden karşı dişliye temas etmemekte, genişlik boyunca nokta nokta temas etmektedir. Bu da helisel dişlide çok sayıda dişlinin karşı dişliyle çeşitli noktalarda temas etmesini ve düz dişliye göre hem daha sessiz çalışmasını hem de daha fazla yük taşıyabilmesini sağlar. Genelde eğim açısı $\beta = 8^\circ \dots 25^\circ$ arasında seçilir. Helisel dişlide diş sayısı sonsuz olacak olursa eğik bir kramayer dişli elde edilir.

Helisel dişlide yarıçap eğim açısı β 'nin fonksiyonudur. Helisel dişlinin; alın kesitteki profili tam, normal kesitteki profili ise yaklaşık olarak evolventtir. Helisel dişli imalatında düz dişlilerdeki takımları kullanabilmek için imalatta, referans profil normal kesitte standart profili verecek şekilde tespit edilir.

Helisel dişlilerde kavrama uzunluğunun g_β kadar artması nedeniyle toplam kavrama oranı profil kavrama oranından adım kavrama oranı diyebileceğimiz ε_β kadar büyüktür. Profil kaydırma yoksa profil kavrama oranı:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_d \cdot \sin \alpha_t}{\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t} \quad (2.23)$$

Adım kavrama oranı:

$$\varepsilon_\beta = \frac{g_\beta}{p_t} = \frac{b \cdot \tan \beta}{p_t} = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} \quad (2.24)$$

Çoğunlukla $\varepsilon_\beta \gg 1$ olacak şekilde dişli boyutlandırılır.

Toplam kavrama oranı:

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (2.25)$$

Kaydırılmış helisel dişli mekanizma için profil kavrama oranı:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_d \cdot \sin \alpha_{wt}}{\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t} \quad (2.26)$$

Şeklinde hesaplanır. Helisel dişlilerde eksenler arası mesafe ayarı profil kaydırma yapılmadan helis açısını değiştirerek de sağlanabilir.

2.5 Diş Dibi Gerilmesi

Diş dibi gerilmeleri açısından zorlanmaların en büyük olduğu hal diş kuvvetlerinin dişin tepe noktasından etki ettiği andır. Ayrıca tüm diş kuvvetinin bir tek diş tarafından iletildiğini düşünelim. Yapılan deneysel araştırmalar en büyük gerilmenin diş simetri eksenine 30° eğim yapan doğrunun diş dibi kavislerine teğet olduğu noktada meydana geldiğini göstermiştir. Diş dibindeki gerçek gerilme:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (2.27)$$

Burada F_t çevresel kuvvet, b diş 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:

$$\sigma_{Fmaks} = \sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X \quad (2.28)$$

Burada σ_{Flim} çentiksiz numunedan elde edilmiş eğilme sürekli mukavemet değeri, Y_N ömür faktörü, Y_δ göreceli destek sayısı, Y_R göreceli yüzey faktörü, Y_X büyüklük faktörüdür. Burada bu dört faktörün çarpımının değeri yaklaşık 1 olarak alınacak olursa hata büyük bir hata yapılmaz.

Emniyet faktörü:

$$S_F = \frac{\sigma_{Fmaks}}{\sigma_F} \quad (2.29)$$

Sanayide kullanılan dişli çark mekanizmalarında emniyet kat sayısı $S=1,3...1,5$ arasında seçilerek tasarım ve imalat gerçekleştirilir.

2.6 Yan Yüzey Basıncı

Birbirlerine temas ettikleri noktada dişler diş kuvveti F_D 'nin etkisiyle deforme olurlar ve temas çizgi temasından yüzey temasına dönüşür. Bu nedenle hesaplar hertz teorisine göre yapılır. Yan yüzey basıncı

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \frac{u+1}{u} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}} \quad (2.30)$$

Burada d_1 pinyon dişlinin çapı, u çevrim oranı, Z_H değeri bölge faktörüdür ve şekil 2.13'den elde edilir, Z_E elastiklik faktörüdür, çeşitli malzeme çiftleri için elastiklik faktörleri değeri çizelge 22.8'te verilmiştir. Z_ε kavrama faktörüdür.

2.7 Mukavemet Hesaplarında Kullanılan Katsayılar

2.7.1 İşletme Faktörü K_A

Motor ve iş makinesinin özellikleri, aradaki mil, kavrama, kasnak gibi elemanların kütleleri, çeşitli darbe, moment düzgünlükleri oluşturur ve bunlar dişliye gelen kuvveti önemli ölçüde etkiler. Bu etki, işletme faktörü K_A ile hesaba katılır. DIN 3990'a göre işletme faktörleri çizelge 2.1'de verilmiştir.

Çizelge 2. 1 İşletme faktörü K_A

İş Makinesi	Tahrik Motoru			
	Elektrik Motoru Düzenli Çalışan	Türbin Hafif Darbeli	Çok Silindirli Motor Orta Darbeli	Tek Silindirli Motor Şiddetli Darbeli
Düzenli çalışan jeneratör, bantlı konveyör, hafif asansör, turbo kompresör	1	1,1	1,25	1,5
Orta darbeleri tezgah motorları, karıştırıcılar, pompalar, krenler	1,25	1,35	1,50	1,75
Orta darbeleri kauçuk ekstrüzyonmak., kırıcılar, ağaç işleme makineleri	1,50	1,60	1,75	2
Şiddetli darbe haddehaneler, zımba, kepçe, ağır makineler, taş kırıcılar	1,75	1,85	2	2,25

Bu çalışmada hesap yaparken elektrik motoruyla tahrik edilen orta darbeleri bir makine olduğunu kabul ederek işletme faktörü 1,25 alınmıştır.

2.7.2 Dinamik Faktör K_V

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

$$K_V = K_{V\alpha} - \varepsilon_{\beta} \cdot (K_{V\alpha} - K_{V\beta}) \quad (2.31)$$

Çizelge 2. 2 $K_{V\alpha}$ ve $K_{V\beta}$

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

2.7.3 Genişlik Faktörü $K_{F\beta}$ ve $K_{H\beta}$

Dişliler taşıdıkları yük nedeniyle elastik deformasyona uğrarlar, ayrıca üretimlerinde de ideal geometriden sapmalar meydana gelir, bu nedenle diş genişliği boyunca yük

dağılımı her noktada eş değerde olmayabilir. Özellikle eş çalışan dişliler birbirlerine alışırken önemi büyük olan bu farklılıkların diş dibi mukavemetine etkisi $K_{F\beta}$; yan yüzey mukavemetine etkisi $K_{H\beta}$ faktörleriyle dikkate alınır:

$$K_{F\beta} \approx 1 + (K_{\beta} - 1) \cdot f_w \cdot f_p \quad (2.32)$$

K_{β} : genişlik temel faktörü (Çizelge 2.3)

f_w : yük düzeltme faktörü (Çizelge 2.4)

f_p : malzeme çifti faktörü (Çizelge 2.5)

Tablo birim genişliğe gelen yük $w_t = \frac{F_t}{b} K_A$ için hazırlanmıştır. Yan yüzey mukavemet hesabında genişlik faktörü ise

$$K_{H\beta} \approx K_{F\beta}^{1.39} \quad (2.33)$$

Çizelge 2. 3 K_{β} genişlik temel faktörü (wt=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	1,46	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	1,29	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
Not: kademeler arası interpolasyona gerek yoktur; yakın değerler alınması yeterlidir.					

Çizelge 2. 5 Malzeme faktörü f_p

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

2.7.4 Alın Yük Dağılım Faktörü $K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$

Dişlerin üretildiği malzemelerin elastikiyetine ve yine dişli üretim kalitesine bağlı olarak kuvvetlerin çevresel yönde dişe dağılımı da düzgünlük gösterebilir. Bu düzgünlükler hesapta alın yük dağılımı faktörü ile dikkate alınır. Diş dibi mukavemetinde gerekli faktör $K_{F\alpha}$; yan yüzey mukavemetinde gerekli faktör $K_{H\alpha}$ 'nın bizim hesaplarımız için yeterli hassasiyetteki değerleri çizelge 2.6'dan okunabilir.

Çizelge 2. 6 $K_{H\alpha}$ ve $K_{F\alpha}$ alın yük dağılım faktörleri

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

2.7.5 Diş Form Faktörü Y_F :

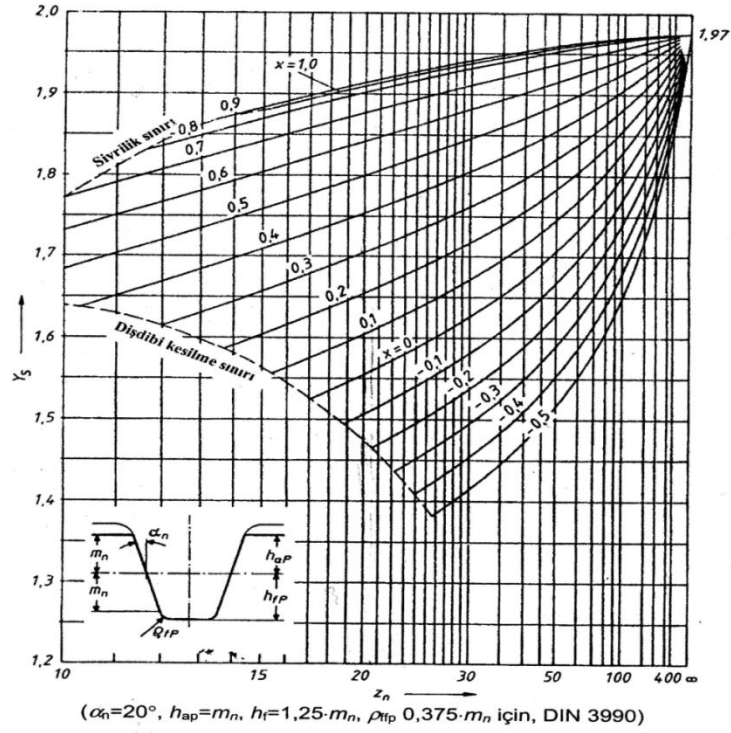
Diş şeklinin eğilme gerilmesine etkilerini içerir; değerleri diş sayısına (helisel dişlide sanal eşdeğer diş sayısına), profil kaydırmaya bağlıdır. Çizelge 2.7 diş form faktörü Y_F den okunur.

