



ISSN:1306-3111
e-Journal of New World Sciences Academy
2009, Volume: 4, Number: 4, Article Number: 1A0045

ENGINEERING SCIENCES

Received: January 2009
Accepted: September 2009
Series : 1A
ISSN : 1308-7231
© 2009 www.newwsa.com

Metin Zeyveli
Karabuk University
mzeyveli@karabuk.edu.tr
Karabuk-Turkey

KONİK DİŞLİ HIZ KUTUSUNUN GENETİK ALGORİTMA İLE TASARIMI

ÖZET

Dişli çarklar endüstrinin her alanında güç ve hareket iletiminde kullanılan makine elemanlarıdır. Bu çalışmada Genetik Algoritma (GA) kullanılarak, iki farklı tip konik dişli çark mekanizmalı hız kutusunun minimum malzeme hacmi (MMH) amaç fonksiyonu şartı için tasarım gerçekleştirilmiştir. Bu amaç fonksiyonunda kullanılan değişkenler; modül, diş sayısı, diş genişliği, olarak belirlenmiş ve GA da kromozomlar olarak kodlanmıştır. Sınırlama fonksiyonları olarak eğilme, aşınma ve burulma mukavemetleri dikkate alınmıştır. Belirlenen farklı genetik operatör değerleri ile algoritma denenmiştir. Minimum malzeme hacmi koşuluna göre GA performans eğrileri oluşturulmuştur. Konik dişli çark hız kutularının MMH için en uygun çözümleri bulunmuştur. Bu sonuçlar analitik yaklaşımlı çözümler ile karşılaştırılmış ve GA ile %17,05 ve %18,35 daha düşük malzeme hacminde tasarım elde edildiği görülmüştür. Ayrıca sonuçlar GA'nın, doğrusal olmayan değişkenlere bağlı mekanik problemlerin çözümünde etkili bir şekilde kullanılabileceğini göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: Genetik Algoritma, Mekanik Tasarım,
Makine Elemanları, Konik Dişli Çark Tasarımı,
Hız Kutusu

DESIGN OF BEVEL GEARBOX WITH GENETIC ALGORITHMS

ABSTRACT

Gears are machine elements used in all branches of the industry to transmit power and movement. In this study, the minimum material volumes (MMV) of two different bevel gearboxes were determined based on the objective function by applying Genetic Algorithms (GA). Module, number of gear teeth and face width were determined as the variables in minimum material objective function and coded as chromosomes in the GA. Bending, wear and face width strengths were taken into account in design as constraint functions. The algorithm was checked with the determined various genetic operator values. For minimum material volume condition, the GA performance curves were constructed. The optimum solutions were found for minimum material volume of bevel gearboxes. These results were compared to those of analytical solutions and 17-18% reduction in material volume was achieved. In addition, the results showed that the GA can be used effectively in non-linear variables based problems.

Keywords: Genetic Algorithm, Mechanical Design,
Machine Elements, Bevel Gear Design, Gearbox



1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Mühendislik tasarımlarının eniyilemesinde kullanılan hedef fonksiyonların doğrusal olmaması ve birden fazla değişkenleri içermesi, tasarımın yapılmasında güçlükler oluşturmaktadır. Hız kutularındaki dişli çark tasarımı da doğrusal olmayan tasarım işlemi olduğundan, ilgili değişkenlerin çok hedefli ve sınır şartlara bağlı olarak çözümlerinin yapılmasını güçleştirmektedir. Mekanik tasarım problemi olan dişli çarkların tasarımı, kullanım yerlerine göre farklı tasarımlar gerektirebilmektedir. Dişli tasarımında dikkate alınacak tasarım hedeflerinden biri de minimum malzeme hacmine göre yapılan tasarımdır.

Dişli çarklar pek çok endüstriyel uygulamalarda, özellikle mekanik sistemlerde kullanılan makine elemanlarıdır. Konik dişli çarklar, eksenleri kesişen miller arasında güç ve hareket iletmede kullanılan dişli tipleridir. Dişli tasarımının geleneksel yöntemlerle çözümü karmaşık ve bir o kadar da güç bir işlemdir.

Geleneksel tasarım işlemi modül, diş sayısı vb. değişkenlerin seçilmesi ve bu değerlere göre mukavemet değerlerinin sağlanmasının kontrolü şeklinde seçimler ile sürdürülen bir tasarım akışı ile yapılmaktadır. Bu işlemde bazı değişkenlerin aldığı değerler süreklilik oluştururken, diğer değişkenlerin değerleri ise ayrık (farklı) değerler ile gerçekleşmektedir. Bu ise problemin belirli bir amaca yönelik olarak tanımlanması, modellenmesi ve çözümünün elde edilmesini zorlaştırmaktadır. Bu yöntemler tasarımda optimum değerleri bulurken belirli bir noktaya takılıp kalmakta, genel optimumdan çok yerel optimuma ulaşmaktadır. Bu durumdan dolayı geleneksel yöntemler ile dişli tasarımında belirli bir amaç için tasarım yapılması güçtür.

Teknolojik gelişmelerle birlikte gelişen bilgisayar ve yazılım teknolojisindeki gelişmeler sonucunda dişli çarkların tasarımında da gelişmeler olmuştur. Dişli tasarımının formülasyonu ve modellenmesi ile ilgili çalışmalar bu alanda yapılan ilk modelleme çalışmalarını oluşturmaktadır [1, 2, 3 ve 4]. Tasarım işleminde bilgisayarların kullanımının artması neticesinde bilgi tabanlı, ara yüzlü bilgisayar programlama dillerinin kullanıldığı çalışmalarda geniş bir alanı kapsamaktadır [5, 6, 7, 8, 9 ve 10]. Dişli tasarımının minimum ağırlık, minimum modül, minimum dişli çapı gibi belirli bir amaca yönelik olarak tasarlanması için yapılan, farklı optimizasyon metodlarının tek başına veya birlikte kullanıldığı hibrid sistemleri içeren ve GA ile optimizasyonunu içeren çalışmalara da literatürde rastlanmaktadır [11, 12, 13, 14, 15, 16 ve 17] .

