

T.C.
MUSTAFA KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BEKLEMELİ KOL MEKANİZMALARININ TASARIMI

120729
120729

FİLİZ ŞEKERDEN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ANTAKYA
EKİM - 2002

Mustafa Kemal Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne,

Prof.Dr.Sedat BAYSEÇ ve Prof.Dr.Zafer S.DOĞANTAN danışmanlığında,
Filiz ŞEKERDEN tarafından hazırlanan bu çalışma 08/10/2002 tarihinde
aşağıdaki jüri tarafından, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisans tezi
olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Sedat BAYSEÇ

Üye : Yrd. Doç.Dr.Ali Naci ÇELİK

Üye : Yrd Doç. Dr.Ali Osman ATAHAN

İmza:

İmza:

İmza:

Yukarıdaki imzaların adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylıyorum.

Kod No: 108

İmza

08/10/2002
Enstitü Müdürü
Prof.Dr. Mustafa KAPLANKIRAN

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ÖZET**BEKLEMELİ KOL MEKANİZMALARININ TASARIMI**

Mekanizmanın giriş parametreleri değişirken, çıkış kolunun belli bir period süresince sabit kaldığı mekanizmalara beklemeli mekanizmalar denir. Beklemeli mekanizmalar endüstride bir çok uygulamaya sahiptir, özellikle makine elemanları, paketleme, tekstil makineleri ve otomasyon alanlarında kullanılır.

Değişik mekanik işlemlerde gerekli olan bekleme sağlayan mekanizmalar çok iyi bilinmektedirler ve güvenilirlerdir. Sabit giriş hızında çıkış kolunun hareket etmediğı bu hareketler birçok mekanizma ile sağlanabilir.

Kollu mekanizmalarının üretimi geleneksel olarak bekleme uygulamalarında kullanılan kam mekanizmalarının üretiminden, hem daha kolay, hem de çok daha ucuzdur.

Bu çalışmada altı-çubuklu beklemeli kol mekanizmaları çalışılmıştır. Bekleme periodunun hareket perioduna oranı, Çıkış kolunun maksimum hızı araştırılmıştır.

2002,89 sayfa

Anahtar Kelimeler: Bekleme, mekanizma

ABSTRACT**THE DESIGN OF DWELL MECHANISMS**

Output of a mechanism remains stationary for a certain period during which the input parameter changes, the mechanism is called a dwell mechanism. Dwell mechanisms have numerous applications in industry, especially in machine tools, packaging, textile machinery and automation.

Mechanisms are well-known for the generation of dwells, necessary for various machining operations and they are reliable. These motions in which the output at constant input speed is brought to a state of no motion, can be realised by a multitude of mechanisms.

Linkages are much easier to manufacture and are less expensive to maintain than cams which are traditionally used for dwell applications.

Six-bar dwell mechanisms are studied in this investigation. The ratio of dwell period to motion period, maximum velocity of output bar were researched.

2002,89 page

Key words: dwell, mechanism

ÖNSÖZ

Makineler elektrik motoru ile tahrik edilir, sürekli ve sabit hızla dönen milleri vardır. Her makinenin bir motoru olur ve tüm mekanizmalar aynı motor tarafından tahrik edilir. Aynı hızda olması gerekmez, basit dişli katarları ile farklı hızda tahrikler elde etmek mümkündür. Ancak mekanizmanın bir kolun sürekli dönerken bir kolu bekleme hareketi yapabilmelidir. Bu işi yapabilecek çeşitli mekanizmalar mevcuttur. Bu mekanizmalara beklemeli kol mekanizmaları denir.

Beklemeli kol mekanizmalarının boşluklarının olmaması, hafif olmaları, sürtünme ve aşınmalarının az olması, büyük kuvvetler uygulayabilmeleri, ucuz ve bakımlarının kolay olması, yüksek güvenilirlikleri, arıza yapmaması ve uzun ömürlü olmaları nedeni ile beklemeli kol mekanizmaları, üzerinde çalışılmaya değer mekanizmalar olmuşlardır. Bu nedenle beklemeli kol mekanizmaları çalışmamızın konusu olarak seçilmiştir.

