



ISSN:1306-3111

e-Journal of New World Sciences Academy  
2011, Volume: 6, Number: 1, Article Number: 1A0121

**ENGINEERING SCIENCES**

Received: October 2010

Accepted: January 2011

Series : 1A

ISSN : 1308-7231

© 2010 www.newwsa.com

**Murat Yavuz Solmaz**

**Tolga Topkaya**

**Hadim Adim**

Firat University

Batman University

mysolmaz@firat.edu.tr

tolga.topkaya@batman.edu.tr

Elazig-Turkey

**HELİS DİŞLİ ÇARKLARDA FARKLI DİŞ TABAN GEOMETRİSİNİN DİŞLİ ÇARK AĞIRLIĞINA  
VE GERİLME ANALİZİNE ETKİSİ**

**ÖZET**

Bu çalışmanın amacı, enerji ve malzeme tasarrufu sağlamak amacıyla güç ve hareket iletiminde sıklıkla kullanılan helis dişli çarkların ağırlıklarını azaltmaktır. Bu amaçla dişli çarkların normal çalışma şartları içerisinde gerilmeye en az maruz kalan yüzeyleri 7 farklı geometride delinerek boşaltılmıştır. Modeller SolidWorks 2010 programı kullanılarak modellenmiş ve daha sonra oluşturulan katı modeller ANSYS Workbench 12.0 sonlu elemanlar paket programına aktarılarak gerilme analizleri gerçekleştirilmiştir. Tüm analizlerde dişli çark malzemesi olarak AISI 1045 çeliği seçilmiştir. Gerçekleştirilen çalışma neticesinde elde edilen sonuçlar birbiriyle karşılaştırmalı olarak verilmiş ve en uygun tasarımın malzemeden %27 kazanım sağlayan 7 mm çapında 6 adet dairesel delik açılan model olduğu tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Gerilme Analizi, Helis Dişli Çark, Solidworks, Modelleme, ANSYS

**EFFECT OF THE DIFFERENT GEAR BASE GEOMETRIES OF HELICAL GEARS ON THE WEIGHT  
OF GEAR AND STRESS ANALYSIS**

**ABSTRACT**

The aim of this study is to decrease weight of helical gears used frequently in power and motion transmission in order to provide energy and material saving. For this purpose, gear surfaces, where the stresses at minimal level are acted under normal working conditions, were removed for seven different geometries. The specimens modeled in SolidWorks 2010 package program were exported ANSYS Workbench 12.0 finite elements package program then stress analysis was accomplished. Throughout the whole analysis, steel AISI 1045 as a gear material was chosen. At the end, results obtained from performed study were presented in comparisons each other and the most appropriate design that provides 27 percent material saving was specified as a model 7 mm in diameter and has 6 circular holes drilled.

**Keywords:** Stress Analysis, Helical Gear, Solidworks, Modeling, ANSYS

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Mekanik gücün naklinde mühendislik ve maliyet avantajlarını bir arada sunan dişli çarklar, saat mekanizmaları gibi hassas cihazlardan, otomobil ve uçak-uzay teknolojisine kadar geniş bir alanda kullanılmaktadır. Son yıllarda mühendislik teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak yüksek hızlarda çalışan ve daha fazla yük taşıyan dişli çarklara ihtiyaç artmaktadır.

