



BİLGİSAYAR DESTEĞİ İLE KAM TASARIMI

*Murat KOYUNBAKAN & *Zafer KAYA

*Dumlupınar Üniversitesi, Simav Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, 43500, Simav/KÜTAHYA/TÜRKİYE, mkoyunbakan@dumlupinar.edu.tr ,zkaya@dumlupinar.edu.tr

Geliş tarihi: 15.10.2007 Kabul tarihi: 13.02.2008

ABSTRACT

At the design of the parts of the machines, the use of computer aided design methods is increasing day by day. By the use of these methods, design works can be done more faster, easier and susceptible.

It has been faced with some problems while the design of the cam mechanisms that has lots of usage domains has been made whit conventional methods. Conventional design methods completely depend on the skill of the designer. In this paper, a design program has been developed for cams whose exit unit does push movement. By this program, the graphics, image profile and the way, speed and acceleration of cam has been obtained with computer aided.

Keywords: Cam Mechanisms, CAD, pressure angle.

ÖZET

Makine parçalarının tasarımlarında bilgisayar destekli tasarım yöntemlerinin kullanılması gün geçtikçe artmaktadır. Bu yöntemlerin kullanılmasıyla tasarım işlemleri daha hızlı, kolay ve hassas yapılabilmektedir.

Birçok kullanım alanına sahip olan kam mekanizmalarının geleneksel yöntemlerle tasarımları yapılırken birtakım sorunlarla karşılaşmaktadır. Geleneksel tasarım yöntemleri tamamen tasarımcının el becerisine bağlı kalmaktadır. Bu çalışmada ise; çıkış uzvu öteleme hareketi yapan kamlar için tasarım programı geliştirilmiştir. Bu program ile; kama ait yol, hız ve ivme grafikleri ile profil görüntüsü bilgisayar desteği ile elde edilmiştir.

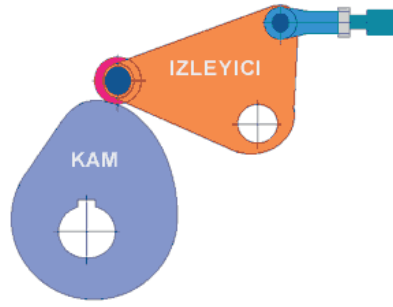
Anahtar Kelimeler: Kam mekanizmaları, bilgisayar destekli tasarım (CAD), basınç açısı.

1. GİRİŞ

Kam, başka bir elemana (izleyiciye) yüzey teması yoluyla istenen bir hareketi yaptırmak için kullanılan bir makine elemanıdır [1,2]. Şekil 1'de örnek bir kam mekanizması gösterilmiştir.

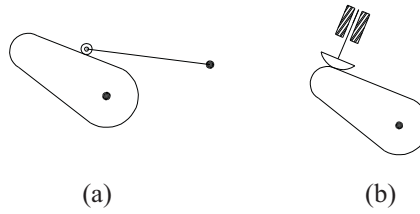
Çok geniş kullanım alanına sahip olan kamlar; torna tezgâhlarında, zamanlama otomatik ayarı kumanda tertibatlarında, iş tezgâhlarında, otomatik makinelerde, patlamalı ve yanmalı motorlarda emme ve eksoz supaplarının açılıp kapatılmasında ve buna benzeyen birçok alanda kullanılmaktadırlar [5].

İstenilen izleyici hareketini basit yolla temin edebilir olmalarından sıklıkla kullanılırlar [9].



Şekil 1. Kam ve izleyici [3]

Kam mekanizmaları izleyicinin hareket şekline göre öteleme hareketi yapanlar ve salınım hareketi yapanlar olmak üzere ikiye ayrılırlar. [3,4]. Şekil 2'de izleyici hareketleri verilmiştir.



Şekil 2. a) Salınım Yapan İzleyici, b) Öteleme Yapan İzleyici [4]

2. KAM TASARIMI

Kam tasarımında dikkat edilecek en önemli noktalardan biri izleyici hareketlerinin belirlenmesidir. İzleyici hareketleri kam profilinin belirlenmesinde en temel verilerdir. Bunun yanı sıra, kam mekanizmalarının kinematik ve dinamik şartlarının incelenmesi ile sentezlerinin yapılması kam boyutlarının ve profilinin belirlenmesinde önemli etmenlerdir.

2.1. İzleyicinin Hareketleri

Sabit hızla dönen kam mili ile hareket alan kamın, bir çevrim boyunca dönmesi sırasında izleyici bazı hareketleri yapar. Bu hareketler:

- Bekleme : İzleyicinin hareketsiz kalması.
- Kalkış : İzleyicinin kam merkezinden uzaklaşması.
- İniş : İzleyicinin kam merkezine yaklaşması.

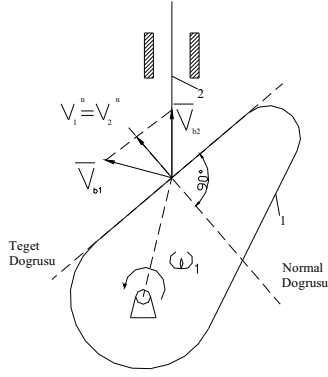
Pratikte en çok kullanılan izleyici hareketleri üç şekildedir. Bunlar;

1. Bekleme-Kalkış-Bekleme.
2. Bekleme-Kalkış-İniş.
3. Kalkış-İniş [10].

İzleyicinin yapmış olduğu bu hareketler programın hazırlanmasında kullanılmıştır.

