GERİLME GİDERME DELİKLERİNE SAHİP DÜZ DİŞLİ ÇARKLARDAKİ GERİLME ANALİZİ

ARİF EMRAH ALGÜL

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GERİLME GİDERME DELİKLERİNE SAHİP DÜZ DİŞLİ ÇARKLARDAKİ GERİLME ANALİZİ

Arif Emrah ALGÜL
0000-0003-0564-2101

Prof. Dr. Fatih KARPAT
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2021
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

GERİLME GİDERME DELİKLERİNE SAHİP
DÜZ DİŞLİ ÇARKLARDAKİ GERİLME ANALİZİ

Arif Emrah ALGÜL

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Fatih KARPAT

Dişliler, makinelerde en yaygın olarak kullanılan güç aktarma elemanlarındandır. Makine, otomotiv, havacılık, savunma, tıp gibi birçok sahada vazgeçilmez yapıtaşlarından biridir. Güç aktarımı esnasında; hız, moment, dönme sayısı ve dönme hızı gibi nicelikleri; dönme yönü ve dönme ekseni gibi nitelikleri dişliler yardımıyla değiştirebiliriz. Bu değerlerdeki değişimlerin uygun şekilde olması için dişlilerdeki şu nicelikleri değiştiririz; dişli modülü, diş sayısı, bölüm dairesinin çapı, diş kalınlığı, diş dibi yarıçapı gibi. Bu tezde, dişli çarklarda diş dibi dairesine yakın muhtelif konumlarda açılan gerilme giderme deliklerinin diş dibi gerilmesine olan etkisi analiz edilecektir. Diş dibi gerilmesini azaltmaya yönelik bu minvalde yapılmış olan araştırmalardan bahsedilecektir. Uzun yıllar boyunca, tasarım özelliklerinin kademeli olarak eklenmesiyle dişli tasarımları gelişti. Dayanıklılığı ve yük kapasitesini artırmak için dişli geometrisini değiştirmek ile ilgili çok az şey yapılmıştır. Dişlinin dış kısmında, diş profilini değiştirmek suretiyle çeşitli değişiklikler yaygınlıkla yapılmaktadır fakat dişli çarkın iç kısmında buna benzer değişiklikleri yapmanın bu kadar kolay olmadığı görülmüştür. Bu çalışmada, kritik alanlardaki gerilmeleri düşürmek amacıyla üç dişe sahip dişli çarkta diş dibi yakınlarına delikler açılmıştır. Delik boyutu ve delik yerleşiminin diş dibi gerilimi üzerindeki etkisi sistematik olarak incelenmiştir. Bölüm dairesine teğet sabit bir kuvvet uygulandı. Sonlu elemanlar programında, kuvvete maruz kalmış dişli çarklarda maksimum eşdeğer gerilme değerleri elde edildi. Analizler sonrasında tüm sonuçlar karşılaştırıldı. Buna göre, bu çalışmada tercih edilen dişli çark ölçülerinde, deliğe sahip olan dişli çarklarda, deliksiz olan dişli çarka göre en fazla %9 civarında gerilme düşüşü gözlemlendi.

Anahtar Kelimeler: Düz Dişli Çarklar, Gerilme Giderme, Sonlu Elemanlar Yöntemi.

2021, xiii + 42 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

STRESS ANALYSIS ON SPUR GEARS WITH STRESS RELIEF HOLES

Arif Emrah ALGÜL

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Fatih KARPAT

Gears are one of the most commonly used power transmission elements in machinery; It is one of the indispensable building blocks in many fields such as machinery, automotive, aviation, defense and medicine. During power transfer; quantities such as speed, torque, number of rotations and rotational speed; We can change attributes such as rotation direction and rotation axis with the help of gears. In order for the changes in these values to be appropriate, we change the following quantities in the gears; gear modulus, number of teeth, diameter of the turning circle, tooth thickness, root radius.
This thesis discusses research on the possibility of reducing tooth root stresses by adding internal stress relief properties. Over the years, gear designs have evolved with the gradual addition of design features. Little has been done to change gear geometry to increase durability and power. Although the outside of the gear is governed by the required curved profile of the teeth, nothing prevents internal changes. In this study, holes were drilled along the axis of a test gear piece to provide stress relief in critical areas. A finite element model was constructed for use in a systematic test of the effect of hole size and hole placement on root stress. A constant force tangential to the section circle was applied. By using FEA software program, the maximum equivalent stress values were obtained for the gear wheels under load. After the analyses, all the results were compared. Accordingly, at the gear wheel dimensions preferred in this study, a maximum stress reduction of 9% was observed in gear wheels with holes compared to gear wheels without holes.

Key words: Spur Gears, Stress Relief, Finite Element Method

2021, xii + 42 pages.

TEŞEKKÜR

Bu tezi hazırlamamda bana desteğini esirgemeyen kıymetli danışmanım Prof. Dr. Fatih KARPAT Bey' e teşekkür ederim. Yüksek Lisans derslerimi başarıyla tamamlamamda motive edici bir rehber olduğu için ve kariyerimi doğru şekilde yönlendirmemde verdiği faydalı öneriler için ona minnettarım.

Analizlerden doğru sonuçları elde etmek için kullanmam gereken yöntemleri bana öğreten değerli Arş. Gör. Dr. Oğuz DOĞAN Bey' e teşekkür ederim. Analiz sonuçlarımın doğruluğunun kontrolü için yaptığı çalışmalardan dolayı değerli Öğr. Gör. Dr. Tufan Gürkan YILMAZ Bey'e, Dr. Öğr. Üyesi Osman BAYRAK Bey' e ve kıymetli meslektaşım Tuncay KAMAŞ Bey'e teşekkürlerimi sunarım.

Sayelerinde kaliteli eğitim alma imkânı bulduğum tüm bölüm hocalarıma müteşekkirim.

Bu tez hazırlığı boyunca yaptıkları fedakarlıklarından dolayı özellikle Eşime, aramıza yeni katılan kızıma, Eşim 'in ailesine ve nice emeklerinden dolayı beni yetiştiren aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Arif Emrah ALGÜL
24/06/2021

İÇİNDEKİLER

Sayfa
ÖZET vi
ABSTRACT vii
TEŞEKKÜR viii
İÇİNDEKİLER ix
ŞEKİLLER DİZİNİ iv
ÇİZELGELER DİZİNİ v
1 GİRİŞ 1
2 KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI 3
2.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Dişli Analizi 3
2.2 Dişlilerde Gerilme Giderme 8
3 MATERYAL VE YÖNTEM 19
3.1 Düz Dişli Çarklar 19
3.2 Sonlu Elemanlar Analizi 26
3.3 SEA Yöntemi ile Düz Dişlilerde Gerilme Giderme İncelemesi 27
4 BULGULAR VE TARTIŞMA 33
4.1 Gerilme Giderme Deliğinin Etkisi 33
4.2 Rim Kalınlığının Etkisi 36
4.3 Dişli Modülünün Etkisi 40
5 SONUÇ 42
KAYNAKLAR 43
ÖZGEÇMİŞ 46

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Dişli diş analizi için sonlu elemanlar modeli bölüntülerinin gösterimi 5
Şekil 2.2. Düz dişlide a) rim kalınlığı 1m b) rim kalınlığı 8m (Günay vd., 1997) 14
Şekil 2.3. Deliksiz diş dibi dolgusunda eşdeğer (Von-Mises) gerilme dağılımı (Van Thoan et al., 2015)..... 15
Şekil 2.4. İki delikli diş dibi dolgusunda eşdeğer (Von-Mises) gerilme dağılımı (Van Thoan et al., 2015) 15
Şekil 2.5. Gerilme giderme olmadığında maksimum eşdeğer (Von Mises) gerilmesi 25Mpa (Singh & Pali, 2013) 17
Şekil 2.6 Gerilme giderme deliği 2.5 mm mesafede maksimum eşdeğer (Von-Mises) gerilme değeri 14.3 Mpa (Singh & Pali, 2013)..... 17
Şekil 3.1. Düz dişli - silindirik alın dişli çarklar (İkra, 2021) 19
Şekil 3.2. Solidworks programında Toolbox ISO standart parça kütüphanesi aracılığı ile oluşturulmuş 3-B dişli katı modeli..... 28
Şekil 3.3. Sonlu elemanlar modeli sınır koşulları 29
Şekil 3.4. Deliksiz 3 dişli kesit modelde düzgün dağılımlı ağ yapısı 30
Şekil 3.5. Delikli 3 dişli kesit modelde düzgün dağılımlı ağ yapısı..... 30
Şekil 3.6. Düz dişlide farklı rim kalınlığı..... 31
Şekil 3.7. Rim kalınlığı 20,62 mm olan SEA modelde (a) sınır koşulları (b) deliksiz modelde ve (c) delikli modelde eleman boyutları..... 31
Şekil 3.8. Modül 10 ve diş sayısı 47 olan düz dişlinin 3 dişli kesit görüntüsü 32
Şekil 4.1. Rim kalınlığı 11 mm olan modelde 1mm çapında gerilme giderme deliği sonrası farklı mesafelerde maksimum eşdeğer gerilmedeki değişimi cinsinden SEA sonuçlarının kontör grafiklerle gösterimi 33
Şekil 4.2. Delik çapı ve diş dibi dairesine mesafesine göre maksimum gerilmedeki değişimler 2-B grafiği 35
Şekil 4.3. Rim kalınlığı 20,62 mm olan deliksiz modelde maksimum eşdeğer (Von-Mises) gerilme değeri 140,5 MPa..... 36
Şekil 4.4. Rim kalınlığı 20,62 mm olan modelde 1mm çapında delik merkezinin diş dibi dairesine 1mm mesafede iken maksimum eşdeğer (Von-Mises) gerilme değeri 127,91 MPa 37
Şekil 4.5. Rim kalınlığı 20,62 mm olan modelde 1mm çapında gerilme giderme deliği sonrası farklı mesafelerde maksimum eşdeğer gerilmedeki değişimi cinsinden SEA sonuçlarının kontör grafiklerle gösterimi..... 38
Şekil 4.6. Rim kalınlığı 20,62 mm olan modelde delik çapı ve diş dibi dairesine mesafesine göre maksimum gerilmedeki değişimler 2-B grafiği 39
Şekil 4.7. Modül 10 47 diş sayısı olan dişlinin ve gerilme giderme deliği ölçüleri..... 40
Şekil 4.8. Modül 10 Rim kalınlığı 12,5 mm olan deliksiz modelde maksimum eşdeğer (Von-Mises) gerilme değeri 43,7 MPa..... 40
Şekil 4.9. Modül 10 Rim kalınlığı 12.5 mm olan modelde 1mm çapında delik merkezinin diş dibi dairesine 1.5mm mesafede iken maksimum eşdeğer (Von-Mises) gerilme değeri 41,8 MPa 41
Şekil 4.10. Modül 10 rim kalınlığı 12.5 mm olan modelde delik çapı ve diş dibi dairesine mesafesine göre maksimum gerilmedeki değişimler 2-B grafiği 41

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 5.1. Delik çapı ve diş dibi dairesine mesafesine göre maksimum gerilmedeki değişimler çizelgesi 35
Çizelge 5.2. Rim kalınlığı 20,62 mm olan modelde delik çapı ve diş dibi dairesine mesafesine göre maksimum gerilmedeki değişimler çizelgesi 39

1 GİRİŞ

Dişli çarkın nasıl icat edildiği günümüzde henüz tam olarak açıklanamamaktadır. Dişli çarkların ilk kullanımının teknik amaçlı olmadığı tespit edilmiştir. Arkeolojik kazılar sonucunda, dişlilere süs ve takı eşyalarında, kil kaplar üzerindeki boyamalarda ve metal kaplar üzerinde kazınmış şekilde rastlanmıştır. Milattan önce 5.y.y.'da at kemerlerini sıkmak için bronzdan yapılmış dişli çarkların kullanıldığı bilinmektedir (Fronius, 1965). Takı eşyalarında kullanımları günümüzde halen devam etmektedir, bunun için en yaygın görülen örneklerden biri olan kol saatlerini verebiliriz. Teknik alanda kullanıma geçilmesindeki en önemli nedenlerden biri, dişli çarkın sürtünmeyi önemli oranda azaltmasıdır.

Dişli çarklar ilk çağlarda ancak döküm ve eğeleme yöntemi ile üretilebilmekteydi. Eğenin icadının M.Ö. 500'lü yıllara dayandığı bilinmektedir. Bu icadın balta, çekiç gibi el aletlerini takiben olduğu bilinmektedir. 1901 yılında Yunanistan' daki bir Süngerci, Antikitera Adası Sahili'nde milattan önce 1.yüzyıla ait bir mekanizma kalıntısına rastlamıştır (Hublot, 2016). Bu mekanizmada birbirleriyle temas halinde, farklı çap büyüklüklerine sahip çok sayıda dişli çarklar olduğu görülmüştür. Bu düzeneğin Güneş ve Ay'ın yıllık hareketlerindeki birbirlerine göre konumlarının kesin olarak tespit etmeye yaradığı bulunmuştur.

Teknik alanda ilk ihtiyacın nasıl meydana çıktığı hala bir muammadır fakat bununla ilgili bulgular, Türkçe 'de "dolap" diye de isimlendirmiş, hayvan ya da insan gücüyle çalışan, değirmenlerde kullanılan, ahşaptan yapılmış çıkrıklarda rastlanmıştır. Bu bulgulardan yola çıkarak dişli çarkların tarihte ilk yaygın kullanımının tarım alanında başladığı düşünülmektedir.

Bu çalışmada, endüstriyel makineler, uçaklar ve otomotivde güç aktarımının ayrılmaz bir parçası olan dişli çarklarda mukavemet artırmak için kullanılan yöntemler konu alınacaktır ve enerji tüketimini ciddi miktarda azaltmada önemli bir faktör olan dişli çarklarda muhtelif konumlara; farklı çaplarda delikler yerleştirmenin dişli mukavemetine olan tesiri sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilecektir. Son zamanlarda, enerji tüketimiyle ilişkili çevresel kaygılar ve hava kirliliği nedeniyle, endüstrilerde daha yüksek verimli makinelere daha fazla talep olmuştur. Dişli sistemleri, verimliliğinin

iyileştirilmesi; sürtünme ile kaybedilen enerjinin azaltılması, işletme maliyetlerinin düşürülmesi gibi birçok önemli faydalar sağlar.

Yapılan bu çalışmada düz dişli çarkların gerilme giderme deliği yöntemi teorik olarak sonlu elemanlar analizi (SEA) ile incelenmiştir. Sonlu elemanlar yönteminde 3-B kısmi düz dişli çark modeli ANSYS SEA ticari programının Workbench arayüzünde Static Structural modülü kullanılmıştır. Çalışmada, deliklerin çap ve konumlarının maksimum eşdeğer gerilme miktarına etkisi grafiksel ve nümerik olarak analiz edilmiştir.

Çalışmanın kuramsal temeller ve kaynak araştırması bölümünde iki alt başlıkta sonlu elemanlar yöntemi ile dişli analizi hakkında kaynaklar araştırılmış ve sonuçları paylaşılarak tartışılmıştır. Diğer alt bölümde simetrik ve asimetrik dişli çarklar üzerinde yapılmış çalışmaların özeti sunulmuş ve dişlilerde gerilme giderme yöntemleri tartışılmıştır.

Materyal ve yöntem bölümünde ilk olarak dişli çarklar ve sonlu elemanlar yöntemi ile ticari SEA programları hakkında genel bilgiler verilmiştir. Sonrasında SEA modeli ve hesaplamaları hakkında detaylı bilgiler paylaşılmıştır. Yapısal analizdeki malzeme, eleman boyutu ve yakınsama analizi gibi detaylar sunulmuştur.

Bulgular ve tartışma bölümünde, 3-B eşdeğer gerilme (Von-Mises) dağılım grafikleri sunularak maksimum gerilmeye gerilme giderme deliklerinin etkileri parametrik analiz aracılığı ile incelenmiştir. Farklı delik çapı ve maksimum gerilme bölgesine farklı uzaklığının maksimum gerilmeyi gidermeye etkileri nümerik olarak sonuçları sunulmuştur.

Sonuç bölümünde ise, yapılan çalışma genel itibariyle ele alınıp, çalışmanın amacı ve bu amaç doğrultusunda SEA verilerinden elde edilen sonuçlar açıklanmıştır. Bu sonuçlar neticesinde yapılan çıkarımlar belirtilmiştir

2 KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Çalışmanın bu bölümünde, SEA programı olarak kullanılan ticari analiz programları ile alakalı literatürde bulunan bilimsel çalışmaların özetleri iki alt başlık altında verilmiştir. SEA yöntemi ile dişli analizi hakkında genel bilgiler verilmiştir. Sonrasında analizlerde model olarak kullanılan düz dişli çarklarla birlikte ilk kısımda dişli çarklar üzerinde yapılmış çalışmaların özeti sunulacak olup, ikinci kısımda ise dişlilerde gerilme giderme ile ilgili yapılmış olan çalışmaların özeti sunulmuştur.

2.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Dişli Analizi

Dişli çarklar; iki mil arasında şekil bağıyla kuvvet ve hareket ileten elemanlardır. Eş çalışan en az iki dişli çarktan meydana gelen sisteme dişli çark mekanizması denir.

Genel olarak dişli tasarımının temel hedeflerinden biri, pratik mühendislikte yük kapasitesini ve dayanıklılığı artırmaktır. Son yıllarda giderek daha fazla araştırmacı dişlilerin yüksek yük kapasitesinin iyileştirilmesi için bazı gelişmiş yöntemler ve yeni malzemeler araştırmış ve geliştirmiştir. Dişli çark mekanizmalarında millerin birbirine göre konumları; paralel, kesişen veya aykırı durumda olabilir. Buna göre de kullanılan dişli çarklar; silindirik, konik dişli ve vida mekanizması olarak üç ana sınıfa ayrılırlar. Her sınıfın da diş şekline göre kendi alt grupları mevcuttur. Bu gruplama şu şekildedir;

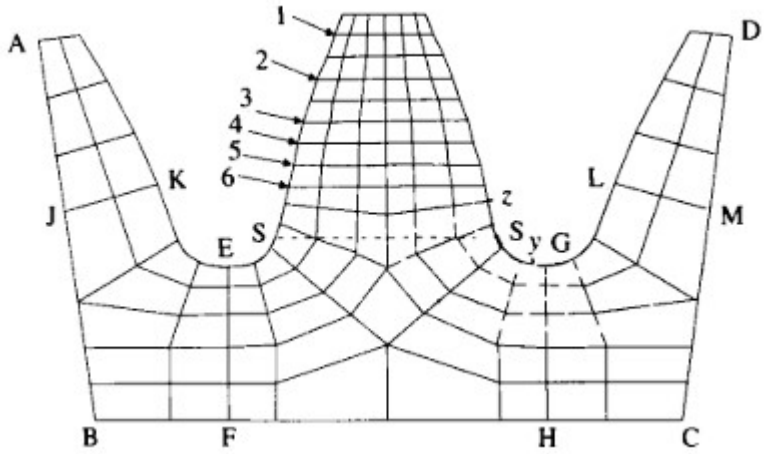
- Paralel Miller - Silindirik alın dişli çarklar
    - Düz dişli
    - İç dişli
    - Kremayer dişli
    - Helisel dişli
    - Çift helisel dişli
- Kesişen Miller - Konik dişli çarklar
    - Düz konik dişli
    - Helisel dişli
    - Eğrisel dişli
- Aykırı Miller - Vida mekanizmaları
    - Spiral dişli
    - Sonsuz vida dişli (Civelek, 2019)

Son yıllarda mühendislik teknolojisindeki gelişmeler sürekli artan yük kapasitelerinde ve hızlarda çalışabilen dişli dişlilerine yönelik talepleri beraberinde getirmiştir. Arızalar meydana geldiğinde yalnızca değiştirme veya onarım maliyeti açısından değil aynı zamanda parçası oldukları sistemin arıza süresiyle ilgili maliyetler açısından da pahalıdırlar. Bu nedenle güvenilirlik kritik bir ekonomik faktördür ve tasarımcıların yüksek güvenilirliğe sahip dişliler üretmeleri için yüklenen dişli dişlilerinin maruz kaldığı gerilmeleri doğru bir şekilde tahmin edebilmeleri gerekir.