2. ÇALIŞMANIN ÖNEMİ (RESEARCH SIGNIFICANCE)

Bu çalışmada, çok amaçlı tasarım ve optimizasyon problemlerinden olan konik dişli çarkların GA ile modellenmesi ve optimizasyonu yapılmıştır. Dişli çark parametreleri GA'ya uygun olarak kodlanmış ve çözüm işleminde kullanılmıştır. Konik dişli mekanizması, konik-düz ve konik-helis olarak iki tipde tasarlanmış ve MMH amaç fonksiyonu için çözülmüştür. GA ile çözümden elde edilen sonuçlar geleneksel analitik çözüm metodu sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlara göre GA ile elde edilen sonuçların analitik metot çözümden elde edilen sonuçlardan daha iyi olduğu görülmüştür.

3. GENETİK ALGORİTMALAR (GENETIC ALGORITHMS)

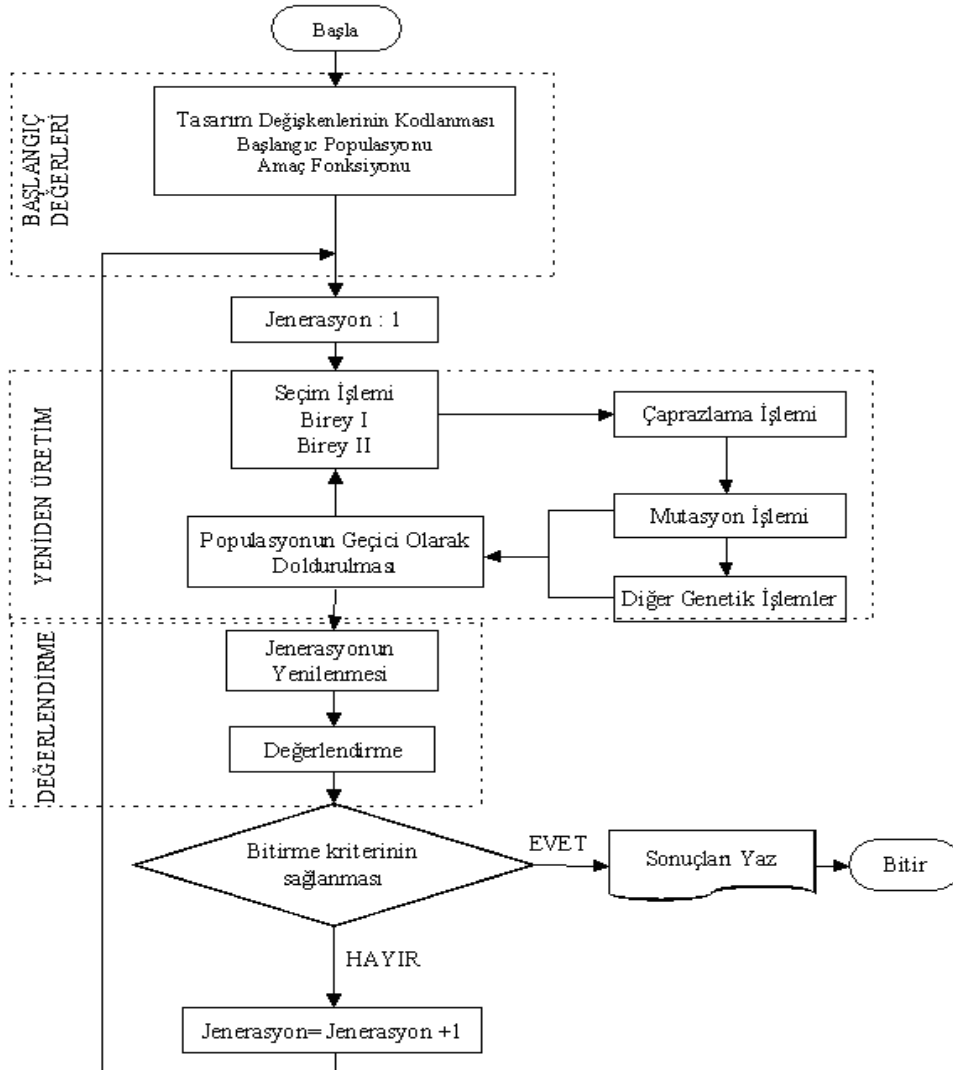
GA'lar biyolojik sistemlerdeki gelişim sürecini bilgisayar ortamında taklit eden, rastsal arama tekniklerini kullanarak çözüm bulmaya çalışan, parametre kodlama esasına dayanan bir arama tekniğidir [18]. GA'lar bir veri grubu içinde özel bir veriyi bulmak için sürekli iyileşen çözümler üretir (Şekil 1). Bunun için iyinin ne olduğunu belirleyen bir uygunluk (fitness) fonksiyonu ve yeni çözümler



üretmek için yeniden üretim (recombination), çaprazlama (crossover) ve değiştirme (mutation) operatörleri ile yeni populasyonlar oluşturur ve bu işlem bitirme kriteri sağlanıncaya kadar devam eder [19].

GA'lar bir problemin çözümünde şu aşamaları izleyerek işlem görürler;

- Arama uzayındaki tüm mümkün çözümler dizi olarak kodlanır.
- Genellikle rastgele bir çözüm kümesi seçilir ve başlangıç popülasyonu olarak kabul edilir.
- Her bir dizi için bir uygunluk değeri hesaplanır. Bulunan uygunluk değerleri dizilerin çözüm kalitesini gösterir.
- Bir grup dizi belirli bir olasılık değerine göre rastgele olarak seçilip çoğalma işlemi gerçekleştirilir.
- Yeni bireylerin uygunluk değerleri hesaplanarak, çaprazlama ve mutasyon işlemlerine tabi tutulur.
- Önceden belirlenen kuşak sayısına yukarıdaki işlemler devam ettirilir.
- İterasyon, belirlenen kuşak sayısına ulaşıncaya işlem sona erdirilir ve amaç fonksiyonuna göre en uygun olan dizi seçilir [20].



