



RESEARCH ARTICLE

# Investigation of the Variation of Geometric Parameters to Reach Optimum Mass and Volume in Helical Gear Pairs

\* Ezgi Kubilay, <sup>1</sup> Serpil Karakuş,

\*University of Ankara, Faculty of Agriculture, Agricultural Machinery and Technology Department, Ankara, Turkey  
 ezgikubilay55@gmail.com, Orcid:0000-0003-0875-5670

<sup>2</sup>University Bülent Ecevit, Faculty Engineering, Machine Engineering Department, Zonguldak, Turkey

## HIGHLIGHTS

- *Determination of geometric parameters of gear pairs Exchange between sources in related subjects of this article*
- *Obtaining low volume, low mass and high strength values*
- *It aims to bring low cost and material savings to designs.*

## Keywords:

- Helical gear
- Optimization
- Helix angle
- Contact angle
- Gear width
- Module
- Toothroot stress safety factor
- Gearcontact surface stress safety factor

## GRAPHICAL ABSTRACT

In this study, it was tried to determine the parameter changes to be made in order to save volume and mass in helical gear groups. For this purpose, a sample helical gear pair, which is used more in today's technology compared to other gear types and used in gearboxes, was used for design. The tangential force, normal force, stress values factors and stress safety factors of the gear pair were calculated. While the volume and mass optimization of the gear is performed, it is requested that the tooth root and gear contact surface stress values are in the desired range and not exceed the limit values for the safety factor. For this purpose, before the optimization of the gear group, the power, speed and torque values that carry the initial dimensions determined to the safety limits were determined. As variable parameters, formulas accepted in gear strength calculations and basic influencing parameters used in volume and mass calculation formulas are used. According to this generalization, helix angle, grip angle and tooth width and normal module parameters were determined as variable parameters. While performing the optimization, one parameter was changed while the other variable parameters remained at their initial design values. The selected objective designs were subjected to stress analysis and stress points were observed in the ANSYS WORKBENCH program. Stress points were compared for selected suitable low mass and bulky designs and it was determined which parameter change gave a safer result.

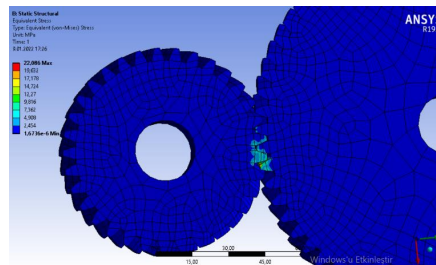


Figure A. Ansys workbench analysis results

## Article Info:

Received : 22 March 2023

Accepted : 17 May 2023

## DOI:

10.53525/jster.1269221

## \*Correspondence:

Ezgi KUBİLAY

[ezgikubilay55@gmail.com](mailto:ezgikubilay55@gmail.com)

Phone: +905528800218

**Aim of Article :** *This section should state the purpose of the research. Times New Roman fonts 10 pts and italic style.*

**Theory and Methodology :** *The experimental method or theory of the study should be given briefly. References should be avoided, but if essential, then cite the author(s) and year(s). Use the Times New Roman fonts 10 pts and italic style.*

**Findings and Results:** *Results and findings should be clear and concise. The most attractive results of the research should be given in this section. Use the Times New Roman fonts 10 pts and italic style.*

**Conclusion :** *The main conclusions of the study must be presented in the Conclusions section. Use the Times New Roman fonts 10 pts and using italic form. a conclusion may review the main points of the paper, do not replicate the abstract as the conclusion. A conclusion might elaborate on the importance of the work or suggest applications and extensions.*



ARAŞTIRMA MAKALESİ | RESEARCH ARTICLE

# Helis Dişli Çiftlerinde Optimum Kütle Ve Hacme Ulaşmak İçin Geometrik Parametrelerin Değişiminin İncelenmesi

\* Ezgi Kubilay, <sup>1</sup> Serpil Karakuş,

\*Ankara Üniversitesi, Ziraat Fakültesi, Tarım Makineleri ve Teknolojileri Mühendisliği Bölümü, Ankara, Turkey  
ezgikubilay55@gmail.com, Orcid: 0000-0003-0875-5670

<sup>2</sup>Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Zonguldak, Turkey

## Alıntı / Citation :

Kubilay, E., Karakuş, S. (2023). *Investigation of the Variation of Geometric Parameters to Reach Optimum Mass and Volume in Helical Gear Pair*, Journal of Science Technology and Engineering Research, 4(1):52-66. DOI: 10.53525/jster.1269221

## ÖNE ÇIKANLAR / HIGHLIGHTS

- Dişli çiftlerinin geometrik parametrelerinin tayini
- Düşük hacim, düşük kütle ve yüksek mukavemet özelliklerinin elde edilmesi
- Tasarımlara düşük maliyet ve malzeme tasarrufu kazandırmayı hedeflemektedir

## Makale Bilgileri / Article Info

Geliş Tarihi : 22 Mart 2023  
Kabul Tarihi : 17 Mayıs 2023

DOI: 10.53525/jster.1269221

## \*Sorumlu Yazar:

Ezgi KUBİLAY,  
[ezgikubilay55@gmail.com](mailto:ezgikubilay55@gmail.com)  
Tel: +905528800218

## ÖZET / ABSTRACT

Bu çalışmada helis dişli gruplarında hacimden ve kütleden tasarruf etmek için yapılacak parametre değişimleri belirlenmeye çalışılmıştır. Bu amaçla diğer dişli tiplerine göre günümüz teknolojisinde daha çok kullanılan ve dişli kutularında kullanılan örnek bir helis dişli çifti tasarım için kullanılmıştır.. Seçilen başlangıç tasarımı AUTODESK INVENTOR programında oluşturulmuştur. Ardından dişli için güç ve devir değeri girilerek tork değeri INVENTOR'un DESIGN bölümünde hesaplanmıştır. Aynı bölümde dişli çiftine ait teğetsel kuvvet, normal kuvvet, gerilme değerleri faktörleri, gerilme güvenlik faktörleri hesaplanmıştır. Dişlide hacim ve kütle optimizasyonu yapılırken diş dibi ve dişli temas yüzeyi gerilmesi değerlerinin istenilen aralıkta olması ve güvenlik faktörü için sınır değerlerini aşmaması istenmiştir. Bu amaçla dişli grubunda optimizasyon yapılmadan önce belirlenen başlangıç ölçülerini güvenlik sınırlarına taşıyan güç, devir ve tork değeri belirlenmiştir. Bu değerler yapılan hiçbir optimizasyonda değiştirilmemiş ve sabit kalmıştır. Aynı zamanda dişli çevrim/iletim oranı, diş sayısı da tüm optimizasyonlarda sabit tutulmuştur. Değişken parametreler olarak dişli mukavemet hesaplamalarında kabul edilen formüller ile hacim ve kütle hesaplama formüllerinde kullanılan temel etkileyici parametreler kullanılmıştır. Bu genellemeye göre helis açısı, kavrama açısı ve diş genişliği ile normal modül parametreleri değişken parametreler olarak belirlenmiştir. Optimizasyon yapılırken bir parametre değiştirilirken diğer değişken parametreler başlangıç tasarımındaki değerlerinde kalmıştır.. Seçilen, amaç tasarımları gerilme analizine tabi tutularak ANSYS WORKBENCH programında gerilme noktaları gözlenmiştir. Gerilme noktaları seçilen uygun düşük kütle ve hacimli tasarımlar için karşılaştırılmış ve hangi parametre değişiminin daha güvenli sonuç verdiği belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Helis dişli, Helis açısı, Kavrama açısı, Diş dibi güvenlik faktörü, Dişli temas yüzeyi gerilme faktörü



## 1. GİRİŞ [INTRODUCTION]

Dişli çarkların çalışma sistemleri, profillerinin revize edilmesi ve dişli çark sistemlerinin günümüzdeki uygulama alanlarının geliştirilmesi ile ilgili pek çok çalışma yapılmıştır. Konuyla ilgili bir çalışmada, ağır yük düz ve helis dişlilerin performans analizi ile ilgili çalışılarak, daha küçük hacimli dişli çiftlerinin endüstride kullanımının uygunluğu ölçülmeye çalışılmıştır. Dişlilerin yük altında esnediği kabul görülmüş ve bunun dişli performansı ile ters orantılı olduğu sonucuna varılmıştır. İletim hatalarının önüne geçmek için tepe kırma işlemi uygulanmış ve helis dişlilerin hassas uygulamalarda daha mukavim sonuçlar verdiği tespit edilmiştir [1]. Dişli geometrik parametreleri üzerinde optimizasyon çalışması yapılmıştır. Traktör şanzımanı üzerinde kullandıkları bir dişli grubu için; optimizasyon parametresi olarak modül, diş genişliği, merkez uzaklığı, dişli kalitesi, diş sayısı, helis açısı, kavrama açısı değerleri girilmiştir. Bu değişimlerin şanzımanda en yüksek gerilmeyi oluşturduğu dişli belirlenmeye çalışılmıştır. Çalışma sonucunda %8,5 oranında en büyük diş dibi gerilmesinin pinyon dişlide gözlemlendiği tespit edilmiştir [2].

Elektrikli araçların şanzımanlarının 2. Vites dişlilerindeki deformasyon analizi yapılmıştır. Bu çalışmada malzemeye yapılan kimyasal analiz ve mekanik özellik ve tane yapısının belirlenmesi için tahribatsız muayene analizleri sonucunda dişlinin hatalı ısıl işlem prosesi gördüğü, çelik malzemenin içerisinde istenmeyen kalıntı maddelerin bileşik oluşturması sonucu yaşanan yanlış alaşımın ve Ti eksikliği verilerine ulaşılmıştır. Bu sebeple dişli yüzeyinin hasara uğradığı gözlemlenmiştir [3]. Profil kaydırmalı helisel alın dişli çark mekanizmalarının optimizasyonu çalışması gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın sonucunda, profil kaydırma miktarı arttıkça, yan yüzey basıncı ve diş dibi mukavemeti emniyet katsayısının arttığı, diş dibi gerilmesi ve yan yüzey basıncı emniyet katsayısının düştüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca 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 edilebileceği sonucuna varılmıştır [4].