Pratik değerlendirmeler için, sarmal düz dişli üzerindeki temas gerilmesi, Sonlu Elemanlar Metodu [5] kullanılarak daha iyi tahmin edilebilir. Bu Yöntem, tek parça ve montajlarda her türlü gerilme, gerinim ve deformasyonun yaklaştırılmasında kullanılabilir.

Daha yakın tarihli çalışmalarda, tasarım parametresi değişikliklerinin eğilme stresi üzerindeki etkisini araştırmak için fotoelastik deneylerin yerini sonlu eleman simülasyonları almıştır. Fotoelastik çalışmalarda olduğu gibi, türetilen formüllerin çoğu, tüm tasarım parametrelerinin etkisini araştırmak için nispeten az sayıda analize dayanmaktadır. Ayrıca, bu yarı deneysel formüllerin, çoğunluğu şüpheli model malzemeleri kullanılarak gerçekleştirilen fotoelastik çalışmalardan veya daha önceki modellerde katı bir şekilde sınırlandırılmış sınırlara sahip sonlu elemanlar çalışmasından türetildiği yönünde ek bir eleştiri vardır. Kabul edilebilir ve zaman zaman karmaşık formüller üretmek için çok sayıda girişimde bulunulmasına rağmen, bunlar her zaman temel dişli sapma davranışının daha iyi anlaşılmasıyla ilişkilendirilmemiştir (Andrews, 1991). Andrews, makalesinde, düz dişlilerin yüklü olduğu durumlarda diş dibindeki gerilme dağılımını analiz etmek için sonlu elemanlar yöntemini nasıl kullanıldığını açıklamıştır. Sonlu eleman analizinde 3 boyutlu modele atanan uygun sınır şartlarını ve eleman yoğunluğunu araştırmıştır. Sonlu eleman metodu ile tahmin edilen diş dibi gerilmelerini, fotoelastik deneylerin sonuçları ile karşılaştırmıştır. Düz dişli çarklarda dişlerin hem dış hem de iç formlarını dikkate almıştır. Diş dibinde maksimum bükülme gerilmesini hesaplamak için dişli tasarımını detaylı olarak analiz etmek gerekir. Sonlu eleman programları ve bu programları çalıştırabilen güçlü bilgisayar sistemleri endüstride giderek daha fazla kullanılır hale gelmektedir. Eğer sonlu elemanlar yöntemi sayesinde dişli çarklarda diş davranışı doğru bir şekilde modellenip, analiz sonuçları gösterilirse, elde edilen bu değerler, standartların çoğunluğu tarafından savunulan şüpheli yarı-

deneysel formüllerin kullanımına tercih edilebilir. Andrews düz dişlilerde tahmin edilen gerilmeleri incelemektedir hem dış hem de iç formun dişli dişleri ve kesin sonuçların elde edilebileceği sonlu eleman modelinin formunu önerir. Allison & Hearn (1980) tarafından düz dişli dişler üzerinde yapılan fotoelastik deneylerle doğrudan karşılaştırmalar yapılmıştır.



Şekil 2.1. Dişli diş analizi için sonlu elemanlar modeli bölüntülerinin gösterimi

Sonlu elemanlar yöntemini kullanarak dişliyi modellemek için gereken ilk adım, sonuçların hesaplanacağı alanı oluşturmaktı. Çoğu uygulamada, bu ilgi alanı yapının fiziksel geometrisinden sezgisel olarak elde edilir. Bununla birlikte, dişli dişleri için bu alanın sınırları hemen belirgin değildi. İlgi alanı, tek bir dişli dişi ile yaklaştırılabilir veya tüm dişliyi kapsayacak şekilde genişletilebilir. Yüklü bir diş modelinin dolgusundaki stres dağılımını değerlendirmek için diş davranışını doğru bir şekilde temsil edecek sınırlar oluşturulmalıdır. Tüm dişli çarkı modellemenin verimsiz olduğu düşünüldüğünden, problem, analiz için bölge ile sıfır yer değiştirmenin varsayılabileceği dişlinin geri kalanı arasındaki sınırın nereye yerleştirileceğine karar vermektir.

Dişli çarka ait fiziksel özellikler şunlardır:

Modül (m,): 5 mm, Kavrama açısı: 20 derece, diş sayısı: 45

Young modülü 210000 N/mm^2, Poissons oranı 0,3 ve yük 400 N/mm genişlik

Yüklenen dişe bitişik iki yarım dişin Şekil 2.1'de JK ve LM çizgilerinde kesildiği sonlu eleman ağı kullanılarak daha ileri araştırmalar yapılmıştır. Sonuçlar, bu kesmenin doğruluk kaybı vermediğini gösterdi. Bir çözüm alanı oluşturduktan sonra, ihtiyaç duyulan elemanların yoğunluğunu belirlenmiştir. Eleman sayısındaki artış genellikle

daha doğru sonuçlar anlamına gelse de doğruluğun önemli miktarda iyileştirilemeyeceği bir nokta olarak belirlenmiştir. Aşırı sayıda öğenin kullanılması gereksiz bilgisayar çabasını gerektirdiğinden, kurulması gereken nokta budur. Arttırılmış doğruluk elde etmek için eleman boyutunu Şekil 2.1'de gösterilenden daha fazla küçültme ihtiyacını araştırmak için, yalnızca köşe bölgesini temsil etmek üzere bir ağ oluşturulmuştur. Diş dolgusu, tam dişte kullanılan elemanların yoğunluğunun dört katı ile temsil edilmiştir.

Bommisetty, (2012) tez çalışmasında, bir düz dişli takımı için Amerikan Dişli Üreticileri Derneği (AGMA) formülünün (dişli diş üzerindeki eğilme stresini etkileyen çeşitli faktörlerden oluşan) yük dağılım faktörü Km'yi belirlemek için bir Sonlu Eleman prosedürü geliştirmiştir. İlk olarak, 3 boyutlu bir bilgisayarlı destekli tasarım (CAD) yazılımı kullanılarak mükemmel kıvrımlı bir düz dişli modellenir. Model, 1, 2 ve 3 derecelik sapmalara sahip miller ile monte edilmiştir. Oluşturulan 3 boyutlu modeller, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak maksimum eğilme ve temas gerilmelerini hesaplamak için ANSYS Workbench'e aktarılmıştır. Üretilen sonuçlar daha sonra Yük Dağılım Faktörü Km'yi tahmin etmek için paralel şaftlar için elde edilen maksimum eğilme gerilmesi sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Silori vd., (2015) çalışmalarında iki düz dişlinin (çekiş dişlisinin) iç içe geçmesi ve dişlilerin davranışı SEA kullanılarak analiz edilmiştir. 0,8 mm ile 1,4 mm arasında değişen farklı diş dibi yarıçapı için modellenen farklı çekiş dişlileri modelleri ele alınmıştır. Çekiş dişlisi montajı tamamlanıp model ANSYS 14.0 Workbench'e aktarılmıştır. Dişli montajı 3 boyutlu analizde kullanılması nedeniyle Solid 186 elemanı kullanılarak ağlanmıştır.

Statik yapısal analizin yanı sıra, modal yani titreşim, yorulma ve dinamik analizlerle dişlilerde gerilme analizi çalışmaları yapılmaktadır ve böylece mukavemet artırma tahminleri yürütülmektedir. Yesilyurt vd., (2003) modal gerilme analizi gerçekleştirmiştir. Düz dişli çarklarda oluşan diş hatası ve hasar tespiti, ölçümü ve çatlak ilerlemesinin tespitini modal analiz yöntemiyle yapmıştır. Aşırı yük, uygun olmayan çalışma koşulları veya sadece kullanım ömrü sonu yorgunluğu nedeniyle dişlilerde hasar meydana gelebilir. Dişlerde dağınık veya birbirlerine yakın bir bölgede bir arıza meydana geldiğinde, hasarlı dişin sertliği ve titreşim özellikleri değişecektir. Hasar tespiti ve şiddet değerlendirmesi için olası bir tahribatsız teknik, titreşim analizinden türetilebilir. Tek bir düz dişli dişin sertliği teorik olarak analiz edilir ve dişli diş sertliğinin ölçülmesindeki

zorluklar nedeniyle, dişli dişi hasarının ciddiyetini değerlendirmek için modal analize dayalı deneysel bir prosedür geliştirilmiştir. Bir çift düz dişli, hızlandırılmış aşınma koşulları altında test edildi ve aşınmanın varlığını ve ilerlemesini göstermek için dişli titreşimlerine geleneksel zaman ve frekans alanı teknikleri uygulandı. Geliştirilen modal sertlik değerlendirme tekniği daha sonra düz dişli dişlerde ortaya çıkan aşınma hasarını ölçmek için kullanılır. Osman & Velex, (2012) dişlilerdeki temas yorgunluğu ve dinamik diş yükleri arasındaki olası etkileşimleri incelemektedir. Belirli bir 3B dinamik dişli modeli, çatlama başlangıcını ve ilerlemesini hesaba katan yorulma modelleriyle temas kurmak için birleştirilir. Sayısal bulgular, arka arkaya bir test teçhizatından elde edilen deneysel kanıtlarla iyi bir şekilde karşılaştırılır. Bir diş profilindeki üç karakteristik nokta analiz edilmiş ve düz dişlilerdeki temas yorgunluğunun açıkça dinamik olaylara bağlı olduğu gösterilmiştir. Son olarak, profil rahatlamasının tanıtılması tartışılmış ve etkileşimde başarısızlık riski üzerindeki olumlu etkisi vurgulanmıştır. Yılmaz vd., (2020) hibrit dişlilerin rim kalınlığının diş dibi gerilmesi, bağlantı gerilmesi, diş sertliği, doğal frekans ve dinamik davranış üzerindeki etkisini sayısal olarak incelemiştir. Hibrit dişliler, dişlinin diş dibi ve göbek bölgeleri için çelik, gövde bölgesi için karbon fiber takviyeli plastik (CFRP) olmak üzere iki malzemeden oluşur. Çelik ve kompozit malzemelerin birleştirilmesi için yapıştırıcı ile birleştirme varsayılmaktadır. SEA yöntemi diş dibi gerilmesi, bağlantı gerilmesi, diş deformasyonu ve hibrit dişlilerin doğal frekansını değerlendirmek için kullanılır.

Esnek yataklar üzerinde bir dişli rotor sisteminin sonlu eleman modeli Kahraman vd., (1992) tarafından geliştirilmiştir. Model, mil elemanlarının döner ataleti, miller üzerindeki eksenel yükleme, yatakların esnekliği ve sönümlenmesi, millerin malzeme sönümlenmesi ve dişli ağının sertliği ve sönümlenmesini içerir. Modelde dişlilerin burulma ve enine titreşimleri arasındaki bağlantı göz önünde bulundurulmuştur. Sabit bir temas sertliği varsayılmıştır. Analiz prosedürü, kritik hızları hesaplayarak ve şaftlar üzerindeki herhangi bir noktanın kütle dengesizliklerine, dişlilerin geometrik eksantrikliklerine ve örgü noktasında yer değiştirme iletim hatası uyarımına tepkisini belirleyerek dişli rotorların zorlanmış titreşim analizi için kullanılabilir. Bu uyarılardan kaynaklanan dinamik ağ kuvvetleri de hesaplanabilir. Model, doğruluğunun gösterilmesi ve rulman uyumlarının sistem dinamikleri üzerindeki etkisinin incelenmesi için çeşitli sistemlere uygulanmıştır.

Wei 2004'teki tez çalışmasında, iki boyutlu düz dişli temas gerilmelerinin ve dişli eğilme gerilmelerinin doğru hesaplanması için gereken sonlu eleman modellerini ve çözüm yöntemlerini belirledi. Daha sonra ANSYS 7.1 kullanılarak hesaplanan temas ve eğilme gerilmeleri mevcut yöntemlerden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. ANSYS 7.1 yazılım paketini kullanarak, temas gerilmelerini ve dişlilerin burulma örgü rijitliklerini içeren iletim hatası modelini sayısal yönteme dayalı olarak incelenmiş ve tahmin etmek için bir model geliştirilmiştir. Amaç, dişlilerdeki iletim hatası miktarını azaltmak ve böylece üretilen gürültü miktarını azaltmaktır. Dişli araştırma ve analizine ayrılmış araştırmaların sayısına rağmen, dişli geometrisindeki, temas ve eğilme gerilmelerindeki, burulma ağ sertliğindeki ve iletim hatalarındaki değişikliklerin etkilerini tahmin edebilen genel bir sayısal yaklaşım hala geliştirilmeye devam etmektedir. Wei dişli streslerinin ve iletim hatasının etkisini tahmin etmeye yardımcı olmayı ve düz dişlilerin birbiriyle temas halindeki davranışının teorik modellerini geliştirmek için sayısal bir yaklaşım kullanmayı amaçlamaktadır.

2.2 Dişlilerde Gerilme Giderme

Dişli diş hasarına yetersiz yağlama, uygun olmayan çalışma koşulları veya teknik özellikler, malzeme yetersizlikleri ve üretim veya montaj sorunları gibi çeşitli faktörler neden olabilir. Dişli sistemlerinin etkin yağlanması, doğrudan diş temasını önlediği, sürtünme ve titreşim seviyelerini azalttığı, ağda oluşan ısıyı ortadan kaldırdığı ve dişlileri korozyondan koruduğu için kritik öneme sahiptir. Diş yüzeyleri aşırı stres koşullarına maruz kaldığında diş yüzeyinde bozulmalar meydana gelebilir.

Bir kıvrımlı düz dişli üzerindeki eğilme gerilmesi, AGMA eğilme gerilmesi numarası kullanılarak hesaplanabilse de düz dişli üzerindeki temas gerilmesi, Buckingham temas gerilmesi denklemi kullanılarak yaklaşık olarak hesaplanır. AGMA temas gerilmesi denklemi, birbirine geçmiş dişli dişini paralel eksenli iki silindir olarak kabul eder ve Hertz Temas Gerilme denklemini kullanarak temas basıncını tahmin eder (Bommisetty, 2012).

Plastik ve sinterlenmiş dişliler gibi çok yüksek yüzey yorulma mukavemetine sahip karbonlanmış veya yüzey kalitesi iyileştirilmiş dişliler açısından, eğilme yükü taşıma kapasitesindeki yeterlilik ciddi bir sorundur. Isıl işlemler, diş dolgu yüzey kalitesinin iyileştirilmesi ve kesici uç köşesinin daha büyük yarıçapının kullanılması gibi sorunu çözmenin birkaç yolu vardır (Cavdar vd., 2005). Dişlilerin yük kapasitesini artırmanın bir

başka yolu da sarmal geometriyi değiştirmektir. Bu, uzun yıllardır sofistike dişli tasarımında standart bir uygulama olmuştur. Bu tip dişli modifikasyonlarını açıklayan isimlendirme, ek modifikasyon, profil kayması, vb. referans alındığında oldukça kafa karıştırıcı olabilir. Çok nadiren kullanılan ek bir değişiklik, dişlileri, dişin her iki tarafı için farklı kavrama açılarıyla asimetrik hale getirmektir (Kleiss vd., 2001).

Dişlilerin yük kapasitesini artırmanın bir başka yolu da gerilme giderme delikleridir. Deliklerin gerilme giderme özellikleri olarak kullanılması fikri yeni bir fikir değildir. 1990'da Dippery, halihazırda mevcut olan stres konsantrasyonunu azaltma yöntemi olarak bir yapıda tamamlayıcı deliklerin kullanımını denedi. Çalışmaları, gerilme azaltma olarak delikler kullanılarak genel bir şekilde stres konsantrasyonunun azaltılmasının mümkün olduğunu gösterdi. 1992'de Srinivasulu (Srinivasulu, 1992), dişlilerde benzer azalmaların mümkün olduğunu gösterdi. Deneyleri, bükme dişlisi dişinin nispeten düşük gerilmeli nötr ekseninde delik yerleştirme ile sınırlıydı.

Birkaç uygulamalı çalışmada, simetrik olan bir kıvrımlı profile sahip geleneksel dişliler sadece bir yönde döndürülebilir. Tek yönlü dönüşte, geometrisinin tahrik tarafı ile simetrik olması gerekmez, bu da asimetrik diş tasarımı olasılığına izin verir. Standart olmayan bir tasarım olduğu için asimetrik dişler farklı uygulama alanlarında tasarımcılara değişkenlik sağlar. Asimetrik dişler standart bir kıvrımlı profilden oluşur, ancak dişlerin tahrik ve arka tarafında farklı kavrama açıları vardır. Bunun dışında diğer tüm parametreler simetrik standart düz dişlilerle aynıdır. Özellikle simetrik dişliler 20°–20° kavrama açılarına sahipken, örneğin asimetrik dişliler 20°–25° ve 20°–30° kavrama açılarına sahip olabilir. Asimetrik dişliler esas olarak dişli pompalarda, rüzgâr türbinlerinde, helikopter aktarma organlarında ve turboprop motorda kullanılır. Asimetrik dişler doğru tasarlandıkları takdirde birçok endüstride tasarımların geliştirilmesine önemli katkılar sunabilir (Karpat vd., 2008). Bu dişlilerin asimetrik profili, çeşitli uygulamalarda en uygun tasarımı elde etmek için iyi derecede esneklik sağlar. Sonuç olarak, asimetrik dişlere sahip dişliler, kıyı tarafında ve tahrik tarafında farklı kavrama açıları sağlayacak şekilde tasarlanabilir. Bu sayede düşük ağırlık, titreşim ve akustik emisyonlarda azalma, yüksek yük taşıma kapasitesi gibi temel özellikler elde edilir (Karpat & Ekwaro-Osire, 2008).

Dişin eğilme stresi, yorulma ömrünü etkileyen önemli bir faktördür. Düz dişlinin stresini azaltmak için, diş dibi dolgusuna bazı delikler sokma yöntemi bildirilmiştir. Maksimum

çekme gerilmesi, yük yoğunluğunun olduğu bölgeye deliklerin uygun şekilde yerleştirilmesiyle azaltılabilir. Bu, dişlideki stres dağılımını değiştirebilecek ve büyük olasılıkla stresin daha fazlasını dişli dişinin sıkıştırma tarafına aktarabilecek olan kritik alandan stresin boşaltılacağı ve yer değiştireceği fikrine dayanmaktadır. Genel şekillerdeki gerilme konsantrasyonunu azaltmak için gerilme giderme deliklerinin kullanılması 1990'da Dippery tarafından doktora tezinde incelenmiştir. Deliklerin dişli dişin bükülmesinin nispeten düşük gerilmeli nötr eksenine yerleştirilmesi Srinivasulu (1992) tarafından denenmiştir.