Yüksek lisans tez konusunun belirlenmesinde ve çalışmalarımın her aşamasında yardımlarını esirgemeyen, değerli fikirleri ve katkılarıyla çalışmalarına ışık tutan ve yön veren danışman hocam, Gaziantep Üniversitesi Mühendislik Fakültesi öğretim üyesi Prof. Dr. Sedat BAYSEÇ ve danışman hocam, Mustafa Kemal Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi öğretim üyesi Prof. Dr. Zafer S. DOĞANTAN'a ve diğer emeği geçenlere teşekkür ederim.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	I
ABSTRACT.....	II
ÖNSÖZ.....	III
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	VI
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	VII
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	5
2.1. Beklemeli Kol Mekanizmaları.....	23
2.1.1. Grüber Mekanizması.....	23
2.2. Bekleme Hareketinin Tanımlanması.....	26
2.3. Stephenson Beklemeli Kol Mekanizması.....	31
2.3.1. Genel Yaklaşım.....	32
2.3.2. Analitik Geometri ile Biyel Noktası Tayini.....	36
2.3.2. Stephenson Bekleme Mekanizmasının Tasarımı.....	41
2.3.4. Dairesel Ark Çizen Biyel Mekanizması.....	41
2.3.5. Stephenson Bekleme Mekanizmasının Tasarımı Basamak Basamak Çizimi.....	45
3. MATERYAL ve METOD.....	50
3.1. Materyal.....	50
3.1.1. Dört Çubuk Mekanizması.....	50
3.2. Metod.....	54
3.2.1. Bekleme Elde Edebilmek İçin İkinci Dört Çubuk Mekanizması Ekleme.....	54
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	62
4.1. Dört Çubuk Mekanizması Tasarımı.....	62
4.1.1. Dört Çubuk Mekanizması ile Bekleme Sağlanabilir Mi?.....	64
4.2. Dört Çubuk Mekanizmasının Tasarımında Kullanılan İkinci Program.....	66
4.3. İkinci Dört Çubuk Mekanizmasının Ölü Nokta Konumlarına Göre Tasarımları.....	69

5. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	87
KAYNAKLAR.....	88
ÖZGEÇMİŞ.....	89



ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Verilen bir ψ (sarkaç dönme açısı) ve buna karşılık gelen ϕ (krank dönme açısı) için optimum iletim açısı ve başlangıç krank açısı.....	56
Çizelge 4.1. 1.örnek için Watt mekanizmasının boyutları.....	73
Çizelge 4.2. Birinci mekanizmanın kol boyları ve çıkış krank açısının maksimum ve minimum değerleri.....	75
Çizelge 4.3. Birinci mekanizmanın kol boyları ve giriş krank açısının maksimum ve minimum değerleri.....	76
Çizelge 4.4. 2.örnek için Watt mekanizmasının boyutları.....	78
Çizelge 4.5. İkinci dört çubuk mekanizması için girilen değerler, kol boyları,çıkış krankının aç değeri ile çıkış krankının üst kenar boyu.....	80
Çizelge 4.6. Birinci dört çubuk mekanizmasının kol boyları, hareket giriş krankının aç değeri.....	81
Çizelge 4.7. Gereksinimleri sağlayan dört çubuk mekanizmasının girilen bilgileri,kol boyları,çıkış krank açısının değerleri ve çıkış krankının üst kenar boyu.....	82
Çizelge 4.8. Birinci mekanizmanın gereksinimleri sağlayan kol boyları ve giriş krank açısının maksimum ve minimum değerleri.....	83
Çizelge 4.9. 3.örnekteki Watt mekanizmasının boyutları.....	86

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Kanca bıçak bağlantısı..... 3
Şekil 1.2	Dokuma makinasında bekleme mekanizması..... 3
Şekil 2.1(a)(b)(c)	Sadece döner eklemlerle oluşturulmuş Stephenson beklemeli kol mekanizmaları..... 6
Şekil 2. 2	Titreşimli krank ve planet dişli..... 6
Şekil 2.3	Kayan zincir hareketi..... 7
Şekil 2.4	Titreşimli zincir hareketi..... 7
Şekil 2.5	Zincir ve sürgü hareketi..... 8
Şekil 2.6	Episiklik bekleme mekanizması..... 8
Şekil 2.7	Kam-helezon dişli bekleme mekanizması..... 9
Şekil 2.8	Kam-helisel dişli bekleme mekanizması..... 10
Şekil 2.9	6-Elementli bekleme mekanizması..... 10
Şekil 2.10	Kam-silindirli bekleme mekanizması..... 11
Şekil 2.11	3-Dişli Bekleme mekanizması..... 11
Şekil 2.12	Çift kranklı bekleme mekanizması..... 12
Şekil 2.13	Dişli çark-krank biyelli bekleme mekanizması..... 13
Şekil 2.14	Sürgülü bekleme mekanizması..... 13
Şekil 2.15	Dişli-Titreşimli kranklı bekleme mekanizması..... 14
Şekil 2.16	Üçlü harmonik hareketli bekleme mekanizması..... 14
Şekil 2.17	2 numaralı kolun 60°'lik dönüşü için sahte arklı 4-çubuklu krank biyel mekanizması..... 15
Şekil 2.18	Çıkış elemanı bekleme yapan mekanizma..... 16
Şekil 2.19	6 elemanlı bekleme mekanizması..... 16
Şekil 2.20	Tek beklemeli 6-çubuk mekanizması..... 17
Şekil 2.21	Çift beklemeli 6-çubuk mekanizması..... 18
Şekil 2.22	Bobillier konstrüksiyonu yardımı ile biyel bekleme mekanizmasının bulunması..... 18