Şekil 1. Genetik algoritmanın yapısı [15]
(Figure 1. Flow chart for the genetic algorithms)



3. KONİK DIŞLİ ÇARKIN MUKAVEMET ANALİZİ (STRESS ANALYSIS OF BEVEL GEAR)

3.1. Konik Dişli Tasarımının Analitik Çözümü (Analytical Solving of Bevel Gear Design)

Eksenleri kesişen miller arasında güç ve hareket iletimini sabit bir iletim oranı ile ileten mekanizmalara konik dişli çarklar denir. Konik dişli çarklar dönme sırasında birbirini üzerinde kaymaksızın yuvarlanan iki koniye sahiptirler.

Konik dişli çarkların analitik çözüm için modellenmesi, mukavemet hesaplarında kullanılan genel formüllerden yararlanılarak yapılmıştır. Modellemede DIN standartlarında kullanılan bağıntı ve notasyonlar dikkate alınmıştır [21]. Dişli tasarımında mukavemet açısından en kritik dişli pinyon dişlisi olduğundan tasarım işlemi pinyona göre yapılmıştır. Konik dişli çarklarda dişe etki eden F_n kuvveti neticesinde dişte meydana gelen eğilme gerilmesi Eşitlik 1'de verilmiştir.

$$\sigma_e = K_d K_{fe} \frac{F_t}{m_o \varepsilon b} \quad (1)$$

Burada; σ_e dişte oluşan eğilme gerilmesi (N/mm^2), F_t teğetsel kuvvet (N), ε kavrama oranı, K_d dinamik (hız) faktörü, K_{fe} teorik eşdeğer diş sayısı, m_o ortalama modülü, b dişli çarkın genişliğini ifade etmektedir.

Dişli çark dişinin taşıyabileceği emniyetli gerilme ise;

$$\sigma_{em} = \frac{0.55 \sigma_D}{K_\zeta} \quad (2)$$

eşitliği ile elde edilir. Burada, σ_D Dişli malzemesinin tam değişken mukavemet değeri, K_ζ çentik faktörüdür. Eşitlik 1 ve Eşitlik 2'ye bağlı olarak bir dişin diş dibindeki kırılma açısından emniyetli olarak kuvvet taşıyabilmesi için Eşitlik 3'ü sağlamalıdır.

$$K_d K_{fe} \frac{F_t}{m_o \varepsilon b} \leq \frac{\sigma_D}{K_\zeta} \quad (3)$$

Dişli çarklarda diş yüzeylerinde meydana gelen Hertz temas gerilmesi (yüzey basıncı) ise aşağıda verilen Eşitlik 4 ile elde edilir;

$$p_{max} = K_m K_\alpha K_\varepsilon \sqrt{\frac{K_d F_t}{b d_{eo}} \frac{i_e + 1}{i_e}} \leq p_{em} \quad (4)$$

Burada; K_m malzeme faktörü, K_α yuvarlanma noktası katsayısı, K_ε diş uzunluk (kavrama) katsayısı, i_e eşdeğer diş sayılarına göre belirlenen iletim oranı, d_{eo} eşdeğer diş sayısına göre elde edilen eşdeğer bölüm dairesi çapını ifade etmektedir. Diş yüzeyinin emniyetli yüzey basıncı gerilmesi (Eşitlik 5) ise;

$$p_{em} = (0,25 - 0,3) H_B \quad (5)$$

şeklinde elde edilir. Burada; H_B dişli yüzeyinin Brinell sertliğini ifade etmektedir.

3.2. Problemin Amaç Fonksiyonunun Tasarlanması (Object Function Designing of The Problem)

Dişli tasarımının temeli, dişlinin bir tek dişinin mukavemet açısından kırılması ve diş yüzeyinin aşınmasıdır. Bu nedenle dişli tasarımları yapılırken temel olarak bu sınırlamalar dikkate alınarak belirli bir amaç için tasarım yapılır. Bu çalışmada dişlinin minimum malzeme hacmi amaç fonksiyonu, eğilme, aşınma ve yüzey genişliği sınırlamaları dikkate alınarak modellenmiş ve çözümü yapılmıştır.



Hız kutusu dişli tasarımında dişlinin malzeme hacmi dişliyi meydana getiren pinyon dişlisi ve dişli çarkın (karşılık dişlisi) hacimlerinin toplamından meydana gelir. İki kademeli bir konik dişli çark hız kutusunun minimum malzeme hacmi amaç fonksiyonu aşağıdaki şekilde elde edilir [22].

$$F_{obj} = \begin{cases} \text{Birincikademe minimum malzeme hacmi, } m_{o1}, z_1, b_1 \\ \text{İkinci kademe minimum malzeme hacmi, } m_{n2}, z_3, b_2 \end{cases} \quad (6)$$

Burada; m_{o1} birinci kademe konik dişli çark mekanizmasının pinyon ve dişli çarkının modülünü, m_{n1} ikinci kademe düz veya helis dişli mekanizmasının pinyon ve dişli çarkının modülünü, z_1 ve z_3 birinci ve ikinci kademe pinyon dişlilerinin diş sayısını, b_1 ve b_2 birinci ve ikinci kademelerin diş genişliklerini ifade etmektedir. Birinci kademe konik dişli pinyonu malzeme hacmi F_1 ve ikinci kademe düz/helis dişli pinyonu malzeme hacmi F_2 , Eşitlik 7 ve 8'de verilmiştir.

$$F_1 = \left[\frac{\pi}{4} (m_{o1} z_1)^2 b_1 \right] \quad (7)$$

$$F_2 = \left[\frac{\pi}{4} (m_{n1} z_1)^2 b_2 \right] \quad (8)$$

İki kademedен oluşan hız kutusunun konik-düz ve konik-helis dişli çark çiftinin toplam malzeme hacmi amaç fonksiyonu, modül, pinyon diş sayısı ve dişli çark genişliğinin bir fonksiyonu olarak Eşitlik 9' daki gibi yazılır.

$$F_T = F_1 + F_2 + F_3 + F_4$$

$$F_T = \left[\frac{\pi}{4} \left((m_{o1} z_1)^2 + (m_{o1} z_2)^2 \right) b_1 + \frac{\pi}{4} \left((m_{n2} z_3)^2 + (m_{n2} z_4)^2 \right) b_2 \right] \quad (9)$$

