

# ROMAX İLE MİKRO GEOMETRİ ANALİZLERİ

HAZIRLAYAN	ONAYLAYAN
Mert Erkuş Mekanik Simülasyon Aday Mühendisi	Eren Morgil Mekanik Simülasyon Mühendisi

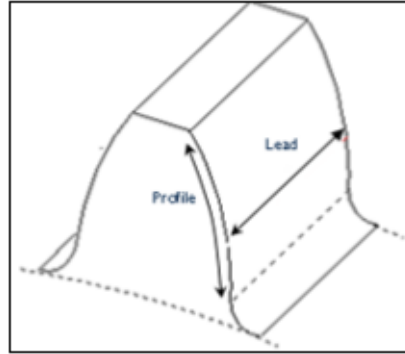
Tarih: 15/05/2023

Mikro-geometri analizleri dişlilerin geometrisindeki çeşitli değişikliklerin dişli performansı üzerinde etkisini inceleyen çalışmalardır. Bu çalışmada temel mikro-geometri kavramlarıyla ilgili bilgi verilmiş, detaylı dişli çiftine sahip dişli kutusu için örnek bir çalışma yapılarak dişli performansındaki değişim incelenmiştir.

## 1. MİKRO GEOMETRİNİN TEMELLERİ

### 1.1. Mikro Geometri Değişikliklerinin Amacı

Mil, rulman ve muhafaza sapmaları (deflection), dişli hizalama hatalarına (gear mesh misalignment) sebep olur. Bu hizalama hatasından kaynaklanan dişli kondağındaki değişiklik dişli ömrünün azalmasına sebep olabilir. Bu istenmeyen etki, mikro-geometri veya topoloji değişiklikleri adı verilen diş profillerine uygulanacak küçük değişikliklerle engellenebilir. Bu nedenle kontak stresi, eğilme stresi (bending stress) ve aktarma hatası (transmission error) azaltılarak, gürültü azaltma ve dişli dayanıklılığını artırma gibi sonuçlar elde edilebilir. Mikro geometri değişiklikleri üç farklı tipte incelenebilmektedir:

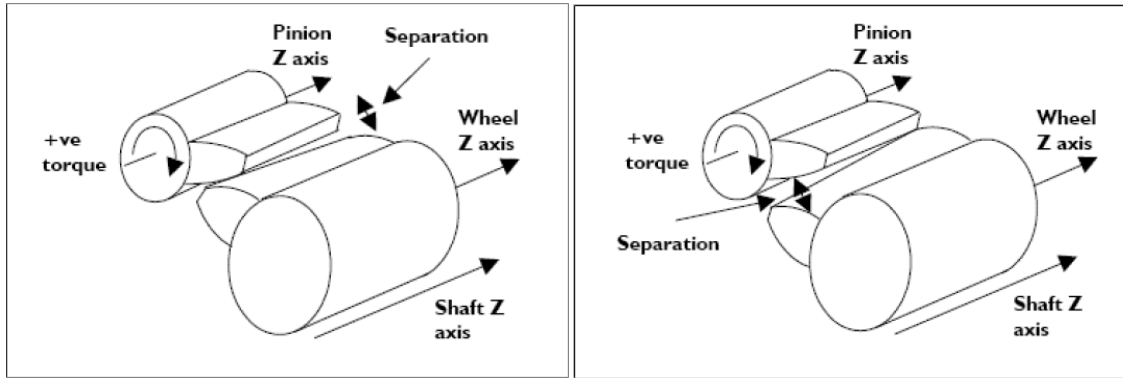


Şekil 1 – Profil ve Lead Tanımı

- I. Involute profil değişiklikleri, diş kökünden diş ucuna doğru yapılır ve kullanıcının elastik deformasyonları, dökmeden (casting) kaynaklı hataları, ısıl işlem ve montaj hatalarını hesaba katmasını sağlamaktadır.
- II. Lead değişiklikleri, dişlinin yanak genişliği boyunca uzanan lead slope düzeltmesi ve lead crowning uygulanmasını içermektedir.
- III. Bias, retim sürecinde eklenebilen bükülmeyi ifade etmektedir.

### 1.2. Dişli Hizalama Hataları

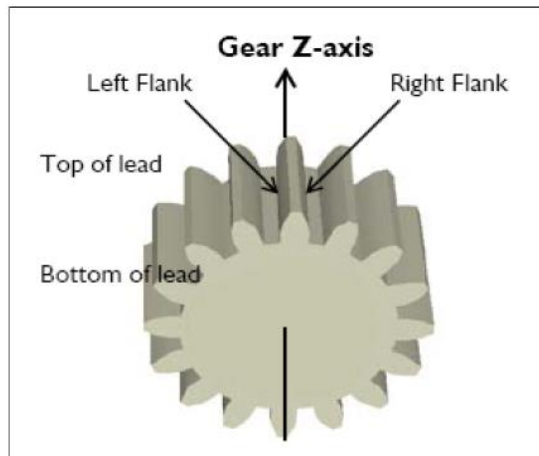
Aktif yanaklar arasındaki ayırım, dişlinin lokal Z eksenine doğru arttığında pozitif misalignment olarak tanımlanabilmektedir.