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Kanca bıçak bağlantısı..... 3
Şekil 1.2	Dokuma makinasında bekleme mekanizması..... 3
Şekil 2.1	Sadece döner eklemlerle oluşturulmuş Stephenson beklemeli kol mekanizmaları..... 6
Şekil 2.2	Titreşimli krank ve planet dişli..... 6
Şekil 2.3	Kayan zincir hareketi..... 7
Şekil 2.4	Titreşimli zincir hareketi..... 7
Şekil 2.5	Zincir ve sürgü hareketi..... 8
Şekil 2.6	Episiklik bekleme mekanizması..... 8
Şekil 2.7	Kam-helezon dişli bekleme mekanizması..... 9
Şekil 2.8	Kam-helisel dişli bekleme mekanizması..... 10
Şekil 2.9	6-Elementli bekleme mekanizması..... 10
Şekil 2.10	Kam-silindirik bekleme mekanizması..... 11
Şekil 2.11	3-Dişli Bekleme mekanizması..... 11
Şekil 2.12	Çift kranklı bekleme mekanizması..... 12
Şekil 2.13	Dişli çark-krank biyelli bekleme mekanizması..... 13
Şekil 2.14	Sürgülü bekleme mekanizması..... 13
Şekil 2.15	Dişli-Titreşimli kranklı bekleme mekanizması..... 14
Şekil 2.16	Üçlü harmonik hareketli bekleme mekanizması..... 14
Şekil 2.17	2 numaralı kolun 60°'lik dönüşü için sahte arklı 4-çubuklu krank biyel mekanizması..... 15
Şekil 2.18	Çıkış elemanı bekleme yapan mekanizma..... 16
Şekil 2.19	6 elemanlı bekleme mekanizması..... 16
Şekil 2.20	Tek beklemeli 6-çubuk mekanizması..... 17
Şekil 2.21	Çift beklemeli 6-çubuk mekanizması..... 18
Şekil 2.22	Bobillier konstrüksiyonu yardımı ile biyel bekleme mekanizmasının bulunması..... 18

Şekil 2.23	İzafi poller kullanarak dizayn edilen beklemeli kol mekanizması.Yaklaşık bekleme mekanizması(tahrik ve bekleme dış ölü konumda)	19
Şekil 2.24	8 çubuklu mekanizmanın çıkış birimi.....	21
Şekil 2.25	8 çubuklu mekanizmanın ortadaki birimi.....	21
Şekil 2.26	Büyük bir çıkış salınımının her iki ucunda da yaklaşık bekleme oluşarı 8 çubuk mekanizması.....	22
Şekil 2.27	Mekanizmada bulunan bir uzuvda kinematik eleman sayısı mekanizmada bulunan uzuv sayısının yarısından fazla olamayacağıının şekil ile gösterimi.....	26
Şekil 2.28	Yükselme geri dönüş programı.....	27
Şekil 2.29	Bekleme-yükselme-geri dönüş programı.....	28
Şekil 2.30	Yükselme-bekleme-geri dönüş programı.....	28
Şekil 2.31	Yükselme-Geri dönüş-Bekleme-Geri Dönüş programı.....	29
Şekil 2.32	Bekleme-yükseliş-bekleme-geri dönüş.....	29
Şekil 2.33	Çift harmonikli hareket.....	30
Şekil 2.34	Beklemeli kol mekanizması için giriş-çıkış eğrisi.....	31
Şekil 2.35	Biyel eğrili dört çubuk mekanizması kullanılan beklemeli kol mekanizması prensibi.....	32
Şekil 2.36	γ iletim açılı ve bekleme mekanizması için bir biyel eğrisi seçimi.....	33
Şekil 2.37	Bekleme mekanizmasının dizaynında kullanılan dört çubuk mekanizmasının ölçüleri.Birinci gerçek nokta için pozisyon.....	34
Şekil 2.38	Beklemeli mekanizmanın ters izafi pollerin belirlenmesi.....	35
Şekil 2.39	Beklemeli mekanizma C_1' ve C_1'' çember noktalarının çizimi.....	36
Şekil 2.40	Bekleme mekanizması: Krank ve sarkaç hareketinin biyele bağılı olarak belirlenmesi.....	37
Şekil 2.41	Bekleme mekanizması: kompleks sayılar kullanılarak M' noktasının belirlenmesi	38