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	+1,0	+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	2.07							
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	2.07	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	2.07	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	2.07	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				3.45	3.20	3.01	2.83	2.67	2.52	2.41	2.80	2.21	2.13	2.06	2.01	1.95	1.91	1.88	1.85	2.07		
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	2.28	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	2.40	3.18	3.01	2.85	2.07	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	2.15	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	2.00	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	2.07	1.92	1.91	
60	2.75	2.65	2.57	2.50	2.42	2.37	2.32	2.25	2.22	2.07	2.13	2.10	2.07	2.04	2.02	2.07	2.07	1.96	1.94	1.94	1.93	
100	2.46	3.35	2.35	2.07	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	2.07	2.10	2.10	2.08	2.07	2.05	2.04	2.04	2.02	2.02	2.07	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	

2.7.6 Gerilim Düzeltme Faktörü Y_s :

Diş dibi kavisini çentik etkisiyle diş dibindeki eğilmenin dışında mevcut kayma ve bası gerilmelerini dikkate alan faktördür(Şekil 2.11).



Şekil 2. 6 Gerilim düzeltme faktörü Y_s

2.7.7 Kavrama Faktörü Y_ϵ

Kuvvetin her zaman dişin en üst noktasından etkemediğini ifade eden faktördür. Profil kavrama oranı ϵ_α ve helis açısına bağlıdır:

$$Y_\epsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_\alpha} \cos^2 \beta \quad (2.34)$$

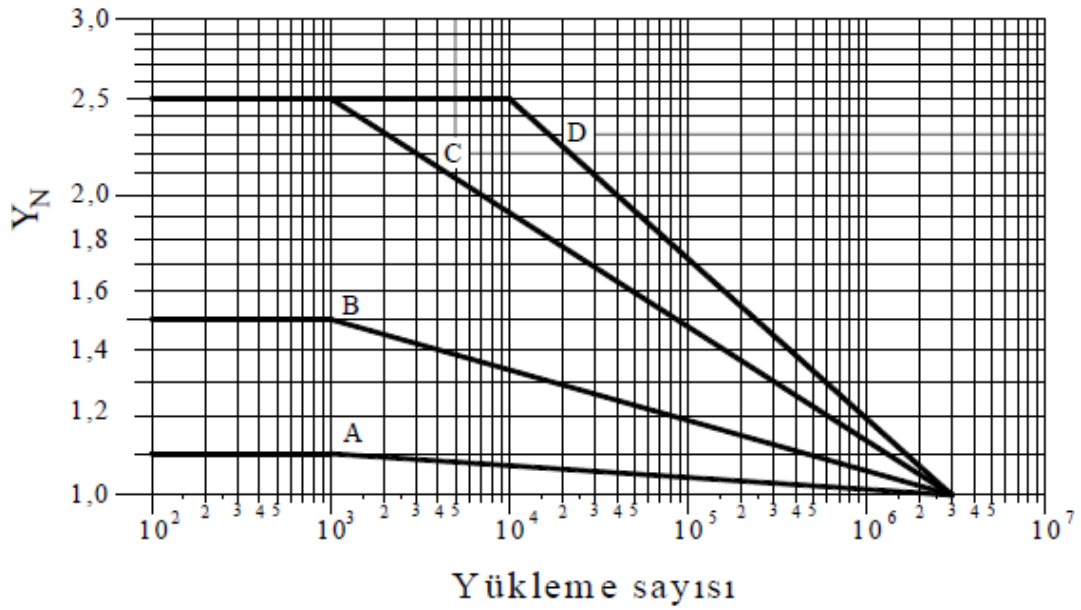
2.7.8 Helis Faktörü Y_β

Hesaba esas alınan eş değer düz dişli ile helis dişli arasındaki farkı dikkate alan faktördür.

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta^{\circ}}{120^{\circ}} \quad (2.35)$$

2.7.9 Ömür faktörü Y_N

Dişli çark mekanizmasının sonsuz ömürlü olması isteniyorsa $Y_N=1$ olarak alınır. Belirli bir yük tekrarı kadar ömür isteniyorsa şekilden okunan değerler kullanılır. Ömür faktörü şekilden bakılarak yük tekrar sayısına göre bulunabilir ancak buradaki hesaplamalarda sonsuz ömürlü olarak alınmıştır.



Şekil 2. 7 Ömür faktörü Y_N

2.7.10 Göreceli Destek Sayısı Y_{δ}

Dişli malzemesinin çentiğe duyarlılığını ifade etmektedir. Çok büyük hassasiyet istemeyen koşullar için değeri $Y_{\delta}=1$ olarak alınabilir.

2.7.11 Göreceli Yüzey Faktörü Y_R

Diş dibi kavisindeki yüzey pürüzlerini ifade eder. Çok büyük hassasiyet istemeyen koşullar için değeri $Y_R =1$ olarak alınabilir.

2.7.12 Büyüklük Faktörü Y_x

Malzemedeki zayıf noktalar nedeniyle büyüklük arttıkça mukavemet düşecektir. Bunu göz önüne almamızı sağlayan büyüklük faktörüdür. Hesaplamalarda bu değer $Y_x = 1$ olarak alınmıştır.

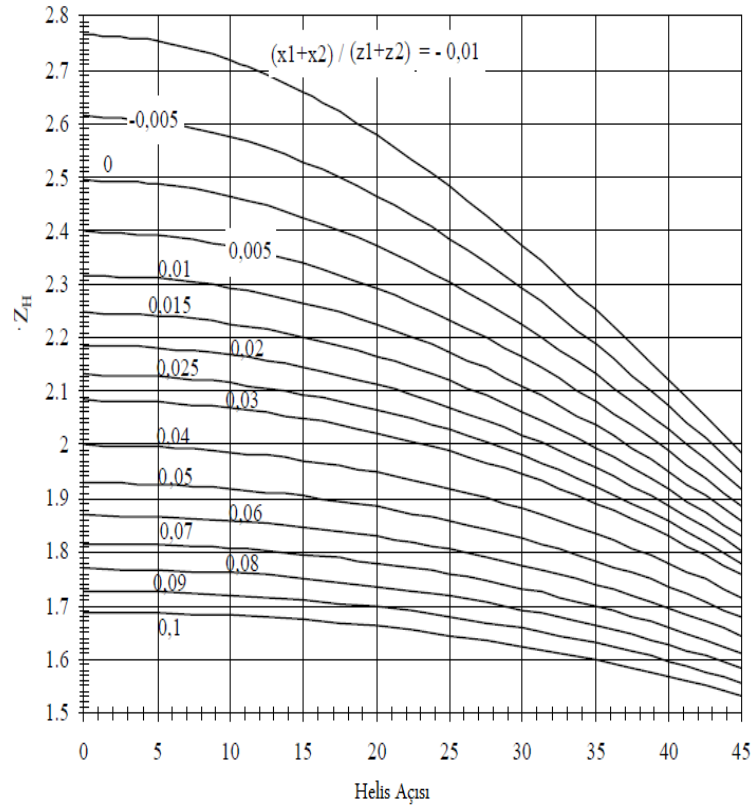
2.7.13 Düzeltme Faktörü Y_{st}

Bu değer $Y_{st} = 2$ olarak alınmıştır.

2.7.14 Bölge Faktörü Z_H

Aşağıdaki formülden hesaplanabilir veya şekilden helis açısına bağlı olarak bulunabilir.

$$Z_H = \sqrt{2 \cdot \frac{\cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \cdot \tan \alpha_{wt}}} \quad (2.36)$$



Şekil 2. 8 Bölge faktörü Z_H

2.7.15 Kavrama Faktörü Z_ε

Kuvvet bazen bir bazen iki diş tarafından karşılanabilir ve kuvvet dağılımı da her zaman aynı olmayabilir. Bu nedenle kavrama faktörü hesaba katılması gerekir. $\varepsilon_\beta < 1$ olan helisel dişliler için;

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad (2.37)$$

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

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad (2.38)$$

2.7.16 Elastiklik Faktörü Z_E

Aşağıdaki formül yardımıyla veya çizelge 2.8'den doğrudan alınır.

$$Z_E = \sqrt{0,35 \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} \quad (2.39)$$

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-SnBz	103000		155
				Bakır-Kalay(Kalay Bronz)	Cu Sn	113000		159,8
				Lamel Grafitli Dökme Demir	GG	118000-126000		162-165,4
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	156,6
Çelik	St	206000	0,3	Duroplast		≈ 7850	0,5	56,4

2.7.17 Eğim Faktörü Z_β

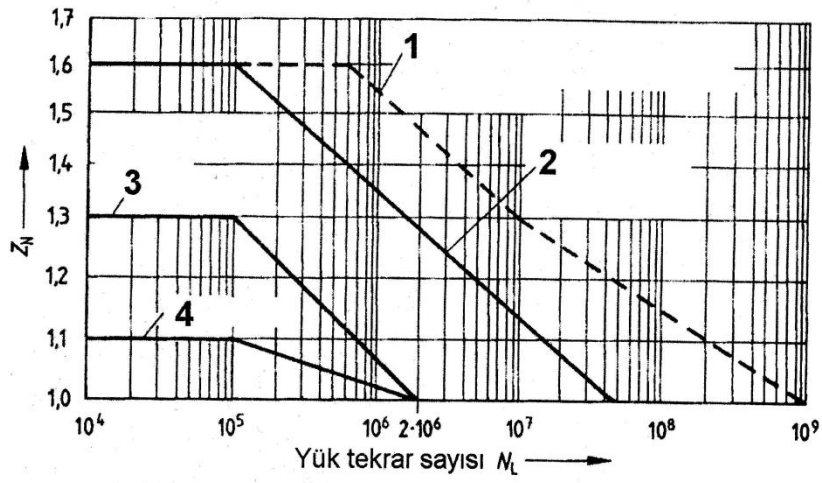
Helisel dişlilerde hesaba katılır. Düz dişli için geçerli değildir.

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (2.40)$$

yardımıyla hesaplanır.