Şekil 2 – Pozitif ve Negatif Misalignment

Aktif yanaklar arasındaki ayırım, dişlinin lokal Z eksenine doğru azaldığında negatif misalignment olarak tanımlanabilmektedir.

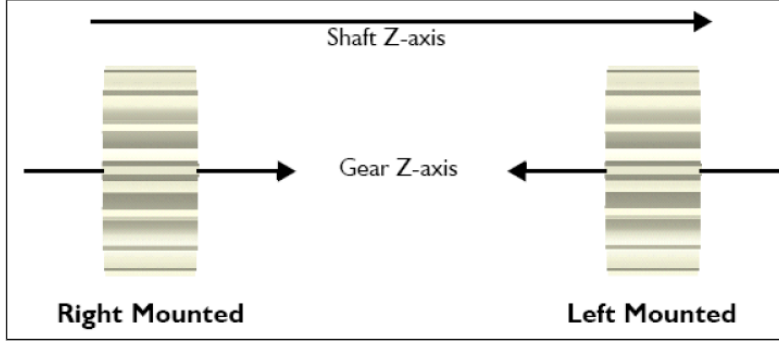
### 1.3. Diş Yanaklarının Tanımlanması



Şekil 3 – Sağ ve Sol Diş Yanaklarının Tanımlanması

Bir dişli, dişli derecelendirmesindeki (gear rating) temas hasarının toplamı, topoloji modifikasyonu ve ölçümü için dişliye sabitlenmiş kendi lokal Z eksenine sahiptir. Bu lokal Z eksenini montaj yönünden bağımsız olarak sabit kalır. Lokal Z eksenini boyunca pozitif yönde bakıldığında, sağ yanak her zaman Z ekseninin sağında ve sol yanak her zaman soldadır.

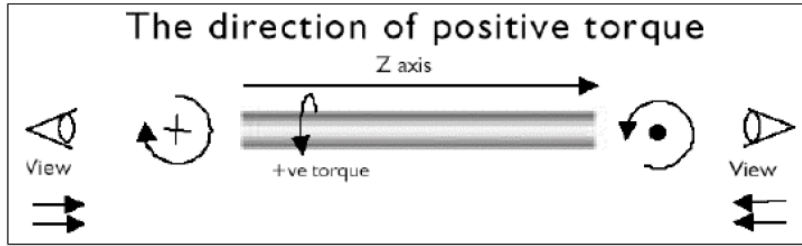
#### 1.4. Dişli Montaj (Gear Mounting) Yönleri



Şekil 4 – Dişli Montaj Yönleri

Sağa montajlı dişlilerde, dişlinin Z eksenini, montajlı olduğu milin Z ekseniniyle aynı yöndedir. Sola montajlı dişlilerde, dişlinin Z eksenini, montajlı olduğu milin Z ekseniniyle ters yöndedir. Genellikle tüm silindirik dişliler, sonuçların yorumlanmasını ve tutarlılığını kolaylaştırmak için sağa montajlı olmalıdır. Sola montajlı dişliler bazı konik dişlilerde (bevel gear) kullanılmaktadır.

#### 1.5. Pozitif Tork



Şekil 5 – Pozitif Dönme Yönü

Romax'ta pozitif tork, milin pozitif Z eksenini yönünde bakıldığında saat yönünde olarak tanımlanmıştır. Bu yön, dönme yönüyle aynı yönde olmak zorunda değildir.

### 1.6. Aktif Yanaklar (Active Flanks)

Aktif yanaklar, kontak ömrü, mikro-geometri ve tolerans hesaplamalarında kullanılır. Aktif yanaklar montaj yönü ve dönme yönüne bağlı olarak otomatik belirlenir. Toplamda sekiz farklı durum olsa da sola montajlı dişlileri hesaba katmadığımızda, geriye 2 yaygın durum kalmaktadır:

*Tablo 1 – Aktif Yanaklar İçin İki Yaygın Durum*

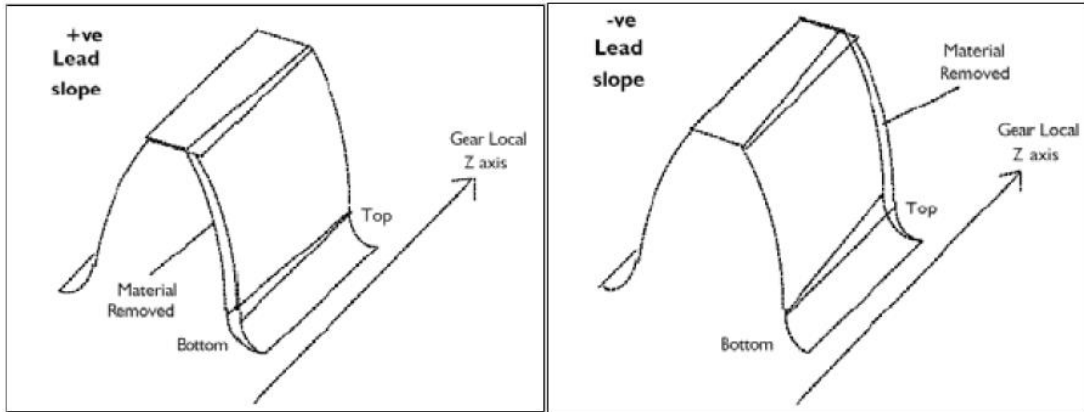
Case 1	Pinion	Wheel
Mounting direction	Right	Right
Driving torque	Positive	
Active flank	Right	Right

Case 2	Pinion	Wheel
Mounting direction	Right	Right
Driving torque	Negative	
Active flank	Left	Left

### 1.7. Lead Slope

Lead slope değerinin pozitif olması, diş yanağının üst kısmı sabit kalırken, alt kısmından malzeme kaldırıldığını ifade etmektedir.