Şekil 2.42	Yaklaşık bir dairesel ark çizen biyel noktalı dört çubuk mekanizması.....	39
Şekil 2.43	Beklemeli kol mekanizması: O_D dönme merkezinin belirlenmesi.....	40
Şekil 2.44	Dört-çubuk mekanizmasının bağımsız değişkenleri.....	42
Şekil 2.45	Simetrik dairesel ark mafsalı.....	42
Şekil 2.46a	A-A ₀ -B ₀ bir çizgide olacak şekilde Şekil 2.45'deki mekanizmanın dönmüş durumu.....	43
Şekil 2.46b	Şekil 2.45'deki mekanizmanın A-A ₀ -B ₀ x ekseninde olacak şekilde dönmüş hali.....	44
Şekil 2.47	$\alpha=\beta=90^0$ olduğu durumda simetrik dairesel arkın basit bir şekli.....	45
Şekil 2.48	Simetrik dairesel ark çizen dört çubuk mekanizmasına iki kolun eklenmesi suretiyle belirlenen beklemeli Stephenson mekanizması.....	46
Şekil 2.49	Bir önceki modülün simetrik ark mekanizması.....	47
Şekil 2.50	Arkın eğrilik merkezinin yerleştirilmesinin grafik çizimi.....	47
Şekil 2.51	1 numaralı kol ile iki uç pozisyonda çizilen(C-D ve C'-D')Yeni bir referans pozisyonundaki dört çubuk mekanizması.	48
Şekil 2.52	Tamamlanmış Stephenson beklemeli 6 çubuk mekanizması.	48
Şekil 2.53	Watt Mekanizması.....	49
Şekil 3.1	Dört çubuk mekanizması.....	51
Şekil 3.2	Krank- sarkaç mekanizması.....	53
Şekil 3.3	Ölü nokta konumları.....	53
Şekil 3.4	DRDR(Bekleme-yükselme-bekleme-geri dönüş)	54
Şekil 3.5	RDR(Yükselme-bekleme-geri dönüş).....	55
Şekil 3.6	DRR(Bekleme-yükselme-geri dönüş).....	55
Şekil 3.7	Toprak :10, Sarkaç:12, B _{MIN} : 60 ⁰ olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması.....	57
Şekil 3.8	Toprak :10, Sarkaç:12, B _{MAX} : 120 ⁰ olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması.....	57
Şekil 3.9	Toprak :10, Sarkaç:10, B _{MIN} : 60 ⁰ olduğu durumdaki dört çubuk	

	mekanizması.....	58
Şekil 3.10	Toprak :10, Sarkaç:10, $B_{MAX}: 120^0$ olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması.....	58
Şekil 3.11	Toprak :10, Sarkaç:5, $B_{MIN}: 60^0$ olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması.....	59
Şekil 3.12	Toprak:10, Sarkaç:5, $B_{MAX}:120^0$ olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması.....	59
Şekil 3.13	Toprak:10, Sarkaç:6, $B_{MIN}:0^0$ olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması.....	60
Şekil 3.14	Toprak:10, Sarkaç:6, $B_{MAX}:120^0$ olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması.....	60
Şekil 3.15	Toprak:10, Sarkaç:6, $B_{MIN}:90^0$ olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması.....	61
Şekil 3.16	Toprak:10, Sarkaç:6, $B_{MAX}:150^0$ olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması.....	61
Şekil 4.1	Üç pozisyon sentezi sonucunda ortaya çıkan dört çubuk mekanizması	64
Şekil 4.2	Giriş kolu 90^0 hareket ederken çıkış kolunun hareket etmediği durumdaki bir dört çubuk mekanizması.....	66
Şekil 4.3	Dört çubuk mekanizması.....	68
Şekil 4.4	1.örnekteki ikinci dört çubuk mekanizması.....	71
Şekil 4.5	1.örnekteki birinci dört çubuk mekanizması.....	72
Şekil 4.6	1.örnekteki Watt mekanizması.....	72
Şekil 4.7	2.örnekteki ikinci dört çubuk mekanizması.....	74
Şekil 4.8	2.örnek için birinci dört çubuk mekanizması.....	77
Şekil 4.9	2.örnek için Watt mekanizması.....	77
Şekil 4.10	3.örnekteki ikinci dört çubuk mekanizması.....	79
Şekil 4.11	3.örnekteki birinci dört çubuk mekanizması.....	84
Şekil 4.12	3.örnekteki Watt mekanizması.....	85

1.GİRİŞ

Bekleme, sıfır olmayan bir giriş hareketi ile elde edilen sıfır çıkış hareketi diye tanımlanabilir. Diğer bir deyişle, motor döndüğü halde çıkış kolu hareket etmez. Bekleme uzvunun kullanımı çok fazla gerekli olmamakla birlikte, giriş hareketinin verilen bir pozisyonda önemli bir süre beklemesinin gerekli olduğu durumlarda kullanılmaktadır.