Dişli kutularında parametrelerin hacim ve mukavemete etkilerinin araştırılması çalışmasını yürütmüşlerdir. Çalışmanın sonucunda diş sayılarının değişiminin hacim ve oluşan gerilmeler üzerinde doğrudan etkilerinin olduğu görülmüştür. Sistemde oluşan gerilmeler açısından en

düşük malzeme hacmi kriterinde kademelerde oluşan gerilmeler arasındaki farkın daha az olduğu gözlemlenmiştir [5].

Bu çalışmada güç aktarma elemanı olarak sıklıkla kullanılan helis dişli grupları kullanılmıştır. Üretim ve imalat sektöründe yaşanan gelişmeler sayesinde dişli teknolojisinde de elbette pek çok ilerleme kaydedilmiştir. Dişlilerin geometrik parametrelerinde yapılan her değişiklik çalışma performansına ve dişli mukavemetine etki etmektedir.

Dişli geometrik parametrelerini belirlemede kullanılan ve standartlarca kabul edilen formüller aşağıda yer almaktadır.

$$\text{Diş sayısı } z = \frac{d_0}{m}$$

$d_0$ : Bölüm dairesi çapı/taksimat dairesi çapı

$$\text{Modül: } \frac{t_0}{\pi} ; \frac{d_0}{z}$$

Diş adımı (Taksimatı): Dişin yuvarlanma dairesi üzerinden ölçülür.  $t_0 = \pi x m$

$$\text{Bölüm dairesindeki diş kalınlığı : } s_0 = \frac{.t_0}{2}$$

$$\text{Bölüm dairesindeki diş boşluğu : } l_0 = \frac{.t_0}{2}$$

$$\text{Müşterek diş yüksekliği : } h = 2 x m$$

$$\text{Diş başı yüksekliği : } h_b = m$$

$$\text{Diş taban yüksekliği : } h_t = 1,2 x t$$

$$\text{Dişin tüm yüksekliği : } h_z = 2,2 x m$$

$$\text{Diş başı boşluğu : } s_b = 0,2 x m$$

$$\text{Bölüm (yuvarlanma dairesi çapı) : } d_0 = 2 x r_0 = z x m \quad d_0 =$$

$$\sqrt[3]{\frac{2 x M_d}{K x \varphi_d}}$$

$$\text{Diş başı dairesi çapı : } d_b = 2 x r_b = d_0 + (2 x h_b)$$

$$\text{Diş taban dairesi çapı : } d_t = 2 x r_t = d_0 - (2 x h_t)$$

$$\text{Temel dairesi çapı : } d_g = 2 x r_g = d_0 x \cos \alpha$$

Kavrama açısı : DIN 867'ye göre genellikle 20° seçilir

$$\text{Çevrim oranı : } i = z_1 / z_2 = d_{01} / d_{02} = n_1 / n_2$$



İki dişlinin eksen aralığı :

$$a = r_{01} + r_{02} = \frac{d_{01} + d_{02}}{2}, \frac{z_1 + z_2}{2} \times m$$

$$a = r_{01} \times (i+1) = r_{02} = \frac{i+1}{i}$$

Diş genişliği :  $b = \phi \times t_0 = \phi \times \pi \times m$

Temel daire adımı :  $t_g = t_0 \times \cos \alpha_0$

Kavrama adımı :  $t_e = t_0 \times \cos \alpha_0$

Diş yan boşluğu :  $s_y$

Kavrama oranı :  $\varepsilon = \frac{g}{t_e} \geq 1$

Kavrama oranı :  $\varepsilon = \frac{g}{t_e} \geq 1$

## 2. TEORİ VE YÖNTEM [THEORY AND METHODOLOGY]

*Problemin tanımı;*

İmalat ve üretim teknolojilerinde yaşanan gelişmeler ile dişli ve güç aktarma organlarında pek çok gelişme yaşanmıştır. Özellikle dişli parametrelerinin dişli mukavemet ve çalışma verimine olan etkisi büyük oranda uygulama bazında kalarak doğru parametre değişimi ve revizyonların hem verim hem de dişlinin kütle ve hacmine olan etkisine yönelik akademik bir incelemenin eksikliği göze çarpmaktadır. Kütle ve hacimden tasarrufun hem var olan kaynakların kullanımı hem de maliyet açısından önem arz ettiği günümüz dünyasında optimum özellikleri verebilecek özelliklerdeki tasarımın yapılması oldukça önemli bir hale gelmiştir.

Bu çalışmada standart dişli kutularında kullanılan bir helisel dişli çark grubunun hacim ve kütlelerinden tasarruf yapmak amacıyla temel parametreleri üzerinden değişiklik yapıp amaç fonksiyonunun gerçekleştirilirken güvenlik şartlarının sağlanıp sağlanmadığının kontrolü yapılmaya çalışılmıştır. Bu amaçla öncelikle standart bir dişli tasarımı INVENTOR programında 3D modelleme ortamına aktarılmıştır. INVENTOR programındaki DESIGN komutu kullanılarak oluşturulan dişli grubuna ait helis açısı, kavrama açısı, diş sayısı, dişli aktarım/çevrim oranı, modül, güç ve devir değerleri manuel olarak girilmiştir. Manuel olarak girilen değerler ile dişli grubu program tarafından oluşturulup temel ölçüleri belirlenmiştir. Ardından girilen tasarım için program tarafından güvenlik faktörleri ve gerilme değerlerinin hesaplanması sırasında

kullanılan katsayılar atanmıştır. Ayrıca dişlilerin temas noktalarındaki teğetsel, normal ve bileşke kuvvetler ile kavrama oranı gibi değerler program içerisindeki yazılım tarafından hesaplanmıştır. Çalışmamızda bu değerleri baz alarak optimizasyon yapılmıştır. En son olarak yapılan optimizasyonların sonucunda elde edilecek güvenli ve düşük hacimli tasarım değerleri gerilme analizine tabi tutularak çalışmalarını sırasında oluşabilecek hasar noktaları tespit edilmeye çalışılmıştır. Bu yapılan analiz sonucunda başlangıç tasarımındaki gerilme kritiği noktaları ile karşılaştırma yapılmış ve dişli tasarımlarında optimal ölçülerin belirlenmesindeki kıstasların üzerine vurgu yapılmaya çalışılmıştır.

Çalışma için seçilen dişli grubunun çalışma parametreleri:

- Motor gücü: 65 KW
- Devir: 4500 rpm
- Kullanılan dişli oranı: 1,93
- Döndürülen dişli (Çıkış dişlisi) ya da büyük dişli olarak adlandırılan dişlinin diş sayısı: 64
- Pinyon/küçük dişli (giriş dişlisi) döndürülen dişli diş sayısı : 33
- Diş genişliği: 20 mm
- Tork hesabı : Güç = Tork x devir / 9550

Bu çalışmada aynı güç ve devir etkisi altında daha küçük kütle ve hacme sahip dişli sistemi üretmek amaçlanmıştır. Amaç fonksiyonumuz, dişlilerin hacmi ve yük taşıma kabiliyetini etkileyen  $F_n$  kuvvetini minimize etmektir.  $F_n$  kuvvetini minimize ederken daha düşük hacimli bir tasarım elde edilmeye çalışılacaktır. Burada kullanılan malzeme ve malzeme ısıl işlem prosesinde herhangi bir değişiklik olmadığı baz alınarak sadece dişli sistemine ait profil parametreleri INVENTOR 3D Modelleme programında değiştirilerek, son kütle ve hacim değerleri kıyaslanacaktır. Bu kıyaslamalar sonucunda değerlendirme yapılırken belirlenen başlangıç tasarımındaki uygun diş dibi ve yüzey gerilmelerinin aşılması noktasına da dikkat edilmiş ve gerekli hesaplamalar yapılmıştır.

Bu bilgiler ışığında belirlenen ölçülerdeki dişli sisteminin çizimi ve ana dişli ölçüleri aşağıdaki gibidir.

Dişli sisteminin modellenmesi AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2022 programında gerçekleştirilmiştir. Çizim gerçekleştirilirken programa ait DESIGN modülü içerisindeki SPUR GEAR komutu kullanılarak helis dişli grubu oluşturulmuştur. Tasarım parametrelerinde optimizasyon yapılacak olan sistem için temel öğeleri;



## Amaç:

Hacim(V) ve kütle (m) değerlerini minimize ederek en optimum değerleri gerekli güvenlik koşullarını sağlayacak şekilde elde etmeye çalışmaktır.

$$V = \frac{\pi}{4} b (d_{01}^2 + d_{02}^2) - \sum V_{diş boşluğu} \text{ (Hacim düşürmek)}$$

$$m = \rho \cdot V \text{ (Kütle düşürmek)}$$

$\rho = 7.85 \text{ gr/cm}^3$  (yüksek dayanımlı, düşük alaşımli çelik malzemenin yoğunluğudur).

$$S_F = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_F} \geq 1,3 \quad (\sigma_F - \sigma_{FP} \leq 0)$$

$$S_H = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H} \geq 1,2 \quad (\sigma_H - \sigma_{HP} \leq 0)$$

Dişli sistemine ait kütle ve hacim değerleri INVENTOR yazılımı üzerinden malzeme kalitesinin girilmesi ile malzeme özellikleri komutu ile verilmektedir. Çalışmada bu veriler kullanılmıştır.

## Kısıt değerler:

SH (Yüzey gerilme faktörü), SF (dis dibi gerilme faktörü),  $\sigma_{Hlim}$ ,  $\sigma_{Flim}$  (Yüzey ve diş dibi gerilmelerinin limit değerleri) 'ni sağlamak sistemin tasarım kriteridir. Aynı zamanda P(güç), T(tork), n(Devir) değerlerinin sabit kalması ve Ft(Teğetsel kuvvet), Fn(Normal kuvvet) kuvvetlerinin dişin çalışması esnasında deformasyona sebebiyet vermeyecek değerlerde alınması gerekmektedir. Dişli grubuna ait çevrim oranı(i), diş sayıları değerleri yapılan hiçbir optimizasyon için değiştirilmemiştir. Değişim parametreleri : Kavrama açısı, Helis açısı, Normal modül ve Diş genişliğidir.