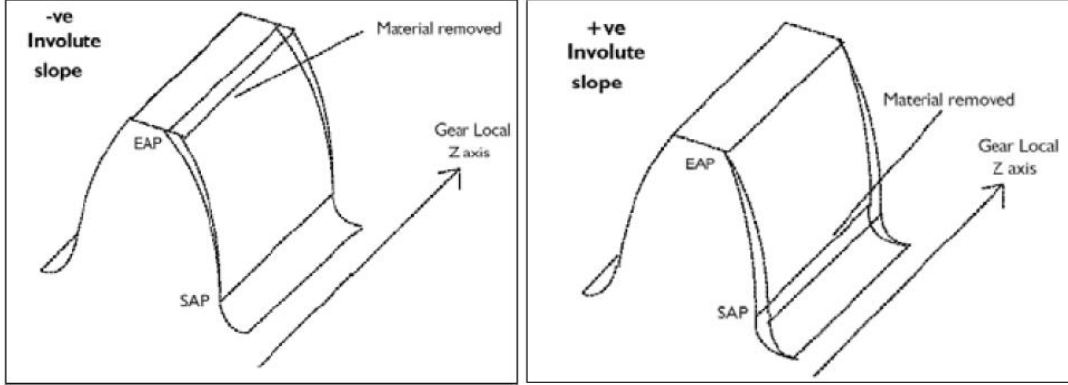


*Şekil 6 – Pozitif ve Negatif Lead Slope*

Lead eğiminin negatif olması, diş yanağının alt kısmı sabit kalırken, üst kısmından malzeme kaldırıldığını ifade etmektedir.

### 1.8. Involute Slope

Pozitif involute slope, alt bölgede (Start of Active Profile or SAP) kaldırılan malzemeyi gösterirken, üst bölgenin (End of Active Profile or EAP) sabit kaldığını ifade etmektedir.

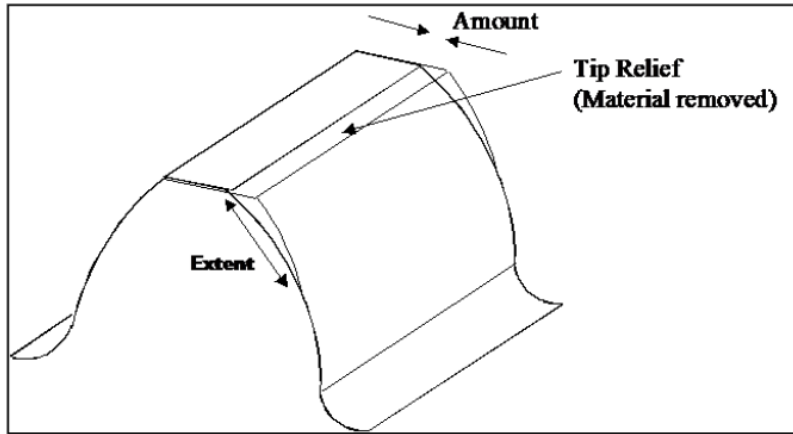


Şekil 7 – Pozitif ve Negatif Involute Slope

Negatif involute slope, üst bölgeden malzeme kaldırılırken alt bölgenin sabit kaldığını ifade etmektedir.

### 1.9. Tip Relief

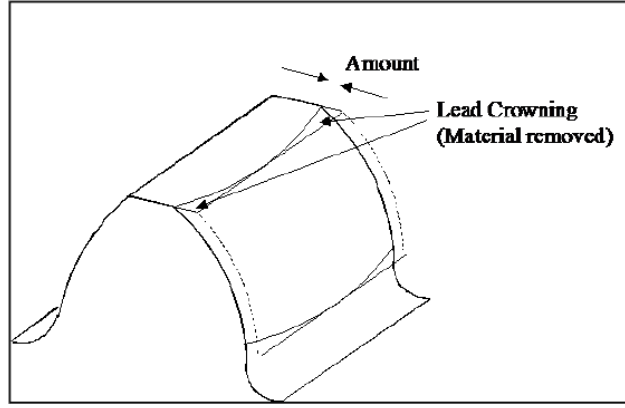
Dişin uç kısmından yanak yönünde, yanak genişliği boyunca malzeme kaldırılmasıdır.



Şekil 8 – Tip Relief Gösterimi

### 1.10. Lead Crowning

Bu kavram dişin yüz genişliği boyunca yuvarlatılmasını tanımlar. Bu değer pozitif olması lead'in alt ve üst kısımlarından talaş kaldırıldığı, orta kısmın ise sabit kaldığını ifade etmektedir.