Gerilmeli bölgede gerilme giderici delikler tasarlamak, gerilme eğrilerini yeniden dağıtma tekniklerinden biridir. Ancak, gerilme azaltma hedefine ulaşmak için gerilme giderme deliklerinin tasarımı önemsiz değildir. Bu makale, düz dişlideki eğilme gerilmesini azaltmak için bir gerilme yeniden dağıtım tekniği olarak gerilme giderici delikler için optimizasyon tasarımını sunar. Optimizasyon tasarım sürecinde, diş dibi dolgusunun maksimum eğilme gerilmesi tasarım hedefi olarak tanımlanırken, iki dairesel deliğin boyutları ve merkez konumları altı tasarım değişkeni olarak seçilmiştir. Tasarım örneklerini elde etmek için Ansys Workbench'te sayısal simülasyonlar gerçekleştirilir.

Yüksek hız ve ağır yük için artan gereksinimler ile dişli çark tasarımı ve dişlilerin dinamik analizi büyük ilgi görmektedir. Dinamik analizde en önemli parametreler dinamik dişli yükleri ve statik iletim hatalarıdır. Gerçek bir dişli dişinin konumu ile idealleştirilmiş bir dişli dişinin konumu arasındaki fark olarak tanımlanan statik iletim hataları ve dinamik yükler, dişli titreşimlerini, akustik emisyonları, diş yorgunluğunu ve yüzey bozulmasını etkiler. Dinamik yükün en aza indirilmesi, dişli gürültüsünü azaltacak, verimliliği artıracak, çukurlaşma yorulma ömrünü iyileştirecek ve dişli dişi kırılmasını önlemeye yardımcı olacaktır (Lin vd., 1989). Bu nedenle dişli tasarımında en önemli amaçlardan biri, dinamik yüklerin ve statik iletim hatalarının en aza indirilmesidir. Birçok araştırmacı, dinamik yükler altında döner dişlileri teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Dişli dinamiğinde kullanılan matematiksel modeller hakkında kapsamlı incelemeler (Özgüven & Houser, 1988; Parey & Tandon, 2003) çalışmalarında sunulmaktadır. Dişli dinamiği ve dişli sistemlerinin dinamik modellemesi hakkında çok sayıda literatür bulunmaktadır. Bir dişli sisteminin dinamik modellemesindeki hedefler, gürültü kontrolünden kararlılık analizine kadar çeşitlilik gösterir. Dişlilerin dinamik modellemesindeki nihai hedefler aşağıdakilerin incelenmesi olarak özetlenebilir: gerilmeler (bükülme gerilmeleri, temas

gerilmeleri); çukurlaşma ve puanlama, iletim verimliliği, yayılan gürültü, sistemin diğer makine elemanlarındaki yükler (özellikle yataklarda), kararlılık bölgeleri, sistemin doğal frekansları; sistemin titreşimli hareketi, rotorların dönmesi; güvenilirlik, ömür. Dişlilerdeki yüklerle ilgili endişe, en azından on sekizinci yüzyıla kadar uzanmaktadır. Bununla birlikte, dişli dinamiklerini analiz etmeye yönelik ilk sistematik çabalar 1920'lerde ve 1930'ların başında gerçekleşti. Bu çalışmalarda, dişli dişleri üzerindeki dinamik yüklerin hem analitik hem de deneysel yöntemlerle belirlenmesiyle ilgilenildi. 1950'lerde, temel amaç hala dinamik diş yüklerinin tahmini olan ilk basit kütle-yay modelleri tanıtıldı. Ağdaki dişlilerin dinamik davranışını temsil eden daha ilgili modeller, diğer birçok hususu içeren ana hedeflerle 1950'lerin ortalarında ortaya çıktı. 1975 ve 1980'lerde önerilen karmaşık modeller, dişli dişlerinin üç boyutlu rijitliği, sistem elemanlarının doğrusal olmaması ve dişler arasındaki sürtünmenin sönümleme ve uyarma etkileri gibi etkileri içerir. Son zamanlarda yapılan çalışmalarda, dişli sistemlerin burulma, yanal, eksenel ve düzlemsel modlu titreşimleri ele alınmış ve sistemin çeşitli dişli hatalarına karşı kararlı hal ve geçici hal tepkileri belirlenmiştir (Özgüven & Houser, 1988). Birkaç araştırmacı tarafından önerilen modeller, yalnızca dahil edilen etkilerde değil, aynı zamanda yapılan temel varsayımlarda da önemli farklılıklar göstermektedir. Oldukça farklı modellerin deneysel gözlemlerle iyi bir uyum içinde olduğu iddia edilmiştir. Bu basitçe iki nedenden kaynaklanmaktadır: (1) Modellenen sistemler farklı dinamik özellikler göstermektedir. Örneğin, çok kısa bir şaft üzerine monte edilmiş bir dişlinin enine yönde rijit bir şekilde monte edildiği varsayılabilirken, aynı varsayım yapılamaz. Uzun, ince bir şaft üzerinde bir dişli, (2) Matematiksel modellemenin amacı farklıdır - yalnızca dinamik diş gerilmelerini incelemek için oluşturulmuş bir modelde bir dişli sisteminin yalnızca daha düşük titreşim modları yeterli olabilirken, bu model bir gürültü probleminin incelenmesinde yeterli olmayabilir Temelde farklı modellerle deneysel sonuçların iyi bir şekilde uyuşmasının bir başka nedeni de, araştırmacıların genellikle deney donanımlarını, modellerinin temel varsayımlarının karşılanabileceği şekilde inşa etmeleridir.

Güç aktarım dişlilerinin tasarımındaki en büyük endişelerden biri, dişli dinamik yükünün azaltılmasıdır. Dişli gürültüsü ve titreşimi üzerine yapılan araştırmalar, dişlilerden kaynaklanan gürültünün temel mekanizmasının dinamik yük tarafından uyarılan dişli kutusu titreşimi olduğunu ortaya çıkarmıştır. Titreşim, şaftlar ve yataklar aracılığıyla dişli

kutusunun dışındaki gürültü yayan yüzeylere iletilir. Dinamik yük, diş dibinde yorulma başarısızlığına yol açabilen eğilme gerilmeleri ve ayrıca çukurlaşma ve çentikleme yoluyla diş yüzeyinde bozulmaya neden olabilen döngüsel yüzey altı gerilmeleri oluşturur. Bir dişli transmisyon ömrü ve güvenilirliği, yüksek dinamik yük nedeniyle azalır. Dişli dinamik yükünün en aza indirilmesi, dişli gürültüsünü azaltacak, verimliliği artıracak, çukurlaşma yorulma ömrünü iyileştirecek ve dişli dişi kırılmasını önlemeye yardımcı olacaktır (Lin vd., 1989).

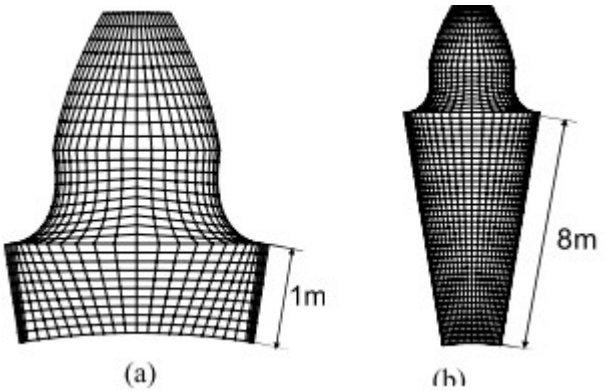
Düz dişli çarkların performansını artırmak için dinamik yükü azaltmak için diş profilini değiştirmek yaygın olarak kullanılan bir uygulamadır. Dişli tasarımındaki mevcut uygulama, tasarım torku olarak da adlandırılan uygulanan maksimum torka dayalı olarak diş profilini değiştirmektir. Modifiye edilmiş bir dişli sistemi, tasarım dışı torkta çalıştırıldığında, dinamik yükü önemli hale gelebilir. Bu alanda uzun yıllardır araştırma çalışmaları yürütülmektedir, ancak diş profili değişikliklerinin düz dişli şanzımanın dinamik tepkisini nasıl etkilediğine dair derinlemesine bir anlayışa yol açan sistematik çalışma eksikliği vardır.

2000 yılında Litvin vd. asimetrik düz çarka ait dişlerin değiştirilmiş bir geometrisini önerdi. Simetrik ve asimetrik düz dişli çark dişlerinin gerilme analizlerini karşılaştırdı. Asimetrik düz dişli çarkı tahrik için temas ve eğilme gerilmelerinin azalmasını doğruladı. Litvin vd. (2000) asimetrik bir düz dişli çark tahriğini incelemiştir. Asimetri, tahrik için sırasıyla daha büyük ve daha küçük kavrama açılarının uygulanmasıdır. Böyle bir tahrik sisteminin geleneksel tasarımı, kıvrımlı profillerin uygulanmasına dayanmaktadır. Litvin ve ark. bir sarmal dişli ve çift helisli bir dişlinin bir kombinasyonu olarak tasarlanan asimetrik düz dişli tahrikin değiştirilmiş bir geometrisini önermektedir; bu, yatak temasını lokalize etmeyi ve stabilize etmeyi ve azaltılmış büyüklükte iletim hatalarının uygun bir şeklini elde etmeyi mümkün kıldığını belirtmiştir. Önerilen geometriye sahip düz dişlilerin bilgisayar ortamında tasarımını ve bunların birbirine geçmesinin ve temasının simülasyonunu gerçekleştirmiştir. Çift helisli dişli çarkları üretme yöntemi geliştirilmiştir ve ayrıca simetrik ve asimetrik düz dişlilerin stres analizini gerçekleştirilmiştir. Asimetrik düz dişli tahrik için temas ve eğilme gerilmelerinin azaldığını göstermiştir. Geliştirilen teoriyi destekleyen nümerik hesaplama sonuçlarını sunmuştur.

2000 yılında Kapelevich & Shekhtman, yük kapasitesini artırmayı, ağırlığı, boyutu ve titreşim seviyesini azaltmayı sağlayan asimetrik dişlere sahip dişlilerin tasarım ve

araştırma yöntemini sundu. 2003 yılında L.Vedmar ve ark. dinamik dişli çarkta dişe gelen kuvvetleri ve yatak kuvvetlerini hesaplamak için kullanılabilecek bir yöntem öne sürmüştür. 2004 yılında J. Kramberger, bir dişli diş dibindeki eğilme yorulması ile ilgili olarak dişlilerin hizmet ömrünün belirlenmesi için bir hesaplama modeli sundu. Wei (2004) tez çalışmasında, temas gerilmeleri, eğilme gerilmeleri ve ağdaki dişlilerin iletim hatalarını içeren bir sarmal dişli sisteminin özelliklerini araştırmıştır. Dişli, mekanik güç aktarım sistemlerinde en kritik bileşenlerden biridir. Dişli çarklarda karşılaşılan gürültü ve titreşimin en yaygın nedenlerinden birinin transmisyon hatası olduğu ifade edilmiştir. İletim hatası ölçümü, dişliler üzerine bir araştırma alanı olarak popüler hale gelmiştir ve kalite kontrol için olası bir yöntem olarak görülmektedir. Bir dişli sistemindeki iletim hatasını tahmin etmek için, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak sarmal düz dişlilerin özellikleri analiz edilmiştir. Wei, temas gerilmelerini, 2-B SEA modelleri kullanarak incelemiştir. Ayrıca, diş dibindeki eğilme gerilmelerini 3 boyutlu bir SEA modeli kullanarak incelemiştir. Düz dişli çarkta diş dibi dolgusu, maksimum eğilme gerilmesi konsantrasyonunun bulunduğu bir alandır. Dişli temas gerilimlerini hesaplamak için mevcut yöntemler, başlangıçta iki silindir arasındaki temas için türetilen Hertz denklemlerini kullanır. FEM ile temas problemlerinin araştırılmasını sağlamak için, iki temas alanı arasındaki rijitlik ilişkisi genellikle iki temas alanı arasına yerleştirilen bir yay aracılığıyla kurulabileceği iddia edilmiştir. Bu, temasın meydana geldiği iki alan arasına yerleştirilmiş bir temas elemanı yerleştirilerek doğru analiz sonuçlarının elde edilebileceği öne sürülmüştür. ANSYS' ten iki boyutlu FEM analizlerinin sonuçları sunulmuştur. Bu gerilmeler teorik değerlerle karşılaştırılmıştır. Her iki sonuç da çok iyi uyduğu ifade edilmiştir. Bu durumun SEA modelin doğruluğunu ispat ettiği belirtilmiştir. Kapelevich & Shekhtman (2008) simetrik ve asimetrik dişlere sahip dişliler için SEA ve rastgele arama yöntemine dayalı bir köşe profili optimizasyon tekniği öne sürmüştür. Bu teknikle geleneksel olarak tasarlanmış dişlilere kıyasla önemli ölçüde eğilme stresi azalması elde edilebildiğini iddia etmiştir. Eğilme gerilmesindeki bu düşüş sayesinde, daha yüksek yük kapasitesi, daha uzun kullanım ömrü elde edilebileceği; daha düşük gürültü ve titreşim meydana geleceği ve maliyetlerin de böylece düşeceği iddia edilmiştir. Günay vd., (1997) düz dişlilerin diş kökü gerilmeleri düzlem gerilme problemi olarak sonlu elemanlar yöntemiyle analiz ederek, dişli rim kalınlığının diş dibi gerilmeleri üzerindeki etkisini araştırmıştır. Problemi temsil eden, sonlu elemanlara bölünecek

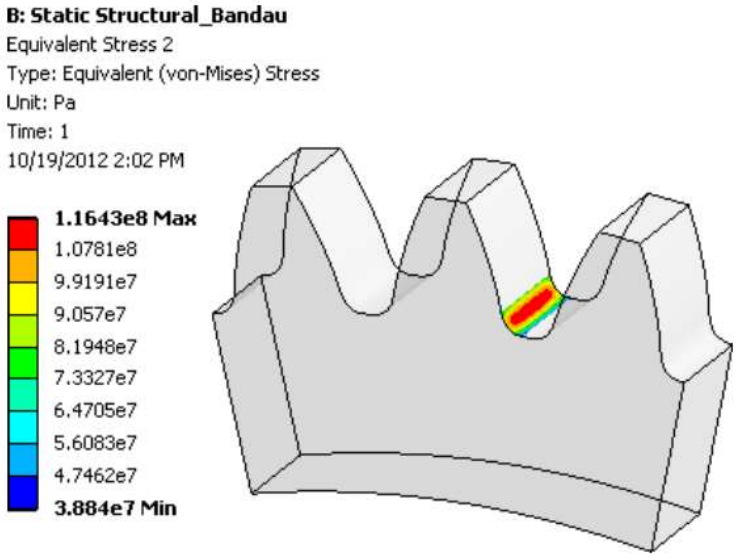
bölgeyi elde etmek için diş profilini oluşturmuştur. Rim bölgesindeki gerilmeler üzerindeki etkisini belirlemek için, tek dişe sahip modelde rim kalınlığını (Şekil **2.2**) adım adım değiştirerek gerilme analizi yapmıştır. Bu incelemeye dayanarak düz dişlilerde sonlu elemanlarla gerilme analizinde sonlu eleman modeli için uygun rim kalınlığı önerilmiştir.



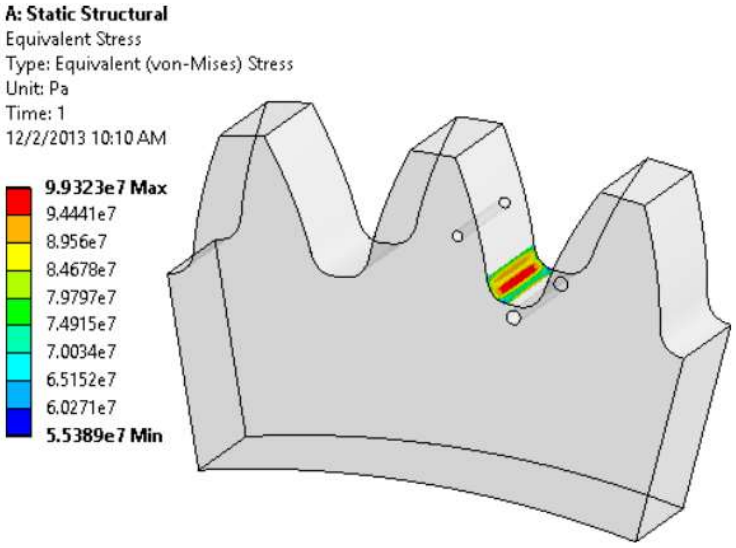
Şekil 2.2. Düz dişlide a) rim kalınlığı 1m b) rim kalınlığı 8m (Günay vd., 1997)

En yaygın dişli üretim süreçleri dişli işleme ve dişli şekillendirmedir. Kapelevich & Shekhtman (2003) doğrudan dişli tasarımı ile Lewis denklemi ve ilgili katsayıları, dikkate alınabilecek çok çeşitli standart dışı dişli diş profilleri için güvenilir bir çözüm sağlamadığından, eğilme gerilmesi değerlendirmesi için sonlu elemanlar analizi (SEA) yöntemini kullanmışlardır. Chang vd. 1983 yılında, düz dişli stres analizi sonuçları, çeşitli yükleme koşulları, destek koşulları, diş dibi yarıçapları ve rim kalınlığı için SAP IV sonlu eleman kodu kullanarak sonuçlar elde etmişlerdir. Diş dibi yüzeyinde meydana gelen maksimum gerilmeler, kısmen desteklenen rimlar için (yani, gevşek geçme göbekler ile) kenar kalınlığı azaldıkça önemli ölçüde arttığı gözlenmiştir. Tam destekli rimlar için (yani sıkı oturan göbekler ile), azalan kenar kalınlığı ile diş dibi yüzey gerilmeleri hafifçe azalmaktadır. Dolgu yarıçapının, diş dibi yüzeyindeki maksimum gerilmeler üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu bulunmuştur. Bu gerilmeler, azalan diş dibi yarıçapı ile artar. Dolgu yarıçapının, iç diş dibi bölümü gerilmesi üzerinde çok az etkisi vardır. 2008'de V. Senthil Kumar, yinelemeli bir prosedür kullanarak asimetrik düz dişli tahrikinin optimizasyonunu gerçekleştirdi ve optimum değerleri önermek için maksimum diş dibi gerilmesi SEA aracılığıyla analiz edildi. Daniela Ristic, diş dibi stres yoğunluğunu en aza indirmek için optimal bir diş dibi yarıçapını bulmuş ve sonuçlara sonlu elemanlar yönteminin (SEA) uygulanmasıyla ulaşılmıştır. 2010'da Niels L.

Pedersen, asimetrik dişli dişleri kullanılarak ve dişlinin şeklini optimize ederek eğilme stresinin önemli ölçüde azaltılabileceğini açıkladı. 2010 yılında Shankar ve ark. düz dişlide standart trokoidal diş dibi dolgusu yerine dairesel diş dibi dolgusu tanıttı ve ANSYS kullanarak analiz etti.