2.2. Kam Mekanizmalarının Çalışmasının Kinematik Şartı

Kam mekanizmaları kam ve iticinin birlikte temas halinde olmasıyla meydana gelmektedir. Kam mekanizmalarında amaç; önceden belirlenmiş hareketin sürekli olarak hatasız bir şekilde sağlanmasıdır. Şekil 3 'de kam mekanizmasının çalışmasının dinamik şartı gösterilmiştir [6,7].



Burada;

- V_1 : 1. uzvun temas noktasındaki hız vektörü.
- V_2 : 2. uzvun temas noktasındaki hız vektörü.
- V_1^n : V_1 hızının temas noktasındaki normal bileşeni.
- V_2^n : V_2 hızının temas noktasındaki normal bileşeni.
- ω_1 : Kamın açısal hızı

ifade etmektedir.

Şekil 3. Kam mekanizmalarının çalışmasındaki kinematik şartın gösterimi [6,7].

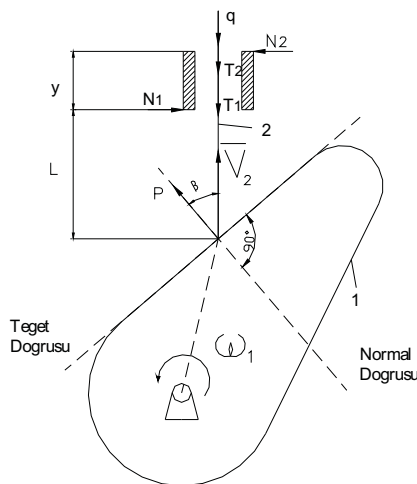
Kam mekanizmasının görevini tam olarak yerine getirebilmesi için, çalışmasının her anında kam ile çıkış uzvu sürekli olarak temas halinde bulunmalıdır. Sürekli temasın kesilmesi çıkış uzvunun hareket diyagramının değişmesine neden olur ve kam mekanizması kendisinden istenilen görevi yerine getirememeye başlar. Bunun önüne geçilebilmesi için her iki uzvu arasında temasın sürekliliğini sağlayacak konstrüktif tedbirlere başvurulur. Kam mekanizmalarında kam ile, çıkış uzvunun sürekli temasını sağlayabilmek için bu uzvuların temas noktalarındaki hızlarının normal bileşen vektörlerinin eşit olması gerekmektedir. Şekil 3'de bu hızların normal bileşenlerinin eşit olduğu görülmektedir. Bu şartı sağlayabilmek için bazen geometrik şekillerde değişiklik yapılır bazen de kuvvet kullanılır [6,7].

2.3. Kam Mekanizmalarının Çalışmasının Dinamik Şartı

Kam mekanizmalarında çalışma esnasında uzvular arasında bir temas söz konusu olduğundan uzvular arasında sürekli olarak bir kuvvet aktarımı gerçekleşmektedir. Bu kuvvet aktarımı sürekli olduğundan dolayı çalışma esnasında dinamik kuvvetlerin sebep olduğu sorunlar çıkabilmektedir. Bu nedenle dinamik sorunların daha tasarım aşamasında iken göz önüne alınması ve asgari seviyede tutulabilmesi için kam mekanizmalarındaki dinamik olayların incelenmesi gerekmektedir. [6,7]

2.3.1. Çıkış uzvu öteleme hareketi yapan kam mekanizmalarında dinamik şart

Kam mekanizmalarının sentezinde dinamik olarak kam mekanizmalarının özelliklerinin belirlenmesi önemli yer tutar. Dinamik özelliklerin tasarım aşamasında kontrol altında tutulabilmesi için basınç açısı parametresinin belirli sınırları aşmaması gerekir. Dinamik etkiler daha tasarım aşamasında ele alındığı takdirde kam mekanizmasının gerçek çalışması esnasında olacak olaylar daha sağlıklı bir biçimde incelenecektir. Şekil 4'de çıkış uzvu öteleme hareketi yapan kam mekanizmasında dinamik şartın gösterimi verilmiştir.

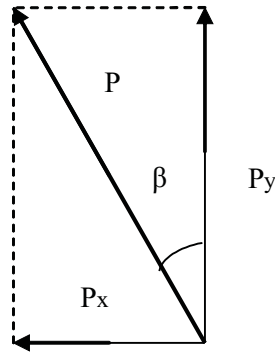


Şekil 4. Çıkış uzvu öteleme hareketi yapan kam mekanizmasında dinamik şartın incelenmesi [6,7].