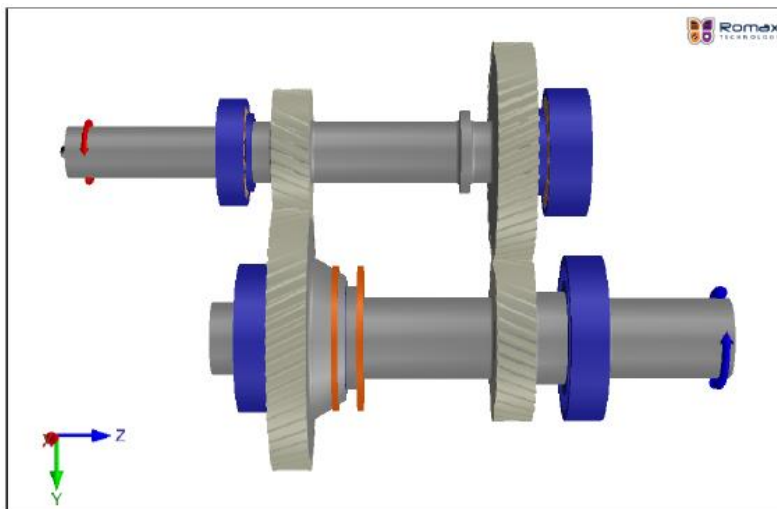
Şekil 9 - Lead Crowning

### 1.11. Involute Barreling

Involute barreling değerinin pozitif olması aktif profilin başlangıcından ve sonundan malzeme kaldırılırken orta kısmın sabit kaldığını ifade etmektedir. Değerin negatif olması kaldırılan malzemenin profilin orta kısmından gerçekleştiğini ifade etmektedir.

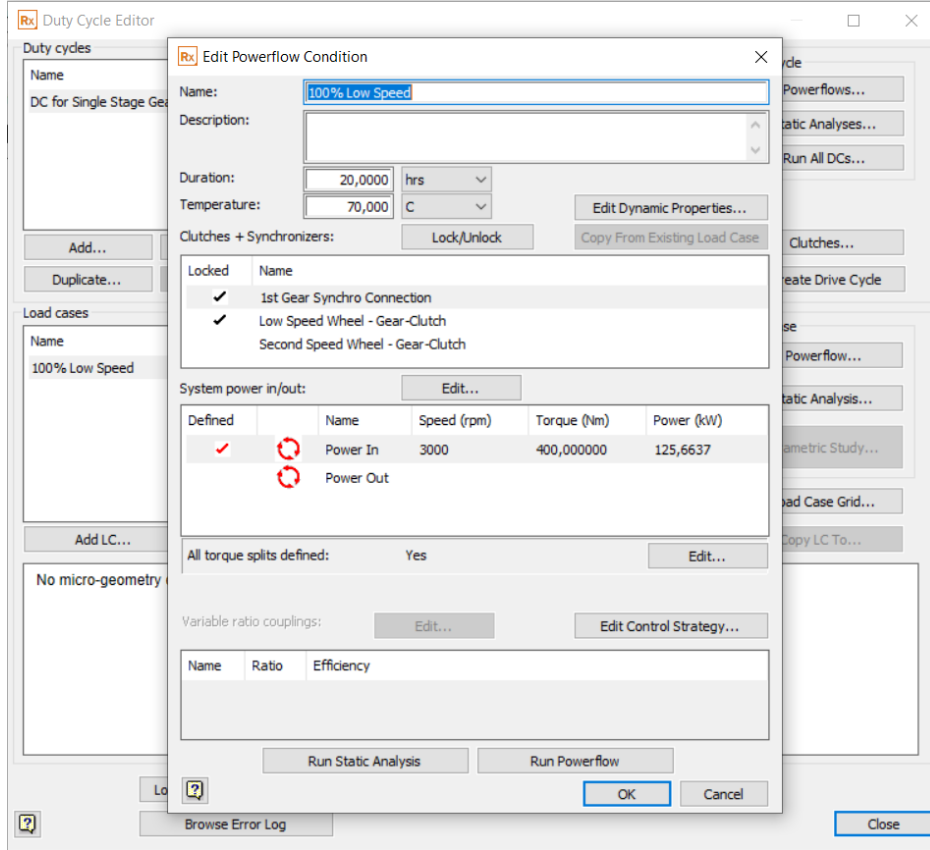
## 2. MİKRO GEOMETRİ ANALİZİNİN TANIMLANMASI VE TEMEL SONUÇLARIN İNCELENMESİ

Bu kısımda mikro-geometri değişikliklerinin dişliler üzerindeki yük ve stres dağılımına olan etkisini göstermek amacıyla örnek bir analiz yapılmıştır. Analizde kullanılan şanzıman grubu iki mil, iki dişli çifti, dört rulman ve bir debriyajdan (clutch) oluşmaktadır. Mikro-geometri analizi için iki farklı hız konfigürasyonuna sahip Şekil 10'da görülebilen şanzıman grubunun solunda yer alan düşük hız dişlilerinin çalıştığı bir durum seçilmiştir.