Şekil 2.3. Deliksiz diş dibi dolgusunda eşdeğer (Von-Mises) gerilme dağılımı (Van Thoan et al., 2015)



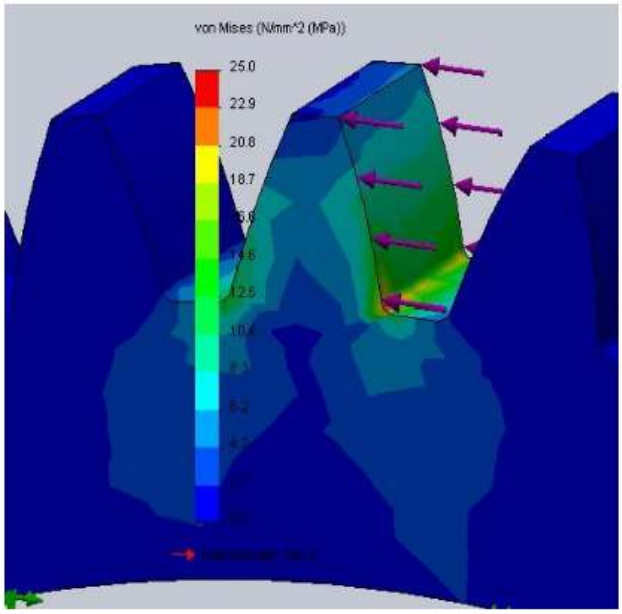
Şekil 2.4. İki delikli diş dibi dolgusunda eşdeğer (Von-Mises) gerilme dağılımı (Van Thoan et al., 2015)

Gerilmeli bölgede gerilme giderici delikler tasarlamak, gerilme yeniden dağıtma tekniklerinden biridir. Ancak, gerilme azaltma hedefine ulaşmak için gerilme giderme deliklerinin tasarımı önemsiz değildir. Thoan vd. (2015), düz dişlideki eğilme gerilmesini

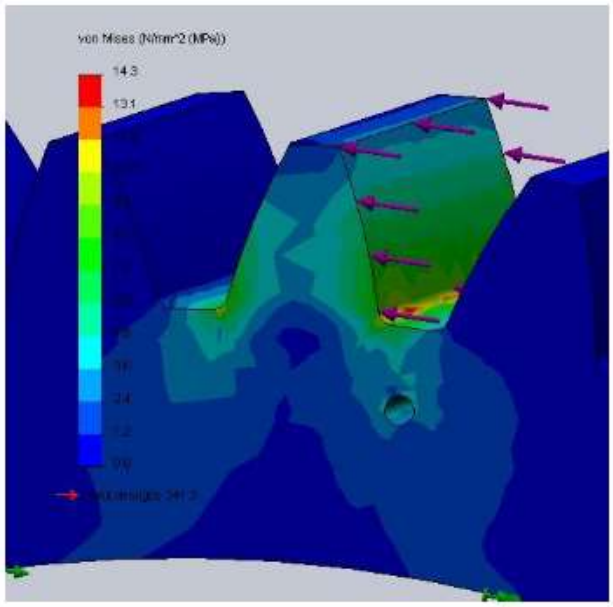
azaltmak için bir gerilme yeniden dağıtım tekniği olarak gerilme giderici delikler için optimizasyon tasarımını sunar. Optimizasyon tasarım sürecinde, diş dibi dolgusunun maksimum eğilme gerilmesi tasarım hedefi olarak tanımlanırken, iki dairesel deliğin boyutları ve merkez konumları altı tasarım değişkeni olarak seçilmiştir. Tasarım örneklerini elde etmek için Ansys Workbench'te sayısal simülasyonlar gerçekleştirilir. Şekil 2.4, bu durumda diş dibi dolgusunun maksimum eğilme gerilmesinin Şekil 2.3'deki deliksiz duruma göre %14,69 oranında azaldığını göstermektedir. Bu çalışmanın sınırlamasının, tekrarlanan yük kullanarak değil, sadece statik stres analizine dayalı olarak dişlinin gücünü değerlendirmesi olduğu belirtilmelidir. Ayrıca, dişlinin yorulma mukavemetinin, gerilme giderici deliklerin boyutları, şekilleri ve konumları ile ilgili olduğu belirtilmektedir. Gerilme giderme deliği, dişlinin yorulma mukavemetini azaltabilir, ancak maksimum gerilmeyi hafifleterek yorulma mukavemetini iyileştirmek de daha olası olduğu belirtilmiştir. Tekrarlanan yük ile dişlinin yorulma mukavemetine maksimum stresi giderme performansını daha fazla değerlendirilmesi gerekmektedir. Ayrıca, gerilme giderici deliklerin optimizasyon tasarımı için yorulma mukavemeti dikkate alınarak bazı deneyler yapılması gerektiği görülmektedir. Ek olarak, uygun KS fonksiyonunu ve KK fonksiyonunu oluşturarak topoloji optimizasyonu, deliklerin şekillerini optimize edilmesi gereklidir (önceden belirlenmiş dairesel delikler değil).

Singh & Pali'nin (2013)'te yaptığı bir dizi analize göre, stres giderme özelliğinin tanıtılmasıyla stres azaltma mümkündür. Yeniden dağılım (redistribution), gerilme giderme özelliğinin boyutundaki değişime oldukça duyarlıdır. Stres giderme özelliğinin tanıtılması için birden fazla yerin dikkatli bir şekilde seçilmesi, yalnızca birini seçmekten daha faydalıdır. Dairesel stres yeniden yaşama özelliklerinin tanıtılması yoluyla stres azaltmalarının daha iyi olduğu bulunmuştur. Dairesel gerilme giderme özelliği, gerilme yeniden dağıtım modelini değiştirme üzerinde daha iyi kontrole sahiptir. İki diş arasında diş dibi daire çapının altına dairesel bir delik açılması, stres seviyelerini yaklaşık %42 oranında çok yüksek bir oranda azaltmıştır. Böylece, gerilme giderme deliğinin çapını ve konumunu optimize ederek, bir dişli dişindeki gerilme değerini önemli miktarda azaltabilmişlerdir. Singh & Pali (2013), analiz için üç dişli segmentli bir sonlu eleman modeli düşünülmüştür. Dişlinin ucuna 500 N'luk düzgün bir yük uygulanır. SolidWorks Simulation'da geometri oluşturma, ağ oluşturma, sınır koşullarını uygulama ve sonuçları görüntüleme sürecini otomatikleştirmek için bir program geliştirmiştir. Analiz için modül

2.5 mm, diş sayısı 47, kavrama açısı 20 derece, yarıçap faktörü 0.3 olan standart bir düz dişli dikkate alınır. Analiz için 241.3 N/mm²'ye eşit nihai çekme gerilmesine ve 0.26'ya eşit Poisson oranına sahip malzeme dikkate alınmıştır. Diş dibi gerilmesinin (deliksiz) FEA sonuçları, farklı konumlarda dairesel gerilme giderme deliği oluşturularak hesaplanan gerilmesiyle karşılaştırmışlardır.



Şekil 2.5. Gerilme giderme olmadığında maksimum eşdeğer (Von Mises) gerilmesi 25Mpa (Singh & Pali, 2013)



Şekil 2.6 Gerilme giderme deliği 2.5 mm mesafede maksimum eşdeğer (Von-Mises) gerilme değeri 14.3 Mpa (Singh & Pali, 2013)

Gerilme değerlerinin karşılaştırılmasıyla, herhangi bir gerilme giderme özelliği olmaksızın diş dibindeki eğilme gerilmesinin 25 MPa olduğu bulunmuştur (Şekil 2.5). Farklı delik konumları ve çap değerleri seçilerek analiz için çeşitli durumlar göz önünde bulundurulmuştur. 4 mm çapında dairesel bir deliğe sahip dişli çarkın yük altındaki maksimum eşdeğer gerilme değeri hesaplatılmıştır. Deliğin konumu, iki diş arasında, delik merkezi ile diş dibi dairesi arasındaki mesafe 4,5mm olduğu durumda diş dibi dolgusundaki gerilmenin 14,3 MPa (Şekil 2.6) değerine düştüğü ifade edilmiştir. Bu durumun diğer durumlara kıyasla daha fazla gerilme düşüşü sağladığı belirtilmiştir.

Bu tez çalışmasında, gerilme giderme eklenerek diş dibi gerilmelerinin azaltılmasına yönelik araştırmalar ve analizler yapılacaktır. Uzun yıllar boyunca, tasarım özelliklerinin kademeli olarak eklenmesiyle dişli tasarımları gelişti. Akademik ve pratik dünyadaki çalışmalarda birçok yol denendi; malzemeler iyileştirildi, yüzeyler ısıl işlem ve karbonizasyon ile seçici olarak sertleştirildi ve yüzey özelliklerini iyileştirmek için bilyeli dövme kullanıldı. Tüm bu iyileştirmeler malzeme özellikleriyle ilgilidir. Ancak dayanıklılığı ve gücü artırmak için dişli geometrisini değiştirmek ile ilişkili olarak çok az şey yapılmıştır.

3 MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde, ilk olarak dişli çarklar ve sonlu elemanlar yöntemi ile ticari SEA programları hakkında genel bilgiler verilmiştir. Sonrasında SEA modeli ve hesaplamaları hakkında detaylı bilgiler paylaşılmıştır. Yapısal analizdeki malzeme, eleman boyutu ve yakınsama analizi gibi detaylar sunulmuştur.

3.1 Düz Dişli Çarklar

Dişli çarklar güç ve hareket aktarımında kullanılan önemli makine elemanlarındandır. Hareket ve güç iletiminde kullanılan, üzerinde eşit aralıklı ve özel profilli girinti ve çıkıntıları bulunan silindirik veya konik yüzeyli elemanlara "dişli çark" denir. Eksenleri birbirine yakın miller arasında kaymasız hareket ilettikleri için her alanda kullanılırlar (İşler, 2018). Dişli Çarkların Çeşitleri:

A. Diş Profillerine Göre
   1. Düz dişli çark
   2. Helis dişli çark,
   3. Kremayer dişli,
   4. Konik dişli çark,
   5. Sonsuz vida dişlisi,
   6. Zincir dişli çark
   7. Pompa Dişlisi,
   8. Triger Dişli

B. Çalışma Durumuna Göre
   1. Dıştan çalışan dişli çarklar.
   2. İçten çalışan dişli çarklar.



Şekil 3.1. Düz dişli - silindirik alın dişli çarklar (İkra, 2021)

Düz Dişli Çark Eksenleri paralel olan miller arasında kuvvet ve hareket iletiminde kullanılan dişli çarklardır. Üzerlerine aynı profil ve adımda, mil eksenine paralel dişler açılmıştır. Bu dişli çarklara düz dişli, alın dişli veya silindirik düz dişli de denir. Düz dişli çarklar çift çalışır. Bu iki dişlinin çevre hızları birbirine eşit, dönüş yönleri ise terstir. Düz dişli çarklar yapıldıkları malzemelere, modüllerine ve iletmiş oldukları güce göre mekanik alanda en çok kullanılan dişli çarklardır. Düz dişli diğer bir adıyla silindirik alın dişli birçok endüstride ortak olarak kullanılan en temel ve bilinen ilk dişli çeşididir. Düz dişliler paralel miller arasında hareket ve güç iletmek için tasarlanmıştır, ayrıca düz dişlinin imalat kolaylığından dolayı diğer dişli çeşitlerine göre daha ekonomiktir. Düz dişli plastik, dökme demir, alüminyum ve çelik olmak üzere çeşitli malzemelerden üretilirler. Her malzemede elastik akma sınırına bağlı olarak mukavemet gerilmeleri değişmektedir. Bu çalışmada en mukavim malzemelerden biri olan yapısal çelik bir malzeme türü ile oluşturulan 3-B düz dişli modelleri sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Düz dişli çarkların kullanıldıkları yerleri şu şekilde sıralayabiliriz: • Hız değişimi için motorların vites kutularında • Dişli pompalarda, • Dönme hareketinin doğrusal harekete dönüştürüldüğü kremayer dişli sistemlerinde • Kaldırma ve taşıma araçlarında ve benzeri yerlerde kullanılır.

Düz dişlinin başlıca kullanım alanları şunlardır:

- Genel makine sanayi dişlisi
- İş makinaları dişlisi
- Forklift dişlisi
- Tekstil makinaları dişlisi
- Kamyon ayna mahruti dişlisi
- Gemi ayna mahruti dişlisi
- Takım tezgâhı dişlisi
- Redüktör kutusu dişlisi
- Matbaa makinaları dişlisi
- Sondaj makinası dişlisi
- Tarım makinası dişlisi
- Şanzıman ayna mahruti dişlisi
- Traktör dişlisi

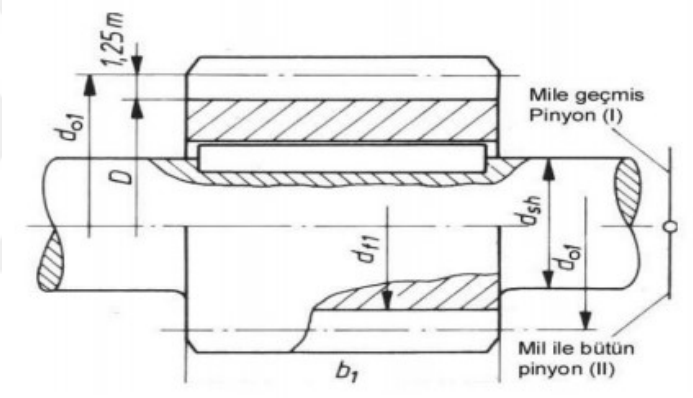
- Kanal açma makinaları dişlisi

Yüksek yüke maruz kalan düz dişliler genellikle çelik malzemeden üretilirler, talaşlı imalat sonrası genellikle mukavemetlerini arttırmak amacıyla çalışma yeri ve malzeme çeşitliliğine göre farklı ısıl işlemlere maruz tutulurlar. Bir sistem içerisinde veya konstrüksiyonda kullanılacak olan bu dişli çarkların diş formları, imalat malzemeleri, imalat şekilleri ileteceği hareket yönüne, momentine, hızına ve gücüne göre farklılık göstermektedir.

.

3.1.1 Düz Dişli Çarkların Boyutlandırılması ve Mukavemet Hesabı

Dişli çark çiftinin taksimat dairesi çapı d_0, diş sayısı z, modül m, diş genişliği b vb. ana ölçüleri deneysel değerlerden faydalanılarak seçilmekte; bunun mümkün olmadığı durumlarda, tecrübeler sonucu elde edilen eşitliklerle yaklaşık olarak hesaplanmaktadır.



Şekil 3.2. Düz pinyon dişlinin mile yataklanması (Yıldız, 2015)

Düz alın dişli mekanizmaları, normal taleplerde küçük ve orta dönme devirleri ve çevre hızlarında (v ≅ 20 m/s) kullanılmaktadır. Basit üniversal makineler, küçük kaldırma makineleri, kıvırma makineler, yapı makineleri, tarım makine mekanizmaları, takım tezgahlarında vs. uygulama alanlarına sahiptir.

Dişli çarklarda z_1 diş sayısı tayin edilirken i (u) çevrim oranı ve malzeme değerleri de göz önünde bulundurulmaktadır. Dişli çarklar için bulunması gereken diğer büyüklükler çevre hızı,

$$v = \frac{\pi d_{01} n_1}{60} \tag{2.1}$$

Taksimat dairesi çapı,

pinyon dişli mil ile birlikte imal edildiği durumda, kabaca:

$$d_{01} = 2d_{mil} \tag{2.2}$$

Pinyon mile takıldığında:

$$d_{01} = 1,25d_{mil} \tag{2.3}$$

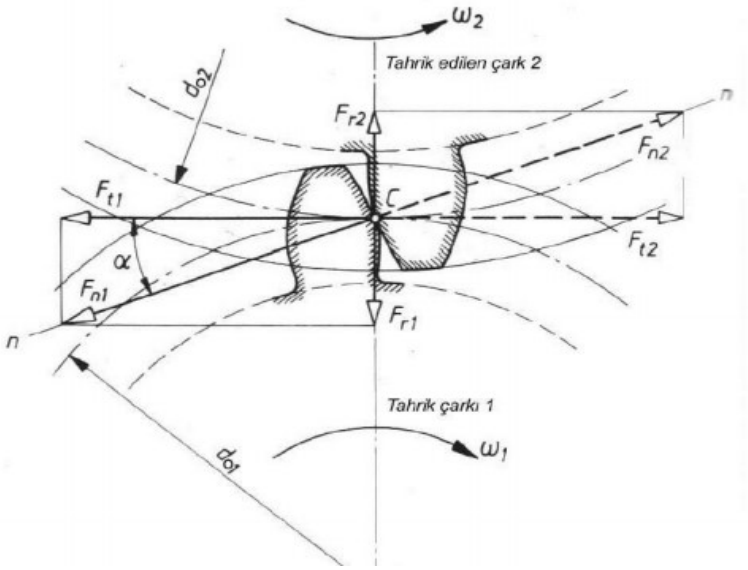
Pinyon feder ile bağlandığında göbek çapı (2.4) ve taksimat dairesi çapı (2.5):

$$D = 1,8.d_{mil} \tag{2.4}$$

$$d_{01} = D + 2.(1,25).m \tag{2.5}$$

Modül; dişlilerde diş modülü $m = d_{01}/z_1$ formülü kullanılarak, mile takılan pinyon için en küçük taksimat dairesi çapı tanımlanmaya çalışılmaktadır. Buna göre:

$$d_{01} = \frac{1,8d_{mil}.z_1}{z_1 - 2,5} \tag{2.6}$$



Şekil 3.3. Dişli mekanizması kesitinde kuvvetlerin ve dişlilerin taksimat dairesi çaplarının gösterimi (Yıldız, 2015)

Diş genişliği,

$$b_1 = \psi_1 d_{01} \quad \text{ve} \quad b_1 = \psi_1 m \tag{2.7}$$

Düz alın dişli çarklarda deneysel değerlere veya firmaların verilerine dayanarak mekanizma ana ölçüleri yaklaşık olarak bulunmaktadır. Yanakların taşıma gücü için basitleştirilmiş tanımlama değeri mevcuttur. Mesela pinyon dişlinin taksimat dairesi çapı:

$$d_{01} = \sqrt[3]{\frac{2M_{d1}}{K\psi_d}\frac{i+1}{i}} \tag{2.8}$$

Düz alın dişli mekanizmalarında K değeri malzemeye, sertliğe, ısıl işlemlere, işletme şartlarına ve çevre hızına bağlı olarak firmalar tarafından verilmektedir.

$$K = \frac{F_t}{bd_{01}} \frac{i+1}{i} \tag{2.9}$$

ve döndürme momenti:

$$M_{d1,2} = \frac{F_{t1,2}.d_{01,2}}{2} \tag{2.10}$$

Normal kuvvet (Diş kuvveti) kavrama doğrusu boyunca etkir. Temas taksimat dairesi üzerinde ise; normal kuvvetin teğetsel ve radyal bileşeni:

$$F_t = F_n \cos\alpha_0 \quad \text{ve} \quad F_r = F_n.\sin\alpha_0 \tag{2.11}$$

$$F_t = \frac{2Mbc_1}{d_0} \tag{2.12}$$

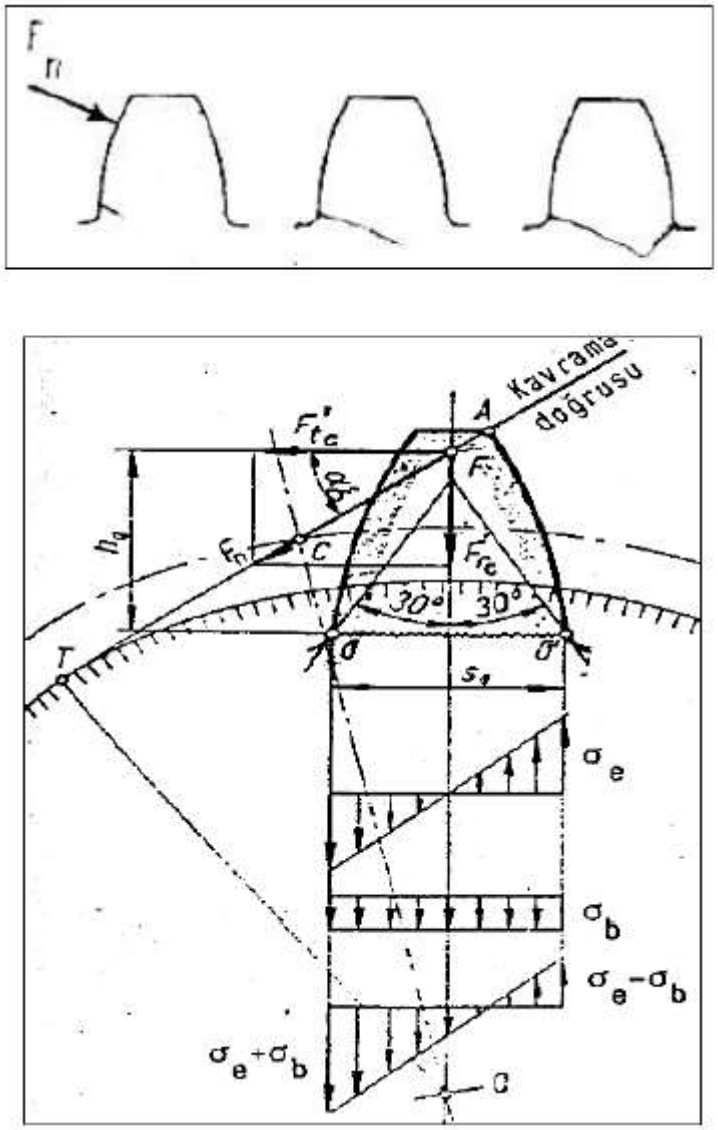
İletilen moment,

$$Mbc_1 = K_0.Mb_1 \tag{2.13}$$

Dişli çark hesaplarında önemli olan; kavrama altında, düzgün dönerek hareket eden dişlinin F_t çevre kuvvetinin tayinidir. Bunu tayin etmede; işletme şartları, imalat hataları ve şekillendirme için uygun faktörlerin seçilmesi önemli rol oynamaktadır.