Karpat ve arkadaşları, bilgisayar yardımıyla düz, helisel, konik ve sonsuz vida dişli mekanizmalarının boyutlandırılması ve analizi üzerine bir çalışma yapmıştır [1]. Wilcox ve Coleman, bu konuda öncü olan çalışmalarında, sonlu eleman metodunu (SEM) diş dibi gerilmelerini analiz etmek için dişli çarka uygulamışlardır. Gerçekleştirdikleri analiz neticesinde simetrik ve simetrik olmayan diş profilleri için diş dibi gerilmeleri hesaplamışlardır [2]. Fetvacı ve İmrak, diş dibi gerilmelerinin analizi için düz dişli çarkların sonlu elemanlar ile modellenmesi üzerine çalışmış ve kavramalardaki dişli çiftinde diş dibi gerilmelerinin incelenmesine imkan sağlayan dişli çarkın sonlu eleman modelini elde etmiş ve literatürdeki modellerle karşılaştırmışlardır [3]. Chen ve Tsay helisel dişli çarklarda temas noktası gerilmesi ve burulma gerilmesini sonlu elemanlar metoduyla araştırmışlardır [4]. Kramberger ve arkadaşları, yaptıkları araştırmada dişlilerde eğilme yorulmasını analiz eden bir sayısal model geliştirmişlerdir. Çalışmalarında diş dibinde eğilme yorulması neticesinde çatlak oluşumu ve ilerlemesi sayısal olarak modellenmiş ve buna bağlı olarak da 42CrMo4'den üretilmiş ve sertleştirilmiş bir düz dişlinin gerçek çalışma ömrü ile sonlu eleman analizlerinden tayin edilen çalışma ömrünü karşılaştırmışlardır [5]. Tevrüz, dişli çarklarda yenme hesabı üzerine bir çalışma yapmış ve çalışmasında Niemann'ın, Niemann ve Lechner'in ve Lechner'in basınca dayalı yöntemleri ile Blok'un, Niemann ve Seitzinger'in, Winter ve Michaelis'in ve Niemann ve Winter'in sıcaklığa bağlı yöntemlerini inceleyerek karşılaştırmalı olarak analiz etmiştir [6]. Aslantaş, Taşgetiren ve Yalçın, düz dişlide yorulma şekli ve dişli ömrünün tahmin edilmesi üzerine gerçekleştirdikleri çalışmalarında östemperleme işlemi uygulanarak üretilmiş bir dişli çarktaki yorulma aşınması oluşumunu önce deneysel olarak incelemişler ve daha sonra lineer elastik kırılma mekaniği ve sonlu elemanlar metodunu içeren bir sayısal çözümle karşılaştırmışlardır. Çalışma neticesinde yorulma aşınması süresinin östemperleme sıcaklığının azalması ile arttığı gözlenmiş ve sayısal çözümün bununla tutarlılık gösterdiği saptanmıştır [7]. Ch Rama Mohana Rao ve G Muthuveerappan helisel dişli çarklarda üç boyutlu sonlu elemanlar modellemesi ve gerilme analizi üzerine bir çalışma yapmış ve helisel dişlilerde temas çizgisinin farklı pozisyonları için yükleme dağılımı ve gerilme analizlerini gerçekleştirerek diş boyunca farklı noktalarda oluşan maksimum diş dibi gerilmelerini literatürdeki diğer deneysel sonuçlarla karşılaştırılmışlardır [8]. Anders Flodin ve Sören Andersson helisel dişlilerde hafif aşınma simülasyonu üzerine çalışmıştır. Araştırmacılar sonlu elemanlar metoduyla meshledikleri modelin her elemanında oluşan basınç dağılımını bilinen Hertz teorisile hesaplamıştır. Yüzeylerdeki basınç dağılımı ve hız hesaplandıktan sonra değiştirilmiş olan Archard aşınma eşitliğini dişlerdeki aşınma derinliğini hesaplamakta kullanmışlardır [9]. He Zhang, Lin Hua ve Zinghui Han değiştirilmiş helisel balık sırtı dişlilerde bilgisayar destekli tasarım ve mesh simülasyonu geliştirmişlerdir. Araştırmacılar helis dişlilerde diş dibi gerilmesini azaltmak amacıyla farklı diş profilleri geliştirmiş ve oluşturdukları modelin diş dibi gerilmesiyle çevresel şekil değişimini incelemiştir. Sonuç olarak geliştirdikleri metodun iletim hatalarını engellediğini, maksimum temas noktası gerilmesini düşürdüğünü, diş dibi