Şekil 4'deki harflerin açıklamaları aşağıdaki gibidir:

- Q : İş kuvveti.
 N_1, N_2 : Mafsal Kuvvetleri.
 T_1, T_2 : Mafsalda oluşan sürtünme kuvveti.
P : 1. uzvudan 2. uzva aktarılan kuvvet, hareket kuvveti.
 β : Basınç açısı. (Hareket kuvveti ile çıkış uzununun temas noktasındaki hız vektörü arasındaki açı)
 V_2 : 2. uzvun temas noktasındaki hız vektörü.

Basınç açısı parametresi, kam mekanizmalarının çalışması için gerekli olan en önemli parametrelerdendir ve kam mekanizmalarında karşılaşılan optimizasyon problemlerindeki en önemli değişkenlerden biridir. Şekil 5'den de anlaşılacağı gibi P hareket kuvvetinin q iş kuvvetini oluşturabilmesi için β açısının en uygun değeri sıfır olmalıdır. β açısı büyüdükçe P_x kuvvetinin değeri artacağından kayıp kuvvet miktarı artacak ve bu yüzden mekanizmanın verimi düşecektir.



Şekil 5. Basınç açısının gösterimi

$\beta = 0^\circ$ olduğunda $P_y = P$ olur.

Verim; $\eta = \frac{\Delta h}{\Delta f} = \frac{\bar{q} \cdot \Delta \Delta}{P_y \cdot \Delta y}$ biçiminde ifade edilebilir..... (1)

? h = hareket işi

? f = faydalı iş

Bilinmeyen kuvvetleri bulmak ve P ile Q arasındaki ilişkiyi görebilmek için statik denge denklemleri yazılır.

$$\Sigma F_x = 0 \quad N_1 \quad N_2 \quad P \cdot \sin \beta = 0 \quad \dots \dots \dots (2)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad P \cdot \cos \beta \quad T_1 \quad T_2 \quad Q = 0 \quad \dots \dots \dots (3)$$

$$\Sigma M_b = 0 \quad N_2 \cdot y \quad P \cdot \sin \beta \cdot s = 0 \quad \dots \dots \dots (4)$$

3. denklemden N_2 çekilirse; $N_2 = \frac{P \cdot \sin \beta \cdot s}{y} \dots \dots \dots (5)$

N_2 1. denklemden yerine konulursa;

$$N_1 = P \cdot \sin \beta \cdot \frac{L}{y} = 1 \quad \dots \dots \dots (6)$$

$$T_1 = \mu \cdot N_1 \quad T_2 = \mu \cdot N_2 \quad \dots \dots \dots (7)$$

μ = sürtünme katsayısı

$$T_1 = \mu \cdot P \cdot \sin \beta \cdot \frac{L}{y} = 1 \quad \dots \dots \dots (8)$$

$$T_2 = \mu \cdot P \cdot \sin \beta \cdot \frac{L}{y} \quad \dots \dots \dots (9)$$

T_1 ve T_2 2. denklemde yerine yazılırsa;

$$P \cdot \cos\beta - \mu \cdot P \cdot \sin\beta \cdot \frac{L}{y} - 1 - \mu \cdot P \cdot \sin\beta \cdot \frac{L}{y} - Q = 0 \dots\dots\dots (10)$$

$$P \frac{Q}{\cos\beta - \mu \cdot \sin\beta \cdot \frac{L}{y} - 1 - \mu \cdot \sin\beta \cdot \frac{L}{y}} \dots\dots\dots (11)$$

$$P \frac{Q}{\cos\beta - \mu \cdot \sin\beta \cdot \frac{2L}{y} - 1} \dots\dots\dots (12)$$

P hareket kuvvetinin ifadesinde paydanın sıfır olması hali mekanizmanın çalışmasındaki kritik bir durumu gösterir. Payda sıfır olursa P hareket kuvveti sonsuza gideceği için kam mekanizmasının sağlam kalması mümkün değildir.

$$\cos\beta_{kr} - \mu \cdot \sin\beta_{kr} \cdot \frac{2L}{y} - 1 = 0 \quad \beta_{kr} = \text{kritik basınç açısı} \dots\dots\dots (13)$$

$$\cos\beta_{kr} - \mu \cdot \sin\beta_{kr} \cdot \frac{2L}{y} - 1 \dots\dots\dots (14)$$

$$\tan\beta_{kr} = \frac{1}{\mu \cdot \frac{2L}{y} - 1} \quad \mu = 0,1 \text{ ve } L = 2 \cdot y \text{ olduğu kabul edilirse; } \dots\dots\dots (15)$$

$\tan \beta_{kr} = 2$
 $\beta_{kr} = 63,30$ olarak hesaplanır.

Basınç açısının kritik basınç açısı değerine ulaştığı durumda Q iş kuvvetini karşılayabilmek için $P = \infty$ olması gereklidir. Bu nedenle Q'un değerinin çok küçük olduğu durumlarda bile kam mekanizmasının çalışması mümkün olmaz. Bu durumun önüne geçebilmek için β açısının değeri tasarım aşamasındayken kritik açı değerinden küçük seçilmesi gereklidir.

$$B \leq \beta_o < \beta_{kr} = 63,30 \dots\dots\dots (16)$$

β_o = olabilecek basınç açısı

Çıkış uzvu öteleme hareketi yapan kam mekanizmalarının tasarımında tavsiye edilen basınç açısı değeri yaklaşık olarak $\beta_o = 45^\circ$ kabul edilebilir [6,7].