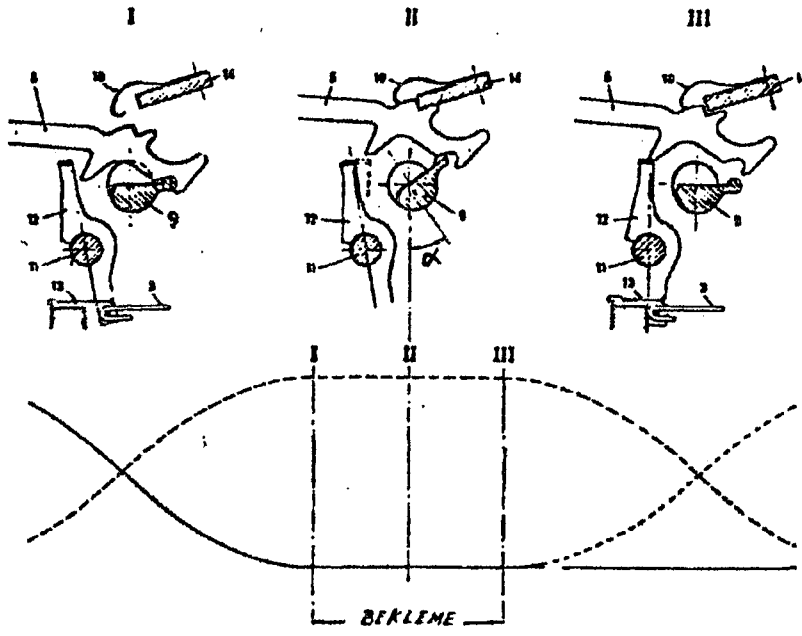
Makineler elektrik motoru ile tahrik edilir, sürekli ve sabit hızla dönen milleri vardır. Her makinenin bir motoru olur ve tüm mekanizmalar aynı motor tarafından tahrik edilir. Aynı hızda olması gerekmez, basit dişli katarları ile farklı hızda tahrikler elde etmek mümkündür. Ancak mekanizmanın bir kolun sürekli dönerken bir kolu bekleme hareketi yapabilmelidir. Bu işi yapabilecek çeşitli mekanizmalar mevcuttur.

Beklemeli kol mekanizmalarının boşluklarının olmaması, hafif olmaları, sürtünme ve aşınmalarının az olması, büyük kuvvetler uygulayabilmeleri (Motorlar ve servo sistemler uygulayamaz), ucuz ve bakımlarının kolay olması, yüksek güvenilirlikleri, arıza yapmaması ve uzun ömürlü olmaları nedeni ile beklemeli kol mekanizmaları, üzerinde çalışılmaya değer mekanizmalar olmuşlardır.

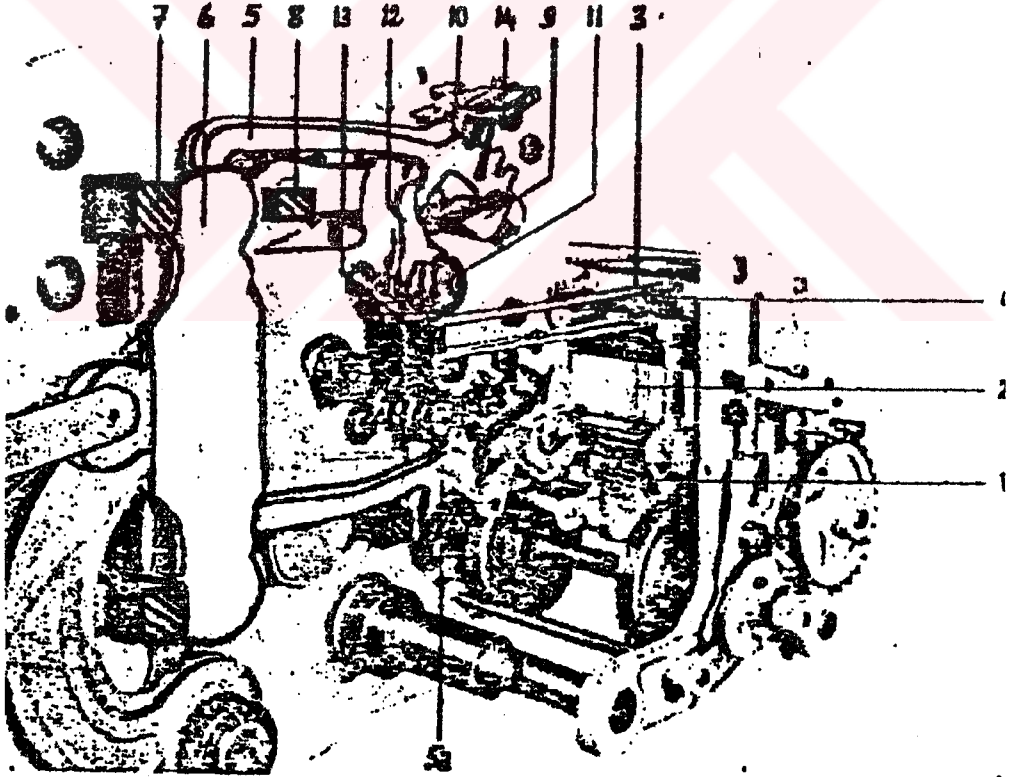
Beklemeli kol mekanizmaları mekanizma sürekli çalışır durumda iken elemanlarından birisinin çalışma evresinin bir bölümünde durduğu ya da pratikte durduğu kabul edilecek şekilde çok küçük hızlarla hareket ettiği mekanizmalardır. Tarım, paketleme ve baskı makinelerinde çok kullanılır. Bir makinenin yaptığı iş peş peşe gelen basit hareketler zinciri ile oluşturulur. Her bir basit hareket oluşurken diğer hareketlerin beklemesi gerekir. Bu gibi bekleme davranışını mekanizma durmadan, hareket halindeyken gerçekleştiren mekanizmalar beklemeli kol mekanizmalarıdır.