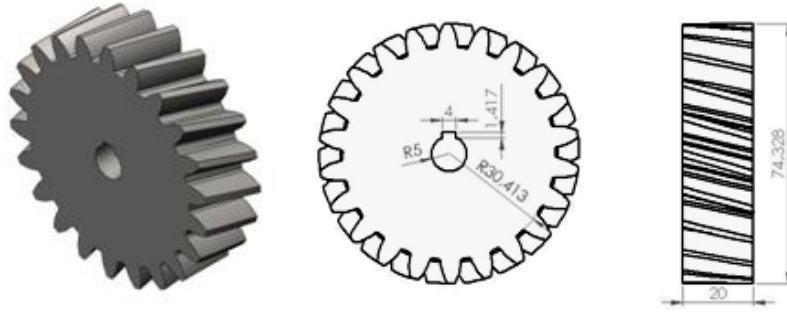
gerilmesini azalttığını ve çevresel şekil değişiminin azaldığını görmüşlerdir [10].

## 2. ÇALIŞMANIN ÖNEMİ (RESEARCH SIGNIFICANCE)

Gerçekleştirilen çalışmada, dişli çarklarda gerilmenin en az olduğu bölgelerden malzeme boşaltarak hem malzeme tasarrufu sağlamak hem de dişli çarkın ağırlığından dolayı mil ve yataklarda meydana gelebilecek deformasyonların azaltılması hedeflenmiştir. İlave olarak maksimum gerilmelerin olduğu diş dibi ve temas noktalarının kesitinin arttırılmasına imkan vererek dişli çarkın mukavemetini arttırılması amaçlanmıştır.

## 3. MATERYAL VE METOT (MATERIAL AND METHOD)

Bu çalışmada tasarımı yapılacak olan helis dişli çarkın seçilen tasarım parametreleri ve detay resimleri Şekil 1 ve Tablo 1'de verilmiştir. Dişli çark tasarımı SolidWorks 2010 programı tasarım kitabı yardımıyla gerçekleştirilmiştir.



Şekil 1. Çalışmada kullanılan helis dişli çark geometrisi ve ölçüleri  
(Figure 1. Helical gear geometry and dimensions used in the study)

Tablo 1. Helis dişli çarkın geometrik değerleri  
(Table 1. Dimensions of the helical gear)

Diş başı çapı	7,4328 cm
Diş dibi çapı	6,0826 cm
Genişlik	2,0 cm
Modül	3mm
Diş sayısı	22
Helis açısı	15°

Çalışmamızda oluşturulan helis dişli çark modelleri SolidWorks çizim ve katı modelleme programı yardımıyla tasarım kütüphanesi kullanılarak oluşturulmuş ve oluşturulan modeller Ansys Workbench programına import edilerek gerilme analizleri Ansys Workbench programının Static Structural modunda gerçekleştirilmiştir.

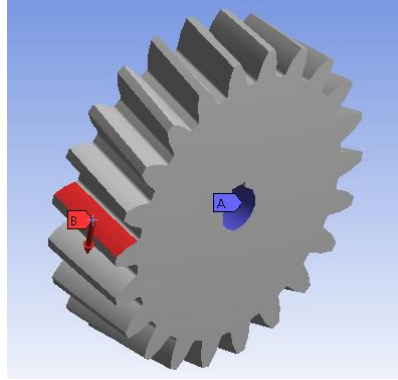
Tablo 2'de, dişli çark malzemesi olarak seçilen AISI 1045 çeliğinin mekanik özellikleri verilmiştir.

Tablo 2. Dişli çarkın mekanik özellikleri  
(Table 2. Mechanical properties of the helical gear)

Elastisite Modülü (E)	$2.05 \times 10^{11}$ (N/m <sup>2</sup> )
Poisson Oranı ( $\nu$ )	0.29
Gerilme Mukavemeti ( $\sigma$ )	$6.25 \times 10^8$ (N/m <sup>2</sup> )
Akma Mukavemeti ( $\sigma_A$ )	$5.3 \times 10^8$ (N/m <sup>2</sup> )

Şekil 2'de gerilme analizi aşamasında kullanılan sınır şartları ve yüklem durumu gösterilmiştir. Dişli mil yuvası sabit kabul edilmiş ve