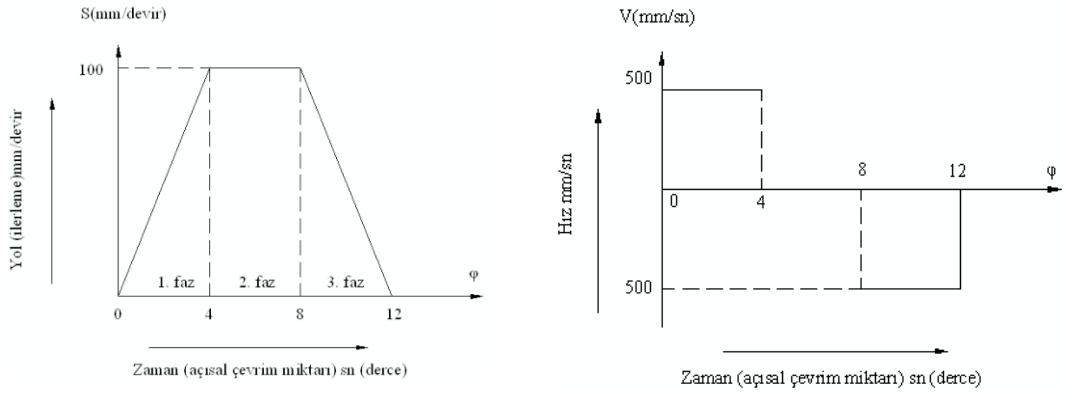
2.4. Çıkış Uzvu Öteleme Hareketi Yapan Kam Mekanizmasının Sentezi Yapılarak Ani Dönme Merkezlerinin Bulunması Ve Kam Profilinin Çizilmesi

Bu konu aşağıdaki örnekte açıklanmıştır. Gerekli olan değerler aşağıdaki Çizelge 1'de verilmiştir.

Çizelge 1. Verilenler çizelgesi

| Sembol | Değeri | Birimi | Açıklama |
|-----------|--------|------------|--|
| N_1 | 100 | dev/dak | Kama ait devir sayısı |
| β_o | 45 | (?) derece | Olabilecek basınç açısı |
| E | 30 | mm | Eksantrisite miktarı (çıkış uzvunun sağında) |

$V_{b_2}^n = V_{b_1}^n$ uzuvlarının temas noktasındaki hızlarının normal bileşenleri eşittir.
Çıkış uzvuna ait yol – zaman ve hız – zaman diyagramları Şekil 6'da verilmiştir.



Şekil 6. Yol-zaman ve hız-zaman diyagramları

- 1. faz : Sabit hızlı çıkış fazı
- 2. faz : Bekleme fazı
- 3. faz : Sabit hızlı iniş fazı

Kamın bir devri için geçen süre $T = 60/100 = 0.6$ sn

Fazların tamamı eşit uzunlukta olduğundan dolayı $t = 0.6/3 = 0.2$ sn 'dir.

$$\omega = \frac{n_1 \cdot 2\pi}{60} = 10.472 \text{ rad/sn} \quad (17)$$

$$V_0 = V_4 = \frac{S_4 - S_0}{t_4 - t_0} = \frac{\Delta S}{\Delta t} = \frac{100}{0.2} = 500 \text{ mm/sn} \quad (18)$$

$$V_{12} = V_8 = \frac{S_{12} - S_8}{t_{12} - t_8} = \frac{\Delta S}{\Delta t} = \frac{100}{0.2} = 500 \text{ mm/sn} \quad (19)$$

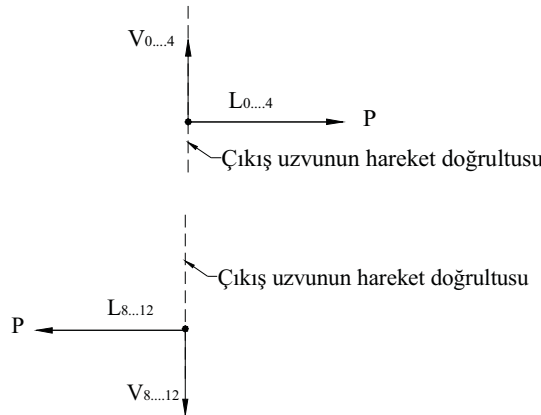
çıkış ve iniş fazlarındaki sabit hız değerleri hesaplanır.