3.1.2 Diş Dibi Gerilmeleri ve Mukavemet Kontrolü

Eş çalışan dişlilerde en büyük gerilmeler diş dibinde meydana gelir ve çatlak başlar ve ilerleyip yükü taşıyamayacak boyuta ulaşınca diş kopar. Bir dişe etkiyen normal kuvvet ile ilgili büyüklükler Şekil 3.4'te verilmiştir:



Şekil 3.4. Bir dişe etkiyen normal kuvvet ile ilgili büyüklükler (Yıldız, 2015)

- $S_q(kırılma\ kesiti)$: diş dibi kavisi ile 300° açı yapacak şekilde seçilir.
- $h_q(eğilme\ kolu)$: kavrama doğrusunun simetri eksenini kestiği F noktası ile S_q doğrusuna olan uzaklık.

Dolayısıyla diş dibinde eğilme (2.14) ve basma normal gerilmeleri (2.15) doğar.

$$\sigma_e = \frac{F_{tc} h_q}{b s_q^{\,2}/6} = \frac{6 F_{nc} \cos\alpha_b h_q}{b s_q^{\,2}} \tag{2.14}$$

$$\sigma_b = \frac{F_{rc}}{b s_q} = \frac{F_{nc} \sin\alpha_b}{b s_q} \tag{2.15}$$

$$\sigma_{top} = \sigma_e - \sigma_b \tag{2.16}$$

$$\sigma_{top} = \frac{F_{tc}}{b} = \frac{F_{nc}\cos\alpha_b}{s_q\cos\alpha_0}\left[\frac{6h_q}{s_q} - \tan\alpha_b\right] \tag{2.17}$$

Pay ve payda m ile çarpılırsa

$$\sigma_{top} = \frac{F_{tc}}{bm}\frac{m\cos\alpha_b}{s_q\cos\alpha_0}\left[\frac{6h_q}{s_q} - \tan\alpha_b\right] \tag{2.18}$$

Burada form faktörü K_f ortaya şu şekilde çıkar:

$$K_f = \frac{m\cos\alpha_b}{s_q\cos\alpha_0}\left[\frac{6h_q}{s_q} - \tan\alpha_b\right] \tag{2.19}$$

Başka bir ifadeyle diş dibi toplam gerilmesi

$$\sigma_{top} = \frac{F_{tc}}{bm}K_f \tag{2.20}$$

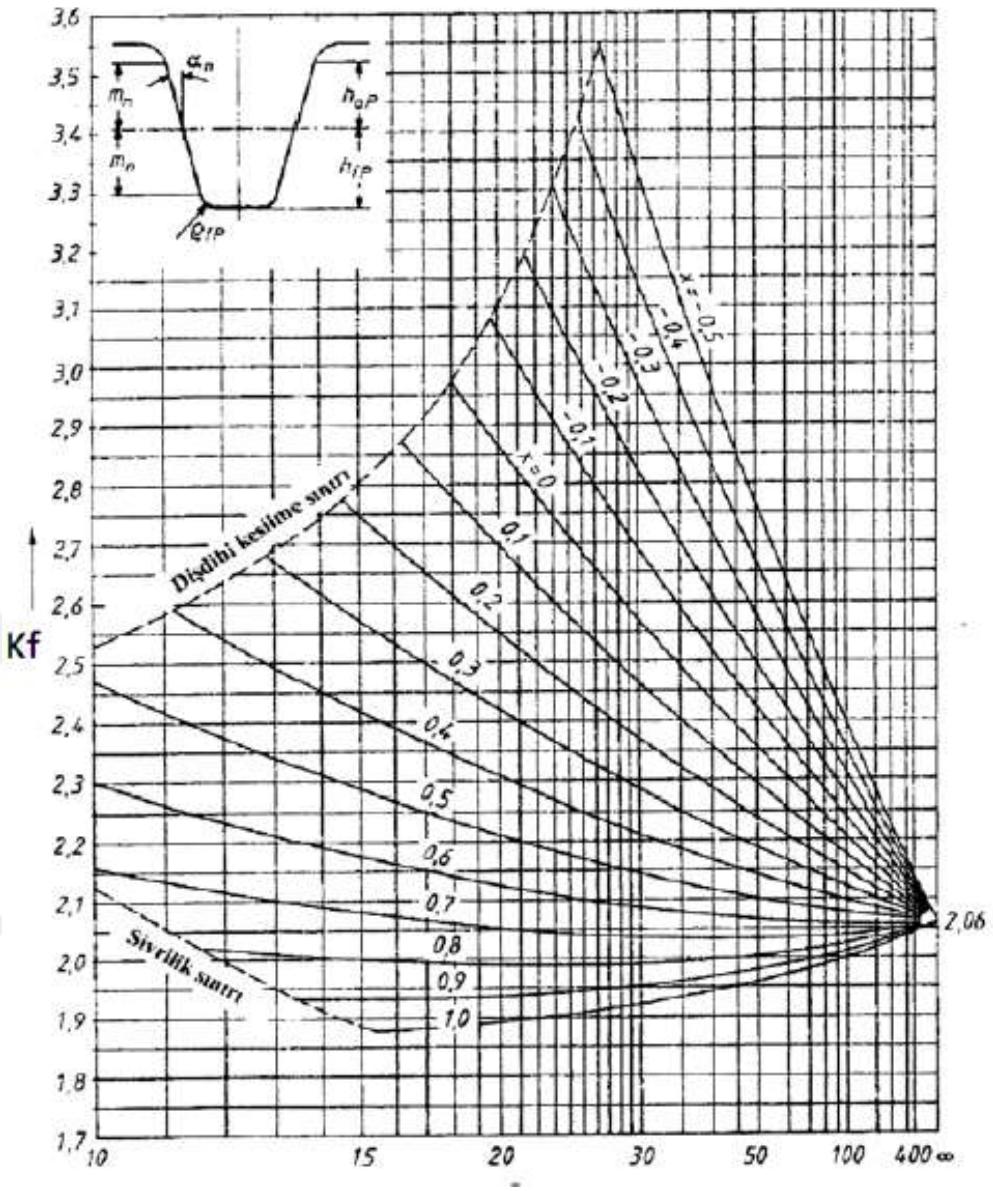
Şeklinde form faktörü ile ifade edilebilmektedir. Karşı çarka bağlı olmadan, dişli formunun σe üzerine etkisi dikkate alınarak, diş başında kuvvetin kavraması için bir faktördür.

$$\sigma_{top} = \frac{F_{tc}}{bm}K_f \le \frac{\sigma_D^*}{s} \tag{2.21}$$

Boyutlandırma için

$$m \ge \sqrt[3]{\frac{2M_b}{z_1^2\psi_d\sigma_{em}}K_fK_0K_vK_m} \tag{2.22}$$

Millerin deformasyonundan dolayı diş genişliği boyunca kuvvet dağılımı eşdeğer olmaz ve bu etki K_m kuvvet dağılım faktörü, kuvvet dağılışı dikkate alınarak hesaplamalara ilave edilir. K_0 çalışma faktörü, Motor ve iş makinesinin özellikleri aradaki mil, kavrama, kasnak gibi elemanların kütleleri, çeşitli darbe, moment düzgünsüzlükleri oluşturur. Bunlar dişliye gelen kuvveti önemli ölçüde etkiler. K_v dinamik hız faktörü, Taksimat hatalarından veya çalışma sırasında dişlerin deformasyonundan dolayı dinamik kuvvetler meydana gelir. Çevre hızına, dönen sistemlerin rijitliğine bağlıdır. Belirlenmesi oldukça zordur ve yaklaşık değerler kullanılır.



Şekil 3.5. Düz dişli dibi mukavemeti kontrolü için form faktörü

3.2 Sonlu Elemanlar Analizi

Sayısal yöntemler, günümüz mühendislik problemlerinin yanı sıra hesaplamalı mekanik problemlerinin doğru bir şekilde çözülmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Genellikle çeşitli problemleri çözmek için kullanılan birçok yöntem vardır. Her yöntemin avantajları ve sınırlamaları vardır. Sonlu Elemanlar Yöntemi, kısmi diferansiyel denklemlere ve integral denklemlere yaklaşık çözümler elde etmek için sayısal bir yöntemdir. Sonlu elemanlar yöntemi, inşaat, mekanik, havacılık vb. ile ilgili problemlerin çoğunu çözmek

için kullanılabilmektedir. Herhangi bir içe aktarılan 3-B model için Sonlu Eleman analizi üç ana adımda gerçekleştirilir:

I. **Ön İşleme (Preprocess):** Elaman tipi ve boyutunun belirlenip ağların oluşturulması, sınır koşullarının ve yüklerin tanımlanması

II. **Çözüm:** SEA simülasyonunun koşturulması sürecidir. Kısmi diferansiyel denklemin karmaşıklığına, kullanılan algoritmaya, eleman sayısına, ve analiz türüne göre değişir. Statik analiz ise birkaç dakikada çözüm elde edilebilirken, modal, harmonik veya yorulma analizleri birkaç kat daha uzun sürebilir. Zamanla değişen bir durumun simülasyonu için dinamik ve lineer olmayan çözümler gerekmektedir. Birkaç saniyelik bir durumun simülasyon çözümü ise saatler hatta bilgisayarın işlemcisi, RAM vs kapasitesine göre günlerce dahi sürebilmektedir.

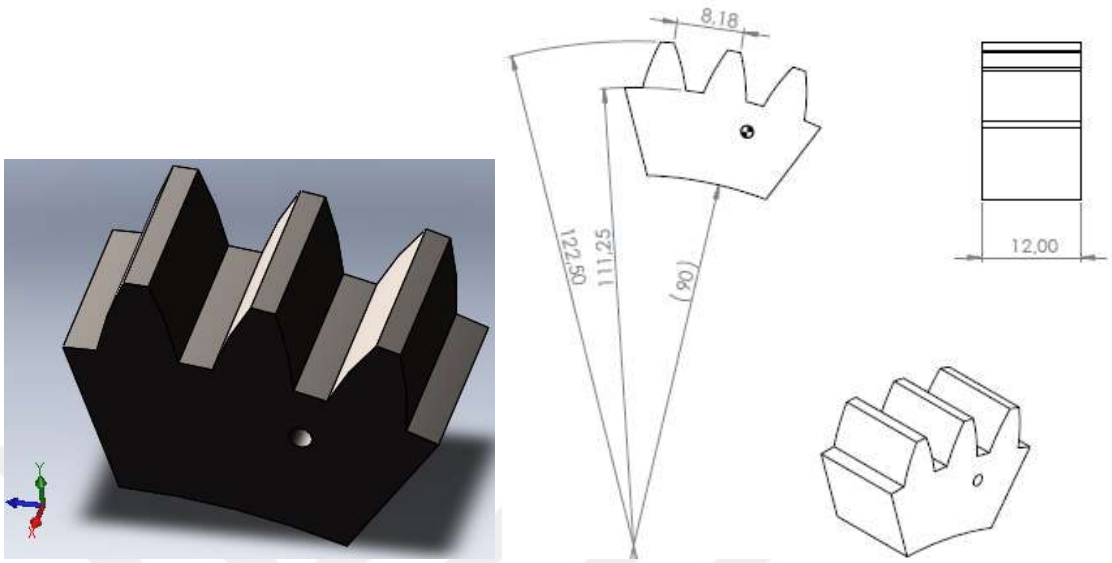
III. **İşlem Sonrası (Post-process):** Çözümün sonucunda değişkenlerin 2-B ve 3-B grafiklerle analiz edilebildiği kısımdır.

ANSYS, ABAQUS, Hyperform, Ls-Dyna, Dynaform, Autoform, COMSOL v.b. birçok simülasyon programı bu 3 adımlı SEA yöntemine olanak sağlamaktadır. Bu sayısal simülasyon yöntemi hem akademik hem endüstride sıkça birçok problemin pratik şekilde çözüm yaklaşımını sağlamaktadır. Ancak sonuçların güvenilir olup olmadığı konusunda dikkatli olunması gerekmektedir. Çoğu SEA modelinden elde edilen çözümler deneysel yöntemlerle doğrulanmadan ve %10 doğrulukta olmadan ayrıca yakınsama analizi yapmadan benzer problemlerin çözümü için güvenilir olarak görülmemelidir.

3.3 SEA Yöntemi ile Düz Dişlilerde Gerilme Giderme İncelemesi

Yüksek stres nedeniyle dişli dişlerinin arızalanması yaygın bir olgudur. Diş dibi çekme stresindeki küçük azalma, dişlinin ömrünün uzamasına neden olur. Uzun yıllar boyunca, farklı malzemeler kullanılarak dişli tasarımı geliştirildi, yüzey kalitesini iyileştirmek için dişli yüzeyleri ısıl işlemle sertleştirildi. Kavrama açılarında ve diş dibi radyüs eğrilerinin geometrilerinde değişiklik yaparak mukavemeti ve dayanıklılığı artırmak için çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışma, düz dişlideki diş dibi gerilmesinin azaltılmasını; stresli bölgede gerilme giderme etkenleri oluşturarak gerilme eğrilerinin farklı şekilde yeniden dağılım gerçekleştirmesini amaçlamaktadır. Bu çalışmada dairesel gerilme giderme delikleri kullanılmış ve bazı analiz sonuçları elde edilmiştir. Analiz için üç dişliye sahip bir sonlu eleman modeli düşünülmüş ve dişler üzerinde çeşitli çaplarda ve muhtelif konumlarda

delikler açılmıştır. Analiz sonuçlarına bakıldığında, belirli konumlarda dairesel deliklerin gerilme giderme sağladığı görüldü.

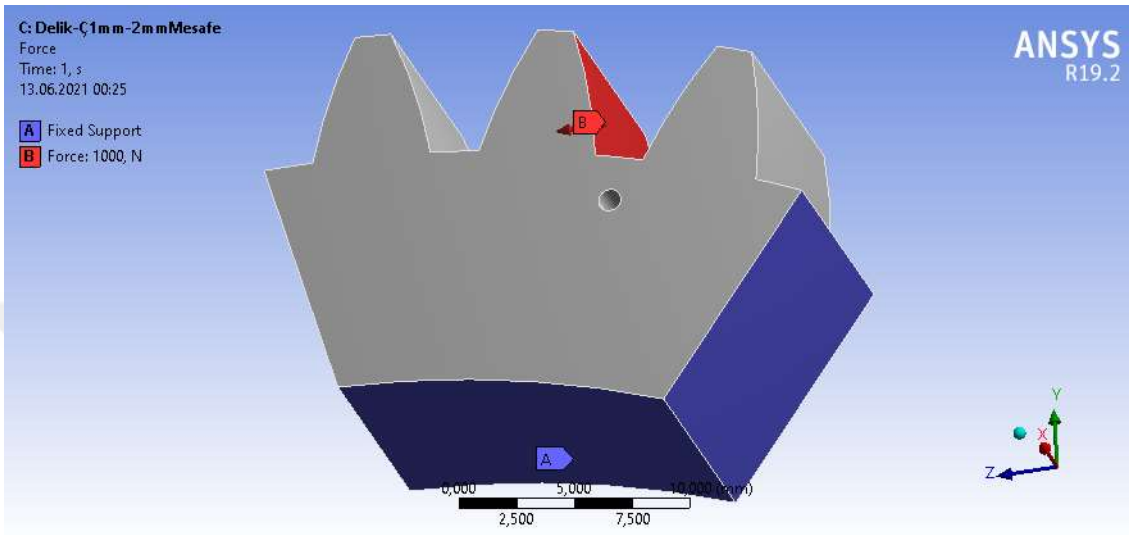


Şekil 3.6. Solidworks programında Toolbox ISO standart parça kütüphanesi aracılığı ile oluşturulmuş 3-B dişli katı modeli

Sonlu elemanlar modelinde literatürde de uygulandığı üzere ekonomik bir hesaplama için çalışma alanı olarak 3-B ve 3 dişli bir dişli kısmi modeli benimsenmiştir. Bu nedenle, Solidworks 3-B katı model programında, Toolbox aracılığı ile 47 dişli 2.5 modül düz dişli modeli oluşturulmuştur. Daha sonra Şekil 3.6'de görüldüğü gibi kesit modeli oluşturularak 3 dişli kesit alınarak delikler delik sihirbazı yardımıyla ISO Metrik standardında matkap çapları tanımlanarak açılmıştır. 3-B dişli modeli Toolbox aracılığı ile oluşturulduktan sonra 3-dişli kesiti alınırken koordinat eksenlerinin doğrultularına dikkat edildi. Çünkü ANSYS'e aktarıldığında tanımlanacak kuvvet yönünün doğrultusunu dişli yüzeyine dik gelecek şekilde tanımlamak için kordinat ekseni doğrultuları önemlidir. Literatürde Singh & Pali (2013) çalışmasına benzer şekilde parametrik bir çalışma yapabilmek ve gerilme giderme yapısının optimizasyon çalışmasını gerçekleştirebilmek için, farklı çaplarda deliklerin konumu iki diş dibinin tam ortasında eksen hizasında ve diş dibi dairesinden 0,5mm aralıklarla değişen 1mm-4mm arası farklı mesafelerde belirlenmiştir. 3-B katı modeller step formatında kaydedilerek Workbench proje modülü ara yüzüne aktarılmıştır.