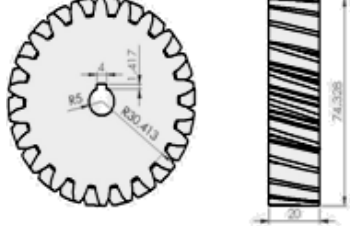

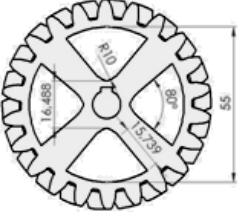

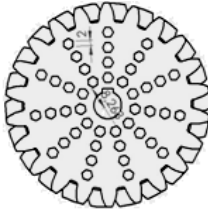
dişlinin yalnızca bir dişine 25, 500, 1000, 1500 N'luk yükler etkidiği kabul edilmiştir.


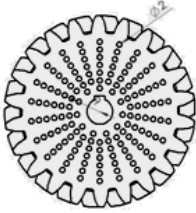

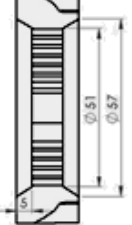

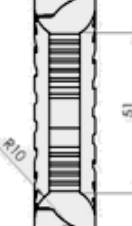

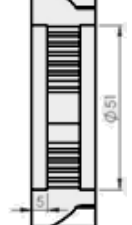

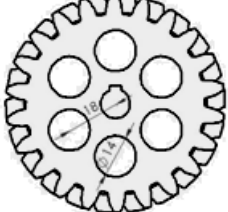


Şekil 2. Sınır şartları ve yükleme durumu  
(Figure 2. Boundary conditions and type of loading)

Dişli çarklarda meydana gelen hasarın temel nedeni genişlik faktörüdür. Dişli çarkın genişliğini arttırılması ağırlığının artmasına sebep olmakta ve buda mil ve yatak gibi diğer aksamlara zarar verebilmektedir. Bundan dolayı genişlik arttırılırken aynı zamanda gerilmeye daha az maruz olan yüzeylerden mümkün olduğu kadar malzeme boşaltarak ağırlık faktörünün olumsuz etkileri ortadan kaldırılmalıdır. Bundan dolayı çalışmamızda orijinal model ile birlikte toplam 8 farklı helis dişli modeli oluşturulmuştur. Tablo 3 Hde oluşturulan bu modellerin izometrik resimleri, ölçüleri ve ağırlıkları verilmiştir. Maksimum ağırlığa sahip model 0,55 kg ile işlem görmemiş orijinal model iken minimum ağırlığa sahip model 0.33 kg ile 5 nolu modeldir.

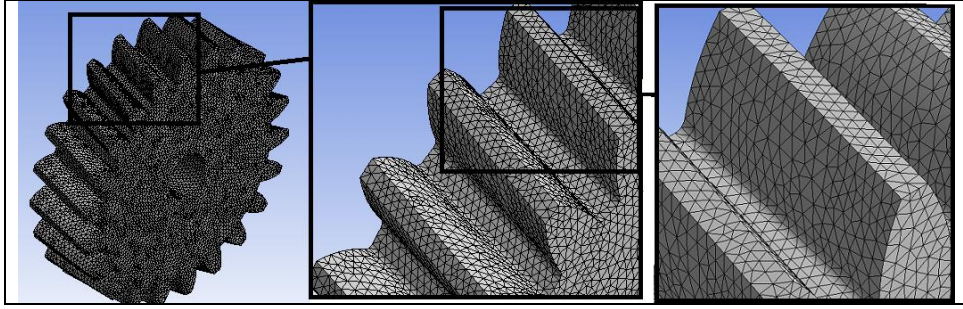
Tablo 3. Helis dişli modelleri ve ağırlıkları  
(Table 3. Helical gear models and weights)

İzometrik Görünüş	Detaylar	Ağırlık
 İşlemsiz model		0,550829 kg.
 1. model		0,345495 kg.
 2. Model		0,479039 kg.