Ani dönme merkezleri yörüngesinin çizilebilmesi için gerekli olan L değerleri hesaplanır.

$$L = \frac{V_i}{\omega} \quad (20)$$

$$L_{0...4} = \frac{500}{10.472} = 47,75 \text{ mm} \quad \text{Çıkış uzvunun sağ tarafında.} \quad (21)$$

$$L_{8...12} = \frac{-500}{10.472} = 47,75 \text{ mm} \quad \text{Çıkış uzvunun sol tarafında.} \quad (22)$$



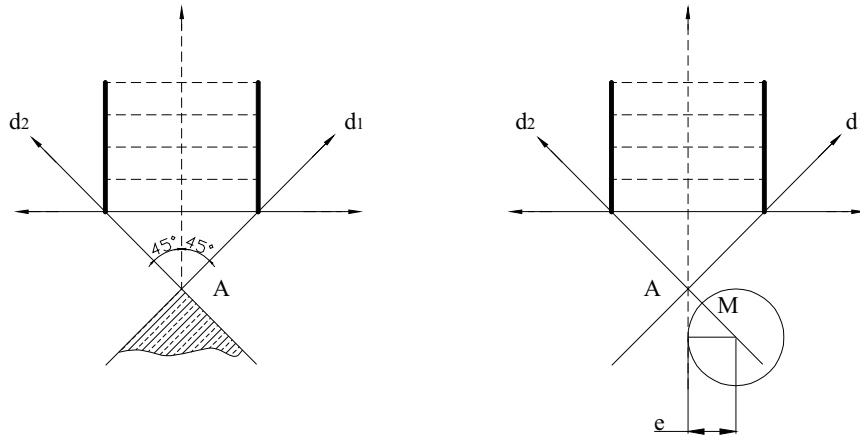
Şekil 7. L değerlerinin gösterimi

L değerleri hesaplandıktan sonra ani dönme merkezleri yörüngesi Şekil 8'deki gibi çizilir. Çıkış uzvunun hareket doğrultusuyla $\beta_0 = 45^\circ$ açı yapacak bir doğru çizilir ve ani dönme merkezleri yörüngesiyle temas ettirilir ve bu işlem iniş ve çıkış hareketleri için tekrarlanır. Çizilen doğruların kesim noktaları bulunur. Bu noktanın altında kalan alanda kam dönme merkezi vardır. Bu alanın dışında alınacak bir nokta olabilecek basınç açısından büyük olacaktır ve bu istenmeyen bir durumdur.



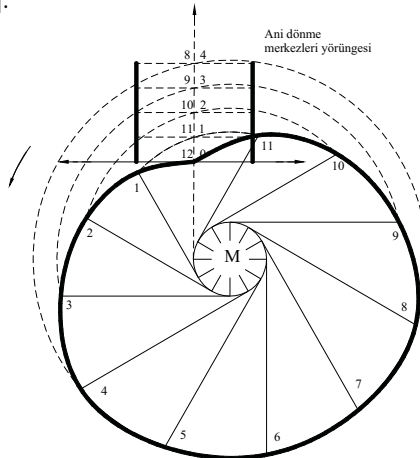
Şekil 8. Ani dönme merkezleri yörüngesinin çizimi [5, 6].

Kamın dönme merkezi olarak seçilecek noktanın yeri kam profilinin boyutlarını direk olarak etkilediğinden eksantrisitenin değeri de göz önüne alınarak dönme merkezi doğruların kesim noktasına en yakın biçimde seçilmelidir. Şekil 9'da doğruların çizimi ve dönme merkezinin seçimi gösterilmektedir.



Şekil 9. Dönme merkezinin bulunması [6,7].

Kamın dönme merkezi bulunduktan sonra izafi geridöndürme metodu kullanılarak kam profili çizilir. Kam profilinin çizimi Şekil 10'da gösterilmiştir [6,7].



Şekil 10. Kam profilinin çizimi [6,7].

2. MATARYEL VE METOT

3.1. Programın Hazırlanması

Tasarım programı, çıkış uzvu öteleme hareketi yapan kam mekanizmaları için yazılmıştır. Bu nedenle çıkış uzvu öteleme hareketi yapan kam mekanizmalarının geleneksel tasarımlarında kullanılan grafiksel metottaki matematiksel işlemler bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Normalde tasarımcının yapması gereken bu işlemlerin bilgisayar ortamına aktarılması ile tasarımın hatasız ve hızlı olması hedeflenmiştir.

Kam tasarım programının hazırlanmasında Borland Delphi 7 programlama dili kullanılmıştır.

Programın yazılmasında kam mekanizmalarının sentezinde uygulanan geleneksel işlemlere bağlı kalınmıştır. Bu işlemler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

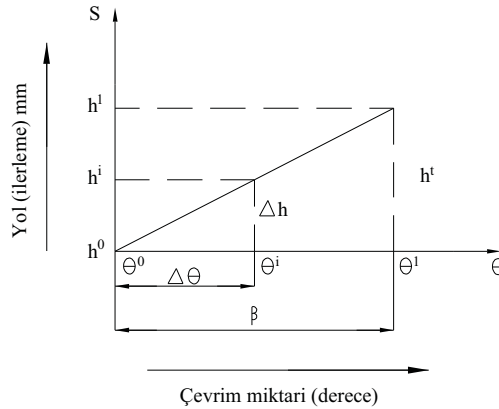
1. Hareket (yol-zaman) grafiğinin çizilebilmesi için gerekli olan verilerin belirlenmesi ve grafiğin çizilmesi,
2. Hareket grafiğine göre hız ve ivme grafiklerinin çizilmesi,
3. Giriş parametrelerinin belirlenmesi ve bunlara bağlı olarak kam profilinin çizilmesi.