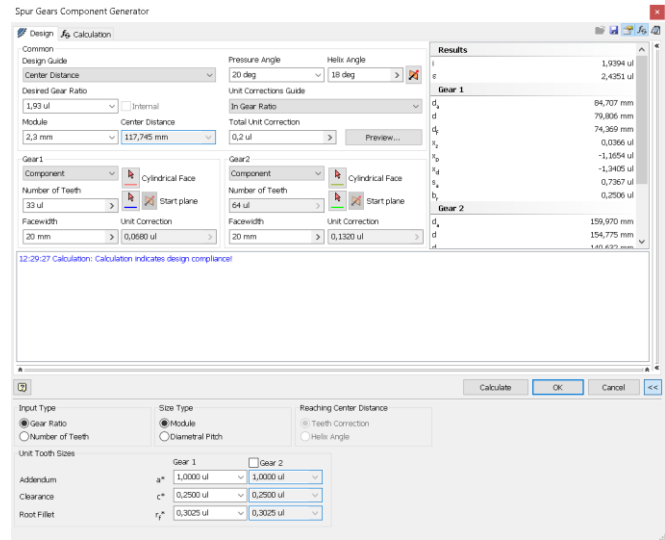
## Sabit Parametreler:

P (güç), n (devir), T (tork), z (diş sayısı), i (çevrim oranı)'dır.

## A. Dişli çiziminin yapılması

Başlangıç tasarımı olarak belirlenen dişli grubu AUTODESK INVENTOR programının DESIGN komutunda gerçekleştirilmiştir. Belirlenen ölçülerde dişli sistemini oluşturmak için öncelikle baz alınan 1,93 dişli oranı, 2,3 olarak tayin edilen dişli modülü ve 64/33 olarak belirlenen diş sayıları tasarım parametresi olarak girilmiştir. Ardından helis açısı ve kavrama açısı değerleri girilmiştir. Sistem dişliler arası merkez uzaklığını ve dişli

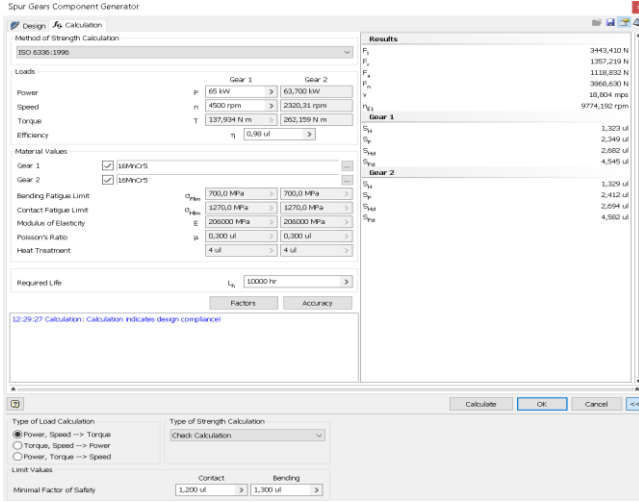
çap ölçülerini kendisi belirlemektedir. Bu belirlene ölçüler aşağıdaki gibidir.



Şekil 1. Dişli boyutsal parametrelerinin INVENTOR yazılımına girilmesi

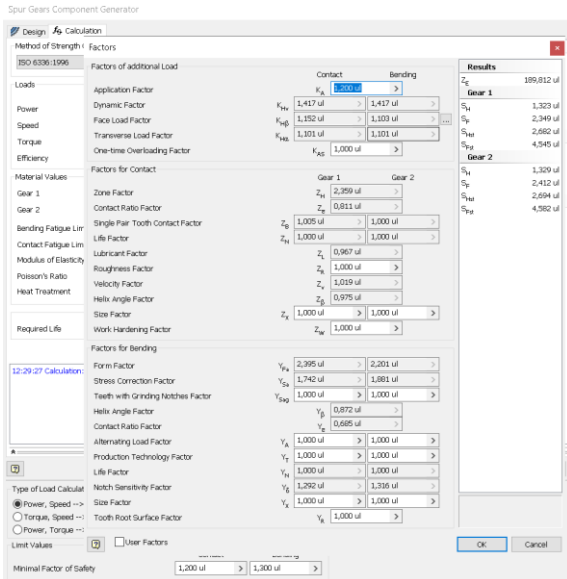
Dişli merkezleri arasındaki uzaklık sistem tarafından 117,745 mm olarak atanmıştır. Dişli sisteminin düzgün çalışması ve 1,93 çevrim oranını pinyon dişliden büyük dişliye aktarabilmesi için gerekli olan mukavemet değerleri ve faktörler yine sistem tarafından atanmıştır. Bu mukavemet değerleri belirlenmeden önce Sistemin CALCULATION bölümüne uygun güç ve devir değerleri girilmiştir.

Bu uygun güç değerlerinde belirlenen dişli ölçülerinde diş dibi gerilme ve yüzey gerilme değerlerinin hesaplanması için gerekli olan tüm katsayı ve faktörler yine sistem tarafından atanmıştır. Gerilme hesaplamasını yaparken buradan alınan limit gerilme değerleri ve katsayılar kullanılmıştır. Bu katsayılar ISO 6336-1996 standardına ilişkin formülasyonlar kullanılarak oluşturulmuştur. Çalışmanın literatür taraması kısmında INVENTOR'dan çekilecek olan katsayı ve gerilme değerlerinin bulunmalarına ilişkin formüller ve grafikler ayrıntılı olarak verilmiştir.



**Şekil 2.** Dişli güç parametrelerinin INVENTOR yazılımına girilmesi

Buna göre sisteme 65 KW güç pinyon dişliden verildiğinde büyük dişliye 63,700 KW güç aktarılmakta ve sisteme 4500 rpm değeri pinyon dişliden girildiğinde 2320,31 rpm olarak büyük dişliye aktarılmaktadır. Tork değeri ise küçük dişlide 137,934 Nm iken; 2. dişlide yani büyük dişlide 262,159 Nm'ye çıkmaktadır. Sisteme güç değeri ve tork değeri uygun dişli gerilme değerleri sağlanacak şekilde girilmiş ve tork değeri sistem tarafından hesaplanmıştır. Girilen değerler 1. Dişliye ait değerlerdir ve sistem 2. Dişliye gelecek olan değerleri kendisi tayin etmiştir. Tayin edilen değerlerin hepsi ISO 6336:1996 standardında yer alan formüller kullanılarak hesaplanmıştır.



**Şekil 3.** Dişli güç parametrelerinin INVENTOR yazılımına girilmesi

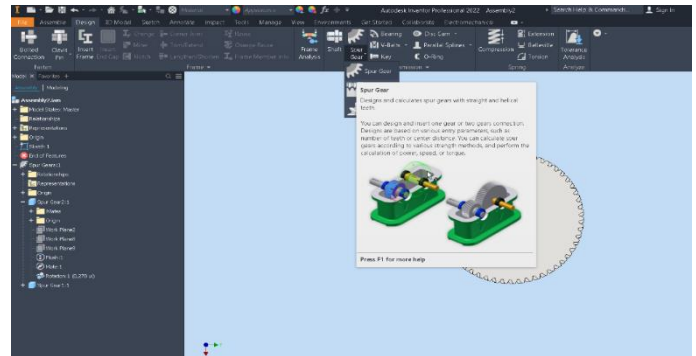
Standart olarak kullanılan dişli sistemi olarak belirlenen güç değerleri ve dişli ana ölçüleri dahilinde sistemde oluşturulan katsayı ve faktörler yukarıda verilmiştir. Bu veriler ışığında belirlenen dişli parametreleri değiştirilerek dişlide daha küçük hacim ve kütlelerde aynı güç değerleri ile aynı devirde gücü aktarabilme kabiliyeti tesbit edilmek istenmiştir. Bu tespitin değerlendirilmesi yapılırken teğetsel kuvvet ( $F_t$ ) ve yüzey gerilme (SH) ve diş dibi gerilme (SB) faktörlerinin alacağı değerler standart ve güvenli dişli grubunun değerleri ile kıyaslanmıştır.

Yapılan tasarımlar, operasyon ömrü ( $L_h$ ) =10000 saat üzerinden baz alınarak hesaplanmıştır. Oluşturulan dişli sistemi için 16MnCr5 (ısıtılmış işlem prosesi) malzemesi seçilmiştir.

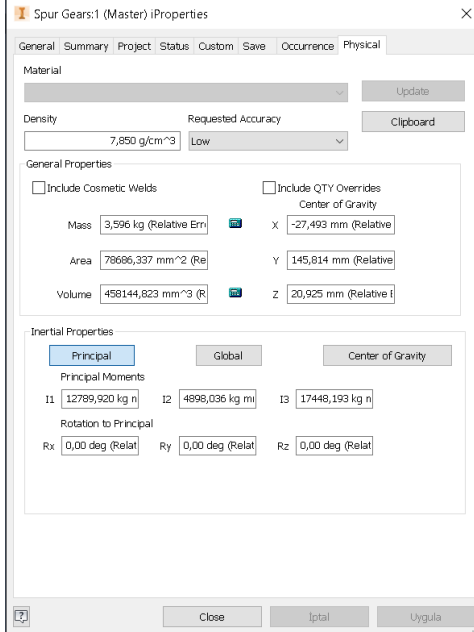
Malzemenin mekanik özellikleri aşağıdaki gibidir.