 3. Model		0,480297 kg.
 4. Model		0,347571 kg.
 5. Model		0,336038 kg.
 6. Model		0,367149 kg.
 7. Model		0,405819 kg.

Tablo 3 de verilen her bir model sonlu elemanlara bölünmüş ve Şekil 2'deki sınır şartları ve yükleme durumuna göre analiz edilmiştir. Şekil 3'de modellerin mesh yapısı verilmiştir. Analizlerde eleman tipi olarak tetrahedrons (üçgen dört yüzlü) kullanılmıştır. Böylece geometriler daha fazla düğüm ve elemana bölünerek gerçekleştirilen analizin daha hassas olması amaçlanmıştır. Tetrahedrons mesh elemanlarının minimum kenar boyu 1 mm olarak seçilmiştir.

Analizi gerçekleştirilen modellerin düğüm ve eleman sayıları Tablo 4'de verilmiştir. Tablo 4'den de görüleceği üzere düğüm ve eleman sayısı en yüksek model işlem yapılmamış orijinal modeldir.



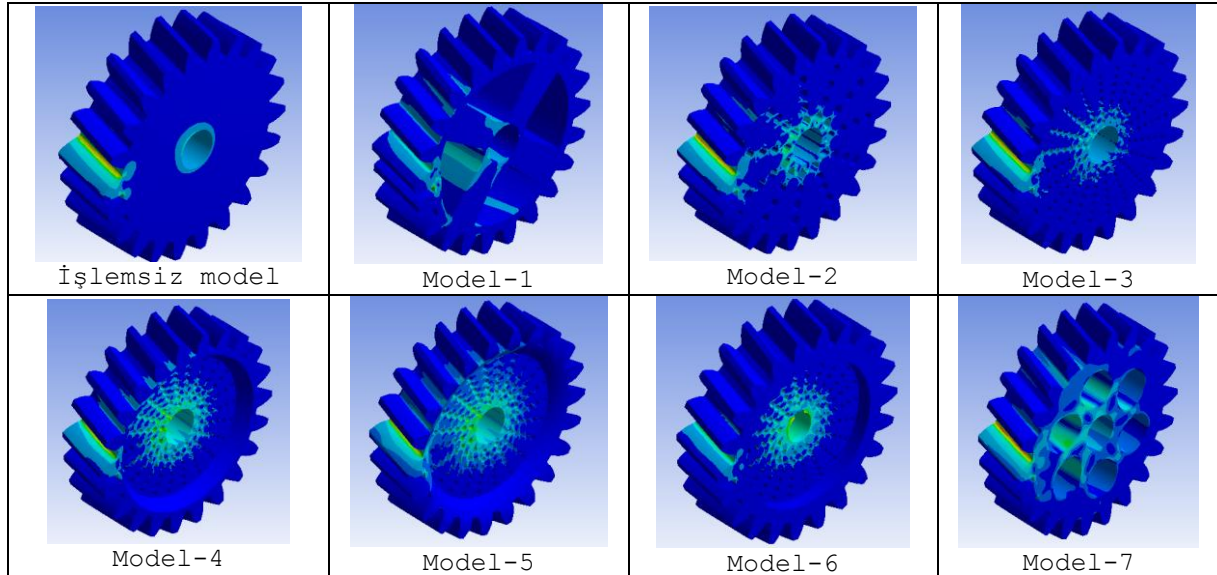
Şekil 3. Helis dişli çarkın mesh yapısı  
(Figure 3. Mesh structure of the helical gear)

Tablo 4. Oluşturulan modellerin düğüm ve eleman sayıları  
(Table 4. Number of the nodes and elements of the created models)

Model	Düğüm sayısı	Eleman sayısı
İşlemsiz Model	858887	614323
1	565901	389279
2	596289	405340
3	577140	390765
4	631183	430615
5	827949	563963
6	652480	453645
7	769601	533968

#### 4. BULGULAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

Ansys Workbench paket programı kullanılarak gerçekleştirilen analizler neticesinde 8 model için elde edilen gerilme dağılımları Şekil 4'de verilmiştir. İşlem görmemiş modelde gerilmeler kuvvete maruz kalan dişte ve mesnet bölgesinde meydana gelirken malzeme boşaltılmış diğer 7 modelde de gerilmeler kuvvet uygulanan diştten daha iç bölgelere doğru transfer olmuştur.