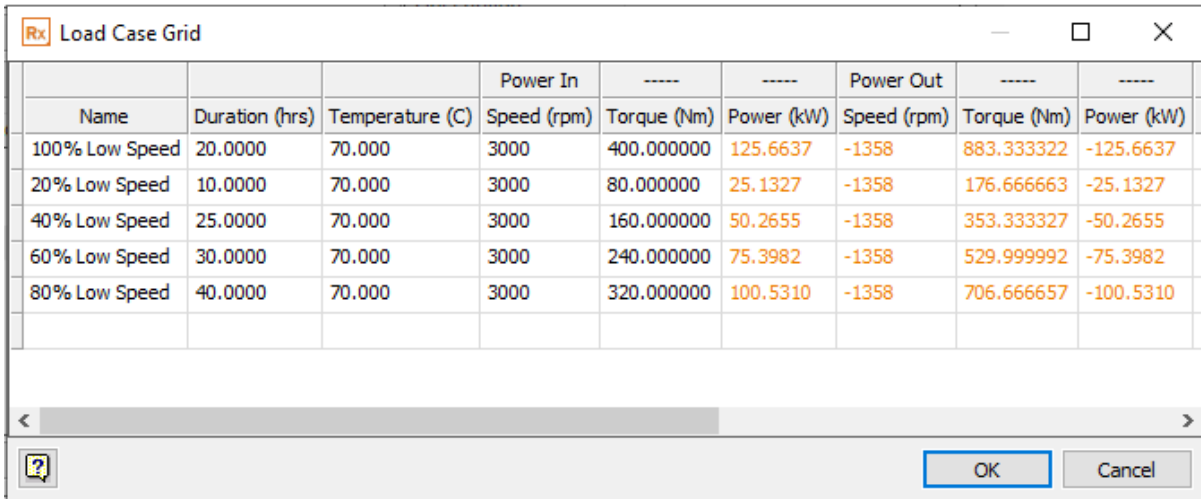


Şekil 10 – Mikro Geometri Analizi Yapılan Dişli Kutusu

Giriş mili hızı ve yük durumu süresinin mikro geometri analizi üzerinde hiçbir etkisi yoktur, ancak tork koşulları oldukça önemlidir. Bu örnekte yük durumları, 400 Nm giriş torkunun %20, %40, %60, %80 ve %100'ü olarak tanımlanmıştır. Yükleme durumunu (load case) tanımlamak amacıyla farklı çalışma sürelerinde giriş miline 3000 rpm'lik hız girdi olarak verilmiştir.



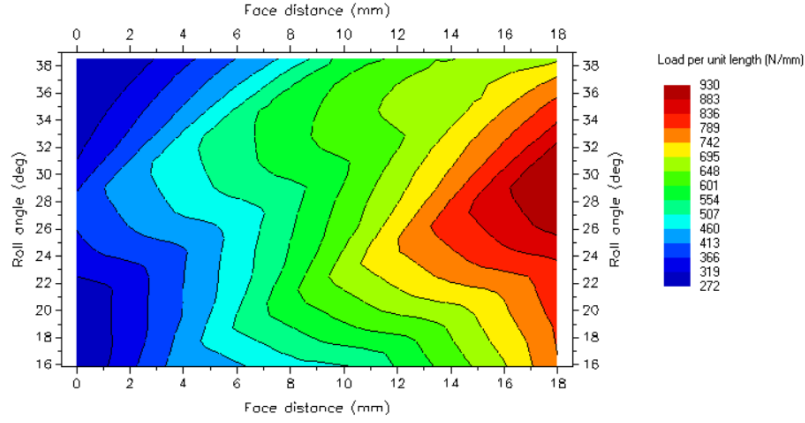
Şekil 11 – Yükleme Durumunun (Load Case) Tanımlanması



Name	Duration (hrs)	Temperature (C)	Power In Speed (rpm)	Torque (Nm)	Power (kW)	Power Out Speed (rpm)	Torque (Nm)	Power (kW)
100% Low Speed	20.0000	70.000	3000	400.000000	125.6637	-1358	883.333322	-125.6637
20% Low Speed	10.0000	70.000	3000	80.000000	25.1327	-1358	176.666663	-25.1327
40% Low Speed	25.0000	70.000	3000	160.000000	50.2655	-1358	353.333327	-50.2655
60% Low Speed	30.0000	70.000	3000	240.000000	75.3982	-1358	529.999992	-75.3982
80% Low Speed	40.0000	70.000	3000	320.000000	100.5310	-1358	706.666657	-100.5310

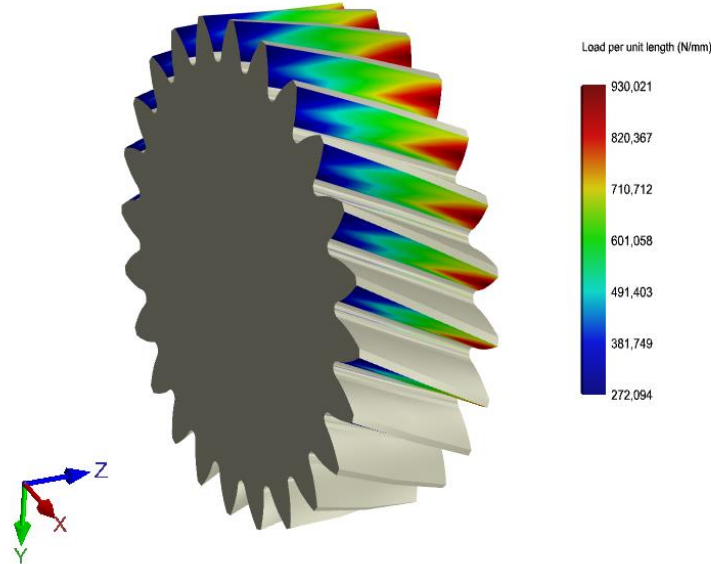
Şekil 12 – Yükleme Durumları (Load Cases)

Belirtilen yükleme altında statik analiz tamamlandıktan sonra Romax'ın FBetaX aracıyla hesaplanan dişli hizalama hatası  $-28.46 \mu\text{m}$ 'dir. Dişli hizalama hatasından kaynaklı dişler üzerinde ortaya çıkan, düşük hız pinyon dişlisinin mikro-geometrisinde herhangi bir değişiklik yapılmadan önce üzerindeki yük ve stres dağılımlarını görmek amacıyla mikro-geometri analizleri yapılmıştır.