2.7.18 Ömür Faktörü Z_N

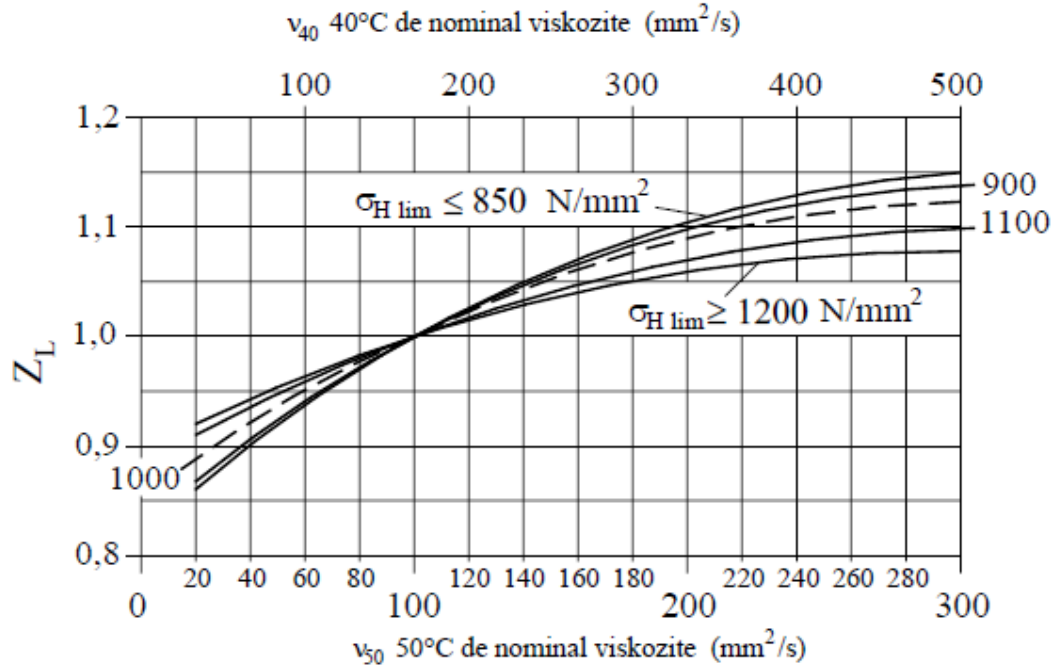
Sürekli mukavemet isteniyorsa $Z_N=1$ alınır. Zaman mukavemeti isteniyorsa daha büyük değerler alınır.



Şekil 2. 9 Ömür faktörü Z_N

2.7.19 Yağlama Faktörü Z_L

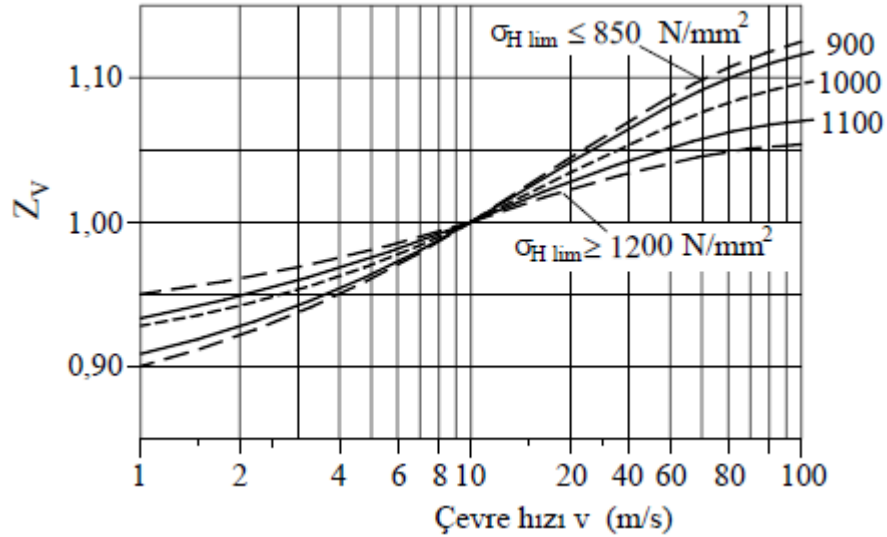
Kullanılan yağın viskozitesine bağlıdır.



Şekil 2. 10 Yağlama faktörü Z_L

2.7.20 Hız Faktörü Z_V

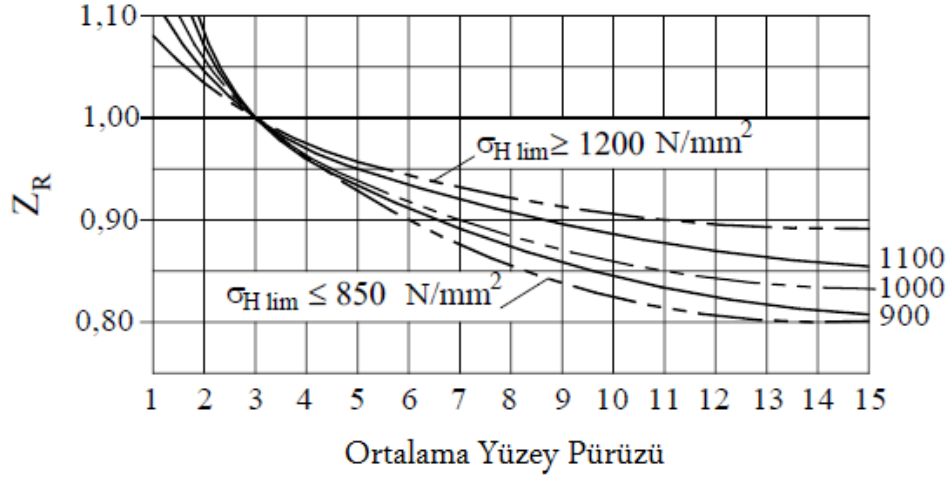
Kayma hızının dişler arasındaki yağ filmi oluşturma etkisini ifade eder. Hız faktörü Z_V 'nin aldığı değerler Şekil 2.11'de gösterilmiştir.



Şekil 2. 11 Hız faktörü Z_V

2.7.21 Pürüz Faktörü Z_R

Yüzey pürüzlerinin etkisini gösterir. Pürüz faktörü Z_R 'nin aldığı değerler Şekil 2.12'de gösterilmiştir.



Şekil 2. 12 Pürüz faktörü

2.7.22 Malzeme Çifti Faktörü Z_w

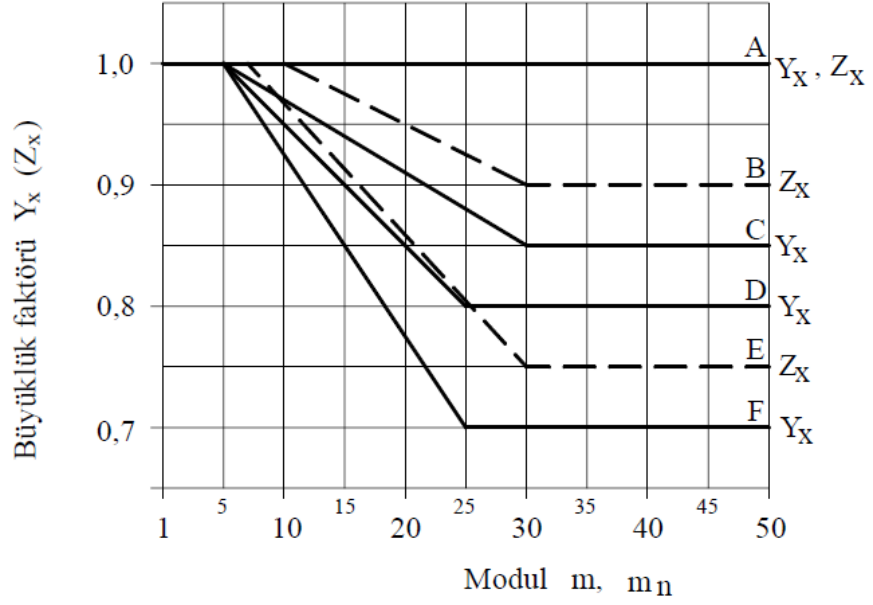
Dişli malzemelerinin aynı ya da farklı sertlikte oldukları hallerdeki etkileşimi anlatır. Eğer eş çalışan iki dişli de sertleştirilmiş veya her ikisi de sertleştirilmemiş ise $Z_w=1$ alınır. Aksi halde yumuşak dişlinin Brinell sertliğine göre 1-1,2 arasında değişir.

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

2.7.22 Büyüklük Faktörü Z_x

Malzemeye ve dişli modülüne bağlıdır. Değeri 0,7-1 arasında değişmektedir. Büyüklük faktörü Z_x 'in aldığı değerler Şekil 2.13'de gösterilmiştir.



Şekil 2. 13 Büyüklik faktörü

A Statik yüklemde bütün malzemeler Y_x için. Döküm malzeme (GG, GGG), imalat ve ıslah çelikleri Z_x için.

B Satırları sertleştirilmiş çelikler için

C İmalat ve ıslah çelikleri, GGG için

D Satırları sertleştirilmiş çelikler için

E Azotla (nitratla) sertleştirilmiş çelikler

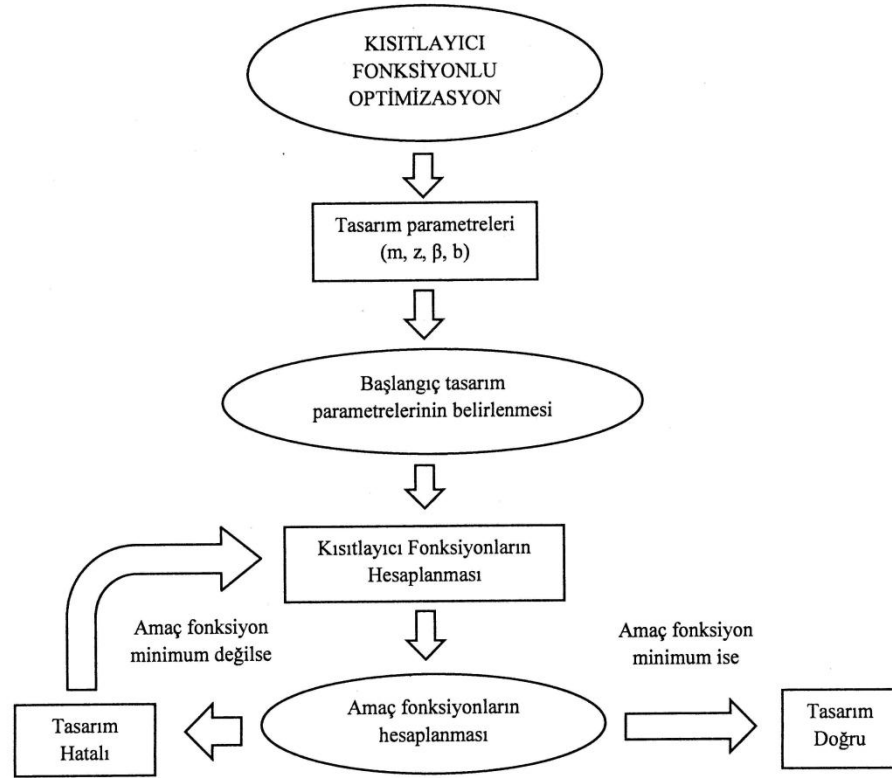
F Döküm malzeme (GG, GGG)

3.1 Helisel Alın Dişli Çarkların Optimizasyonu

Mühendisler sürekli olarak, işleri verimli bir şekilde yapacak cihaz ve ürünleri tasarlamak zorundadırlar. Bunu yaparken fiziksel dünyanın kısıtlarıyla sınırlanırlar. Ayrıca maliyetleri de düşük tutmak zorundadırlar. Bu belirli kısıtlar altında hedeflenen bir fonksiyonu maksimum veya minimum yapma işlemine optimizasyon denir.[2]

Tasarımı optimize etmek, verilen kriterlere göre en iyi tasarım parametresini elde etmektir. Tasarım sürecini optimize etmek ise verimliliğinde ve kalitesinde artış elde etmek demektir.[9]

Burada helisel bir dişli çarkın optimizasyonunda amaç,profil kaydırma miktarının değiştirilmesi ile bunun diş dibi mukavemetine ve yan yüzey basıncını değiştirmesinden hareketle modül, helis açısı, diş sayısı ve diş genişliğini değiştirerek daha küçük bir dişli çark elde etmektir.