Çizelge 1. 1. Dişli malzemesi kimyasal bileşenleri

Kimyasal bileşenler(16MnCr5)						
C	Si	Mn	Pmax	Smax	Cr	Mo
0,14-0,19	max.0,4	1-1,3	Max.0,025	Max.0,035	0,8-1,10	0,035



**Şekil 4.** Dişli grubunun DESIGN komutunda katı modele dönüştürülmesi



**Şekil 5.** Dişli grubunun fiziksel özelliklerinin modelleme programından kontrol edilmesi

Optimizasyonların tamamı  $P=65$  KW,  $n=4500/2320,31$  rpm, çevrim oranı=1,93 olarak sabit kalarak yapılacaktır. Aynı zamanda tork değeri 137,931/262,159 Nm olacak şekilde sabit kalacaktır. Diş sayısı da tüm tasarımlarda 64/33 olacak şekilde optimizasyon yapılacaktır. Yapılacak olan değişiklikler kavrama açısı, modül ve helis açısı üzerinde yapılacaktır. Amaç fonksiyonu olarak hacim ve teğetsel kuvveti aynı güç değerleri şartında küçültmek belirlenmiştir.

### Optimizasyon yapılması;

Optimizasyon 1;

Optimizasyon 1a;

1. Optimizasyon da modül, helis açısı güç ve devir ve diş genişliği değerleri sabit tutulup, kavrama açısı değiştirilerek; hacim, kütle, teğetsel kuvvet ve güvenlik faktörlerindeki değişiklikler kaydedilmiştir.

**Çizelge 2.** Optimizasyon 1a sonuçları

m <sub>n</sub> =2,3, i=64/33 ve β=18° P=65 KW n:4500 rpm b=20mm									
Kavrama açısı (α <sub>0n</sub> )	Hacim V(mm <sup>3</sup> )	Kütle m (kg)	Nomal kuvvet F <sub>n</sub> (N)	Teğetsel kuvvet F <sub>t</sub> (N)	Kavrama oranı (ε)	Güvenlik Faktörü S <sub>r</sub> (-)		Güvenlik Faktörü S <sub>u</sub> (-)	
						1. Dişli	2. Dişli	1. Dişli	2. Dişli
10	458011,844	3,596	3691,302	3443,904	3,1102	2	2,073	1,132	1,122
12	458062,905	3,596	3716,473	3443,714	2,9307	2,070	2,142	1,182	1,179
14	458095,673	3,596	3746,574	3443,592	2,7760	2,164	2,234	1,231	1,233
16	458117,822	3,596	3781,864	3443,510	2,6436	2,227	2,295	1,266	1,270
18	458133,434	3,596	3822,395	3443,451	2,5309	2,288	2,354	1,297	1,302
20	458144,823	3,596	3868,630	3443,410	2,4351	2,349	2,412	1,323	1,329
22	458153,371	3,597	3920,830	3443,378	2,3539	2,409	2,470	1,346	1,352
24	458159,942	3,597	3979,370	3443,354	2,2852	2,496	2,555	1,372	1,379
25	458162,669	3,597	4011,152	3443,343	2,2550	2,527	2,585	1,380	1,387

Optimizasyon 1b;

Optimizasyon yapılırken güç, devir, modül ve diş genişliği sabit tutulurken helis açısı değerleri değiştirilmiştir.

**Çizelge 3.** Optimizasyon 1b sonuçları

m <sub>n</sub> =2,3, i=64/33 ve α <sub>0n</sub> =20°, P=65 KW n:4500 rpm b=20mm									
Helis açısı β	Hacim V(mm <sup>3</sup> )	Kütle m (kg)	Nomal kuvvet F <sub>n</sub> (N)	Teğetsel kuvvet F <sub>t</sub> (N)	Kavrama oranı (ε)	Güvenlik Faktörü S <sub>r</sub> (-)		Güvenlik Faktörü S <sub>u</sub> (-)	
						1. Dişli	2. Dişli	1. Dişli	2. Dişli
7	419112,002	3,290	3868,006	3593,048	2,0143	1,956	2,023	1,133	1,153
10	426019,787	3,344	3868,122	3595,142	2,1394	2,022	2,089	1,174	1,190
13	435598,989	3,419	3868,279	3527,499	2,2569	2,116	2,182	1,222	2,236
16	448073,827	3,517	3868,476	3480,220	2,3666	2,243	2,308	1,280	2,289
18	458144,823	3,596	3868,630	3443,410	2,4351	2,349	2,412	1,323	1,329
20	469747,491	3,688	3868,802	3402,416	2,5	2,474	2,537	1,370	1,373
25	506393,391	3,975	3869,308	3281,967	2,6458	2,743	2,798	1,460	1,460
30	556373,085	4,368	3869,922	3136,592	2,7679	3,033	3,077	1,560	1,560
40	71625,182	5,623	3871,461	3775,582	2,9415	3,383	3,398	1,852	1,852
47	908508,332	7,132	3872,768	2471,895	3,01	3,665	3,663	2,154	2,154
50	102504,8223	8,047	3873,382	2330,145	3,0289	3,786	3,77	2,315	2,315
55	129205,3667	10,143	3874,470	2079,834	3,0461	3,966	3,950	2,634	2,634

Helis açısı, 55 dereceden sonra sistem girdileri ile uyuşmamaktadır. Ayrıca 47 derecen sonra sistem parametreleri mukavemet hesaplamalarının dışında kalmaktadır ve 55 derece de sistemin hız hesaplaması, minimum kritik hızdan yüksek olmaktadır.



### Optimizasyon 1c;

Optimizasyon yapılırken güç, devir, modül ve helis açısı sabit tutulurken dış genişliği değerleri değiştirilmiştir.

**Çizelge 4.** Optimizasyon 1c sonuçları

m <sub>n</sub> =2,3, i=64/33 ve α <sub>0n</sub> =20°, P=65 KW n:4500 rpm β=18°									
Dış genişliği b (mm)	Hacim V(mm <sup>3</sup> )	Kütle m (kg)	Nomal kuvvet F <sub>n</sub> (N)	Teğetsel kuvvet F <sub>t</sub> (N)	Kavrama oranı (E)	Güvenlik Faktörü S <sub>r</sub> (-)		Güvenlik Faktörü S <sub>u</sub> (-)	
						1. Dişli	2. Dişli	1. Dişli	2. Dişli
10	229072,412	1,798	3868,630	3443,410	2,00075	1,395	1,443	<b>0,999</b>	<b>1,017</b>
15	343608,618	2,697	3868,630	3443,410	2,2213	1,905	1,957	<b>1,179</b>	<b>1,192</b>
16	366515,859	2,877	3868,630	3443,410	2,2641	1,998	2,052	1,210	1,222
18	412330,341	2,237	3868,630	3443,410	2,3496	2,178	2,236	1,268	1,277
20	458144,823	3,596	3868,630	3443,410	2,4351	2,349	2,412	1,323	1,329
22	503959,306	3,956	3868,630	3443,410	2,5207	2,513	2,581	1,375	1,377
25	572681,029	4,496	3868,630	3443,410	2,6490	2,707	2,780	1,429	1,429
30	687217,235	5,395	3868,630	3443,410	2,8628	2,913	2,991	1,479	1,479

### Optimizasyon 1d;

Optimizasyon yapılırken güç, devir, dış genişliği, kavrama açısı ve helis açısı, sabit tutulurken modül değerleri değiştirilmiştir. Modül değerinin değişimi, başlangıç tasarımındaki diş sayısı ve çevrim oranı değerleri sabit tutularak gözlemlenmeye çalışılmıştır. Başlangıç tasarımı üzerinden yapılan optimizasyona göre modül değişiminin hacmin ve kütle minimum değeri bulmasındaki görevi görülmek istenmiştir.

**Çizelge 5** Optimizasyon 1d sonuçları

m <sub>n</sub> =2,3, i=64/33 ve α <sub>0n</sub> =20°, P=65 KW n:4500 rpm β=18°, b=20mm									
Modül m <sub>n</sub> (-)	Hacim V(mm <sup>3</sup> )	Kütle m (kg)	Nomal kuvvet F <sub>n</sub> (N)	Teğetsel kuvvet F <sub>t</sub> (N)	Kavrama oranı (E)	Güvenlik Faktörü S <sub>r</sub> (-)		Güvenlik Faktörü S <sub>u</sub> (-)	
						1. Dişli	2. Dişli	1. Dişli	2. Dişli
1,5	183579,507	1,441	5931,900	5279,895	2,8913	1,385	1,427	<b>0,989</b>	<b>0,989</b>
1,8	272993,870	2,143	494,250	4399,913	2,6727	1,809	1,861	<b>1,148</b>	<b>1,148</b>
1,9	306411,359	2,405	4683,079	4168,338	2,6152	1,910	1,964	<b>1,186</b>	<b>1,186</b>
2	341636,199	2,682	4448,921	3959,921	2,5634	2,039	2,096	1,230	1,230
2,3	458144,823	3,596	3868,630	3443,410	2,4351	2,349	2,412	1,323	1,329
2,5	544849,660	4,277	3559,140	3167,937	2,3667	2,562	2,629	1,384	1,394
3	793222,890	6,227	2965,950	2639,948	2,2355	3,060	3,137	1,522	1,538
4	142544,5658	11,190	2224,461	1979,961	2,0716	3,822	3,910	1,720	1,749
4,3	165033,6328	12,955	2069,267	1841,724	2,0373	3,992	4,082	1,764	1,795

Modül değeri 4,3 ve sonrasındaki değerlerde dişli grubunun dayanabileceği minimum kritik hızdan daha

yüksek bir hız değeri hesaplanmakta ve sistemin bu şekilde tasarlanması uygun görülmemektedir.

Burada modül değerleri karşılaştırıldığında yaptığımız standart tasarım üzerinden en uygun ve düşük hacimli değeri modülü 2 yaptığımızda elde ediyoruz. Bu 2 değerinin diğer optimizasyonlar üzerindeki etkisini gözlemlemek için tekrar optimizasyon yapıldığında aşağıdaki sonuçlar elde edilmiş olacaktır.(Optimizasyon yapılırken modülün 2,3 olduğu durumlarda güvenlik değerleri negatif olan ve kütle artırımına sebep olan değerler optimizasyona tekrar alınmamıştır.)