**Şekil 13 – Pinyon Dişlisi İçin Yükleme Dağılımı**

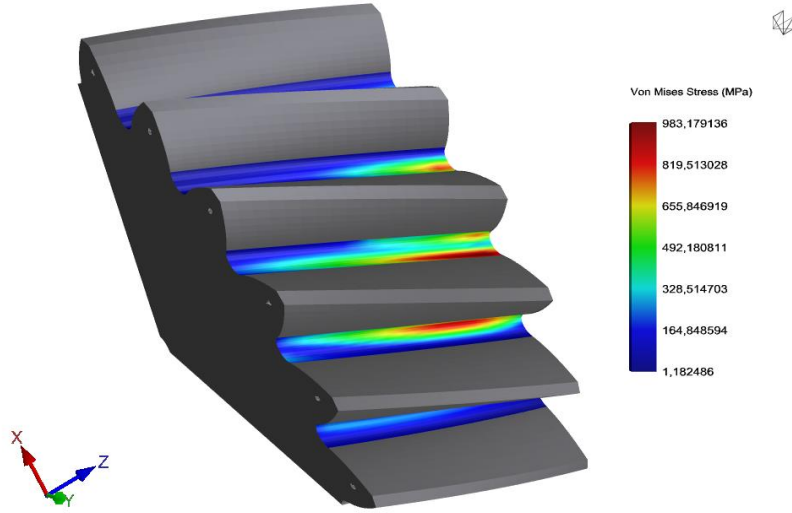
Şekil 14 ve Şekil 15'te analiz sonucu elde edilen dişler üzerindeki yük dağılımı gösterilmiştir.



**Şekil 14 – Pinyon Dişlisi Üzerindeki Yük Dağılımı**



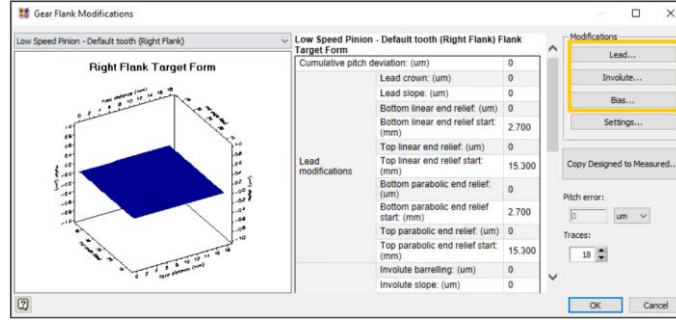
Şekil 14'ten görüleceği gibi yük dağılımları belirli bölgelere yoğunlaşmıştır. Diş üzerinde 930 N/mm<sup>2</sup>'ye çıkan değerler görülebilmektedir. Diş üzerindeki yük dağılımlarının yanında diş köklerindeki Von Mises stresleri de incelenmiştir ve sonuçlar şekil 15'te gösterilmiştir. Diş köklerinde de Von Mises streslerinin 983 MPa'ya kadar çıktığı görülmektedir.



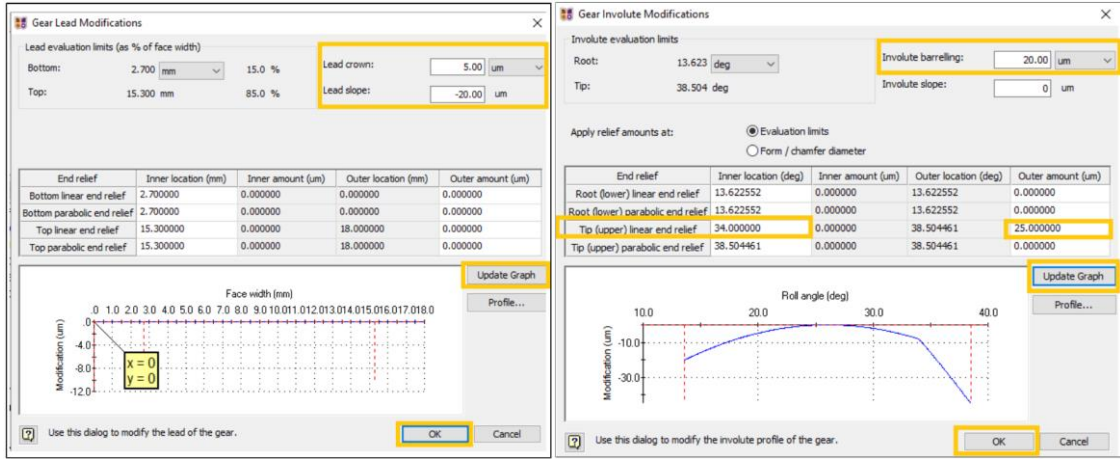
Şekil 15 – Pinyon Dişlisi Üzerindeki Von Mises Gerilmeleri

İlk sonuçlar incelendikten sonra diş üzerindeki yüklerin daha homojen dağılması amacıyla mikro-geometri değişiklikleri yapılabilir. Mikro-geometri değişiklikleri yapılırken dişli üretiminde ulaşılabilecek toleranslar da göz önünde bulundurulmalıdır. Ulaşılabilecek minimum tolerans değerlerinin altında mikro-geometri değişiklikleri yapmak uygulanabilir bir çözüm sunmamaktadır.