Şekil 3. 1 Optimizasyon akış şeması [16]

3.2 Optimizasyon İçin Genel Tanımlar

3.2.1 Amaç Fonksiyonu

Minimum yapılmak istenen fonksiyondur. Burada minimum yapılmak istenen fonksiyon diş dibi gerilmesidir.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b.m} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (3.1)$$

Bu değer hesaplandıktan sonra emniyet katsayısı göz önüne alınacaktır.

3.2.2 Tasarım Değişkenleri

Optimizasyonu yapılmak istenen fonksiyonun değişkenlerini ifade etmektedir. Buradaki tasarım değişkenlerimiz dişli çarkın boyutlarını belirleyen parametrelerdir ki bunlar; modül, helis açısı, diş sayısı ve diş genişliğidir. Örnek olarak bu çalışmada $m=x(1)$, $\beta=x(2)$, $z=x(3)$, $b=x(4)$ tanımlanmıştır.

3.2.3 Kısıtlayıcı Fonksiyon

Tasarımda belirtilmek istenen sınırlamalardan oluşmaktadır. Kısıtlar eşitlik ve eşitsizlikler halinde tanımlanır. Burada kısıt aşağıdaki gibidir.

$$\sigma_H - \sigma_{H_{lim}} \leq 0 \quad (3.2)$$

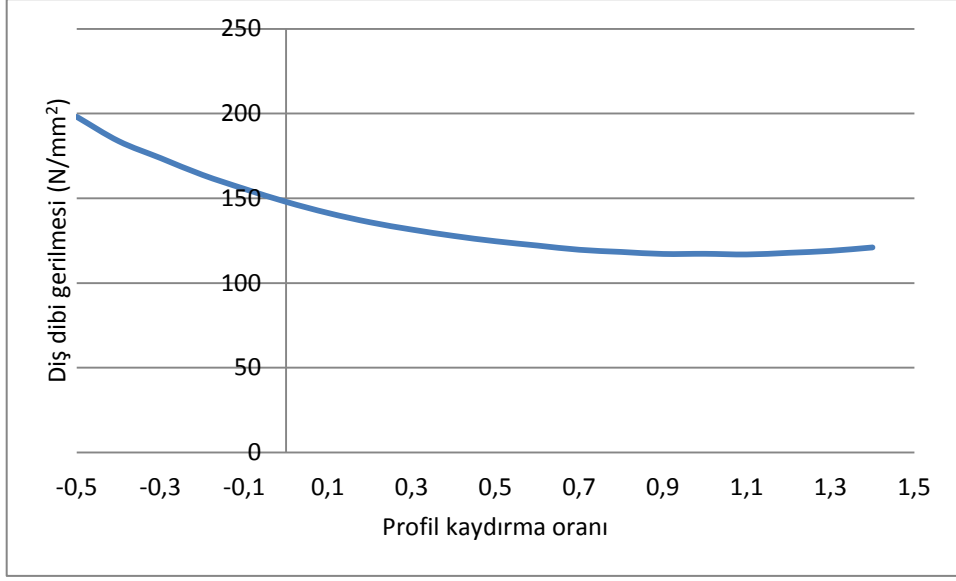
3.2.4 Helisel Alın Dişli Çarkın Optimizasyonu

Bu çalışmada tek kademeli helisel dişli çark mekanizması için kısıtlanmalı optimizasyon yapılmıştır. Bahsedilen kısıt fonksiyonu altında modül, helis açısı, diş sayısı ve diş genişliğine başlangıç değerleri verilmiş daha sonrada alt (LBnd) ve üst sınır (UBnd) değerleri sabit tutularak diş dibi mukavemeti, yan yüzey basıncı ve emniyet katsayılarının artan profil kaydırma miktarı ile değişimi irdelenmiştir(Çizelge 3.1). Daha sonra ise alt sınır, üst sınır değerleri ve profil kaydırma miktarı değiştirilerek diş dibi mukavemeti, yan yüzey mukavemeti, emniyet katsayıları açısından optimum dişli elde edilmeye çalışılmıştır (Çizelge 3.2).

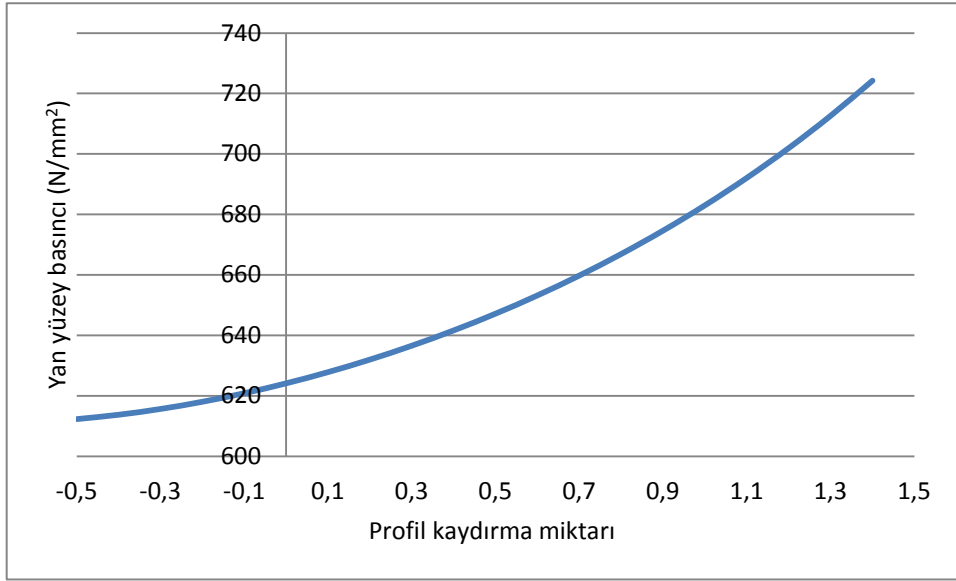
Çizelge 3. 1 Program Sonuçları

Profil Kaydırma Oranı x	Diş Dibi Mukavemeti	Yan Yüzey Mukavemeti	Diş Dibi Mukavemetine Göre Emniyet Katsayısı	Yan yüzey Mukavemetine göre emniyet katsayısı	Normal Modül m_n	Helis Açısı β	Diş Sayısı z	Diş Genişliği b	Kavrama Oranı ϵ_α
-0,5	198,0468	612,2843	3,0296	1,3903	3	20	25	45	1,6801
-0,4	183,7101	613,7231	3,2660	1,3882	3	20	25	45	1,6756
-0,3	173,7286	615,6439	3,4537	1,3850	3	20	25	45	1,6687
-0,2	163,8181	618,0256	3,6626	1,3807	3	20	25	45	1,6594
-0,1	155,5662	620,8544	3,8569	1,3753	3	20	25	45	1,6479
0	147,8876	624,1229	4,0571	1,3691	3	20	25	45	1,6344
0,1	141,3184	627,8295	4,2457	1,3619	3	20	25	45	1,619
0,2	135,8650	631,9772	4,4161	1,3539	3	20	25	45	1,6017
0,3	131,5406	636,5742	4,5613	1,3450	3	20	25	45	1,5828
0,4	127,8025	641,6330	4,6947	1,3353	3	20	25	45	1,5621
0,5	124,6598	647,1709	4,8131	1,3247	3	20	25	45	1,5399
0,6	122,1252	653,2100	4,9130	1,3134	3	20	25	45	1,5162
0,7	119,6323	659,7778	5,0154	1,3013	3	20	25	45	1,4909
0,8	118,3619	666,9070	5,0692	1,2883	3	20	25	45	1,4642
0,9	117,1639	674,6369	5,1210	1,2745	3	20	25	45	1,4066
1	117,2632	683,0139	5,1167	1,2599	3	20	25	45	1,3758
1,1	116,8642	692,0926	5,1342	1,2445	3	20	25	45	1,3436
1,2	117,8440	701,9370	5,0915	1,2282	3	20	25	45	1,3101
1,3	118,9991	712,6226	5,0421	1,2109	3	20	25	45	1,2754
1,4	121,0124	724,2386	4,9582	1,1736	3	20	25	45	1,2393

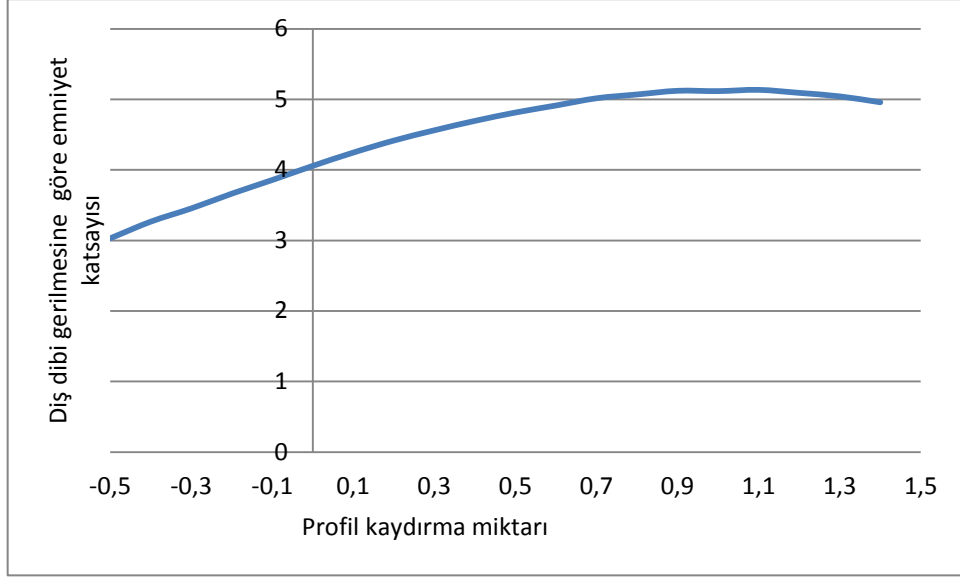
Tabloya göre profil kaydırma miktarının yan yüzey basıncı, diş dibi mukavemeti, yan yüzey basıncına göre emniyet katsayısı ve dişdibi gerilmesine göre emniyet katsayısı grafikleri ayrıca kavrama oranının diş dibi gerilmesi ve yan yüzey basıncı ile olan ilişkisini gösteren grafikler verilmektedir (Şekil 3.2, Şekil 3.3, Şekil 3.4, Şekil 3.5, Şekil 3.6, Şekil 3.7).