3.2. Hareket Grafiğinin Çizilmesi

Hareket grafiğinin belirlenmesi işlemi kam tasarımının ilk ve en önemli adımudur. Bu nedenle hatasız olması gerekmektedir. Bu işlemin hatasız olması için aşağıdaki verilerin belirlenmesi gerekmektedir.

1. Faz sayısı,
2. Her bir fazın hareket tipi ve hareket kanunu,
3. Her bir fazın toplam ilerleme ve dönme miktarları.

Hareket grafiğinin bilgisayar ortamında çizilebilmesi için her bir faza ait hareket denkleminin belirlenmesi gerekmektedir. Örneğin bir fazda çıkış uzvunun sabit hızlı hareket etmesi istenilirse bu faz için sabit hızlı hareket denklemini kullanılır. Şekil 11'de sabit hızlı hareket grafiği verilmiştir.



Şekil 11. Sabit hızlı hareket grafiği

Şekil 11'deki sabit hızlı hareket grafiğinin denklemi aşağıdaki gibidir.

$$S = h_0 + h_t \cdot \frac{\Delta\theta}{\beta} \dots\dots\dots (23)$$

Her bir faz için seçilen hareket denkleminin 1. türevi hız denklemini, 2. türevi ise ivme denklemini verir. Hız ve ivme değerleri önceki adım ile aradaki yol farkından hesaplanabilir. Türevleri hesaplamak çok da gerekli değildir. Programda yol denklemlerinin çözümü yapılmış ve daha sonra belirtilen yöntemle hız ve ivme değerleri hesaplanarak grafikleri çizilmiştir.

3.3. Ani Dönme Merkezlerinin ve Kam Dönme Merkezinin Belirlenmesi İle Kam Profilinin Çizilmesi

Ani dönme merkezleri (ADM) yörüngesine ait noktalar ADM [i] dizisi olarak gösterilirse bu dizinin her bir elemanı kartezyen koordinat sisteminde bir noktaya tekabül eder. Bu noktaların bulunmasında kama ait hız değerleri kullanılır. Aşağıdaki formülde hız değerlerinin nasıl kullanıldığı gösterilmiştir [6].

$$ADM[i].x \frac{Vg[i]}{\omega_1} \text{ mm ya da } ADM[i].x \frac{Va[i]}{\omega_1} \dots\dots\dots (24)$$

$$ADM[i].y \ S[i] \text{ mm} \dots\dots\dots (25)$$

Ani dönme merkezleri yörüngesinin belirlenmesinden sonra bu yörüngelere teğet doğrular çizilmelidir. Bu doğruların çizilebilmesi için ADM [i] dizisi ADM1 [i] ve ADM2 [i] diye iki alt diziyeye ayrılır. Bu alt diziler aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$ADM [i].x > 0 \text{ ise} \\ ADM1 [i].x = ADM [i].x \text{ ve } ADM1 [i].y = ADM [i].y \text{ olur.} \dots\dots\dots (26)$$

$$ADM [i].x < 0 \text{ ise} \\ ADM2 [i].x = ADM [i].x \text{ ve } ADM2 [i].y = ADM [i].y \text{ olur.} \dots\dots\dots (27)$$

Bu şekilde alt diziler elde edilmiş olur [5,6,11].

Ani dönme merkezlerine teğet olan doğruların eğimleri bellidir ve basınç açısına bağlı olarak değişmektedir. Teğet doğruları aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$d_1 = m_1 \cdot x + e_1 \quad m_1 = \tan(90-\beta) \\ d_2 = m_1 \cdot x + e_1 \quad m_1 = \tan(90-\beta)$$

d_1 ve d_2 doğruları önce ADM ye temas etmeyecek biçimde çizilir. Bu doğrular çizilirken e_1 ve e_2 sabitleri seçilir. ADM1 ve ADM2 dizilerindeki noktaların sırasıyla d_1 ve d_2 doğrularına olan uzaklıkları hesaplanır ve bulunan en kısa uzaklık hangi noktada ise teğet doğruların sabitleri değiştirilerek doğrular ani dönme merkezleri yörüngelerine teğet ettirilmiş olur. Teğet doğrularının eğimleri ve sabitlerinin bulunmasından sonra bu iki doğrunun kesim noktasının (A) x ve y bileşenleri doğruların ortak çözümünden bulunur.

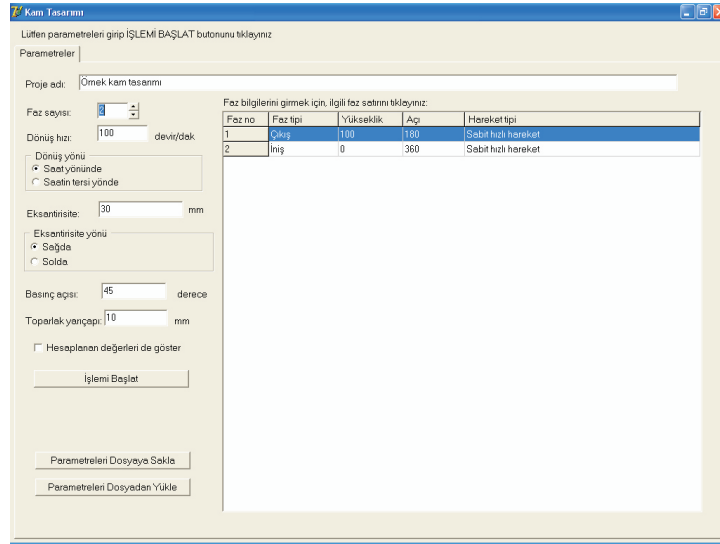
Kesim noktasının x değeri $m_1 \cdot x + e_1 = m_2 \cdot x + e_2$ eşitliğinden, y değeri ise $Ay = m_1 \cdot x + e_1$ ya da $Ay = m_2 \cdot x + e_2$ ifadelerinden bulunur.