### Optimizasyon 2;

Optimizasyonda modül değerinin standart/başlangıç tasarımımızdan daha düşük bir değerde kullanılarak nasıl güvenli ve düşük hacim ve kütle değerlerini sağlayacağını tespiti yapılmaya çalışılmıştır. Burada optimizasyon 1d tablosundan gözlenen değerler dikkate alınmıştır. Optimizasyon 1d tablosuna göre modül değerini büyütme kütle artışına sebep olacaktır. Bu veriye göre seçilecek büyük ve küçük modül değeri, başlangıç tasarımımızdaki kütle değerini aşmayacak değerde ve güvenli olması beklenmektedir. İlk olarak 2 olan modül değeri seçilmiştir. Başlangıç tasarımımızdaki değerlerde hem güvenli hem de daha düşük hacimlidir. Bu sebeple optimizasyona alınmıştır. Diğer daha küçük değerler de güvenlik değerlerinde sorun yaşanıp, kütle azaltımına izin verilmeyeceği için sistem diğer küçük modül değerleri için parametre değişimi işlemine tabi tutulmamıştır.

### Optimizasyon 2a;

**Çizelge 6.** Optimizasyon 2a sonuçları

m <sub>n</sub> =2, i=64/33 ve P=65 KW n:4500 rpm β=18°, b=20mm									
Kavrama açısı (α <sub>0n</sub> )	Hacim V(mm <sup>3</sup> )	Kütle m (kg)	Nomal kuvvet F <sub>n</sub> (N)	Teğetsel kuvvet F <sub>t</sub> (N)	Kavrama oranı (E)	Güvenlik Faktörü S <sub>r</sub> (-)		Güvenlik Faktörü S <sub>u</sub> (-)	
						1. Dişli	2. Dişli	1. Dişli	2. Dişli
17	341621,171	2,682	4371,624	3960,001	2,7133	1,964	2,024	<b>1,194</b>	<b>1,195</b>
18	341626,587	2,682	4395,755	3959,970	2,6592	1,989	2,048	1,207	1,208
20	341635,199	2,682	4448,925	3959,921	2,5634	2,039	2,096	1,230	1,230
22*	341641,662	2,682	4508,955	3959,885	2,4822	2,089	2,145	1,248	1,249
25*	341648,693	2,682	4612,825	3959,845	2,3833	2,188	2,240	1,277	1,278

Modül değerini 2 aldığımızda, kavrama açısı 17 dereceden sonra sistem hata vermeye başlıyor. Bu sebeple 17





dereceden daha küçük kavrama açıları bu sistemde optimizasyona alınmamıştır.

Optimizasyon 2b;

**Çizelge 7.** Optimizasyon 2b sonuçları

mn=2, i=64/33 ve , P=65 KW n:4500 rpm , b=20mm, α <sub>0n</sub> =20°									
Helis açısı, β (°)	Hacim V(mm <sup>3</sup> )	Kütle m (kg)	Nomal kuvvet F <sub>n</sub> (N)	Teğetsel kuvvet F <sub>t</sub> (N)	Kavrama oranı (ε)	Güvenlik Faktörü S <sub>c</sub> (-)		Güvenlik Faktörü S <sub>m</sub> (-)	
						1. Dişli	2. Dişli	1. Dişli	2. Dişli
16	33402,0079	2,622	4448,748	4002,263	2,4810	1,935	1,993	<b>1,186</b>	<b>1,190</b>
18	34163,5199	2,682	4448,925	3959,921	2,5634	2,039	2,096	1,230	1,290
20	35040,8483	2,751	4449,122	3912,779	2,6420	2,116	2,172	1,256	1,256
30	41590,9877	3,265	4450,411	3607,081	2,9755	2,573	2,614	1,419	1,419
40	53680,1441	4,212	4452,180	3191,919	3,2083	2,897	2,913	1,692	1,692
50	77029,5614	6,047	4454,389	2679,667	3,3470	3,295	3,291	2,131	2,131
55	97219,0090	7,632	4455,640	23918,05	3,3862	3,488	3,477	2,436	2,436

Helis açısı, 55 dereceden sonra sistem girdileri ile uyuşmaktadır. Ayrıca 47 derecen sonra sistem parametreleri mukavemet hesaplamalarının dışında kalmaktadır ve 55 derecede sistemin hız hesaplaması, minimum kritik hızdan yüksek olmaktadır.

Ayrıca modülün 2 olduğu durumda, 16 derece sistem hata vermektedir. 16 dereceden daha küçük helis açıları kullanıldığında sistemde daha büyük hata oranları görüleceği için optimizasyon 16'dan küçük değerler için gerçekleştirilmemiştir.

Optimizasyon 2c;

**Çizelge 8.** Optimizasyon 2c sonuçları

mn=2, i=64/33 ve , P=65 KW n:4500 rpm , β=18° , α <sub>0n</sub> =20°									
Diş denişliği b (mm)	Hacim V(mm <sup>3</sup> )	Kütle m (kg)	Nomal kuvvet F <sub>n</sub> (N)	Teğetsel kuvvet F <sub>t</sub> (N)	Kavrama oranı (ε)	Güvenlik Faktörü SF (-)		Güvenlik Faktörü SH (-)	
						1. Dişli	2. Dişli	1. Dişli	2. Dişli
18,9	322,845,263	2,534	4448,925	3959,921	2,5093	1,950	2,005	<b>1,199</b>	1,201
20	34162,5199	2,682	4448,925	3959,921	2,5634	2,039	2,096	1,230	1,230
22	37579,8719	2,960	4448,925	3959,921	2,6618	2,158	2,218	1,264	1,264
25	42704,3999	3,352	4448,925	3959,921	2,8093	2,302	2,367	1,302	1,302
30	51245,2798	4,023	4448,925	3959,921	3,0655	2,485	2,555	1,353	1,353

Kütle artışına sebep olan bir değer, fakat yapılan parametre değişiminin güvenlik katsayıları üzerine etkisi gözlenmek istediği için optimizasyon tablosuna eklenmiştir.

Optimizasyon 3;

Modül değerini 2,5 alarak, kütle ve hacim optimizasyonu yapılmaya çalışılmıştır. Değişim parametreleri helis açısı, diş genişliği ve kavrama açısıdır. 3. Optimizasyon sadece diş genişliği parametresini düşürmek üzerine yapılmıştır. Bunun sebebi, yukarıda yaptığımız parametre değişimlerinde, kavrama açısı ve helis açısındaki kütle ve hacim değişimleri gözlemlendiğinde; kavrama açısının büyük bir etkisinin olmadığı tespit edilmiştir. Helis açısı ise modülün 2,5 olduğu durumda, güvenli tasarımlar elde etmemizi sağlasa da belirlediğimiz helis açısı değerlerinde kütle ve hacimden tasarruf şartımızı sağlayamamaktadır. Bunu sağlayabileceğimiz tek parametre diş genişliğidir.

Standart tasarımımızda belirlediğimiz 20mm diş genişliği değerimizi arttırmamız yukarıdaki sonuçlardan yola çıkarak kütle ve hacmi arttıracaktır. Bu sebeple sadece diş genişliğini azaltma yönünde optimizasyonlar yapıлып, en optimum ve güvenli değerler aranmıştır.

mn=2,5 i=64/33 ve , P=65 KW n:4500 rpm , β=18° , α <sub>0n</sub> =20°									
Diş denişliği b (mm)	Hacim V(mm <sup>3</sup> )	Kütle m (kg)	Nomal kuvvet F <sub>n</sub> (N)	Teğetsel kuvvet F <sub>t</sub> (N)	Kavrama oranı (ε)	Güvenlik Faktörü SF (-)		Güvenlik Faktörü SH (-)	
						1. Dişli	2. Dişli	1. Dişli	2. Dişli
10	27242,4830	2,139	3559,140	3167,937	1,9732	1,578	1,619	<b>1,0678</b>	<b>1,088</b>
13,5	36777,3521	2,887	3559,140	3167,937	2,1110	1,948	1,999	<b>1,1931</b>	1,211
14	38139,4762	2,994	3559,140	3167,937	2,1306	2	2,052	1,2097	1,227
16	43587,9728	3,422	3559,140	3167,937	2,2093	2,198	2,256	1,2738	1,288
18	49036,4694	3,849	3559,140	3167,937	2,2880	2,385	2,447	1,3303	1,343
20	54484,9660	4,277	3559,140	3167,937	2,3667	2,562	2,629	1,3844	1,394

**Çizelge 9.** Optimizasyon 3a sonuçları



Çizelge 10. Genel optimizasyon sonuçları

Dişli sistemlerinde düşük kütle ve hacimli tasarım optimizasyonu											
Modül: 2,3			Modül: 2			Modül: 2,3			Modül: 2		
Kavrama açısı	Hacim	Kütle	Kavrama açısı	Hacim	Kütle	Helis açısı	Hacim	Kütle	Helis açısı	Hacim	Kütle
10	458011,844	3,596	-	-	-	7	419112,002	3,29	-	-	-
12	458062,905	3,596	-	-	-	10	426019,787	3,344	-	-	-
14	458095,673	3,596	-	-	-	13	435598,989	3,419	-	-	-
16	458117,822	3,596	17	341621,171	2,682	16	448073,827	3,517	16	334020,079	2,622
18	458133,434	3,596	18	341626,587	2,682	18	458144,823	3,596	18	341635,199	2,682
20	458144,823	3,596	20	341635,199	2,682	20	469747,491	3,688	20	350408,483	2,751
22	458153,371	3,597	22*	341641,662	2,682	25	506393,391	3,975	-	-	-
24	458159,942	3,597	-	-	-	30	556373,082	4,368	30	415909,877	3,265
25	458162,669	3,597	25*	341648,693	2,682	40	716252,182	5,623	40	536801,441	4,212
-	-	-	-	-	-	47	908508,332	7,132	-	-	-
-	-	-	-	-	-	50	1025048,22	8,047	50	770295,614	6,047
-	-	-	-	-	-	55	1292053,67	10,143	55	972190,09	7,632
Modül: 2,3			Modül: 2			Modül: 2,5					
Diş genişliği	Hacim	Kütle	Diş genişliği	Hacim	Kütle	Diş genişliği	Hacim	Kütle			
10	229072,412	1,798	-	-	-	10	272424,83	2,139	-	-	-
-	-	-	-	-	-	13,5	367773,521	2,887	-	-	-
-	-	-	-	-	-	14	381394,762	2,994	-	-	-
15	343608,618	2,697	-	-	-	-	-	-	-	-	-
16	366515,859	2,877	-	-	-	16	435879,728	3,422	-	-	-
18	412330,341	3,237	18,9	322845,263	2,534	18	490364,694	3,849	-	-	-
20	458144,823	3,596	20	341635,199	2,682	20	544849,66	4,277	-	-	-
22	503959,306	3,956	22	375798,719	2,95	-	-	-	-	-	-
25	572681,029	4,496	25	427043,999	3,352	-	-	-	-	-	-
30	687217,235	5,395	30	512452,798	4,023	-	-	-	-	-	-