Tekstilde çok yüksek devirli dokuma makinalarında, örneğin mekikcikli ve kancalı dokuma makinalarında kullanılan bir sistem vardır. Aşağıdaki Şekil 1.1, kanca bıçak bağlantısını, Şekil 1.2'de bir kol üzerinde yer alan 8 geri çekme traversi ile 9 bıçağı birlikte ileri-geri hareket ederler. 5 numaralı kanca çalışma esnasında bıçakla sağa, geri çekme traversi ile sola çekilir. Bu makinenin da çift kurslu olması sebebi ile 5 ve 5a dan oluşan üst ve alt kancalar 6 numaralı salınım kolu vasıtasıyla armür koluna bağlıdır. Kancanın bıçağa takılması veya takılmaması durumları ise zaman diyagramına bağlı olarak şu şekilde açıklanabilir.

1. Çerçeve alt ağızlığa inme hareketini tamamlamak üzeredir. Bu durumda 5 kancası 9 bıçağına takılı olarak 8 vasıtasıyla sola(geriye) çekilmiş haldedir.
2. Çerçeve alt ağızlık konumuna geçtikten sonra, 9 bıçağı saat yönünün tersine α açısı kadar döner. Dolayısıyla 5 kancası yukarı kaldırılmış olur ve üst kısmında yer alan tırnağı ile 14 sabit durdurucusuna takılır.
3. a) Eğer çerçeve dokuma makinasının bir sonraki devrinde de alt ağızlıkta kalmaya devam edecekse desen dokuma mekanizmasından gelen hareketle 3 iğnesi serbest bırakılır, 13 yayı tarafında çekilen 12 destek kolu şekildeki gibi düşey pozisyonda kancayı alt tarafından, bıçakla bağlantı kuramayacağı konumda kilitler. Dolayısıyla, dokuma makinasının bir sonraki devrinde 5 kancası 7 ve 14 numaralı durdurucular arasında kilitli kalır. 9 bıçağı dönerek eski konumuna gelir ve 8 ile birlikte kancadan bağımsız olarak sağa hareket eder.
b) Eğer dokuma makinasının bir sonraki devrinde çerçevenin yukarı kaldırılması gerekiyorsa, desen okuma kartonundaki deliğe giren bir yoklayıcıya bağlı 3 numaralı iğne sağa çekilir ve 11 üzerinde dönen 12 destek kolu geri pozisyonda kalır. Dolayısıyla bıçağın α açısı kadar ters dönüşü sırasında kanca ile bıçak tekrar bağlantıya girerler ve 8 ve 9'un birlikte sağa hareketleri ile çerçeve yukarı kalkar(ÖNDER,1995).



Şekil 1.1. Kanca bıçak bağlantısı



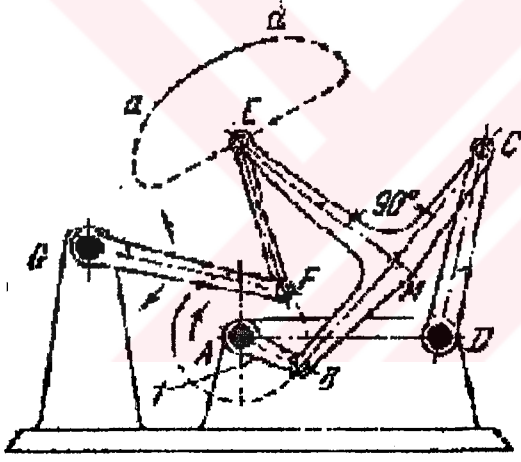
Şekil 1.2. Dokuma makinasında bekleme mekanizması

Bu çalışmada 6 elemanlı bekleme kol mekanizmalarının kullanım kriterlerini sağlayacak şekilde nasıl tasarlanacağı araştırılmıştır. Bekleme periyodunun hareketin periyoduna oranı, beklemenin kalitesi yani bekleme yapan kolun bekleme sırasında sahip olduğu en büyük hızlar ve bekleme yapan kolun bekleme dışındaki hareketinin harmonikleri ve genliği kullanım kriterleri olarak kullanılmıştır.