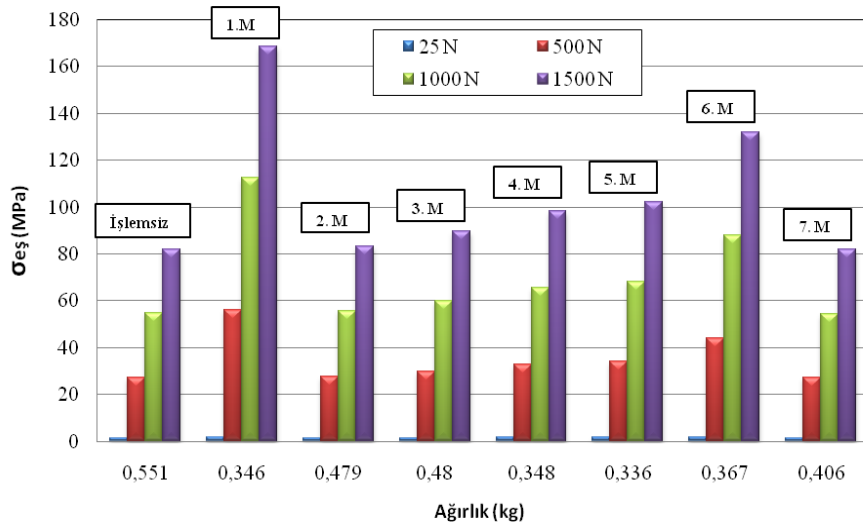
Şekil 4. Helis dişli çark modellerinde oluşan Von-Misess gerilme dağılımları  
(Figure 4. Von-Mises stress distributions generated on the helical gear models)

Çalışmada analizi gerçekleştirilen her model için yük artışına bağlı olarak meydana gelen maksimum Von-Mises gerilme değerleri Tablo 5'de verilmiş ve Şekil'5 de gösterilmiştir.

Tablo 5. Dişli Çark modellerine göre kuvvet/gerilme değişimleri  
(Table 5. The variations of the load/stres for the helical gear models)

Model No	Ağırlık (kg)	Uygulanan Yük Değerlerine Karşılık Oluşan Gerilmeler (MPa)			
		25 (N)	500 (N)	1000 (N)	1500 (N)
İşlemsiz model	0,550829	1,4121	27,352	54,703	82,055
1	0,345495	1,883	56,182	112,36	168,54
2	0,479039	1,3624	27,759	55,518	83,277
3	0,480297	1,3254	29,944	59,889	89,833
4	0,347571	1,7714	32,834	65,669	98,503
5	0,336038	1,7043	34,085	68,17	102,26
6	0,367149	1,6051	44,029	88,058	132,09
7	0,405819	1,443	27,252	54,504	81,755

Her bir model için yük arttırıldıkça doğal olarak Von-Mises gerilme değerleri de artmıştır. Örneğin işlem yapılmamış model için 25 N da yaklaşık olarak 1.41MPa'lık bir gerilme oluşurken yük 1500 N a çıkarıldığında gerilme değeri 168.54 MPa a yükselmiştir. Malzeme boşaltılarak yapılan çalışma dikkate alındığında 2. Model dışında kalan modellerde meydana gelen gerilme değerlerinin özellikle düşük yükleme değerlerinde hemen hemen işlem görmeyen modeldeki gerilme sonuçları ile aynı olduğu tespit edilmiştir. İşlem görmemiş modele en yakın gerilme değerleri 7 nolu modelde meydana gelirken 0.55 kg'lık dişli çark ağırlığı % 27.27 azalarak 0.40 kg düşmüştür.