Çizelge 11. Optimizasyon genel sonuçları

Optimizasyon şartlarına uygun çıktı veren tasarım ve özellikleri															
Seçim	Değişken değerler				Hesaplanan değerler				Sabit değerler				Hesaplanan değerler		
	Modül	Diş genişliği	Kavrama açısı	Helis açısı	SH		SF		Çevrim oranı	Diş sayısı	Güç	Devir	Kütle	Hacim	Teğetsel kuvvet(N)
						2. Dişli	1. Dişli	2. Dişli							
Başlangıç tasarımı	2,3	20	20	18	1,323	1,329	2,349	2,412	1,93	64,33	64	4500	3,595	458144,8	3443,41
Seçim 1	2	20	18	18	1,207	1,208	1,989	2,048	1,93	64,33	64	4500	2,682	341626,6	3959,97
Seçim 2	2	20	20	18	1,23	1,23	2,039	2,095	1,93	64,33	64	4500	2,682	341635,2	3959,921
Seçim 3	2,3	16	20	18	1,21	1,222	1,998	2,052	1,93	64,33	64	4500	2,877	366515,9	3443,41



Çizelge 11’de gösterildiği modülün 2,3 olduğu durumda kavrama açısı değiştirildiğinde kütle ve hacim değişmektedir. Kavrama açısının artırılması kütleyi ve hacmi arttırmaktadır. Fakat bu oran diğer parametrelerin değişimine göre biraz daha düşüktür ve etkili bir seviyede değildir. Tabloda gösterilen kırmızı renkli hücrelerde parametre değişimi sonucunda çıkan değerlerin güvenlik değerlerine uymayan sonuçları gösterilmiştir. Kavrama açısı modülün 2,3 olduğu durumda 12 dereceden daha küçük değerlerde güvenlik değerini sağlamamaktadır. Ve 12 dereceden daha büyük bir değer kullanılması gerekmektedir. Yeşil renkle gösterilen standart/başlangıç tasarımıımızdaki değer üzerindeki kavrama açıları ise kütle ve hacmin artış gösterdiği fakat bu artışın gözle görülür büyük seviyelerde olmadığı gözlenmektedir. Kavrama açısının 25 dereceden daha büyük olduğu durumlarda ise sistem girdileri helis dişli sisteminin çalışması sırasındaki hız değerini sağlamadığı ve güvenlik değerlerini sağlamadığı sonucunu verdiği için bu modül değeri için ve bu parametrelerde 25 dereceden daha büyük kavrama açılarının kullanılması uygun değildir.

Kavrama açısı değerinin değişiminin kütle ve hacim üzerine etkisini incelediğimiz durumda modülü 2 aldığımız zaman güvenlik şartlarına uyma durumuna uygunluk gösterme açısı daha da büyümektedir. Yani 17 derecede ve daha küçük kavrama açıları sistem tasarlandığı zaman dişli grubu güvenli çalışma özelliği göstermemektedir. Bunun dışında kavrama açısı artırıldığında kütle ve hacmin artması özelliği yine aynı kalmaktadır. Yani buradan modül değeri küçüldüğü zaman kavrama açısını daha düşük değerlerde kullanma özelliğinin negatif yönde etkilendiği sonucunu gözlemlemekteyiz. Modülü arttırdığımızda ise kavrama açısı kullanma için sınır değerimiz daha da yükselecektir.

Fakat kavrama açısı ve modül değerinin artırılması hacim ve kütleyi de arttırdığı için bu çalışma da azaltma yönündeki tasarımlarda uygun güvenlik koşullarını sağlayan değerlerdeki sonuçlar üzerinde durulmuştur. Kavrama açısı parametresi için yapılan optimizasyonlar sonucunda yapılan değerlendirmeye göre, kütle ve hacimden güvenli bir şekilde tasarruf edebildiğimiz tasarımın modülün küçültülüp 2 yapılarak kavrama açısının 18 ve 25 derece arasında değerler aldığı tasarımlarda oluşturulabildiği gözlenmiştir.

Kavrama açısı için yapılan değerlendirmenin aynısı helis açısı için de geçerlidir. Yani helis açısı artırıldıkça kütle ve hacimde artmaktadır. Ve bu artış oranı kavrama açısı değişimine göre daha yüksek ve gözle görülür bir

seviyededir. Helis açısı parametresinin değişimin güvenli tasarım üzerine etkisi değerlendirildiğinde modül arttıkça kritik/sınır helis açısı değerinin azaldığı, modül azaldıkça ise kritik helis açısı değerinin ise yükseldiği gözlenmektedir. Örneğin tabloda gözlenen modülün 2,3 olduğu durumda 10 derece ve daha küçük değerlerde helis açısının bu tasarım için güvenli sonuçlar vermediği sonucu modülün 2 olduğu durumda helis açısının 16 olduğu değer ve daha küçük değerlerinde güvenli tasarımlar oluşturulmadığı durum halin gelmektedir. Ve kritik değer yükselmektedir. Helis açısı değişimi için yapılan optimizasyonlarda kütle ve hacimden güvenli bir şekilde tasarruf edilebildiği en uygun tasarımın, modülün 2,3 olduğu durumlardaki helis açısının 13 ve 17 derece arasında olduğu (13 ve 17 de dahil) değerler ile modülün 2 olduğu durumda helis açısının 17 ve 30 derece arasında değerler aldığı (17 ve 30 da dahil) denemelerde olduğu gözlenmiştir.

Modülün 2,5 olduğu durum için sadece dış genişliği üzerinde optimizasyon yapılmıştır. Bu karara optimizasyon 1d bölümünden alınan verilerden ulaşılmış olup, modülün artması ile kütle ve hacimden tasarruf sağlanamaması sonucuna ulaşılmıştır. Kütle veya hacimden tasarruf sağlanması için ancak kavrama açısı, helis açısı veya parametreleri olan değişim parametrelerinin başlangıç tasarımından daha küçük değerlerde kullanılması gerekmektedir. Ancak bu sonucu elde edebilmek için yapılan küçük parametre değerlerin de ise yüzey ve diş dibi gerilmeleri faktörleri istenen kritik değerden yüksek bir değer verememekte ve tasarımlar güvenli olamamaktadır. Ayrıca kavrama açısının kütle ve hacim değişimine büyük oranda bir etkisinin olmadığı gözlenmiş, modülün 2,5 olduğu değer için 2,3 olduğu değerden daha yüksek kütle değeri elde edileceği için bu değer optimizasyona büyük modül değerleri için alınmamıştır. Bu sebeple sadece dış genişliği için bu kütle ve hacim değişimi gözlemlenmeye çalışılmıştır.

Diş genişliği değişimi için yapılan optimizasyonlarda da yine aynı sonuçlara ulaşılmış, modülün artması ile kritik güvenli dış genişliği değerinin düştüğü, azaldıkça kritik dış genişliği değerinin arttığı gözlenmektedir. Diş genişliği başlangıç tasarımında 20 mm olarak kullanılmıştır. Bu değerden yüksek olan değerlerde kütle ve hacimden tasarruf sağlanamamakta ve artış gözlenmiştir. Bu değerden daha küçük dış genişliği değerleri için modülün 2,3 olduğu durumda sınır güvenli dış genişliği değeri 15mm (bu değer de güvensiz); modülün 2 olduğu durumda 18,9 mm; modülün 2,5 olduğu durumda ise 13,5 değeri sınır değer olarak hesaplanmıştır. Yapılan dış genişliği değişim optimizasyonları değerlendirildiğinde, değerlendirildiğinde kütle den

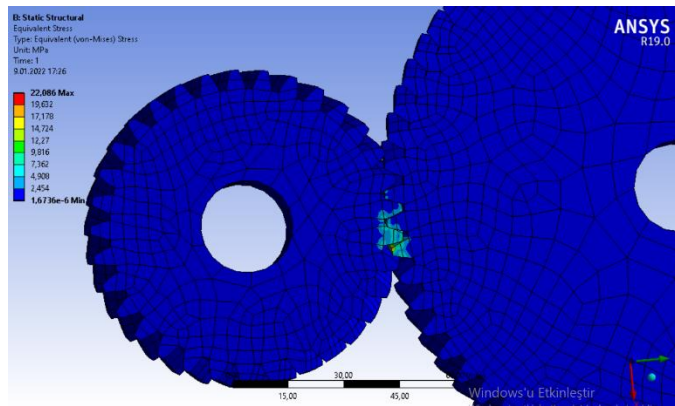
tasarruf edebildiğimiz durumların modülün 2,5 olduğu durumda 14-16mm arası (14 ve 16 da dahil) değerler ile modülün 2,3 olduğu durumdaki 16 ve 19mm arasındaki (16 ve 19 da dahil) değerler olduğu gözlenmiştir.