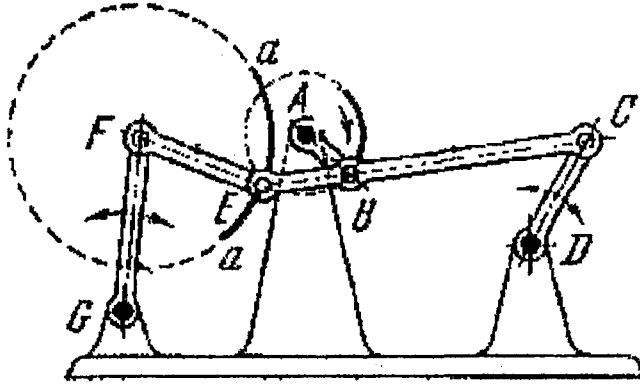


2.ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

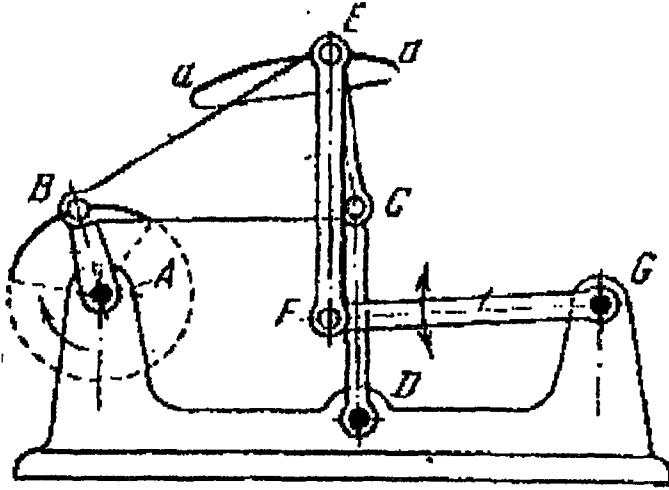
Beklemeli kol mekanizmalarının muhtelif çeşitleri vardır. ARTOBOLEVSKY (1967), bir çok beklemeli kol mekanizmasının tasarımını yapmıştır. Bu mekanizmalardan; Şekil 2.1(a),(b) ve (c)'de sadece döner eklemlerden oluşan 6 elemanlı Stephenson mekanizmaları gösterilmiştir. Bu mekanizmalarda kayar eklemler olmadığından sürtünme kuvvetleri ve buna bağlı olarak mekanizma kasılmaları olmadığı için kullanımı, imalatı ve uygulaması kolaydır. Bu mekanizmalar Şekil(2.1)'de görüldüğü biyel elemanı üzerindeki bir E noktasının çizdiği eğrinin hareketin bir evresinde bir daire parçasını andırması esasına dayanır. F noktası bu daire parçasının merkezi ve EF yarıçapıdır. E noktası dairesel bir yol izlerken F sabit ve FG krankı hareketsiz kalır. Bu tür bir mekanizma tasarlayabilmek için 4 çubuk mekanizmalarının biyel eğrileri hakkında bilgi sahibi olmak gerekir.



Şekil 2.1.a



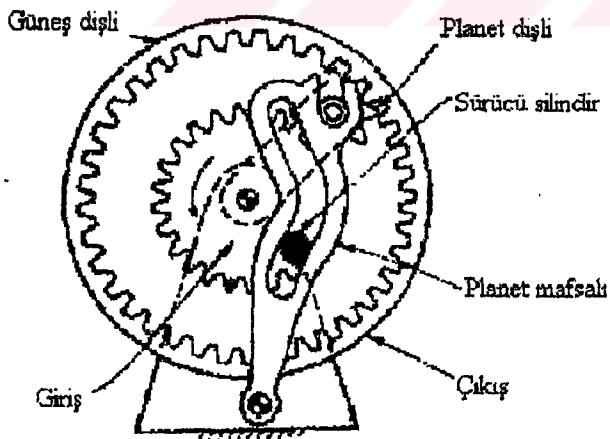
Şekil 2.1.b



Şekil 2.1.c.

Şekil 2.1(a)(b)(c). Sadece döner eklemlerle oluşturulmuş Stephenson beklemeli kol mekanizmaları

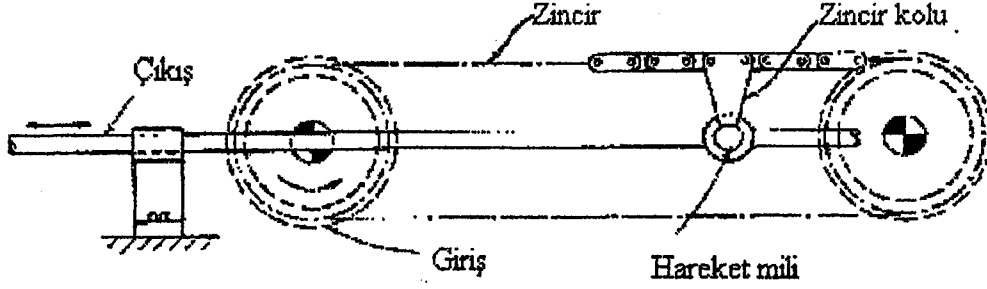
CHIRINOIS (1965), beklemeli mekanizmaları, uzun beklemeli mekanizmalar ve kısa beklemeli mekanizmalar olarak iki grup altında ele almıştır. CHIRINOIS (1965)'nin ele aldığı mekanizmalardan bazıları gösterilmiştir. Şekil 2.2-Şekil 2.12 uzun beklemeli mekanizmalar, Şekil 2.13-Şekil 2.16 kısa beklemeli mekanizmalardır.