Minimum malzeme hacmi amaç fonksiyonunun optimizasyon işleminde, sınırlama fonksiyonları kullanılarak işlemler gerçekleştirilmiştir. Bu fonksiyonlar, amaç fonksiyonunun, sınır şartlar içinde en uygun çözümler elde etmesini sağlayan fonksiyonlar olup aşağıdaki şekilde tanımlanmışlardır;

$$g_{(j)} = \begin{cases} \text{Eğilme gerilmesi sınırlaması,} \\ \text{Yüzey basıncı gerilmesi sınırlaması,} \\ \text{Dişli çark genişliği sınırlaması,} \\ \text{Modül sınırlaması,} \\ \text{Pinyon diş sayısı sınırlaması,} \end{cases} \quad (10)$$

GA çalışma prensibine göre, sınırlı optimizasyon problemleri, sınırlama fonksiyonlarının ceza fonksiyonu şeklinde amaç fonksiyonuna eklenmesi ile sınırsız optimizasyon problemi haline gelir. Buna göre minimum malzeme hacminin sınırsız amaç fonksiyonu aşağıdaki gibi yazılır (Eşitlik 11). Burada r_j , j 'ninci ceza fonksiyonunun katsayısı olup, bu katsayılar GA performans grafiklerinin gelişimine göre en uygun sonucu veren dinamik katsayılar olarak elde edilmiştir.

$$F_{amaç} = F_T + \sum_{j=1}^{N_{const}} r_j (\max[0, g_j(x)]) \quad (11)$$

Eşitlik 11'de verilen genel amaç fonksiyonu sınırlama fonksiyonlarının ceza fonksiyonları şeklinde eklenmesi ile elde edilmiştir. Ancak GA çalışma sürecinde ceza fonksiyonlarının etkilerinden dolayı özellikle minimum amaç fonksiyonu optimizasyonunda erken yakınsamayı ve amaç fonksiyonunun eksi (-) değerler almasını engellemek için ceza fonksiyonu katsayılarına göre yeterince büyüklükte F artı (+) sayısı eklenerek problemin genel amaç fonksiyonu (Eşitlik 12) aşağıdaki şekilde elde edilir;



$$F_{obj} = F - \left(F_T + \sum_{j=1}^{N_{const}} r_j(\max[0, g_j(x)]) \right) \quad (12)$$

3.3. Problemin GA ile Kodlanması (Genetic Algorithms Coding of Problem)

GA ile kodlama için öncelikle dişli çarkların tasarımında kullanılan değişkenlerin mukavemet hesaplarında kullanılan parametre aralıkları belirlenmiştir. Buna göre modül değişkeni $1 \leq m_{01}, m_{n2} \leq 5,5$ aralığında 4 bits, pinyon dişli çarklar $17 \leq z_{1,3} \leq 24$ aralığında 3 bits, dişli çarklar $35 \leq z_{2,4} \leq 145$ aralığında 7 bits, dişli çark diş genişliği faktörü konik dişli için $10 \leq \phi_m \leq 40$ aralığında $b = \phi_m m_n$ eşitliği ile 5 bits olarak kodlanmıştır.

İki kademeli Konik dişli çark hız kutusu tasarımı için toplam minimum malzeme hacmi amaç fonksiyonu F_T (Eşitlik 9) kullanılmıştır. Hız kutusunun GA ile çözümünde kullanılan dişli çark değişkenleri ikilik sayı sisteminde kodlanarak bit uzunlukları bulunmuştur. Değişkenlerin bit uzunluklarının toplamı amaç fonksiyonunun hesaplanmasında kullanılan 31 bit uzunluktaki kromozom yapısını oluşturmuştur. Değişkenlerin kodlanması ve amaç fonksiyonu kromozom yapısı Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Tasarım değişkenlerinin GA kodlaması ve kromozom yapısı
(Table 1. GA coding and chromosome structure of design variables)

| Dişli tasarım değişkenleri | m_{01} | z_1 | b_1 | z_2 | m_{n2} | z_3 | b_2 |
|----------------------------|---------------------------------|--------|--------|---------|----------|--------|---------|
| Değişkenlerin bit uzunluğu | 4 bits | 3 bits | 5 bits | 7 bits | 4 bits | 3 bits | 5 bits |
| Örnek tasarım değişkenleri | 1010 | 101 | 10010 | 1011100 | 0111 | 011 | 11001 |
| Amaç fonksiyonu kromozomu | 1010101100101011100011101111001 | | | | | | 31 bits |

Burada; m_{01} birinci kademedenin modülü, z_1 pinyon diş sayısı, b_1 dişli çarkların diş genişliği, z_2 birinci kademe dişli çark diş sayısını ifade etmektedir. İkinci kademedenin modülü m_{n2} , z_3 pinyon diş sayısı, b_2 dişli çarkların diş genişliğini ifade etmektedir.

3.4. Sınırlama Fonksiyonlarının Tasarlanması (Design of Constraint Functions)

Dişli çark tasarımı mekanik tasarım problemi olarak sınırlamalar ile gerçekleştirilir. Mekanik tasarımda dişli tasarımında dikkate alınan sınırlamalar GA ile dişli çarkların tasarımında da dikkate alınmıştır. Bu nedenle mekanik tasarımda kullanılan eğilme gerilmesi, yüzey basıncı gerilmesi, dişli genişliği ve diş sayıları GA da amaç fonksiyonu optimizasyonunda sınırlama fonksiyonları olarak dikkate alınmıştır. Buna göre g_1 ve g_2 sırasıyla birinci ve ikinci kademedenin eğilme gerilmeleri sınırlama fonksiyonlarını ifade etmektedir.

$$g_1(x) = K_d K_{fe} K_c F_{t1} - \varepsilon b_1 m_{01} (0.55 \sigma_K) \leq 0 \quad (13)$$

$$g_2(x) = K_d K_{fe} K_c F_{t2} - \varepsilon b_2 m_{n2} (0.55 \sigma_K) \leq 0 \quad (14)$$

g_3 ve g_4 dişli çark tasarımının birinci ve ikinci kademelerinin yüzey basıncı gerilmeleri sınırlama fonksiyonlarını ifade etmektedir.