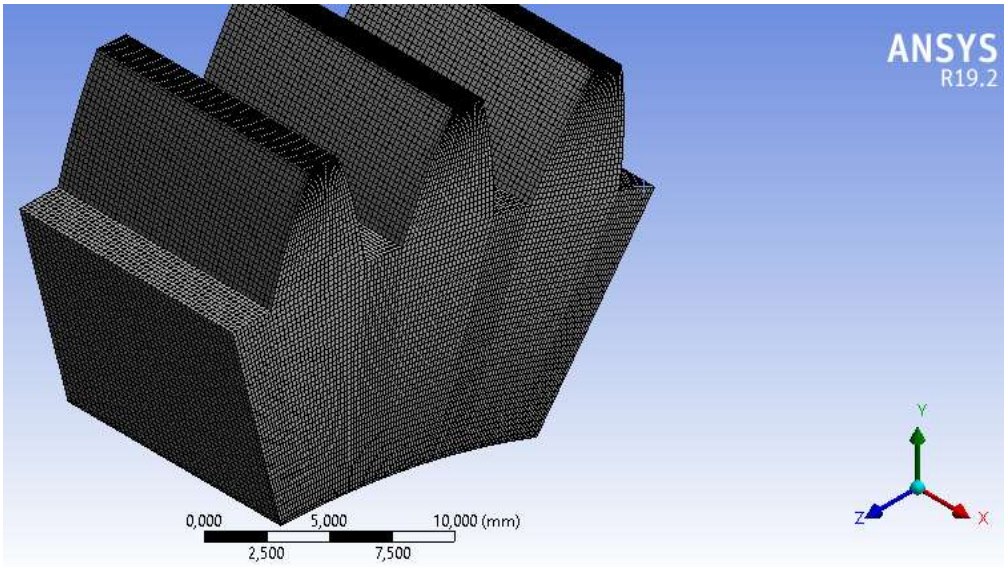
ANSYS Workbench Mechanical arayüzünde açılan bu modelde ortadaki dişin yanal yüzeyine +z yönünde 1000 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır. Sonlu elemanlar modeli Şekil

3.7'de görüldüğü gibi 3 dişli kesitin yan yüzeylerinden ve 90 mm çapındaki içinden mil geçen deliğin yüzeyinden sabitlenerek sınır koşulları belirlenmiştir. 250MPa akma ve kesme sınırı, 7850 kg/m^3 yoğunluk, 200000 MPa elastisite modülü ve 0,3 Poisson oranına sahip yapısal çelik malzeme ANSYS Workbench arayüzündeki Lineer malzeme kütüphanesinden tanımlanmıştır.

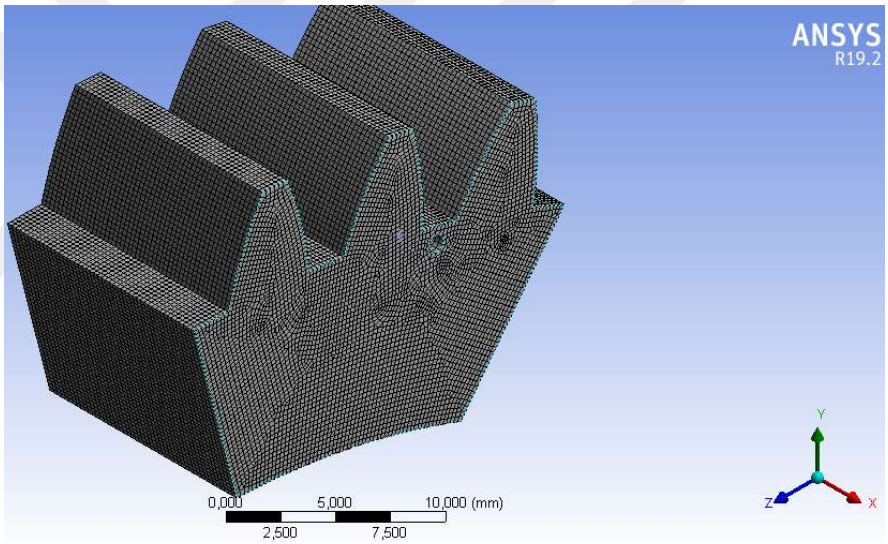


Şekil 3.7. Sonlu elemanlar modeli sınır koşulları

Öncelikle uygun eleman boyutlarını belirlemek için yakınsama analizi yapılmıştır. Başlangıçta 0,5mm genel eleman boyutu ile denendiğinde 84 MPa olan maksimum eşdeğer gerilme eleman boyutu Şekil 3.8'de görüldüğü gibi diş üstü kenarlarında 0,1 mm ve diş dibi kenarları ve kalınlık boyunca eleman boyutları 0,5 mm olarak atandığında 124,53 MPa olarak elde edilmektedir. Diş dibi dairesine farklı mesafelerde kalınlık boyunca 1mm çapında delik açılan modellerde ise Şekil 3.9'de görüldüğü üzere 0,25 mm genel eleman boyutu uygulanmıştır. Böylece deliksiz ve delikli modellerin eleman dağılımı benzeştiğinde elde edilen gerilme değerleri yakınsamıştır. Deliğin kenarlarındaki eleman boyutu da 0,25 olarak atanmıştır.



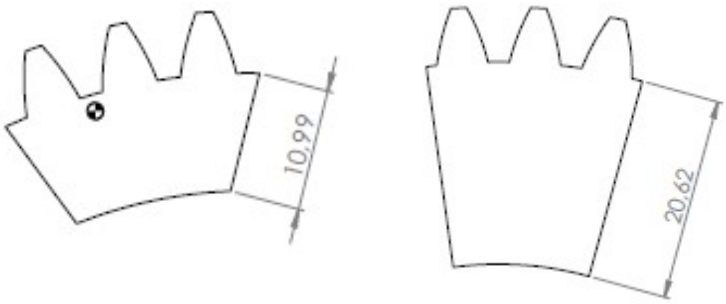
Şekil 3.8. Deliksiz 3 dişli kesit modelde düzgün dağılımlı ağ yapısı



Şekil 3.9. Delikli 3 dişli kesit modelde düzgün dağılımlı ağ yapısı

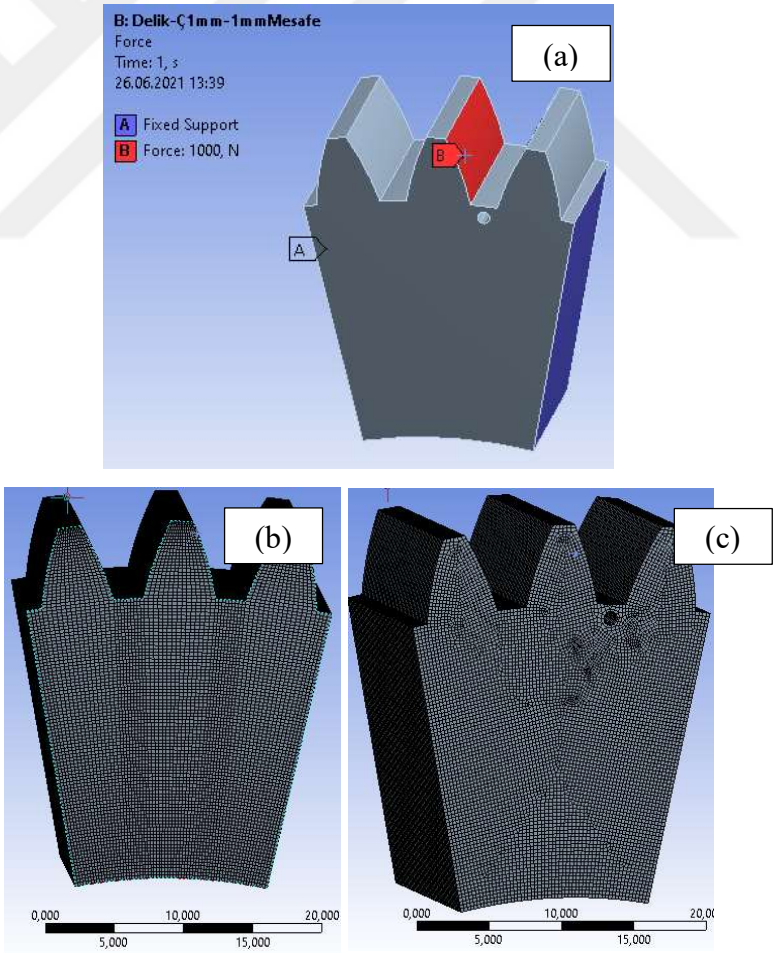
Farklı rim kalınlıklarındaki değişimin diş dibi gerilmelerine etkisi literatürden bilinen bir gerçektir (Doğan vd., 2021; Günay vd., 1997). Şekil **2.2**'da görüldüğü gibi rim kalınlığı göbek deliğinin çapı ile değişen bir değerdir. Diş dibi ile dişli göbek deliği arasındaki mesafeye rim kalınlığı adı verilmektedir. Bu çalışmada Şekil 3.10'da görüldüğü gibi

modül sayısı 2,5 iken rim kalınlığı ölçüsü yaklaşık iki kat arttırılarak faklı rim kalınlığının SEA kullanılarak gerilme giderme deliği yöntemi ile birlikte etkisi incelenecektir.



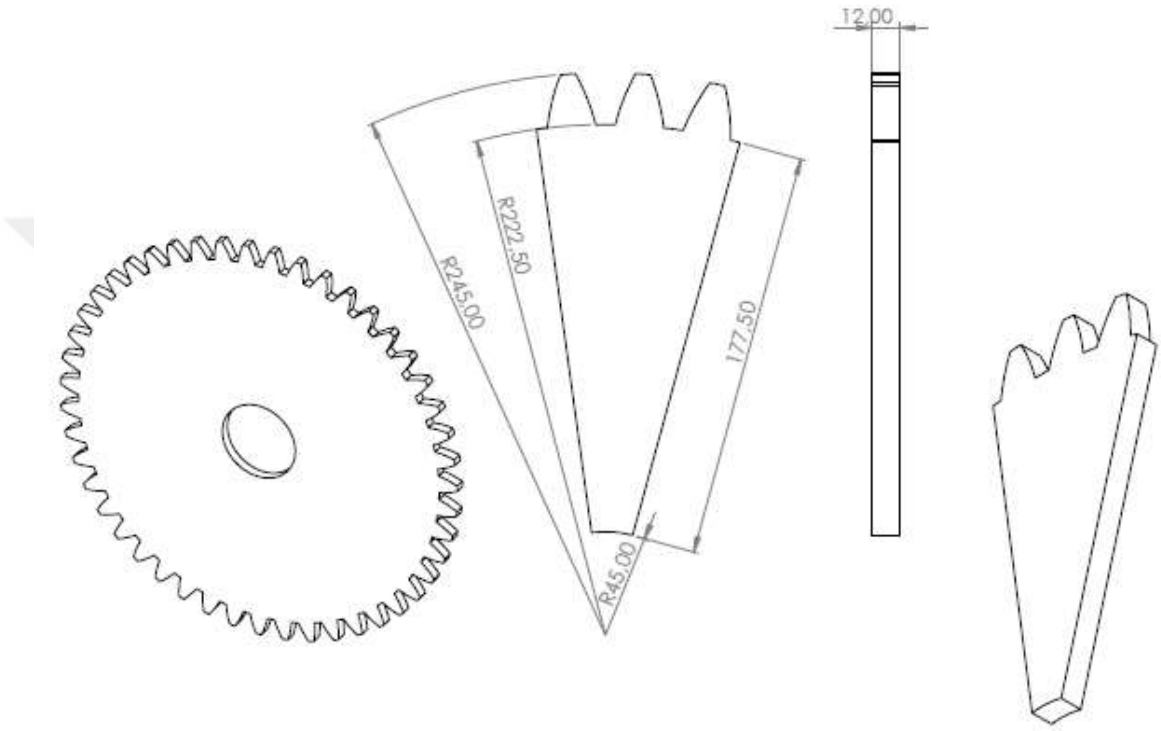
Şekil 3.10. Düz dişlide farklı rim kalınlığı

Son olarak düşük modüllü (2.5) düz dişlide yapılan gerilme giderme deliği analizi Şekil 3.12'de görülen yüksek modüllü (10) aynı diş sayılı (47) düz dişli için tekrar edildi. Böylece yüksek modüllerdeki delik çapı ve konumunun değişikliğinin diş dibi gerilmesinin giderilmesine etkisi incelendi.



Şekil 3.11. Rim kalınlığı 20,62 mm olan SEA modelde (a) sınır koşulları (b) deliksiz modelde ve (c) delikli modelde eleman boyutları

Şekil 3.10’da belirtilen farklı rim kalınlığında SEA modeli aynı eleman boyutu (deliksiz modelde diş dibi bölgesinde 0,1mm diğer bölgelerde elemanlar 0,5mm, delikli modellerde global eleman boyutu 0.25mm) ve aynı sınır koşullarında (Şekil 3.11) hazırlanıp simülasyonlar koşturulmuştur.



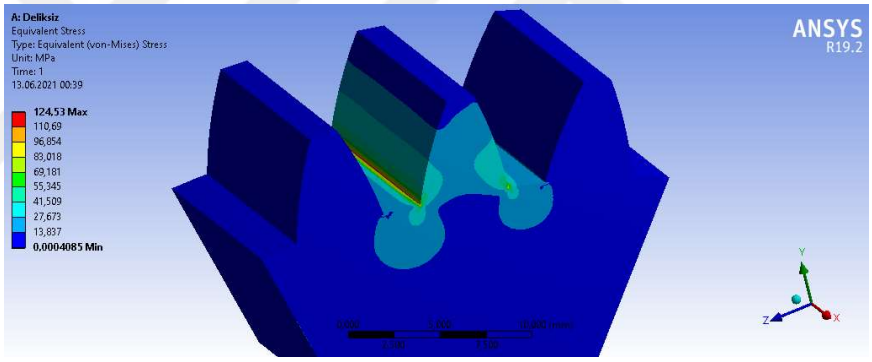
Şekil 3.12. Modül 10 ve diş sayısı 47 olan düz dişlinin 3 dişli kesit görüntüsü

4 BULGULAR VE TARTIŞMA

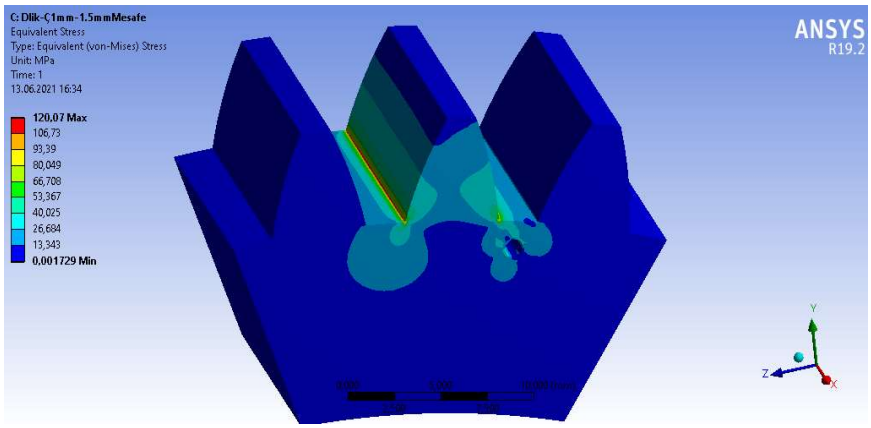
Bu bölümde, gerilme giderme deliğinin etkileri farklı dişli geometrilerinde incelenmiştir. Öncelikle gerilme giderme deliğinin çapının ve diş dibi dairesine mesafesinin etkisi analiz edildikten sonra sırasıyla rim kalınlığı olarak ifade edilen göbek deliği ve diş dibi yarıçap farkının daha yüksek bir değere sahip olduğu dişli geometrisinde gerilme giderme deliğinin etkileri SEA yöntemi ile simüle edilerek araştırılmıştır. Daha sonra yüksek modül değerine sahip bir dişli geometrisinin 3 dişli kesit modeli kullanılarak benzer şekilde gerilme giderme deliğinin etkileri incelenmiştir.

4.1 Gerilme Giderme Deliğinin Etkisi

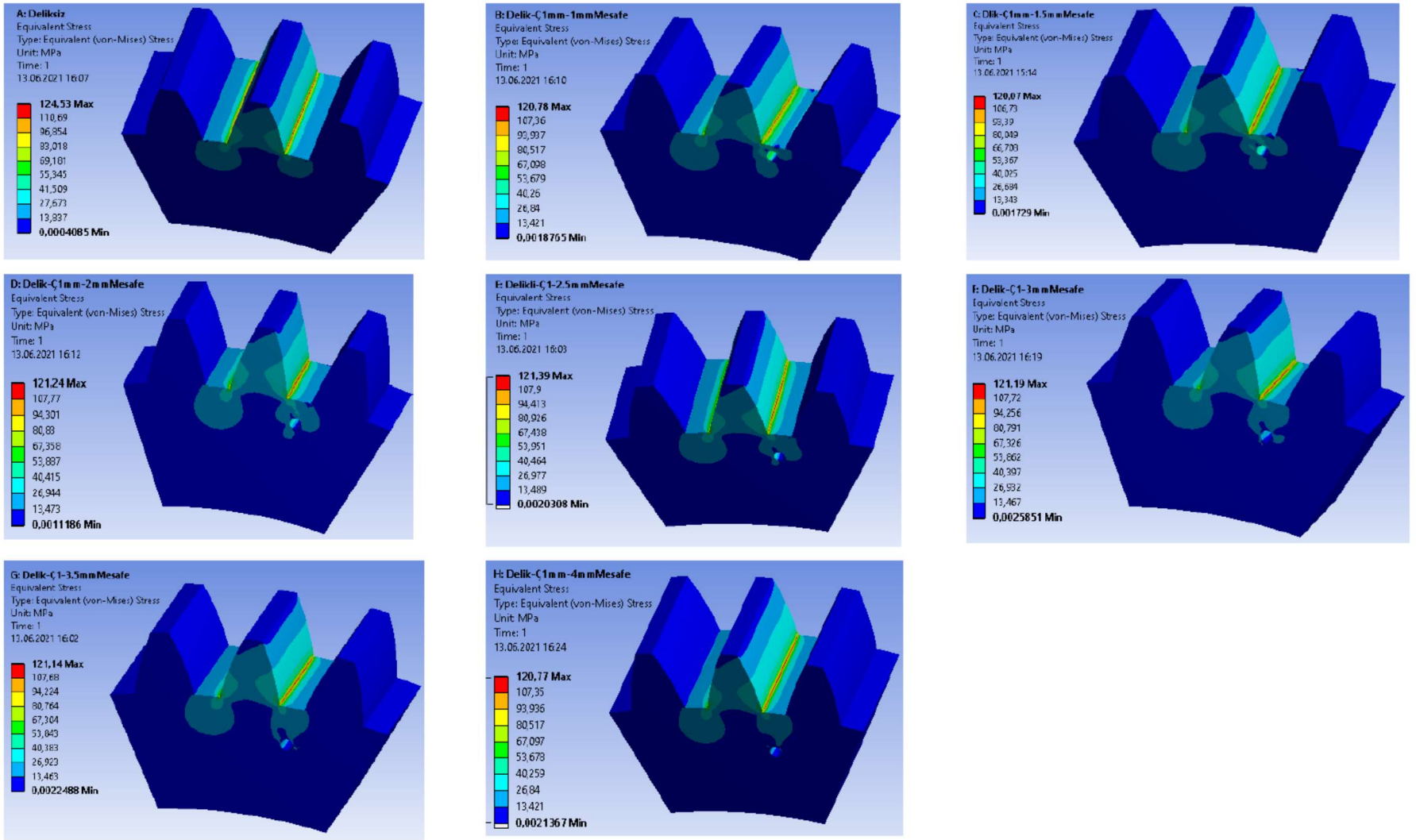
Bu bölümde, 3-B eşdeğer gerilme (Von-Mises) dağılım grafikleri sunularak maksimum gerilmeye gerilme giderme deliklerinin etkileri parametrik analiz aracılığı ile incelenmiştir. Farklı delik çapı ve maksimum gerilme bölgesine farklı uzaklığının maksimum gerilmeyi gidermeye etkileri nümerik olarak sonuçları sunulmuştur.