Şekil 5. Helis dişli çark modellerinde oluşan Von-Mises gerilme dağılımları  
(Figure 5. Von-Mises stress distributions of the helical gear models)

## 5. SONUÇLAR (CONCLUSION)

Bu çalışmada farklı geometri ve ağırlıklara sahip 8 dişli çark modeli için sonlu elemanlar paket programı Ansys Workbench kullanılarak gerilme analizi gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

İşlem görmemiş modelde gerilmelerin maksimum değerleri yük uygulanan dış dibinde ve mesnetlenmiş bölgelerde meydana gelmiştir.

Oluşturulan modeller arasında minimum ağırlığa 2 mm çapında delikler açılmış olan 5. model de ulaşılmıştır. Fakat gerçekleştirilen analiz neticesinde bu modelde meydana gelen maksimum gerilme değerleri (82.055MPa) özellikle 1500 N için işlem görmemiş numuneye göre oldukça yüksek (102.26 MPa) olarak ortaya çıkmıştır.

Gerilme değerleri dikkate alındığında en az gerilmenin 14 mm çapında 6 delik açılmış modelde (7. model) olduğu görülmüştür. 7. modelin ağırlığı da işlem yapılmamış modele göre yaklaşık %27 daha düşüktür. Bu modelin üretim kolaylığı da göz önüne alındığında en uygun tasarımın 7. model olduğu görülmüştür.

Deneysel çalışmalar ile karşılaştırıldığında çalışmanın sayısal olarak bilgisayar ortamında gerçekleştirilmesi, tasarımcılara ve üreticilere zaman ve maliyet açısından oldukça avantaj sağlayacaktır.

#### **NOT (NOTICE)**

Bu çalışma, 14-16 Ekim 2010 tarihinde Dicle Üniversitesinde tamamlanan Bilimde Modern Yöntemler Sempozyumunda (BUMAT 2010) sözlü sunumu yapılmış ve NWSA yazım esaslarına göre yeniden düzenlenmiştir.

#### **KAYNAKLAR (REFERENCES)**

1. Akkurt, M., (1997). Makine Elemanları Cilt II. Birsen Yayın Evi. İstanbul.
2. Akkurt, M. ve Tevrüz, T., (1988). Dişli Çarklarda Yenme Olayının Deneysel İncelenmesi. 3. Ulusal Makina Tasarım ve İmalat Kongresi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi 165-174.
3. Flodin, A. and Andersson, S., (2000). Simulation of mild wear in helical gears. Wear 241, 123-128.
4. Ch. Rama Mohana Rao and Muthuveerappan, G., (1993). Finite element modelling and stress analysis of helical gear teeth. Computers & Structures 49, Issue 6.
5. Karpat, F., Çavdar, K. ve Babalık, F.C., (2002). Bilgisayar yardımıyla düz, helisel, konik ve sonsuz vida dişli mekanizmalarının boyutlandırılması ve analizi. Mühendis ve Makina 43, 510.
6. Zhang, H., Hua, L., and Han, Z., (2010). Computerized design and simulation of meshing of modified double circular-arc helical gears by tooth end relief with helix. Mechanism and Machine Theory 45, 46-64.
7. Aslantaş, K., Taşgetiren, S. ve Yalçın, Y., (2004). Austempering retards pitting failure in ductile iron spur gears. Engineering Failure Analysis 11 935-941.
8. Kramberger, J., Sraml, M., Glodez, S., Flaker, J., and Potrc, I., (2004). Computational model for the analysis of bending fatigue in gears. Computers and Structures 82, 2261-2269.
9. Fetvacı, M.C., ve İmrak, C.E., (2004). Dişdibi gerilmelerinin analizi için düz dişli çarkların sonlu eleman modellenmesi. Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der. 19(2), 199-203.
10. Wilcox, L. and Coleman, W., (1973). Application of Finite Elements to the Analysis of Gear Tooth Stresses. ASME J. of Eng. for Ind. 95, 1139-1148.
11. Chen, Y.C. and Tsay, C.B., (2002). Stress analysis of a helical gear set with localized bearing contact. Finite Elements in Analysis and Design 38, 707-723.