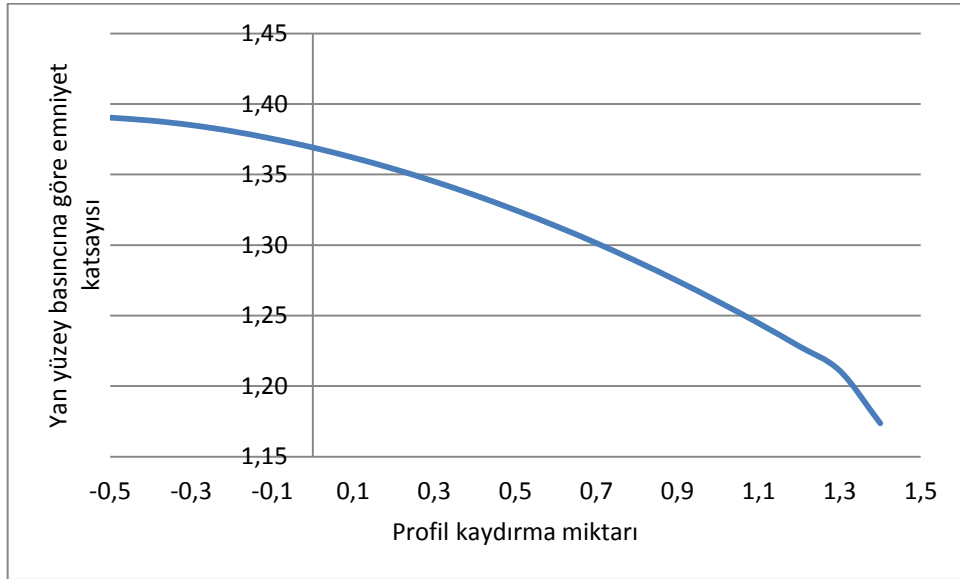
Şekil 3. 2 Profil kaydırma-diş dibi gerilmesi ilişkisi



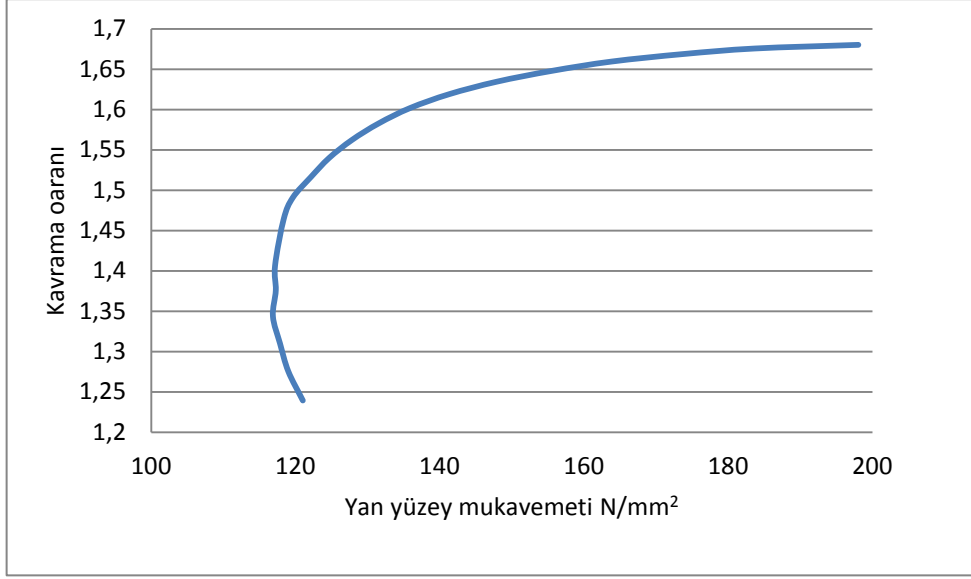
Şekil 3. 3 Profil kaydırma-yan yüzey basıncı ilişkisi



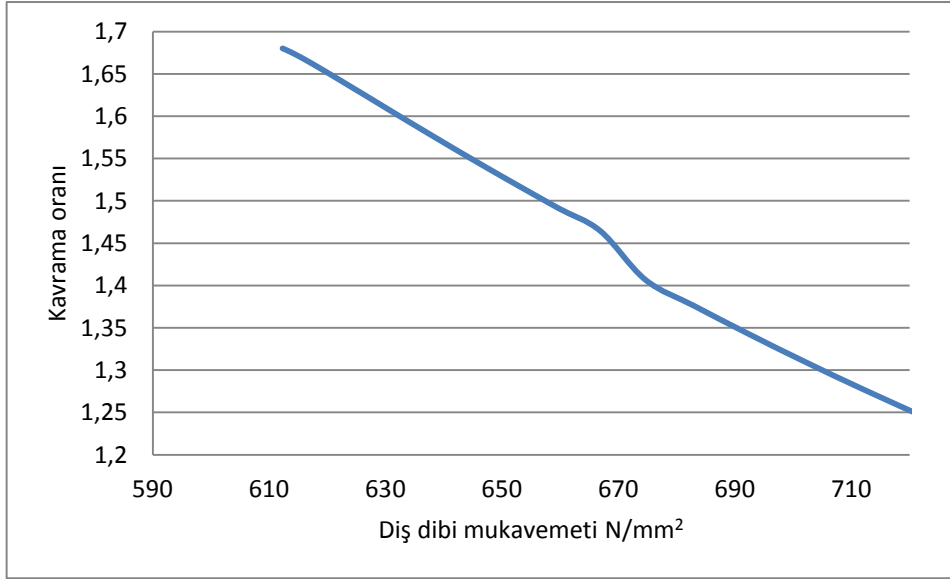
Şekil 3. 4 Profil kaydırma-diş dibi gerilmesine göre emniyet katsayısı ilişkisi



Şekil 3. 5 Profil kaydırma-yan yüzey basıncına göre emniyet katsayısı ilişkisi



Şekil 3. 6 Diş dibi gerilmesi-kavrama oranı ilişkisi



Şekil 3. 7 Kavrama-yan yüzey basıncı ilişkisi

Şekil 3.2de profil kaydırma miktarı -0.5'den 1.4'e kadar arttığında diş dibi gerilmesi $198,0468 \text{ N/mm}^2$ 'den $121,0124 \text{ N/mm}^2$ 'ye kadar azaldığı gözlenmiştir.

Şekil 3.3 de profil kaydırma miktarı -0.5'den 1.4'e kadar arttığında yan yüzey basıncı $612,2843 \text{ N/mm}^2$ 'den $724,2386 \text{ N/mm}^2$ 'ye kadar arttığı gözlenmiştir.

Şekil 3.4 de profil kaydırma miktarı -0.5'den 1.4'e kadar arttığında diş dibi gerilmesine göre emniyet katsayısı 3.0296'den 4.9582'ye kadar arttığı gözlenmiştir.

Şekil 3.5 de profil kaydırma miktarı -0.5'den 1.4'e kadar arttığında yan yüzey basıncı göre emniyet katsayısı 1.3903'den 1.1736'ya kadar azaldığı gözlenmiştir.

Şekil 3.6'da kavrama oranı 1.6801 den 1.2393'e kadar arttığında dış dibi gerilmesinin 121,012 N/mm²'den 198,0468 N/mm² değerine arttığı gözlenmiştir.

Şekil 3.7'de kavrama oranı 1.6801 den 1.2393'ye kadar azaldığında yan yüzey basıncının 612,2843 N/mm²'den 724,2386 N/mm² 'ye arttığı gözlenmiştir.