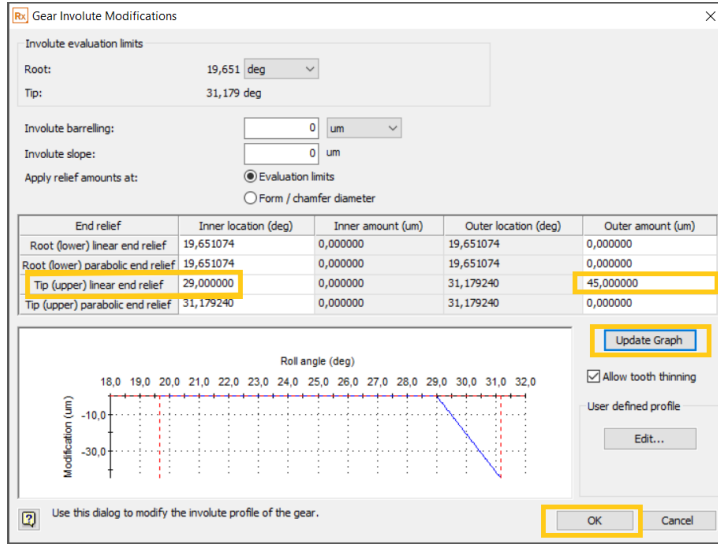
Mikro geometri modifikasyonlarını uygulamadan önce, üzerine uygulanacağı doğru dişli ve diş yanaklarının belirlenmesi gerekir. Modelde tahrik dişlisinin düşük hız pinyon olduğu bilinmektedir. Bu nedenle pinyon sağ yanak mikro-geometrisine lead crowning, lead slope, involute barreling ve tip relief değişiklikleri, wheel sağ yanak mikro-geometrisine de yalnızca tip relief değişiklikleri uygulanmıştır. Pinyon üzerinde yapılan değişiklikler Şekil 16 ve Şekil 17'de, wheel dişlisi üzerinde yapılan değişiklik Şekil 18'de görülmektedir.