Şekilde standart tasarımdan tasarruf edebildiğimiz 3 adet tasarımın optimizasyonunda da kullanılan parametre değerleri verilmiştir. Bu değerler ve yukarıdaki elde ettiğimiz sonuçlar kıyaslandığında kütle ve hacmi azaltmamızı sağlayan modül değeri düşürüldüğünde dişlilerin birbirlerine temas ettikleri noktada oluşan teğetsel kuvvetin artış gösterdiği gözlenmiştir. Ayrıca modülü düşürdüğümüzde diş dibi ve diş temas yüzeyi gerilmeleri faktörleri kritik değere yaklaşmaktadır. Yani kütleden tasarruf etme ve güvenlik katsayısı şartını sağlama koşulu arasında bir ters orantı olduğu görülmektedir. Veriler dahilinde oluşturulacak dişli tasarımlarının çalışmaları sırasında oluşabilecek gerilme dağılımlarını görebilmek ve hasar oluşabilecek noktaları tespit edip, parametre değerlerinin uygunluğunu tespit edebilmek için ANSYS WORKBENCH programında analiz edilmişlerdir. Analize ait bilgiler ve sonuçlar aşağıda verilmiştir.

### 3. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME [CONCLUSION]

#### A. Başlangıç tasarımı için gerileme analizi

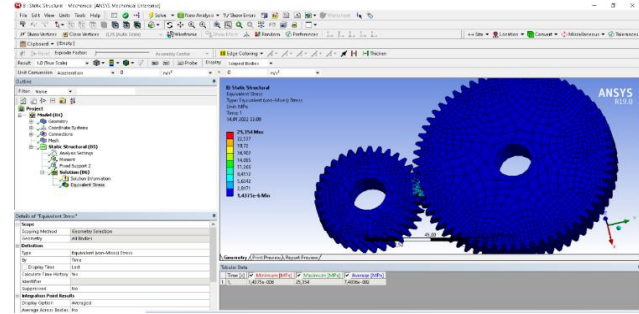
Dişli sistemi küçük dişlinin mil girişinden momente maruz bırakılmıştır. Uygulanan tork değeri 137,934 Nm'dir. Dişli sistemi büyük dişlinin mil girişi bölümünden sabitlenmiştir



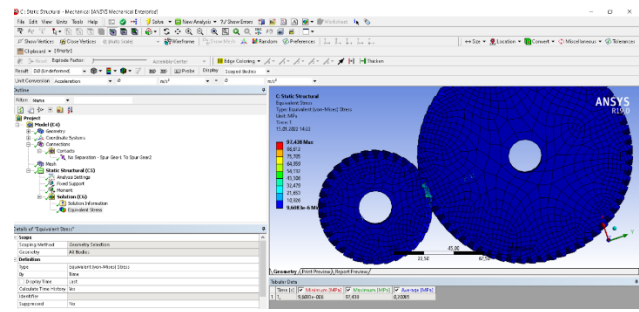
Şekil 6. Ansys workbench analiz sonuçları

#### Seçim 1 için ANSYS WORKBENCH analizi

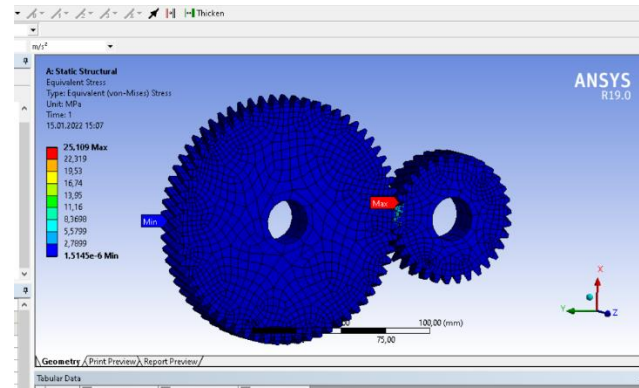
Seçim 1'e başlangıç tasarımına uygulanan işlemlerin aynısı uygulanmıştır. Verilen moment optimizasyonun temel şartı olarak tüm analizlerde aynı değer olarak uygulanmıştır.(137,094 Nm)



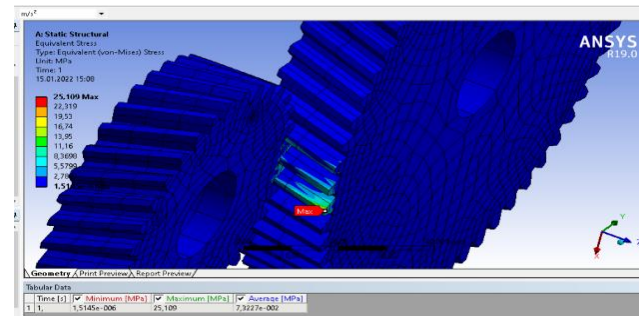
Şekil 7. Ansys workbench analiz sonuçları



Şekil 8. Ansys workbench analiz sonuçları



Şekil 9. Ansys workbench analiz sonuçları



Şekil 10. Ansys workbench analiz sonuçları



Çizelge 12. Ansys workbench analiz genel sonuçları

SONLU ELEMANLAR ANALİZ SONUCU				
	Başlangıç tasarımı	Seçim 1	Seçim 2	Seçim 3
Maksimum gerilme değeri	22,086 MPa	25,354 MPa	97,438 MPa	25,109 MPa
Minimum gerilme değeri	1,6736 MPa	1,4375 MPa	9,6083 MPa	1,5145 MPa

Bu çalışmanın amacı kütle ve hacim optimizasyonunu, güvenlik sınırları içerisinde gerçekleştiren en uygun tasarımı bulmak ve bu tasarımı sağlayan parametreler ile ilgili yorum yaparak hangi dişli ölçüsünün değişiminin etkisinin ne olduğunu gözlemlemektir. Bu amaçla yapılan optimizasyonlar sonucunda dişliler üzerine kavrama açısı, helis açısı, diş genişliği ve helis dişliler için normal modül değerinin etkisi gözlenmiştir.

Optimizasyon 1’de modül başlangıç tasarımı ile aynı kalmıştır. Yani modül değeri 2,3, güç 65 KW, devir 4500 rpm ve tork 137,934Nm olarak sabit kalmıştır. Bu sabitler ışığında ilk olarak kavrama açısı değiştirilip etkisi ve sınırları gözlenmek istenmiştir. Buna göre kavrama açısının kütle ve hacim azaltmaya istenen derecede bir etkisi olmamakla beraber, kavrama açısının artışı ile belli bir miktarda kütle ve hacim artışı söz konusudur. Yani kavrama açısı ile kütle ve hacim arasında doğru orantı vardır. Kavrama açısı arttırıldığında dişlilerin temas noktasındaki normal kuvvet değeri de artış göstermektedir. Buna karşı teğetsel kuvvet ile kavrama açısı arasında ters orantı olup, açının artışı ile teğetsel kuvvet azalmaktadır. Dişlilerin kavrama oranı kavrama açısının arttırılması ile azalmaktadır. Bilindiği gibi kavrama oranı, kavrama boyunun dişli taksimatına oranı olarak bilinmektedir. Ve dişliler ile ilgili kaynaklar ile yapılan hesaplamalarda 1’den büyük olması gerektiği belirtilmiştir. Bu kural dahilinde sistemimizde kavrama oranının 1’den uzaklaşması olumlu olarak görülürse kavrama açısının arttırılması dişli çiftlerindeki kavrama oranına negatif yönde bir etkisinin olduğu söylenebilir.

Diş dibi güvenlik faktörü ve dişli temas yüzeyi güvenlik faktörleri dikkate alındığında yani dişli temas gerilmeleri incelendiğinde kavrama açısının artışı ile dişli güvenlik faktörlerinin arttığı gözlenmiştir. Bu da aralarında doğru orantı olduğu ve belirli sınırlar içinde artışın güvenli dişliler grupları oluşturmaya pozitif yönde bir etkisinin olduğunu göstermektedir. Yalnız SH değeri 1.

Optimizasyonda 12 derecede dahil olmak üzere güvenlik sınırının altına düşmekte ve dişli yüzey gerilmeleri çalışma esnasında deformasyona sebebiyet verilebileceğini göstermektedir. Kavrama açısı 12 dereceden daha küçük derecelerde kullanıldığında da yine güvensiz sistemler oluşmakta ve tasarım için uygunluk göstermektedir. Sonuç olarak kavrama açısını küçük ve güvenli değerlerde yakalamamız hacim ve kütlede tasarrufu sağlamakta fakat 12 derece kavrama açısı için başlangıç modülümüzde sınır kabul edilmektedir. Kavrama açısını 25 derecenin üzerine çıkardığımızda ise iki dişlinin yüzeylerinin birbirini kestiği ve 25 derece ve sonrasında kavrama açısı değerlerinin kullanılmaması sonucuna ulaşılmaktadır.

Kavrama açısı parametresini modülü küçülterek (Optimizasyon 2) denemeye aldığımızda kavrama açısı azaltımı için kritik değer yükseldiği ve yüksek kavrama açıları kullanmamız gerektiği sonucuna ulaşılmaktadır. Fakat modülü azaltmak dişli kütlelerini azaltan bir durum olduğu için daha yüksek kavrama açılarında da düşük kütle ve hacimler elde edilebilmektedir.