Çizelge 3. 2 Optimizasyon sonuçları

Profil Kaydırma Oranı x	Normal Modül m _n	Helis Açısı β	Diş Sayısı z	Diş Genişliği b	Diş Dibi Mukavemeti (N/mm ²)	Yan Yüzey Mukavemeti (N/mm ²)	Diş dibi Mukavemetine göre emniyet katsayısı	Yan yüzey Mukavemetine göre emniyet katsayısı	Dişli Hacmi (x10 ⁵ mm ³)
1,4	4	19	23	37,2	103,6332	653,3638	5,78	1,3	2,766
1,3	4	19	23	36,1	105,38	653,27	5,69	1,3	2,684
1,2	4	18	23	35,1	107,69	653,54	5,57	1,3	2,646
1,1	3,5	19	25	36,6	118,2583	653,13	5,07	1,3	2,4618
1	3,5	19	25	35,6	122,6546	653,447	4,89	1,3	2,3945
0,9	3,5	19	25	34,7	126,3375	653,6513	4,74	1,3	2,334
0,8	3,5	21	25	32,5	130,0614	653,4883	4,61	1,3	2,2423
0,7	3,5	20	25	32,5	135,4926	653,6206	4,42	1,3	2,2132
0,6	3,5	25	25	28,3	140,2868	653,6788	4,27	1,3	2,0718
0,5	3	24	25	38,9	123,2605	653,1616	4,86	1,3	2,0592
0,4	3	24	25	38,2	129,9333	653,7566	4,61	1,3	2,0222
0,3	3	24	25	37,7	136,4551	653,1427	4,39	1,3	1,9957
0,2	3	24	25	37,1	139,7264	653,8797	4,29	1,3	1,9639
0,1	3	24	25	36,7	152,6641	653,3285	3,93	1,3	1,9428
0	3	24	25	36,3	162,4025	653,2293	3,69	1,3	1,9216
-0,1	3	24	25	35,9	173,6685	653,9693	3,34	1,3	1,9172
-0,2	3	24	25	35,6	185,1712	653,3615	3,24	1,3	1,9031
-0,3	3	24	25	35,3	198,83	653,4948	3,01	1,3	1,8891
-0,4	3	24	25	35,1	212,028	653,2721	2,83	1,3	1,8797
-0,5	3	24	25	35	229,5508	653,5203	2,61	1,3	1,87

Optimizasyonda profil kaydırma oranı 1.4 den başlayarak -0.5 kadar düşürülmüştür. Bir başka deyişle pozitif profil kaydırmadan negatif profil kaydırmaya kadar uygulama yapılmıştır. Çizelge 3.2'de elde edilen sonuçlar her bir profil kaydırma oranındaki optimum dişlilerdir. Hazırlanan programa göre kısıt olarak yan yüzey mukavemeti temel alınmıştır. Burada “neden diş dibi gerilmesinin kısıt fonksiyonu, diğer yan yüzey mukavemetinin de hedef fonksiyon olarak seçilmediği” sorusu akla gelebilir. Bunun

izahatı şu şekilde yapılabilir: Çizelge 3.2 de anlaşılacağı gibi diş dibi mukavemetine göre emniyet katsayısı her zaman yan yüzey mukavemetine göre olan emniyet katsayısından büyüktür. Buna ilave olarak literatürde diş dibi mukavemetine göre emniyet katsayısının ve yan yüzey mukavemetine göre emniyet katsayısının 1.3'ün altına inmemesi tavsiye edilmektedir. Bu şartlar altında eğer kısıt olarak diş dibi mukavemeti seçilecek olursa, yan yüzey mukavemetine göre emniyet katsayısının değeri de 1.3 değerinin oldukça altında kalır. Bu da Çizelge 3.2'de her bir profil kaydırma oranında bulunan sonuçlar için emniyetli olmayan dişli çark demektir. Dolayısıyla optimizasyon amacına uygun düşmemektedir.

Optimizasyon programına göre yan yüzey basıncı kısıt fonksiyonu olması sebebiyle emniyet katsayısı 1.3 olarak tüm profil kaydırma oranlarında sabit alındı. Buna göre tasarım parametreleri olan modül, helis açısı, diş sayısı ve diş genişliğinin alacağı değerler değişmesi istenmiştir. Yan yüzey basıncına göre emniyet katsayısı sabit tutulduğundan yan yüzey basıncının da tüm profil kaydırma oranlarında 653 N/mm^2 civarında hemen hemen sabit olması doğaldır. Normal modülün değeri 4 mm den başlanarak 3 mm ye kadar olan değer dikkate alınmış, burada bir takım değişimler incelenmiştir.

Literatürde helisel dişliler için helis açısının $10-30^\circ$ arasında seçilmesi tavsiye edilmektedir. Burada helis açısı pozitif profil kaydırmada küçük değerler alındı. Fakat negatif profil kaydırmaya doğru daha büyük olacak şekilde sınır değerleri verildi. Eğer herhangi bir profil kaydırma oranı için modül ve diş sayısı sabit kalmak koşuluyla, helis açısı değeri azaltır ve bununla beraber yan yüzey basıncına göre emniyet katsayısını 1.3 olacak şekilde sabit alınırsa, diş dibi gerilmesine göre emniyet katsayısı düşecektir. Bir başka ifadeyle diş dibi gerilmesi daha yüksek olmakta ve mukavemeti de düşük dişli elde edilmektedir. Öte yandan bu değişim diş genişliğinin daha küçük olmasını sağlamaktadır. Örneğin çizelge 3.2'ye göre -0.5 profil kaydırmadaki optimizasyon sonucunu ele alacak olursak, diş sayısı 25, helis açısı 24° , modül 3 mm ve diş genişliği 35 mm olarak optimizasyon programından elde edilmiştir. Eğer modül 3 mm, diş sayısı 25 olarak, helis açısı 20° alınırsa, kısıt olan yan yüzey basıncına göre emniyet katsayısı 1.3 ü sağlayan diş genişliğinin değeri 38.1 mm olup artmaktadır. Buna göre diş dibi emniyet gerilmesi 241.02 N/mm^2 olmakta, hacim ise $1.90 \times 10^5 \text{ mm}^3$ olup artmaktadır.

Sonuç olarak dişli hacmi artmaktadır. Ters durumda da diş genişliği ve hacim azalır. Eğer dişli hacmi küçültülmek isteniyorsa helis açısının etkisinden faydalanılabilir. Fakat bunun da mukavemeti düşürdüğü göz önünde bulundurulmalıdır.

Eğer helis açısı ve modülü sabit tutar, diş sayısını büyük seçecek olursak, yan yüzey mukavemetine göre emniyet katsayısı yine 1.3 olarak alınır, diş dibi gerilmesine göre emniyet katsayısı azalmakta, diş dibi gerilmesi artmaktadır. Buna ilave olarak bu koşulları sağlayan diş genişliği değeri düşmektedir. Bu da toplamda hacmi azaltmaktadır. Bunu program sonuçlarından elde edilen bir örnekle açıklayacak olursak: Çizelge 3.2’de -0.2 profil kaydırmada diş sayısı 25, helis açısı 24° , modül 3mm ve diş genişliği 35.6 mm olarak optimizasyon programından elde edilmiştir. Eğer diş sayısını 20’ye düşürecek olursak, bu durumda aynı şartları sağlayan diş genişliği 58,6mm olup daha büyüktür. Buna göre de hacim toplamda $1,9853 \times 10^5 \text{ mm}^3$ olup daha büyük bulunmaktadır. Sonuç olarak diş sayısı büyük olduğunda bunun diş genişliğine etkisinden faydalanarak dolaylı olarak küçük hacim elde edilebilmektedir. Fakat bu da mukavemeti düşürmekte diş dibi gerilmesini artırmaktadır.

Hacim, helis açısı, diş sayısı ve diş genişliğinden bağımsız olarak sadece profil kaydırmayı göz önüne alacak olursak şekil 3.2 ve şekil 3.3’e göre profil kaydırma oranı arttıkça yan yüzey basıncı sürekli artmakta diş dibi gerilmesi sürekli azalmaktadır. Buna göre her iki gerilme açısından dengeli olacak bir biçimde optimum bir profil kaydırma değeri seçilebilir. Bunun değeri de 0.6 civarında pozitif yöndeki profil kaydırma değeridir. Eğer küçük boyutlu bir helisel dişli çark istenecek olursa bu durumda negatif profil kaydırma oranı seçilmesi gerekmektedir. Eğer emniyet katsayısının yüksek olması önem arz ediyorsa bu durumda büyük pozitif profil kaydırma oranı tercih edilmez.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Program sonuçlarına dayanarak profil kaydırma miktarı arttıkça yan yüzey basıncı ve diş dibi mukavemeti emniyet katsayısı artmakta, diş dibi gerilmesi ve yan yüzey basıncı emniyet katsayısı düşmektedir. Ayrıca optimizasyon sonuçlarında görülmüştür ki profil kaydırma miktarı değiştirilerek dişli parametreleri modül, helis açısı, diş sayısı ve diş genişliği değiştirilmek suretiyle mevcut koşullar içinde daha küçük ve yeterli mukavemette veya emniyet katsayısı yüksek bir dişli elde edilebilmektedir.

Burada MATLAB da hazırlanan optimizasyon programı sayesinde istenilen döndürme momentinin ve gücün iletilebileceği yeterli mukavemet değerlerine sahip daha küçük ve daha hafif helisel bir dişli çark elde edilebileceği sonucuna varılmıştır.

Günümüzde artık kısıtlı doğal kaynaklar ve küresel ısınma nedeniyle gereksiz enerji ve malzeme sarfiyatından kaçınılmalıdır. Bu sebeple de konumuz özelinde helisel dişli çark hesaplarında optimizasyon çalışmalarına önem verilmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] Babalık F,C (2010) Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, 4. Baskı Dora Basın Dora Basın Yayın Dağıtım Bursa.
- [2] Chapra S.C. ve Canale R. (2003) Yazılım Ve Program Uygulamalarıyla Mühendisler İçin Sayısal Yöntemler, 1. Basım, Literatür Yayıncılık İstanbul.
- [3] Avcıl, Ö.A., (2006). Dişli Çarkların Standartlara Göre Hesaplanması Ve Bilgisayar Destekli Tasarımla Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [4] Wang, C., Fang, Z ve VeJia, H., (2010) "Investigation Of A Design Modification For Double Helical Gears Reducing Vibration And Noise", J.Marine Sci. Appl.,9:81-86
- [5] Math Woks, Optimization Toolbox 6 User's Guide, <http://www.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 And 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 An Automotive Transmission", Mechanism And Machine Theory 45:1599-1612.
- [9] Goldfarb, V.I.,Kaplevich, A.L., ve Tkachev, A.A., (2008). "An Advanced Approach To Optimal Gear Design", Gear Solutions, 1:42-51
- [10] Kang, J.S., Choi, Y.S., (2008). "Optimization Of Helix Angle For Helical Gears System Journal Of Mechanical Science And Technology" 22 : 2393-2402.
- [11] V. Savsani, R.V. Rao ve D.P. Vakharia (2010) "Optimal Weight Design Of A Gear Train Using Particle Swarm Optimization And Simulated Annealing Algorithms"Mechanism And Machine Theory, 45: 531-541

- [12] Marjanovic, N., Isailovic, B., Marjanovic, V., Milojevic, Z., Blagojevic, M. ve Bojic, M. (2012) "A Practical Approach To The Optimization Of Gear Trains With Spur Gears" Mechanism And Machine Theory, 53 :1-16.
- [13] Yoshikatsu Shibata, Norihiko Kondou ve Toshinari Ito "Optimum Tooth Profile Design For Hypoid Gear" JSAE 18:283-287
- [14] Niels L. Pedersen (2010) "Improving Bending Stress In Spur Gears Using Asymmetric Gears And Shape Optimization" Mechanism and Machine Theory, 45 : 1707-1720.
- [15] Mert, M. Ç. (2011) Değişken Yükleme Koşulları Altında Helisel Alın Dişli Çark Mekanizmalarının Bilgisayar Yardımıyla Hesaplanması, Yüksek Lisans Tezi Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