Teğet doğrularının kesim noktasının bulunmasından sonra kam dönme merkezinin tespiti yapılabilir. Dönme merkezi belirlenirken teğet doğrularının kesim noktasının altında kalan alan içinde ve minimum kam boyutları için ise dönme merkezinin teğet doğrular üzerinde seçilmesi gerekmektedir. Dönme merkezi olarak belirlenecek nokta eksantrite değerinin pozitif (+) olması durumunda d_2 teğeti üzerinde, negatif (-) olması durumunda ise d_1 teğeti üzerinde seçilmelidir.

Kamın dönme merkezi bulunduktan sonra kam profilinin çizimine geçilebilir. Öncelikle teorik bir kam profili çizilir. Kam mekanizmalarında genellikle bir yuvarlanma elemanı kullanılır. Gerçek kam profili elde edilirken teorik kam profili üzerinde yarıçapı yuvarlanma elemanının yarıçapı olan daireler çizilir. Bu dairelere ait daire denklemleri hesaplandıktan sonra dairelere alttan ve üstten teğet doğrular çizilir. Bu doğruların kesim noktalarının birleşiminden oluşan kapalı eğri ise gerçek kam profilidir. Matematikte bu tür eğrilere zarf eğrisi denir.[11]

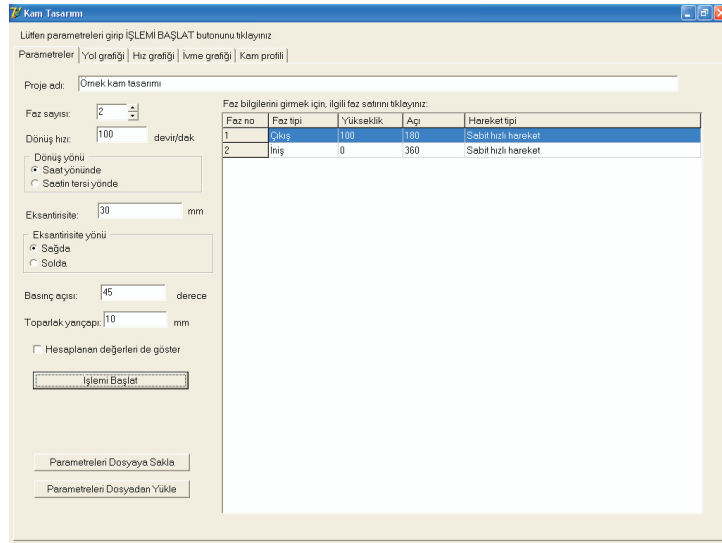
3.4. Kam Tasarım Programının Tanıtılması

Çıkış uzvu öteleme hareketi yapan kam mekanizmaları için hazırlanmış bu program Borland Delphi 7.0 program dili kullanılarak yazılmıştır. Program Windows uyumludur. Klasik kam tasarımında tasarımcının yapması gereken hesaplamalar ve çizimler program ile hatasız yapılmaktadır. Programın kullanıcı ara yüzü Şekil 12'de verilmiştir.