Helis açısı değişimini optimizasyon 1 için yani modülü ve diğer sabit değerleri başlangıç tasarımıyla aynı olduğunu kabul ederek incelediğimizde helis açısı için kritik ve güvensiz üst limit değerinin 10 derece olduğu gözlenmiştir. 10 derecede ve daha küçük helis açısı değerlerinde modül 2,3 iken Sistemin SH değeri güvenlik sınırının altında kalmaktadır. Helis açısı ile kütle ve hacim arasında bir doğru orantı söz konusudur. Yani helis açısının artışı ile kütle veya hacim de artmaktadır. Fakat, helis açısı, 55 dereceden sonra sistem girdileri ile uyuşmamaktadır. Ayrıca 47 derecen sonra sistem parametreleri mukavemet hesaplamalarının dışında kalmaktadır ve 55 derece de sistemin hız hesaplaması, minimum kritik hızdan yüksek olmaktadır. Helis açısı ile normal kuvvet arasında doğru orantı; teğetsel kuvvet arasında ters orantı olduğu gözlenmiştir. Helis açısı değeri arttıkça kavrama oranı değeri de artmaktadır. Ve kavrama açısı ile kavrama oranı arasındaki ilişki için yaptığımız yorumu helis açısı-kavrama oranı ilişkisi için de yapabiliriz yorumuna ulaşmaktayız. Güvenlik değerleri olan SH ve SF de helis açısı ile doğru orantılı olarak ilişkilendirilmiştir. Modülü azaltığımızda (Optimizasyon 2) ise, helis açısı için güvenli üst sınır değeri büyümektedir ve 16 dereceye çıkmaktadır.

Fakat kütle ve hacim azaltımı olarak değerlendirildiğinde modülü 2 yaptığımız denemelerdeki kütle ve hacim, başlangıç tasarımından düşük olduğu için, helis açısını 30 dereceye kadar kullandığımız durumlar için çalışma amacımızı gerçekleştirebilmekteyiz. Modülü arttırmak



kütle veya hacim artışına sebep olacağı ve başlangıç tasarımından yüksek kütle değerleri yakalanacağı için helis açısı ve kavrama açısı modülü büyütme optimizasyonuna (Optimizasyon 3) alınmamıştır.

Diş genişliği değişimi incelediğimizde kütle ve hacim değişimi ile doğru orantılı olduğu, normal ve teğetsel kuvvet değerlerine bir etkisinin olmadığı gözlenmiştir. Dişlilerin kavrama oranları ve güvenlik faktörleri ile doğru orantılı olduğu gözlenmiştir. Optimizasyon 1 için diş genişliği olarak üst kritik sınır 15 mm iken, modülü düşürüp diş genişliği değişimi incelediğimiz optimizasyon 2c için kritik değer 18,9 mm'ye çıkmaktadır. Optimizasyon 3a için ise modülü yükseltmemiz neticesinde güvenlik değerleri de doğru orantılı olarak artacağı için sınır değerlerden uzaklaşıp, diş genişliği için kritik üst değeri 13,5'a taşımaktayız. (Tespit edilen tüm kritik değerler çalışmada kullanılan sabitler ve bu tasarım girdileri için geçerlidir. Farklı sabit değerler kullanılarak optimizasyonlar için farklı kritik/sınır değerler elde edilebilir.)

Son olarak modül değişimini incelediğimiz optimizasyon 1d için modül dışında diğer tüm parametreler başlangıç tasarımda olduğu gibi kalmıştır. Bu sayede modül değişiminin amaç fonksiyonumuza ulaşmadaki etkisi gözlemlenebilmiştir. Sonuç olarak modülün artışı kütle ve hacim değerini de radikal olarak arttırmaktadır ve aralarında doğru orantı söz konusudur. Modül değeri ile normal ve teğetsel kuvvet değerleri ters orantılıdır. Modül değerini arttırmamız sistemi daha güvenli hale getirmektedir ve güvenlik faktörleri ile de doğru orantı söz konusudur. Optimizasyon 1d için modül üst kritik değeri 1,9'dur. Ve alt sınır olarak modül değeri 4,3 ve sonrasındaki değerlerde kullanıldığında, dişli grubunun dayanabileceği minimum kritik hızdan daha yüksek bir hız değeri hesaplanmakta ve sistemin bu şekilde tasarlanması uygun görülmemektedir.

Çizelge 12'de görüldüğü gibi seçimi yapılan uygun 3 tasarım ile başlangıç tasarımı kıyaslandığında 3 tasarımın da maksimum gerilme değerlerinin dişlinin malzemesi olan 16MnCr5 alaşım elementinin akma dayanımını aşmadığı gözlenmektedir. 3 sistemde güvenli olmakla beraber maksimum gerilmeler kıyaslandığında başlangıç tasarımı dışındaki 3 tasarımında sistemin diş başı bölgelerinde bir gerilme artışına sebep olduğu gözlenmiştir. Özellikle diş genişliğini 16 mm olarak seçtiğimiz 'Seçim 3' tasarımı için, diş başı maksimum gerilme miktarı yüksek bir artış göstermiştir. Bu da diş genişliğini azaltmanın dişlinin mukavemetini azaltan bir faktör olduğu nu göstermektedir.

Dişli sistemlerinde profil parametrelerinde değişim yapılarak kütle ve hacimden tasarrufun arandığı deney çalışmalarında kavrama açısı, helis açısı, modül ve diş genişliği değerlerinin sistemlerin kütle ve hacimlerini arttırdığı sonucuna varılmaktadır. Fakat modül burada esas parametre olarak alınırsa, başlangıçta modülün küçültülüp diğer parametrelerin artırılması ile güvenlik faktörlerinin sağlanması dengesi kurulabilir. Bu mantıkla kurulan tasarımlarda hem daha az malzeme kullanımı hem de mukavemeti yüksek dişli grupları makine sistemlerine kazandırılabilir.

#### ETİK KURALLARA UYGUNLUK [COMPLIANCE WITH ETHICAL RULES]

Bu makaledeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.

#### KAYNAKLAR [REFERENCES]

- [1] M. Kütük And N. Yildirim, "Ağır Yük Düz Ve Helis Dişlilerin Performansı Analizi," *Makine Ve Imalat Dergisi*, Vol. 5, No. 2, 11 2003.
- [2] E. Can And M. Bozca, "Optimisation Of Gear Geometrical Parameters Using KisoSoft," *International Scientific Journal "Machines. Technologies. Materials*, 2019.
- [3] W. Feng, Z. Feng And L. Mao, "Failure Analysis Of A Secondary Driving Helical Gear In Transmission," *Engineering Failure Analysis*, Kasım 2020.
- [4] N. O. Çaycı, *Profil Kaydırmalı Helisel Alın Dişli Çark Mekanizmalarının Optimizasyonu*, İstanbul, 2012.
- [5] M. Zeyveli , H. Saruhan And C. Göloğlu, "Dişli Kutularında Parametrelerin Hacim Ve Mukavemetlerinin Araştırılması," *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 2008.
- [6] A. Duman, *Silindirik Helisel Dişli Çarklarda Gerilmelerin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle İncelenmesi*, Çorum, Yüksel Lisans Tezi, 2015.
- [7] F. Özek, *Optimum Ağırlıklı Düz Dişli Çark*, Elazığ, Yüksek Lisans Tezi, 2007.



- [8] K. T. Ü. Yrd.Doç.Dr. Temel Varol, "Metalurji Ve Malzeme Mühendisliği Bölümü Laboratuvarı Aşınma Deneyi Föyü," Trabzon, 2016.
- [9] Okday, Şefik; Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Elemanları, Dişli Çarklar, İstanbul: Kazmaz Matbaası, 1982.
- [10] F. E. Aysal, H. Bayrakçeken And Z. Girgin, "Şanzımanlarda Dişli Oranı Değişiminin Analizi," *Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 10 02 2015.
- [11] S.-C. Kim, S.-G. Moon, J.-H. Sohn, Y.-J. Park, C.-H. Choi And G.-H. Lee, "Macro Geometry Optimization Of A Helical Gear Pair For Mass, Efficiency, And Transmission Error," *Mechanism And Machine Theory*, Şubat 2020.
- [12] M. C. Fetvacı, "Pinyon-Tipi Takımla İmal Edilen Standart Olmayan Dişlilerin Bilgisayar Simülasyonu," *Mühendislik Mimarlık Dergisi*, 2017.
- [13] A. Çiçek, "Dişlilerin Uzman Sistem Tabanlı Tanımlanması Ve Detaylı Boyutlarının Çıkarılması," *Gazi Üniversitesi Mühendislik Ve Mimarlık Dergisi*, 2008.
- [14] H. Adin And M. Ş. Adin, "Numerical Analysis Of Damaged Helical Gear Wheel," *Batman Üniversitesi Yaşam Bilimleri Dergisi*, 2021.
- [15] B. Yuan, G. Liu, Y. Yanjiong, L. Liu And Y. Shen, "A Novel Tooth Surface Modification Methodology For Wide-Faced Double- Helical Gear Pairs," *Mechanism And Machine Theory*, 2021.
- [16] W. Li, D. Pang And W. Hao, "Effect Of Helix Angle, The Friction Coefficient And Mechanical Errors On Unsteady-State Temperature Field Of Helical Gear And Thermal Sensitive Analysis," *International Journal Of Heat And Mass Transfer*, 2019.
- [17] Li, C., Sanchez, R. V., Zurita, G., Cerrada, M., Cabrera, D., & Vásquez, R. E. (2016). Gearbox Fault Diagnosis Based On Deep Random Forest Fusion Of Acoustic And Vibratory Signals. *Mechanical Systems And Signal Processing*, 76, 283-293.
- [18] Alipiev, O. (2011). Geometric Design Of Involute Spur Gear Drives With Symmetric And Asymmetric Teeth Using The Realized Potential Method. *Mechanism And Machine Theory*, 46(1), 10-32.
- [19] Chen, C. F., & Tsay, C. B. (2005). Tooth Profile Design For The Manufacture Of Helical Gear Sets With Small Numbers Of Teeth. *International Journal Of Machine Tools And Manufacture*, 45(12-13), 1531-1541.
- [20] Gurumani, R., & Shanmugam, S. (2011). Modeling And Contact Analysis Of Crowned Spur Gear Teeth. *Engineering Mechanics*, 18(1), 65-78.
- [21] İmrek, H., & Düzcükoğlu, H. (2007). Relation Between Wear And Tooth Width Modification In Spur Gears. *Wear*, 262(3-4), 390-394.
- [22] Kapelevich, A. (2000). Geometry And Design Of Involute Spur Gears With Asymmetric Teeth. *Mechanism And Machine Theory*, 35(1), 117-130.