$$g_3(x) = K_d (K_m K_\alpha K_\epsilon K_\beta)^2 F_{t1} \left(\frac{z_2 + z_1}{z_1} \right) - b_1 m_{01} z_2 (P_{em})^2 \leq 0 \quad (15)$$



$$g_4(x) = K_d (K_m K_\alpha K_\varepsilon K_\beta)^2 F_{t2} \left(\frac{z_4 + z_3}{z_3} \right) - b_2 m_{n2} z_4 (P_{em})^2 \leq 0 \quad (16)$$

g_5 ve g_6 sırasıyla birinci kademenin pinyon ve dişli çarkının diş genişliği sınırlama fonksiyonunu ifade etmektedir. Konik dişli çarklı hız kutusunun ikinci kademesinde düz ve helis dişli tipleri ayrı ayrı kullanılarak tasarım yapılmıştır. Bu nedenle g_{7d} ve g_{8d} ikinci kademe düz dişli pinyon ve dişli çarkının diş genişliğini, g_{7h} ve g_{8h} ise ikinci kademe helis dişli pinyon ve dişli çarkının diş genişliğini ifade etmektedir.

$$g_5(x) = ((10 m_{01}) - b_1) \leq 0 \quad (17)$$

$$g_6(x) = (b_1 - (40 m_{01})) \leq 0 \quad (18)$$

$$g_{7d}(x) = ((18 m_{n2}) - b_2) \leq 0 \quad (19)$$

$$g_{8d}(x) = (b_2 - (23 m_{n2})) \leq 0 \quad (20)$$

$$g_{7h}(x) = ((20 m_{n2}) - b_2) \leq 0 \quad (21)$$

$$g_{8h}(x) = (b_2 - (40 m_{n2})) \leq 0 \quad (22)$$

g_9 ve g_{10} birinci ve ikinci kademenin pinyon dişlisi diş sayısı sınırlama fonksiyonunu, g_{11} ve g_{12} ise birinci ve ikinci kademenin dişli çark diş sayısı sınırlama fonksiyonlarını ifade etmektedir.

$$g_9(x) = (17 - z_{1,3}) \leq 0 \quad (23)$$

$$g_{10}(x) = (z_{1,3} - 24) \leq 0 \quad (24)$$

$$g_{11}(x) = (35 - z_{2,4}) \leq 0 \quad (25)$$

$$g_{12}(x) = (z_{2,4} - 145) \leq 0 \quad (26)$$

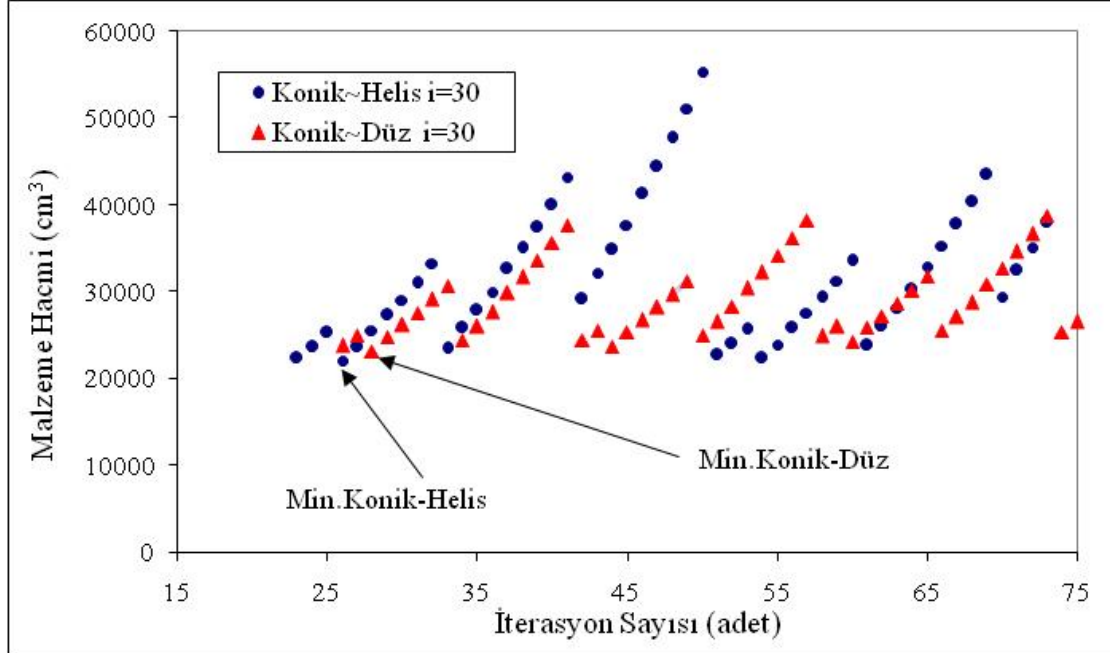
4. KONİK DİŞLİ ÇARKLI HIZ KUTUSU ÖRNEK TASARIMI (A SAMPLE DESIGN OF GEARBOX WITH BEVEL GEAR)

Konik dişli çarklı hız kutusu tasarımında kullanılan giriş parametreleri, katsayılar ve değişkenler Tablo 2'de verilmiştir. Tasarım işlemi öncelikle analitik olarak çözülmüştür. Sonrasında ise GA ile aynı amaç fonksiyonu ve sınırlama fonksiyonları için çözülmüştür.