Şekil 4.1 Gerilme giderme deliği olmayan dişli modelinde maksimum eşdeğer (Von-Mises) gerilme değeri: 125,53 MPa



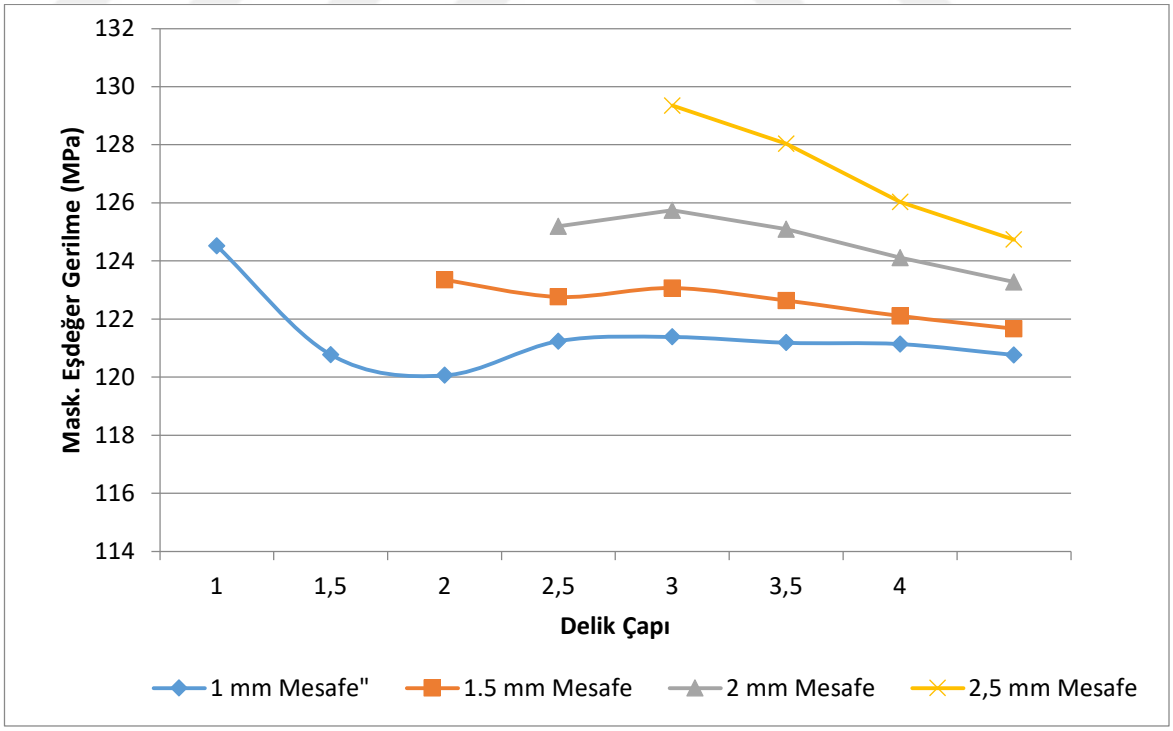
Şekil 4.2. Diş dibi dairesinden 1,5mm mesafede 1mm çaplı gerilme giderme delikli dişli modelde maksimum eşdeğer (Von-Mises) gerilme değeri 120,07 MPa



Şekil 4.3. Rim kalınlığı 11 mm olan modelde 1mm çapında gerilme giderme deliği sonrası farklı mesafelerde maksimum eşdeğer gerilmedeki değişimi cinsinden SEA sonuçlarının kontör grafiklerle gösterimi

Çizelge 4.1. Delik çapı ve diş dibi dairesine mesafesine göre maksimum gerilmedeki değişimler çizelgesi

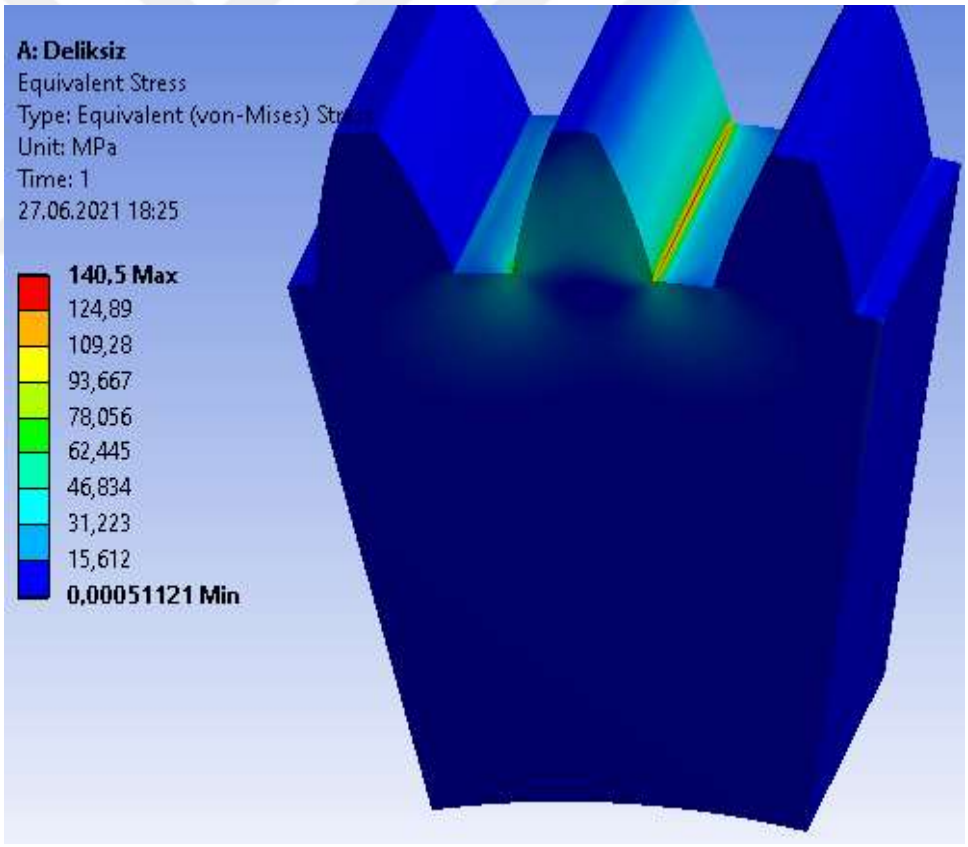
Delik mesafesi	Deliksiz	1mm	1,5mm	2mm	2,5mm	3mm	3,5mm	4mm
Ø1mm Gerilme, MPa	124,5	120,8	120,07	121,2	121,4	121,2	121,1	120,8
Ø1.5mm Gerilme, MPa			123,4	122,8	123,1	122,6	122,1	121,7
Ø2.0mm Gerilme, MPa				125,2	125,7	125,1	124,1	123,3
Ø2.5mm Gerilme, MPa					129,4	128,1	126,1	124,7



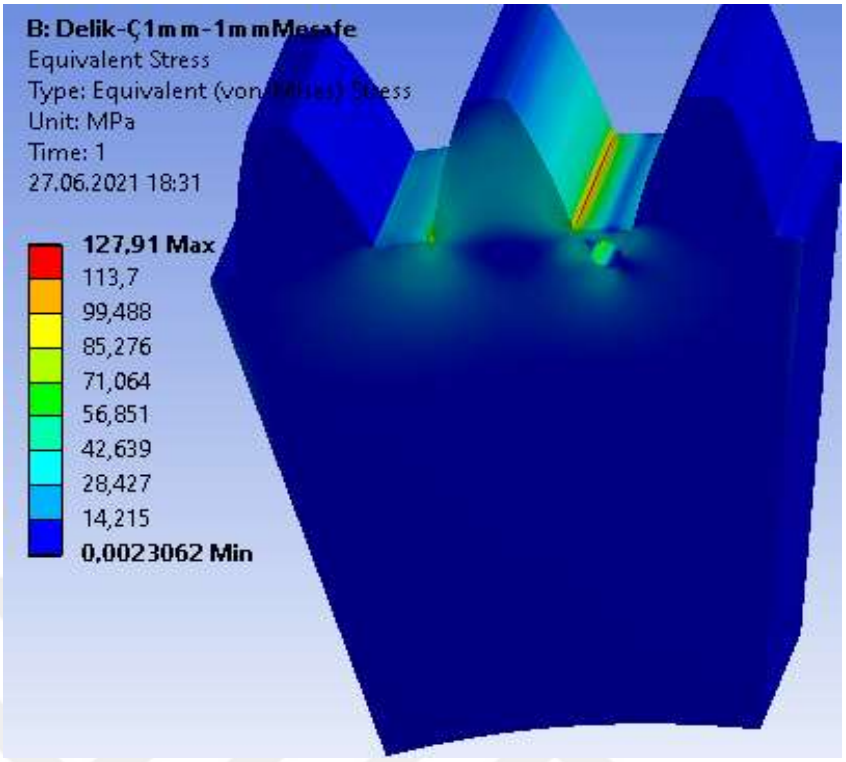
Şekil 4.1. Delik çapı ve diş dibi dairesine mesafesine göre maksimum gerilmedeki değişimler

4.2 Rim Kalınlığının Etkisi

Rim kalınlığının yaklaşık iki kat arttırılması ile Şekil 4.2'de görüldüğü gibi maksimum gerilme yine beklendiği üzere diş dibinde görülmektedir ve maksimum eşdeğer (Von-Mises) gerilme miktarı 124.5 MPa'dan 140,5 MPa'a artmıştır. Bu alt bölümde gerilme giderme deliğinin etkisi farklı rim kalınlığındaki SEA model ile incelenecektir. Şekil 4.3'te görüldüğü üzere deliksiz modeldeki gerilme değerinden daha az olan maksimum Von-Mises gerilme değeri 127,91 MPa olarak görülmektedir. Rim kalınlığı 11 mm olan 1mm delikli 1mm mesafeli modelde maksimum gerilme miktarı %3,1 azalırken rim kalınlığı 20,62 mm olan karşılık gelen modelde gerilme azalması %9,8 olarak gözlemlenmektedir. Fakat 1mm çapındaki deliğin 0.5 mm lik adımlarla uzaklaştırılması sonucu maksimum eşdeğer gerilmenin Şekil 4.4'de görüldüğü gibi bu oranda düşmediği gözlenmektedir.

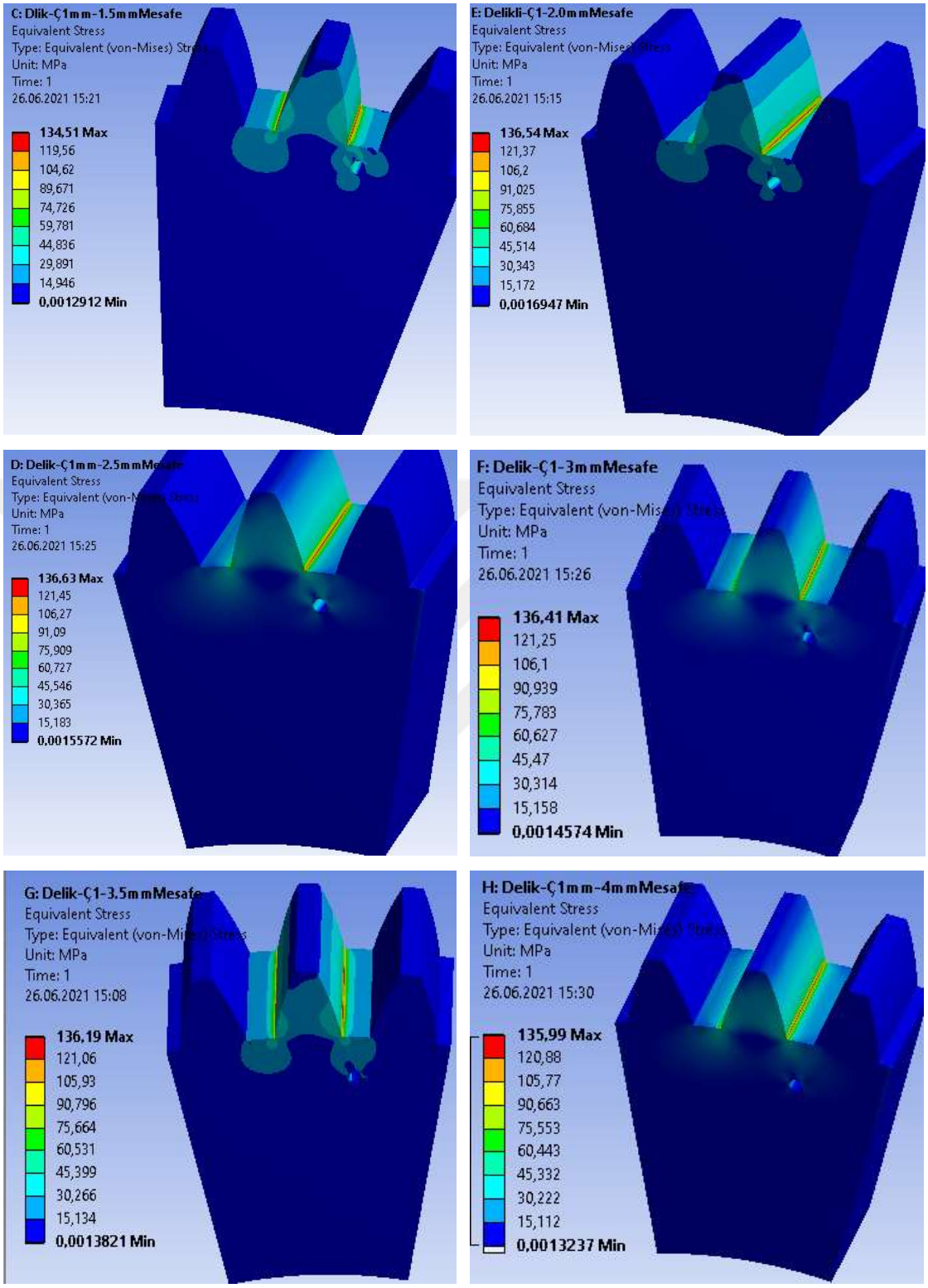


Şekil 4.2. Rim kalınlığı 20,62 mm olan deliksiz modelde maksimum eşdeğer (Von-Mises) gerilme değeri 140,5 MPa



Şekil 4.3. Rim kalınlığı 20,62 mm olan modelde 1mm çapında delik merkezinin diş dibi dairesine 1mm mesafede iken maksimum eşdeğer (Von-Mises) gerilme değeri 127,91 MPa

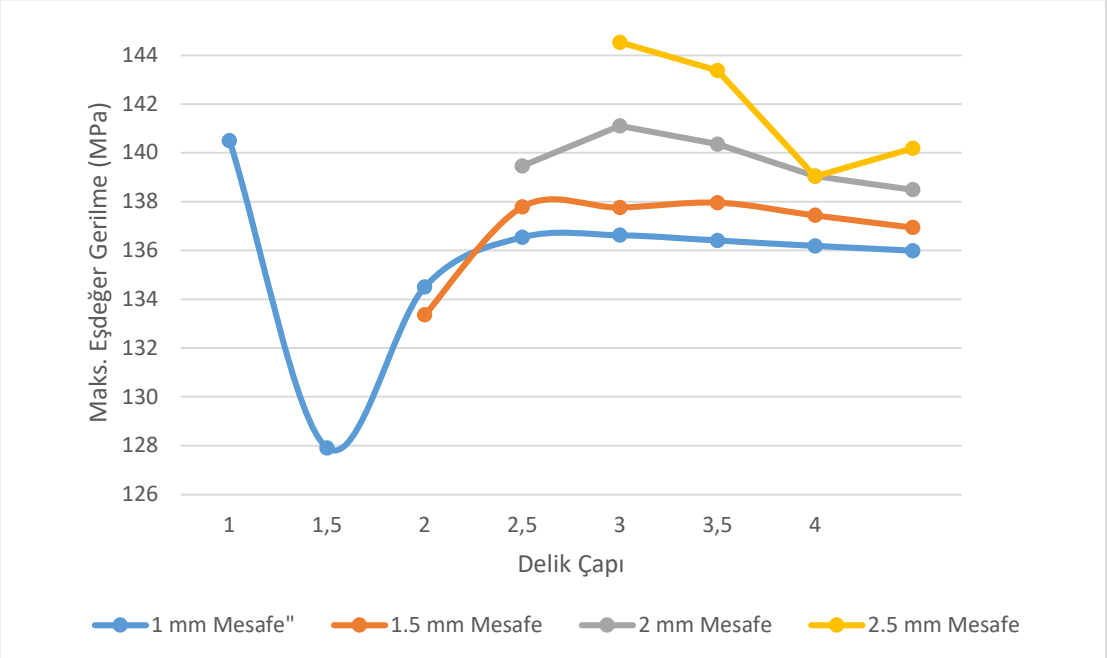
Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2'de ayrıca Şekil 4.1 ve Şekil 4.5'da farklı rim kalınlıklarında delik çapı ve diş dibi dairesine mesafesine göre maksimum gerilmedeki değişimleri gösterilmektedir. Rim kalınlığının artması ile diş dibi dairesindeki maksimum eşdeğer gerilmenin arttığı gözlenmektedir. Her iki rim kalınlığındaki modellerde deliklerin gerilme giderme miktarı çap arttıkça azalmaktadır. Her iki durumda da 1mm delik gerilme giderme etkisi en yüksek olmaktadır. Rim kalınlığı küçük olan modelde maksimum gerilme miktarı delik mesafesi ile doğrusal bir trend ile azaldığı gözlenmiştir. Ancak rim kalınlığı büyük olan modelde elde edilen sonuçların doğrusal ilerlemeyen bir grafik oluşturduğu gözlemlendi.