Şekil 16 – Mikro Geometri Değişiklikleri Menüsü

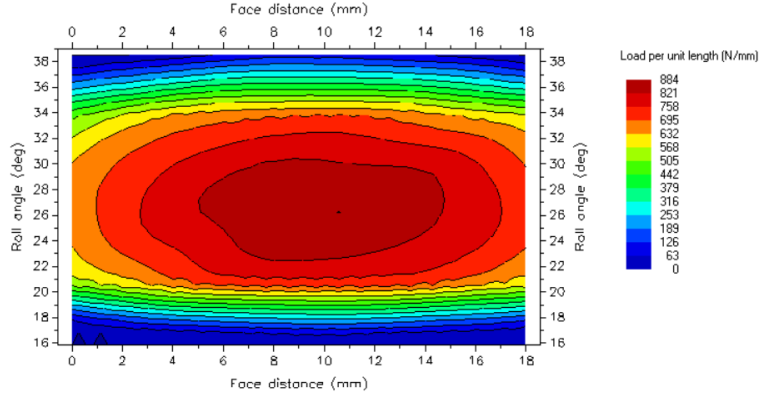


Şekil 17 – Pinyon Dişlisi İçin Uygulanan Mikro Geometri Değişiklikleri

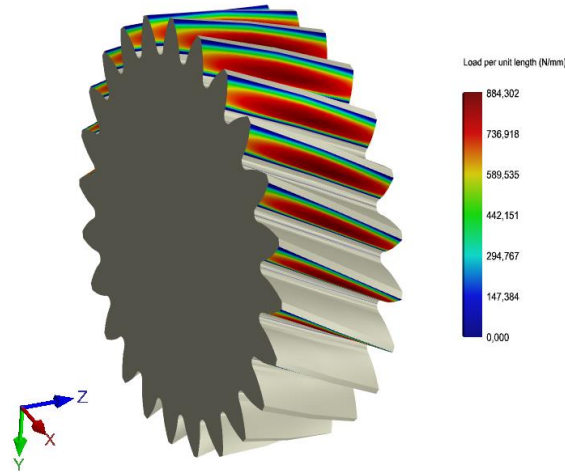


Şekil 18 – Wheel Dişlisi İçin Uygulanan Mikro Geometri Değişiklikleri

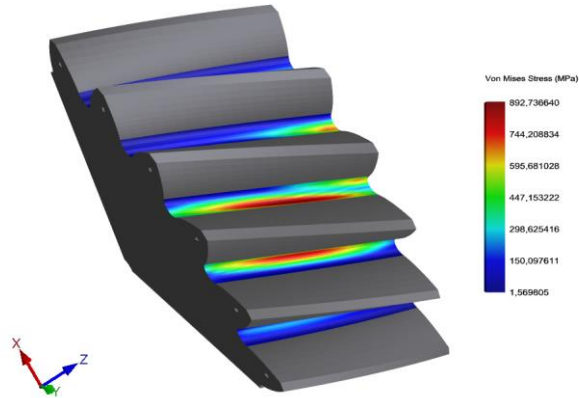
Yapılan mikro-geometri değişikliklerinin etkisini görmek amacıyla analiz tekrarlanmıştır. Pinyonun dişleri üzerindeki yük dağılımları Şekil 19 ve Şekil 20’de, diş köklerindeki Von Mises stres dağılımı da Şekil 21’de görülmektedir.



Şekil 19 – Mikro Geometri Değişikliği Yapılmış Pinyon Dişlisi İçin Yük Dağılımı



Şekil 20 – Mikro Geometri Değişikliği Yapılmış Pinyon Dişlisi İçin Yük Dağılımı



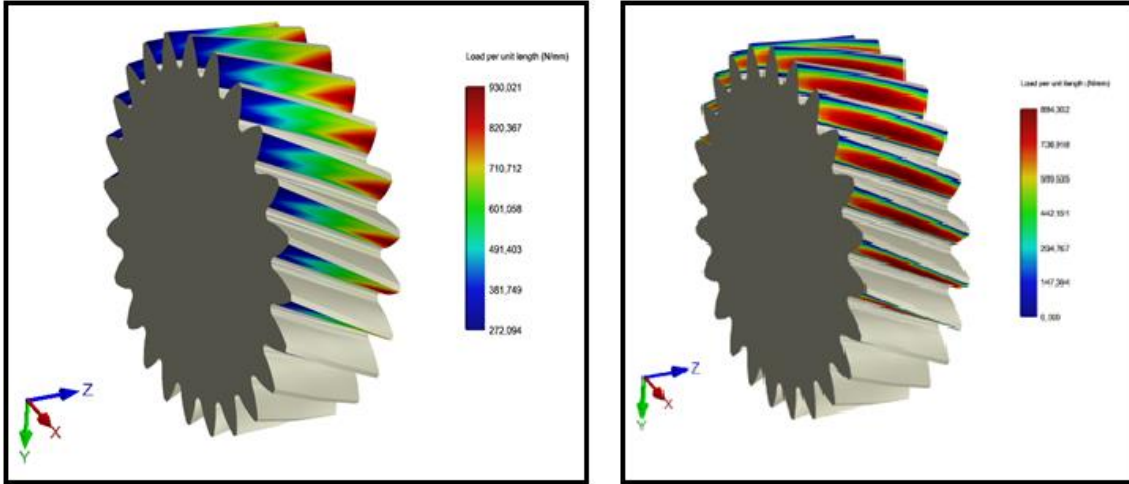
Şekil 21 – Mikro Geometri Değişikliği Yapılmış Pinyon Dişlisi İçin Gerilme Dağılımı

Dişler üzerindeki yük dağılımı yapılan değişikliklerle birlikte daha homojen bir hale getirilip maksimum yük dağılımı değeri 884 N/mm'ye düşürülmüştür. Aynı zamanda diş köklerindeki maksimum Von Mises stresinin değeri 892 MPa'ya düştüğü gözlemlenmiştir. Bu çalışmada yalnızca mikro-geometri değişikliklerinin yük ve stres dağılımı üzerindeki etkisini göstermek amaçlandığından farklı mikro-geometri değişiklikleri yapılarak daha optimal sonuçlara ulaşılması da mümkündür.

Tüm bunların yanında daha gerçekçi bir sonuç bulabilmek için mikro-geometri değişiklikleri muhafazanın da sistem üzerindeki etkisi hesaba katıldıktan sonra yapılmalıdır. Muhafazanın da esnek bir cisim olarak analize dahil edilmesiyle dişlilerin hizalama hataları değişebileceği için uygulanması gereken mikro-geometri değişiklikleri farklılık gösterebilir. Ayrıca yükleme koşullarının değişmesi durumunda dişli hizalama hataları da değişeceği için birden fazla koşulda çalışan şanzıman gruplarında mikro-geometri değişiklikleri dikkatli şekilde yapılmalıdır.

### 3. SONUÇ

Bu çalışmada mikro-geometri değişikliklerinin dişliler üzerindeki yük ve stres dağılımına olan etkisi üzerinde durulmuştur. Çalışmada, yapılan mikro-geometri değişiklikleriyle birlikte diş üzerindeki yük dağılımı daha homojen bir hale getirilerek maksimum yükleme değeri düşürülmüştür. Aynı zamanda diş köklerindeki Von Mises streslerinin maksimum değeri de düşürülerek mikro-geometri değişikliklerinin sağlayabileceği faydalar gösterilmiştir.



Şekil 22 – %100 Yükleme Durumunda Mikro Geometri Değişikliği Yapılmamış (solda) ve Yapılmış (sağda) Dişli Yük Dağılımları

### 4. REFERANS

- i. Romax Enduro Tutorial Pack, G1: Gear Micro Geometry Analysis