Tablo 2. Tasarımda kullanılan değişkenler ve katsayılar
(Table 2. Variable and coefficient were used on the design)

| | | | |
|--|---|--|--------|
| İletilen Güç (kW) | 7,5 | Kopma gerilmesi, σ_K (N/mm ²) | 1100 |
| Giriş devri (dev/dak) | 1800 | Dinamik faktör, K_d | 1,15 |
| Çıkış devri (rpm) | 60 | Eşdeğer diş sayısı (teorik) K_{fe} | 1,5 |
| Toplam iletim oranı (i) | 30 | Çentik faktörü, K_c | 1,5 |
| Malzeme | 16MnCr5 | Malzeme faktörü, (K_m) (N/mm ²). | 271,11 |
| Üretim kalitesi | Hassas işçilik | Yuvarlanma noktası katsayısı, (K_α) | 1,76 |
| Tahrik sistemi | Elekt. Motoru | Kavrama (diş uzunluk) katsayısı, (K_ε). | 0,79 |
| Malzeme sertliği H_B (N/mm ²) | 1460 | Diş eğim faktörü K_β | 1 |
| | | Kavrama oranı, ε | 1,6 |
| Kullanılan standart modüller (mm) | 1, 1.125, 1.25, 1.375, 1.5, 1.75, 2, 2.25, 2.5, 2.75, 3, 3.5, 4, 4.5, 5, 5.5 | | |

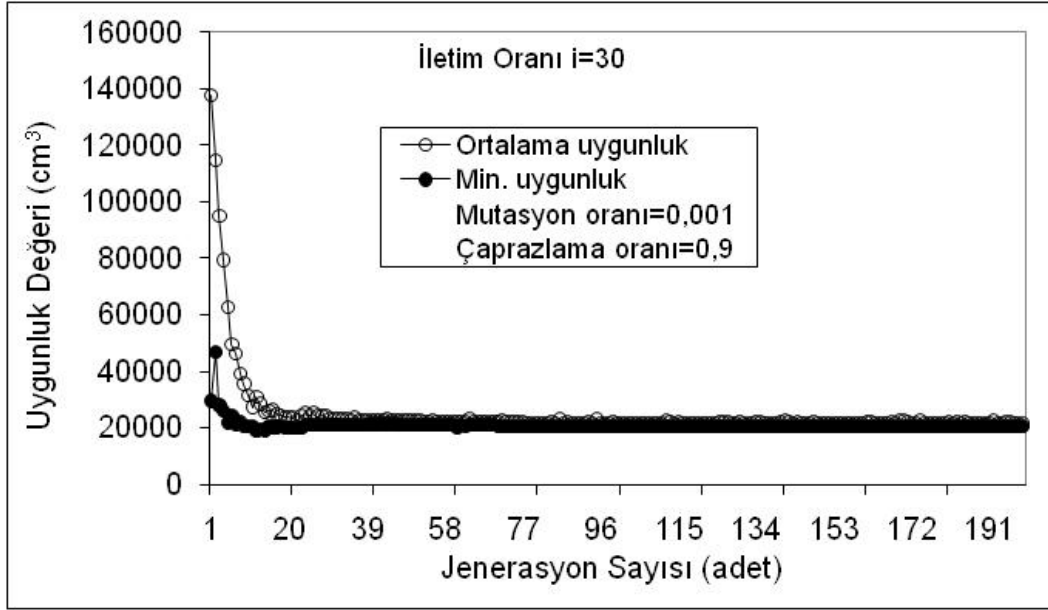
Hız kutularında konik dişli çarklar tek başlarına kullanılmazlar. Bu dişliler, konik~düz veya konik~helis dişli mekanizmaları şeklinde, dişli çiftleri oluşturularak kullanılırlar. Analitik yaklaşımlı çözüm, konik~düz ve konik~helis dişli çifti $i=30$ için elde edilen malzeme hacmi değişimi ve en düşük malzeme hacmindeki modül ve diş sayısı değişkenleri Şekil 2'de görülmektedir.



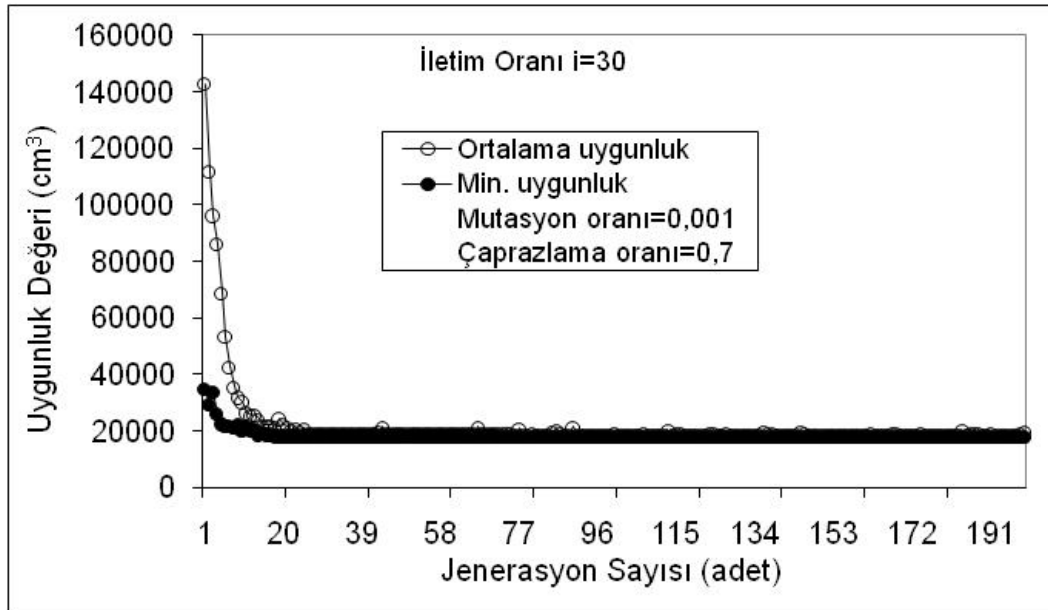
Şekil 2. Analitik yaklaşımlı çözüm, konik~düz ve konik~helis dişli çiftleri malzeme hacmi değişimi
(Figure 2. Analytical approach solving to minimum material volume variation of bevel-spur and bevel-helical gear pairs)

Analitik çözüm işleminden sonra problem aynı şartlarda GA ile çözülmüştür. GA ile çözüm işleminde kullanılan genetik parametrelerin seçiminde farklı değerler denenmiş ve en uygun sonucu ve performans eğrisini veren parametreler belirlenmiştir. Buna göre jenerasyon sayısı 100, 500, 1000, popülasyon sayısı 10, 20, 50, çaprazlama oranı 0,5; 0,7; 0,9 değerlerinde ve mutasyon oranı ise 0,1; 0,01; 0,001 değerleri için GA çalıştırılmıştır. Sonuçlara göre jenerasyon sayısı 200, popülasyon sayısı 50, çaprazlama oranı 0,9; mutasyon oranı 0,001 olarak en uygun değerler seçilmiştir. Çaprazlama işleminde iki noktalı çaprazlama ve seçim mekanizmasında ise altılı turnuva seçim mekanizması kullanılmıştır.