Şekil 4.4. Rim kalınlığı 20,62 mm olan modelde 1mm çapında gerilme giderme deliği sonrası farklı mesafelerde maksimum eşdeğer gerilmedeki değişimi cinsinden SEA sonuçlarının kontör grafiklerle gösterimi

Çizelge 4.2. Rim kalınlığı 20,62 mm olan modelde delik çapı ve diş dibi dairesine mesafesine göre maksimum gerilmedeki değişimler çizelgesi

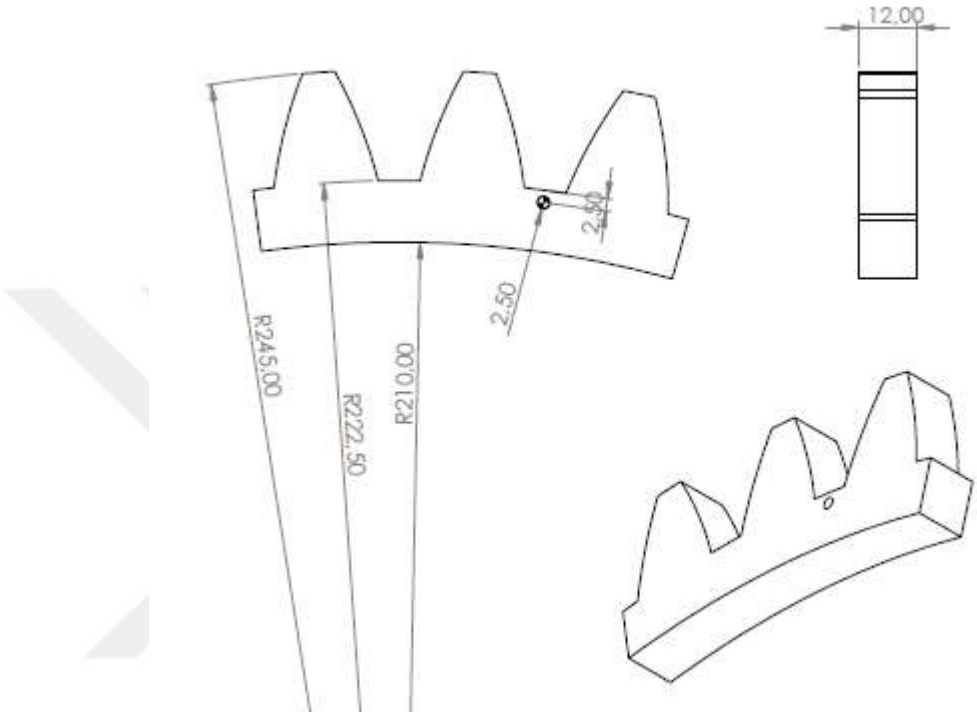
Delik mesafesi	Deliksiz	1mm	1,5mm	2mm	2,5mm	3mm	3,5mm	4mm
Ø1mm Gerilme, MPa	140,5	127,9	134,5	136,5	136,6	136,4	136,2	136,0
Ø1.5mm Gerilme, MPa			133,3	137,8	137,8	137,9	137,4	136,9
Ø2.0mm Gerilme, MPa				139,5	141,1	140,4	139,1	138,5
Ø2.5mm Gerilme, MPa					144,5	143,4	139,1	



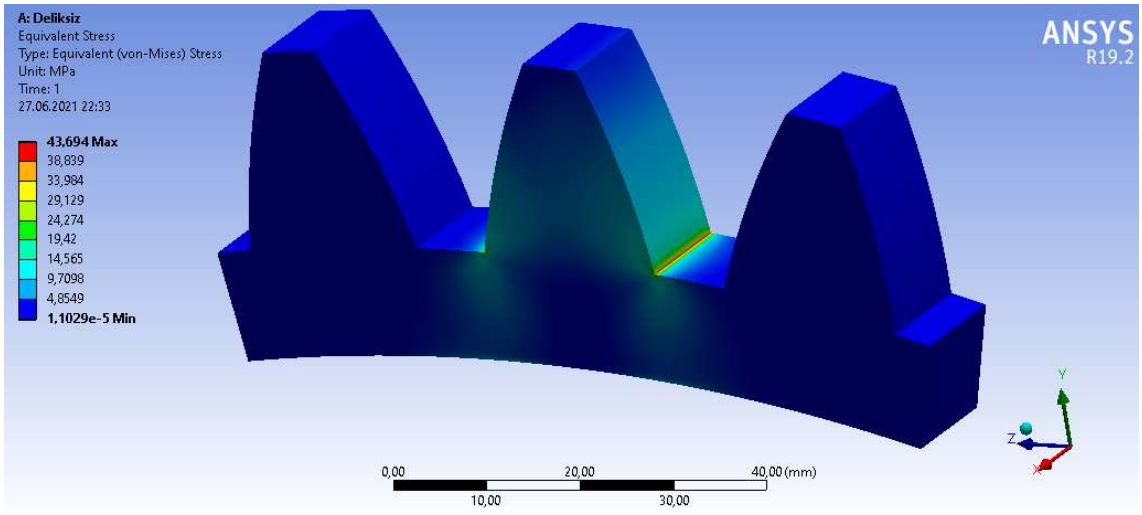
Şekil 4.5. Rim kalınlığı 20,62 mm olan modelde delik çapı ve diş dibi dairesine mesafesine göre maksimum gerilmedeki değişimler

4.3 Dişli Modülünün Etkisi

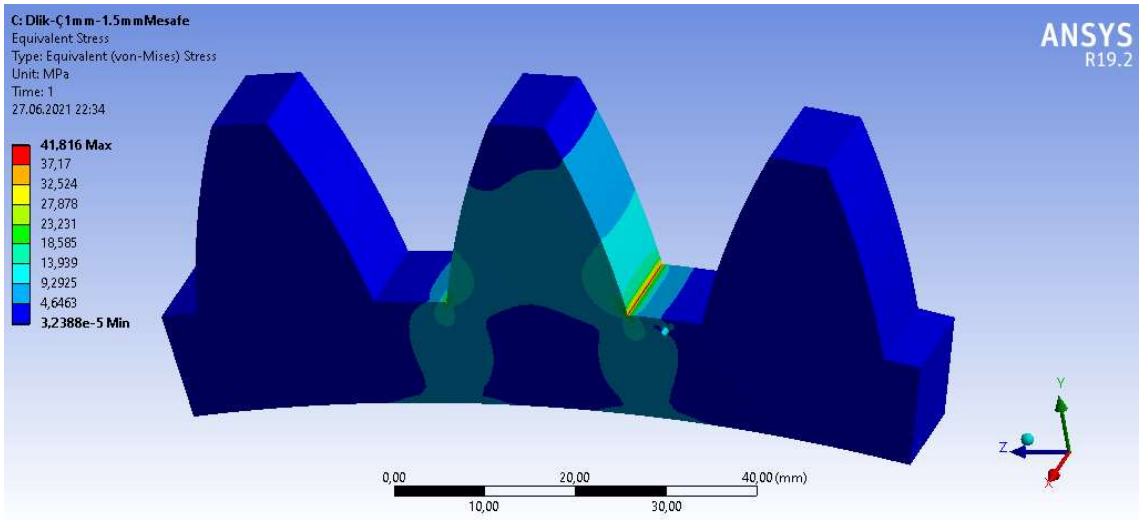
Bu alt bölümde, modülü yüksek, örneğin Şekil 4.6'de görüldüğü gibi, 10 olan bir dişlide gerilme giderme deliğinin etkisi incelenmektedir. Dişli sayısı önceki alt bölümlerdeki modellerde olduğu gibi 47'dir genişliği 12 mm'dir. Ancak diş dibi dairesi gibi boyutsal özellikleri farklıdır. Rim kalınlığı 12,5 mm olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.6. Modül 10 47 diş sayısı olan dişlinin ve gerilme giderme deliği ölçüleri

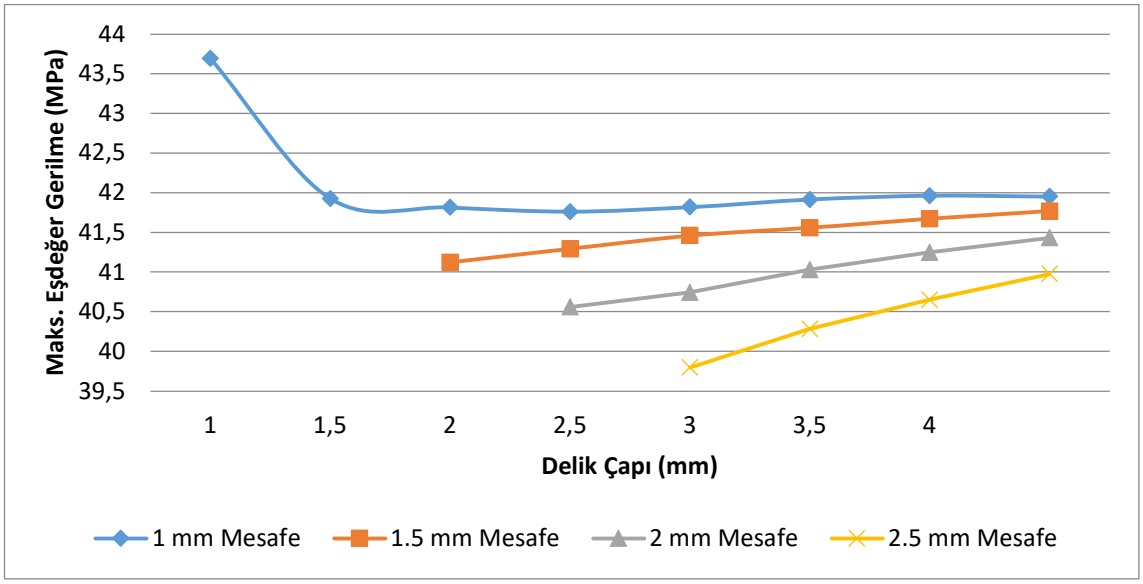


Şekil 4.7. Modül 10 Rim kalınlığı 12,5 mm olan deliksiz modelde maksimum eşdeğer (Von-Mises) gerilme değeri 43,7 MPa



Şekil 4.8. Modül 10 Rim kalınlığı 12.5 mm olan modelde 1mm çapında delik merkezinin diş dibi dairesine 1.5mm mesafede iken maksimum eşdeğer (Von-Mises) gerilme değeri 41,8 MPa

Modül 10 olduğu modelde düşük modüllü modellerden farklı bir trend elde edilmiştir. Şekil 4.9'da görüldüğü üzere gerilme giderme deliğinin diş dibi dairesinden olan mesafesi arttıkça daha önceki alt bölümlerde SEA modelleri ile analizlerin aksine daha düşük gerilme değerleri elde edilmektedir. Önceki alt bölümlerde düşük modüllü modellerle yapılan analizlerde genellikle delik çapı arttıkça önce artan sonra azalan bir trend gözlemlenmiştir. Ancak bu analizde, özellikle 1,5mm ve daha büyük çaplarda çap arttıkça gerilme değeri de arttığı gözlenmektedir.



Şekil 4.9. Modül 10, Rim kalınlığı 12.5 mm olan modelde delik çapı ve diş dibi dairesine mesafesine göre maksimum gerilmedeki değişimler

5 SONUÇ

Yüksek gerilme nedeniyle dişli çarklarda hata ve hasarlar meydana gelmesi yaygın karşılaşılan bir durumdur. Diş dibi çekme gerilmesindeki küçük bir miktarda azalma, dişlinin ömrünün uzamasını sağlamaktadır. Sonlu elemanlar yöntemini kullanarak dişliyi modellemek için atılacak olan ilk adımlar doğru analiz yöntemini belirlemek ve nümerik analizin yapılacağı modeli doğru şekilde oluşturmaktır. Yük altındaki bir dişli çarkta gerilme dağılımını değerlendirmek için doğru bir şekilde temsil edecek şekilde sınırları oluşturmak gerekir. Böylece analiz programında gerçeğe yakın sonuçlar elde edilebilmektedir. Bu tez çalışmasında, düz dişli çarkın 3 diş içeren kesilmiş kısmı ele alınmıştır. Gerilme giderme amacıyla oluşturulmuş deliklerin etkileri farklı dişli geometrilerinde incelenmiştir. Üç dişliye sahip bir sonlu eleman modeli oluşturuldu ve diş dibi dairesi civarında çeşitli çap ve konumlarda delikler açıldı. Analiz sonucunda, belirli konumlardaki gerilme giderme deliklerinin gerilme gidermede faydalı olduğu görülmüştür.

Gerilme giderme deliklerinin maksimum gerilmeye etkileri eşdeğer gerilme dağılım grafikleriyle gösterilmiştir. Farklı çaplarda delikler oluşturmanın ve delikleri diş dibi dairesine farklı mesafelerde konumlandırmanın maksimum gerilmeyi gidermeye etkileri nümerik olarak simülasyon programında hesaplatıldı. Farklı dişli geometrilerinde de benzer parametrik analizler gerçekleştirilmiştir. Örneğin, rim kalınlığının yaklaşık iki kat arttırılması ile maksimum gerilme diş dibinde görülmektedir ve maksimum eşdeğer gerilme miktarı 124.5 MPa'dan 140,5 MPa'a artmıştır. Daha yüksek rim kalınlığındaki modellerde deliklerin gerilme giderme miktarı çap arttıkça azalmaktadır. Her iki durumda da 1mm delik gerilme giderme etkisi en yüksek olmaktadır. Rim kalınlığı küçük olan modelde maksimum gerilme miktarı delik mesafesi ile doğrusal bir grafikle azaldığı gözlenmiştir.

Ayrıca modülü 10 olan bir dişlide gerilme giderme deliğinin etkisi incelenmiştir ve bu analizde düşük modüllü modellerden farklı sonuçlar elde edilmiştir. Düşük modüllü modellerle yapılan analizlerde genellikle delik çapı arttıkça önce artan sonra azalan bir grafik eğrisi gözlemlenmiştir. Ancak bu analizde, özellikle 1,5mm ve daha büyük çaplarda çap arttıkça gerilme değeri de arttığı gözlenmektedir.

Bu çalışmada tercih edilen dişli çark ölçülerinde, dairesel deliğe sahip olan dişli çarklarda, deliksiz olan dişli çarka göre en fazla %9 civarında gerilme düşüşü gözlemlendi.

KAYNAKLAR

Allison, I. M. ve Hearn, E. J. (1980). *A new look at the bending strength of gear teeth. Exp. Mech.,* 20, 7 Haziran 1980, sa.217-225. https://doi.org/10.1007/bf02327704

Andrews, J. D. (1991). *A finite element analysis of bending stresses induced in external and internal involute spur gears.* The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, 26(3), 153–163. https://doi.org/10.1243/03093247V26315

Bommisetty, V. S. N. K. (2012). Finite element analysis of spur gear set v.s.n karthik bommisetty. May 2009.

Cavdar, K., Karpat, F., & Babalik, F. C. (2005). *Computer aided analysis of bending strength of involute spur gears with asymmetric profile*. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 127(3), 477–484. https://doi.org/10.1115/1.1866158

Chang, S. H., Huston, R. L., & Coy, J. J. (1983). *A finite element stress analysis of spur gears including fillet radius and rim thickness effects*. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 105(3), 327–330. https://doi.org/10.1115/1.3267364

Civelek, H. A. (2019). *Dişli Çarklarda Kırılma Davranışlarının Deneysel İncelenmesi*. Uludağ Üniversitesi.

Dippery, R. E. (1990). *A study in stress concentration optimization using boundary element methods.* Journal of Allergy and Clinical Immunology, 130(2), 556. http://dx.doi.org/10.1016/j.jaci.2012.05.050

Doğan, O. ve Yuce, C. ve Karpat, F. (2021). *Effects of rim thickness and drive side pressure angle on gear tooth root stress and fatigue crack propagation life*. Engineering Failure Analysis, 122, 105260. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105260

Fronius, H. S. (1965). *Die Entwicklung Der Zahnrad-Technik. Springer-Verlag*. https://doi.org/doi.org/10.1007/978-3-642-92906-9_1

Günay, D. ve Özer, H. ve R, A. A. (1997). *Düz dişlilerde rim kalınlığının diş kökü gerilmeleri üzerindeki etikisi.* Mühendislik Bilimleri Dergisi, 3(1), 299–304.

Hublot, A. (2016). *The Antikythera-Mechanism Research Project*. http://www.antikythera-mechanism.gr/project/overview

İkra, D. (2021). *Düz Dişli İmalatı*. http://www.ikradisli.com.tr/duz-disli-imalat

İşler, H. (2018). *Makine Elemanları Ders Notları*.

Kahraman, A. ve Özgüven, N. ve Houser, D. R. ve Zakrajsek, J. J. (1992). *Dynamic analysis of geared rotors by finite elements.* Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 114(3), 507–514. https://doi.org/10.1115/1.2926579

Kapelevich, A. L. ve Shekhtman, Y. V. (2003). *Direct gear design: Bending stress minimization.* Gear Technology, 20(5), 44–47.

Kapelevich, A. ve Shekhtman, Y. (2008). *Tooth fillet profile optimization for gears with symmetric and asymmetric teeth.* American Gear Manufacturers Association - American Gear Manufacturers Association Fall Technical Meeting 2008 Kas., 73–83.

Karpat, F. ve Ekwaro-Osire, S. (2008). *Influence of tip relief modification on the wear of spur gears with asymmetric teeth*. Tribology Transactions, 51(5), 581–588. https://doi.org/10.1080/10402000802011703

Karpat, F. ve Ekwaro-Osire, S. ve Cavdar, K. ve Babalik, F. C. (2008). *Dynamic analysis of involute spur gears with asymmetric teeth.* International Journal of Mechanical Sciences, 50(12), 1598–1610. https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2008.10.004

Kleiss, R. E. ve Kapelevich, A. L. ve Kleiss, J. N. J. (2001). *New opportunities with molded gears*. AGMA Fall Technical Meeting, Detroit, 3–5.

Lin, H. H., Oswald, F. B. ve Townsend, D. P. (1989). *Dynamic loading of spur gears with linear or parabolic tooth profile modifications*. Mech. Mach. Theory, 29(8), 1115–1129.

Litvin, F. L. ve Lian, Q. ve Kapelevich, A. L. (2000). *Asymmetric modified spur gear drives: Reduction of noise, localization of contact, simulation of meshing and stress analysis.* Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 188(1), 363–390. https://doi.org/10.1016/S0045-7825(99)00161-9

Özgüven, N. ve Houser, D. R. (1988). *Mathematical models used in gear dynamics a review.* Journal of Sound and Vibration, 121(3), 383–411. https://doi.org/10.1016/S0022-460X(88)80365-1

Osman, T. ve Velex, P. (2012). *A model for the simulation of the interactions between dynamic tooth loads and contact fatigue in spur gears*. Tribology International, 46(1), 84–96. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2011.03.024

Parey, A. ve Tandon, N. (2003). *Spur Gear Dynamic Models Including Defects: A Review.* The Shock and Vibration Digest, 35., 465–478. https://doi.org/10.1177/05831024030356002

Silori, P. ve Shaikh, A. ve Nithin Kumar, K. C. ve Tandon, T. (2015). *Finite Element Analysis of Traction Gear Using ANSYS*. Materials Today: Proceedings, 2(4–5), 2236–2245. https://doi.org/10.1016/j.matpr.2015.07.243

Srinivasulu, B. (1992). *Spur Gears A New Approach to Tooth Design*. American Gear Manufacturers Association

Van Thoan, P. ve Wen, G. ve Yin, H. ve Ld, H. ve Sy Nguyen, V. (2015). *Optimization design for spur gear with stress-relieving holes.* International Journal of Computational Methods, 12(2), 1–11. https://doi.org/10.1142/S0219876215500061

Wei, Z. (2004). *Stresses and Deformations in Involute Spur Gears By Finite Element Method*. In MSc Thesis.

Yeşilyurt, I. ve Gu, F. ve Ball, A. D. (2003). *Gear tooth stiffness reduction measurement using modal analysis and its use in wear fault severity assessment of spur gears*. NDT and E International, 36(5), 357–372. https://doi.org/10.1016/S0963-8695(03)00011-2

Yıldız, A. R. (2015). *Makine Elemanları 2 Ders Notları Dişli çarklar* (sa. 1–30).

Yılmaz, T. G. ve Doğan, O. ve Karpat, F. (2020). *A numerical investigation on the hybrid spur gears: Stress and dynamic analysis.* Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1–16. https://doi.org/10.1177/0954406220982007