MATLAB KODLARI

A-1 Hedef Fonksiyon İçin Oluşturulan M-File Dosyası

```
function sigmaf00=egilmegerilmesi001(x)
mn=(x(1));%mn: normal modül
beta=(x(2));%beta: helis açısı
z1=round(x(3));%z1: pinyon dişlinin diş sayısı
b1=x(4);%b1: pinyon dişlinin diş genişliği
n1=24.3;%n1: giriş devir sayısı
n2=4.09;%n2: çıkış devir sayısı
M1=139.1;%M1: giriş momenti
i=n1/n2;%i: çevrim oranının ilk hali
z2i=z1*i;
z2=round(z2i);%z2 çıkış dişlinin diş sayısı
mt=mn/cosd(beta);% mt:teğetsel modül
d1=mt*z1;%pinyondişliçapı
d2=mt*z2;%çıkış dişli çapı
a0=(d1+d2)/2;%a0: eksenler arası mesafe
Ft1=(2*M1*1000)/d1;%Ft1: çevresel kuvvet
u=z2/z1;%çevrim oranı
```


0 0 0 0 0 0 0 3.15 2.87 2.65 2.46 2.30 2.16 2.05 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 2.03 2.79 2.58 2.41 2.27 2.14 2.04 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 2.93 2.72 2.53 2.38 2.24 2.12 2.03 1.96 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 3.36 3.10 2.86 2.66 2.48 2.34 2.22 2.11 2.03 1.95 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 3.25 3.01 2.79 2.60 2.44 2.31 2.2 2.1 2.02 1.95 1.89 0 0 0 0;
0 0 0 0 3.45 3.16 2.95 2.74 2.56 2.42 2.29 2.18 2.09 2.02 1.95 1.89 0 0 0 0;
0 0 0 0 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 0 0 0;
0 0 0 3.53 3.26 3.02 2.82 2.65 2.5 2.37 2.26 2.16 2.08 2.01 1.95 1.9 1.86 0 0 0;
0 0 0 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
0 0;
0 0 0 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
0 0;
0 0 0 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 0;
0 0 0 3.45 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 0;
0 0 3.55 3.30 3.10 2.92 2.75 2.61 2.48 2.37 2.28 2.19 2.12 2.06 2.00 1.95 1.91 1.88
1.86 1.84 1.83;
0 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 2.0 1.95 1.92 1.88
1.86 1.84 1.83;
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;
2.15 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 2.02 1.97 1.95
1.93 1.91 1.90 1.89;
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;
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 2.03 1.99 1.98
1.96 1.94 1.94 1.93;
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 2.04 2.01 2.00
1.99 1.98 1.98 1.97;

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 2.05 2.02 2.02
2.01 1.98 2.00 2.00;

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 2.06 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];

if z1==7

Yf=YF1(1,:);

elseif z1==8

Yf=YF1(2,:);

elseif z1==9

Yf=YF1(3,:);

elseif z1==10

Yf=YF1(4,:);

elseif z1==11

Yf=YF1(5,:);

elseif z1==12

Yf=YF1(6,:);

elseif z1==13

Yf=YF1(7,:);

elseif z1==14

Yf=YF1(8,:);

elseif z1==15

Yf=YF1(9,:);

elseif z1==16

Yf=YF1(10,:);

elseif z1==17

```
Yf=YF1(11,:);  
elseif z1==18  
Yf=YF1(12,:);  
elseif z1==19  
Yf=YF1(13,:);  
elseif z1==20  
Yf=YF1(14,:);  
elseif z1==21  
Yf=YF1(15,:);  
elseif z1==22  
Yf=YF1(16,:);  
elseif z1==23  
Yf=YF1(17,:);  
elseif z1==24  
Yf=YF1(18,:);  
elseif z1==25  
Yf=YF1(19,:);  
elseif z1==30  
Yf=YF1(20,:);  
elseif z1==40  
Yf=YF1(21,:);  
elseif z1==50  
Yf=YF1(22,:);  
elseif z1==60  
Yf=YF1(23,:);  
elseif z1==100
```

```

Yf=YF1(24,:);

elseif z1==200

Yf=YF1(25,:);

elseif z1==400

Yf=YF1(26,:);

elseif z1>400

Yf=YF1(27,:);

end

KA=1.25;%KA: işletme faktörü

%Kbeta1 : dış genişlik faktörü tablosu

KV=1.4;%KV dinamik faktör

Kvbeta=0.0087;

fp=1;%fp: malzeme faktörü

Kbeta1=[1.06 1.06 1.07 1.08 1.10 1.13 1.17 1.23 1.32 1.48];

if b1<=20

k1=Kbeta1(1,:);%k1: dış genişlik faktörü tablosundan seçilen satır değeri

elseif 20<b1&b1<=40

k1=Kbeta1(2,:);

elseif 40<b1&b1<=100

k1=Kbeta1(3,:);

elseif 100<b1&b1<=160

k1=Kbeta1(4,:);

elseif 160<b1&b1<=315

k1=Kbeta1(5,:);

elseif 315<b1&b1<=560

k1=Kbeta1(6,:);

```

```

elseif b1>560

k1=Kbeta1(7,:);

end

dis_kalitesi=8;

%dinamik faktör Kvnin hesabında kullanılan Kvalfa tablosu

%helis_disli_icin: dinamik faktör Kvnin hesabında kullanılan Kvalfa tablosu

%Kbeta: dış genişlik faktörü

if(dis_kalitesi==3)

Kbeta=k1(:,1);

elseif(dis_kalitesi==4)

Kbeta=k1(:,2);

elseif(dis_kalitesi==5)

Kbeta=k1(:,3);

Kvalfa=helis_disli_icin(:,1);

elseif(dis_kalitesi==6)

Kbeta=k1(:,4);

Kvalfa=helis_disli_icin(:,2);

elseif(dis_kalitesi==7)

Kbeta=k1(:,5);

Kvalfa=helis_disli_icin(:,3);

elseif(dis_kalitesi==8)

Kbeta=k1(:,6);

Kvalfa=helis_disli_icin(:,4);

elseif(dis_kalitesi==9)

Kbeta=k1(:,7);

Kvalfa=helis_disli_icin(:,5);

```

```

elseif(dis_kalitesi==10)

Kbeta=k1(:,8);

Kvalfa=helis_disli_icin(:,6);

elseif(dis_kalitesi==11)

Kbeta=k1(:,9);

Kvalfa=helis_disli_icin(:,7);

elseif(dis_kalitesi==12)

Kbeta=k1(:,10);

Kvalfa=helis_disli_icin(:,8);

end

KK=[1.0 1.1 1.2 1.4 1.4 1.4 1.4;1.0 1.0 1.1 1.2 1.4 1.4 1.4];%KK: helisel dişli için KHalfa,
KFalfa tablosu

%sertlestirme=input('\sertlestirme yapılmış ise 1 yapılmamışsa 2yi tuşlayınız')

sertlestirme=1;

ifsertlestirme==1

KHalfa1=KK(1,:);

elseifsertlestirme==2

KHalfa1=KK(2,:);

end

%%%%%%%%%%%%%%

if(dis_kalitesi==6)

KHalfa=KHalfa1(:,1);

KFalfa=KHalfa1(:,1);

elseif(dis_kalitesi==7)

KHalfa=KHalfa1(:,2);

KFalfa=KHalfa1(:,2);

```

```

elseif(dis_kalitesi==8)
KHalfa=KHalfa1(:,3);
KFalfa=KHalfa1(:,3);
elseif(dis_kalitesi==9)
KHalfa=KHalfa1(:,4);
KFalfa=KHalfa1(:,4);
elseifdis_kalitesi>10
KHalfa=1.4;
end
%%%%%%%%%%%%%
ifepsilon_beta<1
Zepsilon=(((4-epsilon_alfa)./3).*(1-epsilon_beta))+ (epsilon_beta./epsilon_alfa).^0.5;
else
Zepsilon=(1./epsilon_alfa).^0.5;
end
wt=KA*KV*Ft1/b1;%wt dışın birim genişliğine gelen yük
fw=1.6
Kfbeta=1+(Kbeta-1)*fw*fp;
KHbeta=Kfbeta^1.39;%KHbeta:
Zbeta=(cosd(beta)).^0.5;%Zbeta: eğim faktörü
%ZH=input('\Zh değeri helis açısına bağlı olarak şekil 22.60 okuyarak seçiminizi
giriniz...')
ZH=(2*cosd(beta)/(tand(alfawt)*(cosd(alfat))^2))^0.5;%ZH bölge faktörü
ZE=189.8;%ZE: elastisite faktörü
%Ys=input('\matris olarak Ysişekil 22.56 dan seçiniz')
Ys=[1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65
1.65 1.65 1.65 1.65 1.65];%Ys:gerilim düzeltme faktörü

```

%gerilim düzeltme faktörü Ys şekil 22.56 dan tüm profil kaydırma

%miktarları için ortalama bir değer olarak 1.65 seçilmiştir.