GA ile konik~düz dişli çifti için elde edilen minimum malzeme hacminin uygunluk fonksiyonu değişimi grafiği Şekil 3'de, konik~helis dişli çifti için ise Şekil 4'de performans eğrileri olarak görülmektedir.



Şekil 3. GA çözüm konik-düz dişli çifti $i=30$ için uygunluk fonksiyonu
(Figure 3. GA solving bevel-spur gear pairs to fitness function for transmission rate $i=30$)



Şekil 4. GA çözüm konik-helisel dişli çifti $i=30$ için uygunluk fonksiyonu
(Figure 4. GA solving bevel-helical gear pairs to fitness function for transmission rate $i=30$)

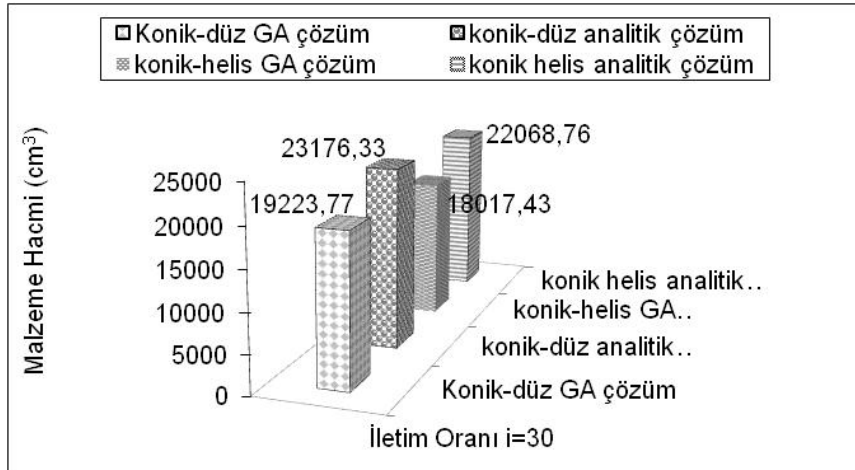
Grafiklerde minimum uygunluk ve ortalama uygunluk eğrileri başlangıçta farklılık göstermektedir. Ancak jenerasyon sayısı ilerledikçe eğrilerin eğilimlerinin birbirine yaklaştığı ve bir noktadan sonra artık değişmedikleri ve aynı değerleri aldıkları izlenmektedir. Eğrilerin bu dağılımı GA'nın performansının göstergesi olarak başarılı bir çözümü ifade etmektedir.



Tablo 3. Analitik ve GA çözüm tasarım parametreleri
(Table 3. Analytical and GA solving design parameters)

| Tasarım Parametreleri | | | | | |
|--|-------------------|-----------|----------|-------------|----------|
| | | Konik~Düz | | Konik~Helis | |
| | | Analitik | GA | Analitik | GA |
| 1.Kademe, Konik | Modül | 2,59 | 4,5 | 2,61 | 3 |
| | Pinyon diş sayısı | 37 | 18 | 38 | 17 |
| | Çark diş sayısı | 266 | 124 | 217 | 108 |
| | Dişli genişliği | 25 | 20 | 25 | 46 |
| 2.Kademe, Düz / Helis | Modül | 5 | 5 | 4,5 | 4 |
| | Pinyon diş sayısı | 20 | 21 | 19 | 24 |
| | Çark diş sayısı | 83 | 91 | 100 | 113 |
| | Dişli genişliği | 90 | 78 | 90 | 80 |
| Minimum malzeme hacmi (cm ³) | | 23176,33 | 19223,77 | 22068,76 | 18017,43 |
| %’de değişim | | %17,05 | | %18,35 | |

Tablo 3’de Konik dişli çarklı mekanizmanın analitik ve GA ile elde edilen sonuçları karşılaştırılmalı olarak görülmektedir. Konik~Düz dişli çark mekanizması GA ile çözüldüğünde Analitik yaklaşıma göre %17,05 daha küçük hacim elde edilmiştir. Konik~Helis dişli çark mekanizması ise GA ile çözüldüğünde analitik yaklaşıma göre %18,35 daha küçük hacim değeri elde edilmiştir. Tablo 3’deki hacim değerlerinin grafik olarak karşılaştırılması ise Şekil 5’de verilmiştir.



Şekil 5. Analitik ve GA çözümlerin karşılaştırılması
(Figure 5. Comparative of analytical and GA solving)

5. SONUÇ VE TARTIŞMA (CONCLUSIONS AND DISCUSSION)

Yapılan bu çalışmada mekanik tasarım problemi olan konik dişli mekanizmalı hız kutusunun analitik ve GA yaklaşımı ile çözümü yapılmıştır. GA ile çözüm için analitik yaklaşımda kullanılan değişkenler ve parametreler kullanılarak amaç fonksiyonu, sınırlama fonksiyonu ve kromozom yapısı oluşturulmuştur. GA da elde edilen çözümler ile analitik çözümler karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlara göre GA’nın analitik yaklaşımlı çözüme göre iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. GA ile çözümde, analitik yaklaşıma göre Konik~Düz dişli mekanizmasında %17,05 ve Konik~Helis dişli mekanizmasında ise %18,35 oranında küçük malzeme hacmi değeri elde edilmiştir. GA ile çözüm analitik yaklaşımlı çözümden daha kısa sürede sonuca ulaşmış olup Konik~Düz hız kutusunda 3 saniye, Konik~Helis hız kutusunda ise 4 saniyede optimizasyon işlemi tamamlanmıştır. Ayrıca GA’ların çok