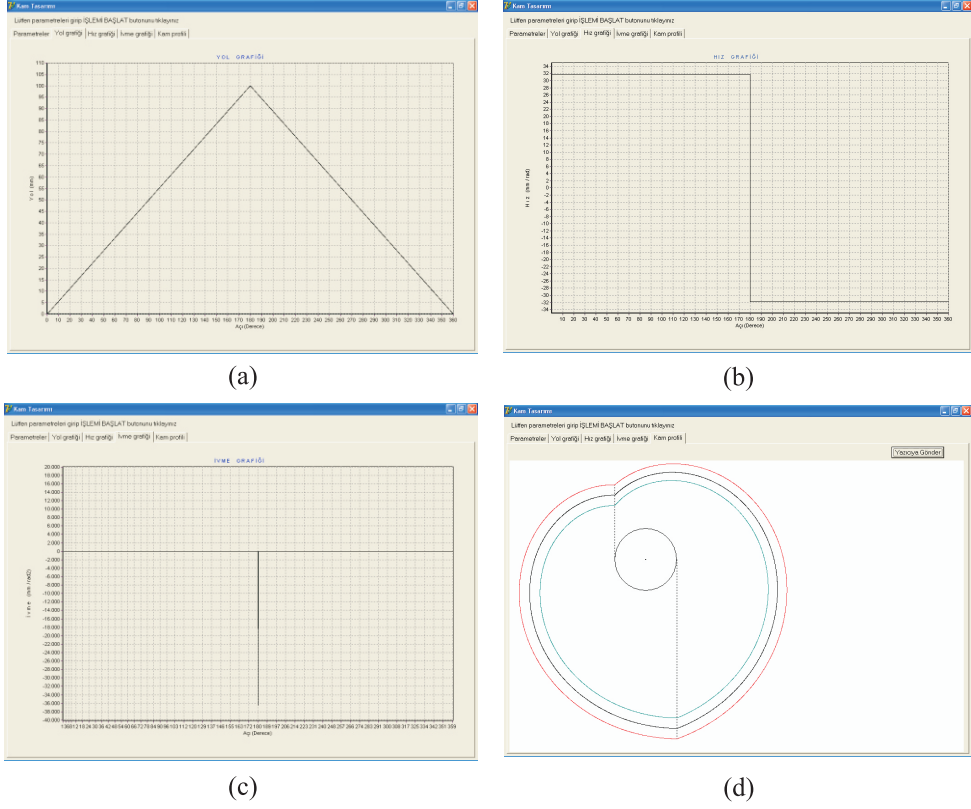
Şekil 12. Kam tasarım programının kullanıcı arayüz görüntüsü.[11]

Parametreler kısmındaki veriler ve faz bilgileri girilip işlemi başlat butonuna basıldığında kullanıcı ara yüz görüntüsü Şekil 13'deki duruma gelir.



Şekil 13. Giriş parametrelerinin girilip işlemi başlat'a basıldıktan sonraki ara yüz görüntüsü[11].

Gerekli olan parametreler programa girilip işlemi başlat düğmesine basılınca program gerekli hesaplamaları yapar ve yol, hız ile ivme grafiklerini çizer ve kam profilini oluşturur. Yol, hız ve ivme grafikleri ile kam profilinin görüntülerine bakmak için program ara yüzünde onlar için açılan düğmelere basılması gerekir. Aşağıdaki Şekil 14'de her bir grafiğin ve kam profilinin görüntüleri gösterilmiştir.



Şekil 14. Yol, hız ve ivme grafikleri ile kam profili görüntüleri.
(a: Yol Grafiği, b: Hız Grafiği, c: İvme Grafiği, d: Kam Profili)[11]

Programın giriş parametreleri değiştirildiğinde kam profilin bundan nasıl etkilendiği direkt olarak görülebilir. Bu parametreler hız değeri, eksantrisite, basınç açısı ve toparlak yarıçapıdır.

Programda ayrıca kullanıcıya tasarımı yapılan kama bir proje ismi vermesi ve bu projeyi diske kayıt etmesi ile tekrar çağırabilmesi olanağı verilmiştir.

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, geleneksel yöntemler yerine bilgisayar desteği ile bir kam mekanizmasının tasarımının yapılabilmesi için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu program ile özellikleri verilen bir kam mekanizmasının bilgisayarda tasarımı yapılmış ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Bilgisayar desteği ile yapılan bu tasarımda, insandan kaynaklanan hatalar elimine edilmiş, bu konuda daha önce elde edilen tecrübelerden de istifade edilerek istenilen özelliklerdeki kam tasarımının daha kısa sürede ve daha güvenilir olarak yapılması sağlanmış ve tasarımcıların istifadesine sunulmuştur.

KAYNAKLAR

- [1] Söylemez, E., 2000, Mekanizma tekniği, Prestij Ajans Matbaacılık Basım Yayın Sanayii ve Ticaret Ltd., 434 s.
- [2] Navora, O., Wu, C.J. and Angeles, J., 2001, The size minimization of planar cam mechanisms, Mechanism and Mechine Theory, 36, 371-386.
- [3] www.makineelemanlari.com/makineelemanlari/kam/kamlar-genel_bilgiler-1-htm-28k
- [4] <http://www.me.metu.edu.tr/me431/ch8/>
- [5] Küçük, M., 1990, Makine Bilgisi, MEB Basımevi, 815 s.
- [6] Kazıhan, K., 1996, Makine ve mekanizmalar teorisi, Beta Yayınevi, 213 s.
- [7] Küçük, T., 1998, Kam Mekanizmalarının Bilgisayar Destekli Tasarımı, Yüksek lisans tezi, OĖÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 91 s.
- [8] Nishika, M. And Nishimura, T., 1998, Synthesis of the internal parallel cam mechanism, ProQuest science journals, 212, 7, 577-585.
- [9] Bouzakis, K.D., Mitsi, S. and Tsiafis, J., 1997, Computer aided optimum design and NC milling of planar cam mechanisms, Tools Manufact., 37, 8, 1131-1142.
- [10] Emirdađ, G., 1988, Kam Mekanizmaları ve Bilgisayarla Tasarımı, Yüksek lisans tezi, AÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 61 s.
- [11] KOYUNBAKAN, M., 2006, Bilgisayar Destekli Kam Tasarımı ve Örnek Bir Kam Mekanizmasının İmalatı, Yüksek lisans tezi, DPÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 51 s.