%eğilme gerilmesi

YN=1;%YN ömür faktörü

YD=1;%YD göreceli destek sayısı

YR=1;%YR göreceli yüzey faktörü

YX=1;%büyüklük faktörü

YST=2;%YST düzeltme faktörü

sigmaflim=500;

sigmafmax=sigmaflim*YST*YN*YD*YR*YX;

sigmaf=(Ft1/(b1*mn)).*Yf.*Ys.*Ypsilon.*Ybeta*KA*KV*Kfbeta*KFalfa;

sigmaf00=sigmaf(:,7);

SF=sigmafmax/sigmaf00;

sigmaf

SF

A-2 Kısıtlayıcılar İçin Oluşturulan M-File Dosyası

```
function [c,ceq]=yuzeybasinci001(x)
```

```
mn=(x(1));%mn: normal modül
```

```
beta=round(x(2));%beta: helis açısı
```

```
z1=round(x(3));%z1: pinyon dişlinin diş sayısı
```

```
b1=x(4);%b1: pinyon dişlinin diş genişliği
```

```
n1=24.3;%n1: giriş devir sayısı
```

```
n2=4.09;%n2: çıkış devir sayısı
```

```
M1=139.1;%M1: giriş momenti
```

```
i=n1/n2;%i: çevrim oranının ilk hali
```

```
z2i=z1*i;
```

$z2 = \text{round}(z2i); \%z2$ çıkış dişlinin diş sayısı
 $mt = mn / \cosd(\beta); \% mt$: teğetsel modül
 $d1 = mt * z1; \% pinyon$ dişli çapı
 $d2 = mt * z2; \% çıkış$ dişli çapı
 $a0 = (d1 + d2) / 2; \% a0$: eksenler arası mesafe
 $Ft1 = (2 * M1 * 1000) / d1; \% Ft1$: çevresel kuvvet
 $u = z2 / z1; \% çevrim$ oranı
 $a = ((d1 + d2) / 2) * 1.0150; \% a$: istenilen eksenler mesafe
 $\alpha_{fat} = \text{Atand}(\tan(20) / (\cosd(\beta))); \% \alpha_{fat}$: alın kavrama açısı
 $\alpha_{fawt} = \text{Acosd}(a0 * (\cosd(\alpha_{fat})) / a); \% \alpha_{fawt}$: işletmede kavrama açısı
 $\text{invalfat} = \tan(\alpha_{fat}) - (\alpha_{fat} * \pi) / 180; \% \text{invalfat}$: alın kavrama açısının evolvent fonksiyonu
 $\text{invalfawt} = \tan(\alpha_{fawt}) - (\alpha_{fawt} * \pi) / 180; \% \text{işletmede}$ alın kavrama açısının evolvent fonksiyonu
 $AA = (z1 + z2) * ((\text{invalfawt} - \text{invalfat}) / (2 * \tan(20))); \% AA$: toplam profil kaydırma değeri
 $aa = [-0.6:0.1:1.4]; \% aa$: matris olarak prfil kaydırma miktarları
 $k_{mn} = a0 + AA * mn - a; \% k_{mn}$: diş üstü çap düzeltmesi
 $\beta_{tab} = \text{Asind}(\sin(\beta) * \cosd(20)); \% \beta_{tab}$: temel dairesinde helis açısı
 $z_{n1} = z1 / (((\cosd(\beta_{tab}))^2) * \cosd(\beta)); \% z_{n1}$: pinyon dişli eş değer diş sayısı
 $z_{n2} = z2 / (((\cosd(\beta_{tab}))^2) * \cosd(\beta)); \% z_{n2}$: çıkış dişlisi eşdeğer diş sayısı
 $d_{a1} = d1 + 2 * mn * (1 + aa) + 2 * k_{mn}; \% d_{a1}$: pinyon dişli diş başı dairesi
 $d_{a2} = d2 + 2 * mn * (1 + (AA - aa)) + 2 * k_{mn}; \% d_{a2}$: çıkış dişlisi diş başı dairesi
 $d_{b1} = mt * z1 * \cosd(\alpha_{fat}); \% d_{b1}$: pinyon dişli temel dairesi
 $d_{b2} = mt * z2 * \cosd(\alpha_{fat}); \% d_{b2}$: çıkış dişlisi temel daire
 $\epsilon_{\alpha} = ((0.5 * (((d_{a1}) * (d_{a1})) - (d_{b1})^2))^{\wedge} 0.5) + (((d_{a2}) * (d_{a2})) - (d_{b2})^2)^{\wedge} 0.5)) - a0 * \sin(\alpha_{fawt}) / (\pi * mt * \cosd(\alpha_{fat})); \% \epsilon_{\alpha}$: kavra oranı
 $\epsilon_{\beta} = (b1 * \sin(\beta)) / (\pi * mn); \% \epsilon_{\beta}$: adım kavrama oranı
 $\text{Yepsilon} = 0.25 + ((0.75 / \epsilon_{\alpha}) * ((\cosd(\beta))^{\wedge} 2)); \% \text{Yepsilon}$: kavrama faktörü

```

Ybeta=1-(epsilon_beta.*beta./120);%Ybeta: helis faktörü

%KA: işletme faktörü

KA=1.25;

%Kbeta1 : dış genişlik faktörü tablosu

Kbeta1=[1.06 1.06 1.07 1.08 1.10 1.13 1.17 1.23 1.32 1.48;1.07 1.08 1.08 1.09 1.11
1.21 1.21 1.22 1.24 1.27 1.29 1.32 1.40 1.54 1.74;];

if b1<=20

k1=Kbeta1(1,:);%k1: dış genişlik faktörü tablosundan seçilen değer

elseif 20<b1<=40

k1=Kbeta1(2,:);

elseif 40<b1<=100

k1=Kbeta1(3,:);

elseif 100<b1<=160

k1=Kbeta1(4,:);

elseif 160<b1<=315

k1=Kbeta1(5,:);

elseif 315<b1<=560

k1=Kbeta1(6,:);

elseif b1>560

k1=Kbeta1(7,:);

end

%dis_kalitesi=input('\dış kalitesini 3 ile 12 arasında bir tam sayı olarak giriniz giriniz...')

dis_kalitesi=8;

%dinamik faktör Kvnin hesabında kullanılan Kvalfa tablosu

helis_disli_icin=[5.1 8.5 13.6 21.8 30.7 47.7 68.2 109.1];

%helis_disli_icin: dinamik faktör Kvnin hesabında kullanılan Kvalfa tablosu

```

```
%Kbeta: diş genişlik faktörü  
if(dis_kalitesi==3)  
Kbeta=k1(:,1);  
elseif(dis_kalitesi==4)  
Kbeta=k1(:,2);  
elseif(dis_kalitesi==5)  
Kbeta=k1(:,3);  
Kvalfa=helis_disli_icin(:,1)  
elseif(dis_kalitesi==6)  
Kbeta=k1(:,4);  
Kvalfa=helis_disli_icin(:,2);  
elseif(dis_kalitesi==7)  
Kbeta=k1(:,5);  
Kvalfa=helis_disli_icin(:,3);  
elseif(dis_kalitesi==8)  
Kbeta=k1(:,6);  
Kvalfa=helis_disli_icin(:,4);  
elseif(dis_kalitesi==9)  
Kbeta=k1(:,7);  
Kvalfa=helis_disli_icin(:,5);  
elseif(dis_kalitesi==10)  
Kbeta=k1(:,8);  
Kvalfa=helis_disli_icin(:,6);  
elseif(dis_kalitesi==11)  
Kbeta=k1(:,9);  
Kvalfa=helis_disli_icin(:,7);
```

```

elseif(dis_kalitesi==12)

Kbeta=k1(:,10);

Kvalfa=helis_disli_icin(:,8);

end

Kvbeta=0.0087;

%fw yük düzeltme faktörü tablosu

fw=1;%fw: yük düzeltme faktörü tablosu

fp=1;%fp: malzeme faktörü

Kfbeta=1+(Kbeta-1)*fw*fp;%Kfbeta: genişlik faktörü

KHbeta=Kfbeta^1.39;%KHbeta: genişlik faktörü

KK=[1.0 1.1 1.2 1.4 1.4 1.4 1.4;1.0 1.0 1.1 1.2 1.4 1.4 1.4];%KK: helisel dişli için KHalfa,
KFalfa tablosu

%sertlestirme=input('\sertleştirme yapılmış ise 1 yapılmamışsa 2yi tuşlayınız')

sertlestirme=1;

ifsertlestirme==1

KHalfa1=KK(1,:);

elseifsertlestirme==2

KHalfa1=KK(2,:);

end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

if(dis_kalitesi==6)

KHalfa=KHalfa1(:,1);

KFalfa=KHalfa1(:,1);

elseif(dis_kalitesi==7)

KHalfa=KHalfa1(:,2);

KFalfa=KHalfa1(:,2);

```

```

elseif(dis_kalitesi==8)
KHalfa=KHalfa1(:,3);
KFalfa=KHalfa1(:,3);
elseif(dis_kalitesi==9)
KHalfa=KHalfa1(:,4);
KFalfa=KHalfa1(:,4);
elseifdis_kalitesi>10
KHalfa=1.4;
end
ifepsilon_beta<1
Zepsilon=(((4-epsilon_alfa)./3).*(1-epsilon_beta)+(epsilon_beta./epsilon_alfa)).^0.5;
else
Zepsilon=(1./epsilon_alfa).^0.5;
end
%Kv dinamik faktör
%KV=input('\dinamik faktör KV nin değerini şekil 22.52den istenilen kalite
%için seçiniz')
KV=1.4
%wt dışın birim genişliğine gelen yük. fwnin tablodan seçilmesi için gerekli
wt=KA*KV*Ft1/b1;%wt dışın birim genişliğine gelen yük. fwnin tablodan seçilmesi için
gerekli
Zbeta=(cosd(beta)).^0.5;
%ZH=input('\Zh değeri helis açısına bağlı olarak şekil 22.60 okuyarak seçiminizi
giriniz...')
ZH=(2*cosd(beta)/(tand(alfawt)*(cosd(alfat))^2))^0.5;%ZH bölge faktörü
ZE=189.8;%ZE: elastisite faktörü
%Ys=input('\matris olarak Ysişekil 22.56 dan seçiniz')

```

```
Ys=[1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65 1.65];%Ys:gerilim düzeltme faktörü
```

```
%yanyüzey basıncı
```

```
sigmaHC=((Ft1*(u+1)/(b1*d1*u)^0.5)*ZH.*ZE.*Zepsilon.*Zbeta*(KA*KV*KHbeta*KHal  
fa)^0.5;
```

```
hacim=pi*d1*d1*b1/4
```

```
ceq=0;
```

```
SH=850/(sigmaHC);
```

```
c=[real(sigmaHC)-850];
```

```
SH
```

```
sigmaHC(:,7)
```

A-3 Optimizasyon Komutları İçin Oluşturulan M-File Dosyası

```
x0=[3 22 21 40]
```

```
lb=[3 22 21 40]
```

```
ub=[3 22 21 40]
```

```
options=optimset('display','iter');
```

```
[x, fval, exitflag]=fmincon('egilmegerilmesi001', x0, [], [], [], [], lb, ub,  
'yuzeybasinci001',options)
```

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Nurettin Okan ÇAYCI
Doğum Tarihi ve Yeri :14.08.1986-Sivas
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :okancayci_86@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Konstrüksiyon	Yıldız Teknik Üniversitesi	2012
Lisans	İmalat-Konstrüksiyon	Cumhuriyet Üniversitesi	2008
Lise	Fen Bilimleri	Sivas Lisesi	2004