değişkenli ve parametrelili doğrusal olmayan amaç fonksiyonlarını içeren nonlinear problemlerin çözümünde geleneksel yaklaşımlardan daha etkili olduğu görülmüştür. Dişli çark hız kutusunda kullanılan rulman ve millerin tasarım modellerinin oluşturulup amaç fonksiyonuna eklenmesi ile bir hız kutusunda bulunan tüm elemanların tasarım ve optimizasyon işlemi tek bir amaç fonksiyonuna göre yapılabilir. Sonuçlardan GA'nın dişli çark tasarımı gibi çok amaçlı optimizasyon problemlerinde etkili bir tasarım ve optimizasyon yöntemi olarak kullanılabilceği görülmüştür.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Pomrehn, L.P. and Papalambros, P.Y., (1995). Discrete Optimal Formulation with Application to Gear Train Design, ASME J. of Mech. Design, Volume:117, Number:3, pp:419-424.
2. Ognjanovic, M., (1996). Decisions in Gear Train Transmission Design, Research in Engineering Design, Volume:8, Number:3, pp: 178-187.
3. Dolen, M., Kaplan, H., and Seireg, A., (2005). Discrete Parameter-Nonlinear Constrained Optimization of a Gear Train Using Genetic Algorithms, International Journal of Computer Applications in Technology, Volume:24, pp:110-121.
4. Flodin, A., (2000). Wear Investigation of Spur Gear Teeth, Tribotest, Volume:7, Number:1, pp:45-60.
5. Chen, M., (1998). Expert System of Designing Cylindric Gear Transmission, Journal of Nanjing University of Science and Technology, Volume:22, Number:5, pp:402-406.
6. Su, D., Wakelam, M. And Jambunathan, K., (2000). Integration of A Knowledge-Based System, Artificial Neural Networks And Multimedia for Gear Design, Journal of Materials Processing Technology, Volume:107, Number:1-3, pp:53-59.
7. Liansheng, Z.R., (1992). Expert System for Cylindrical Gear Reducer Design, Journal of Xi'an Jiaotong University, Volume:26, Number:2, pp:29-38.
8. Myint, S. and Tabucanon, M.T., (1998). The Framework for An Expert System to Generate Alternative Products in Concurrent Engineering Design, Computers in Industry, Volume:37, Number:2, pp:125-134.
9. Abersek, B. and Popov, V., (2004). Intelligent Tutoring System For Training in Design And Manufacturing, Advances in Engineering Software, Volume:35, pp:461-471.
10. Zarefar, H. and Lawley, T.J., (1989). Computer-Aided Spur Gear Tooth Design: An Application Driven Approach, Proc. 1989 Int. Power Transm. Gearing Conf: New Technol. Power Transm 90's. ASME, New York Usa., pp:107-110.
11. Marcelin, J.L., (2001). Genetic Optimization of Gear, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Volume:17, pp:910-915.
12. Gaspersic, J. and Flasker, J., (1996). Optimisation of Gear Assemblies, Journal of Mechanical Engineering, Volume:42, Number:9-10, pp:299-308.
13. Deb, K. and Goyal, M., (1998). A Flexible Optimization Procedure for Mechanical Component Design Based on Genetic Adaptive Search, Journal of Mechanical Design Transactions of The ASME, Volume:120, pp:162-164.
14. Noorul, H.A., Sivakumar, K., Saravanan, R. and Muthiah, V., (2005). Tolerance Design Optimization of Machine Elements Using Genetic Algorithm, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Volume:25, pp:385-391.



15. Saruhan, H., (2006). Optimum Design of Rotor-Bearing System Stability Performance Comparing An Evolutionary Algorithm Versus A Conventional Method, International Journal of Mechanical Sciences, Volume:48, pp:1341-1351.
16. Zeyveli, M. and Gologlu, C., (2006). Design Optimization of Two Stage Gearbox With Helical Gears, Proc. 5th International Symposium on Intelligent Manufacturing Systems, May 29-31, Sakarya, Turkey, pp:724-733.
17. Rao, A.C., (2003). A Genetic Algorithm for Epicyclic Gear Trains, Mechanism and Machine Theory, Volume:38, pp:135-147.
18. Bonori, G., Barbieri, M. and Pellicano, F., (2008). Optimum Profile Modifications of Spur Gears By Means of Genetic Algorithms, Journal of Sound and Vibration, Volume:313, pp:603-616.
19. Zhang, Y. And Randall, R.B., (2009). Rolling Element Bearing Fault Diagnosis Based On The Combination of Genetic Algorithms And Fast Kurtogram, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume:23, pp:1509-1517.
20. Saravanan, N., Cholairajan, S., and Ramachandran, K.I., (2009). Vibration-Based Fault Diagnosis of Spur Bevel Gear Box Using Fuzzy Technique, Expert Systems with Applications, Volume:36, pp:3119-3135.
21. Dantan, J.Y., Bruyere, J., Vincent, J.P. and Bigot, R., (2008). Vectorial Tolerance Allocation of Bevel Gear By Discrete Optimization, Mechanism and Machine Theory, Volume:43, pp:1478-1494.
22. Goldberg, D.E., (1989). Genetic Algorithms in Search Optimization and Machine Learning, Addison Wesley, New York.
23. Deb, K., (2001). Genetic Algorithms for Optimization, KanGAL Report, 2001-002, Kanpur, pp:1-9.
24. Chan, F.T.S., Mak, K.L., Luong, L.H.S., and Ming, X.G., (1998). Machine Component Grouping Using Genetic Algorithms, Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, Volume:14, pp:339-346.
25. Bozacı, A., Kocaş, İ. ve Çolak, Ö.Ü., (2001). Makina Elemanlarının Projelendirilmesi, Çağlayan Kitabevi, İstanbul, ss:14/1-16.
26. Zeyveli, M., (2005). Genetik Algoritma ile Hız Kutusu Dişli Tasarımı, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bil. Enst., Ankara.