Şekil 2. 2. Titreşimli krank ve planet dişli

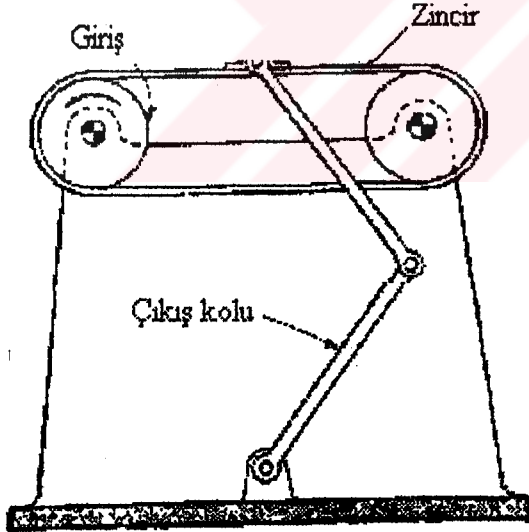
Burada planet, dur-kalk hareketi ile ilerlemektedir. Tahrik çarkı planet mafsaldaki dairesel yay yivine girerken gösterilmiştir, böylece tahrik çarkı yiv içinde

hareket ederken, planet dişli ve planet mafsalı hareketsiz kalır. Sonuç:kademeli titreşimli dđnen çıkış hareketi.



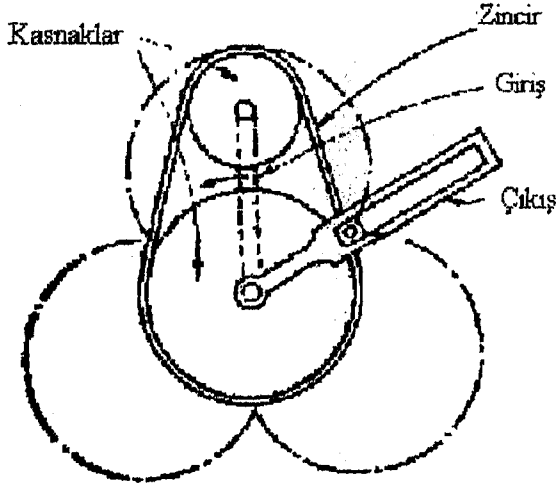
Şekil 2.3. Kayan zincir hareketi

ıkış kolu sabit bir hızla ileri geri hareket ederken, zincir kolu, zincir dişlinin sonuna geldiğinde uzun bir bekleme gerçekleşir.



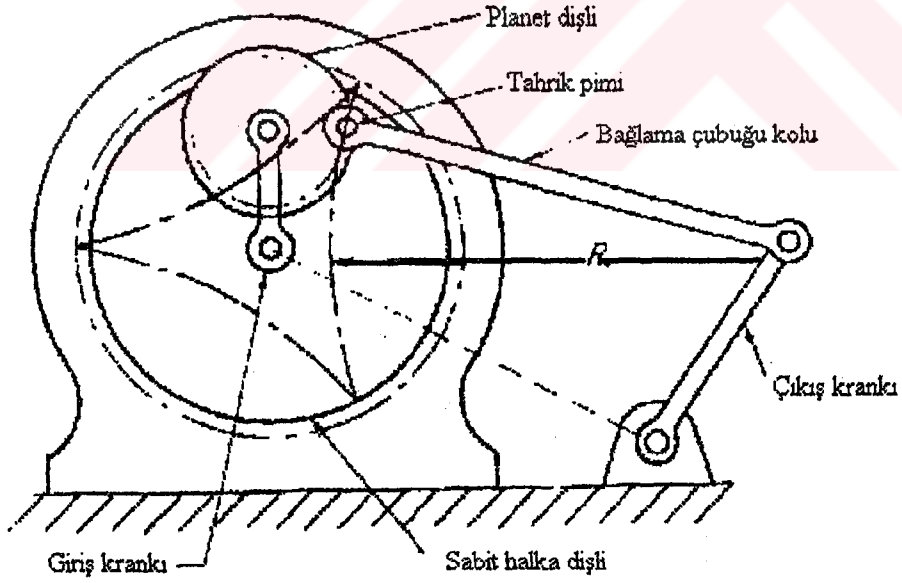
Şekil 2.4. Titreşimli zincir hareketi

Zincirin bir kol tarafından hareket ettirilmesi dışında, daha önce anlatılanla aynı prensipte çalışmaktadır.



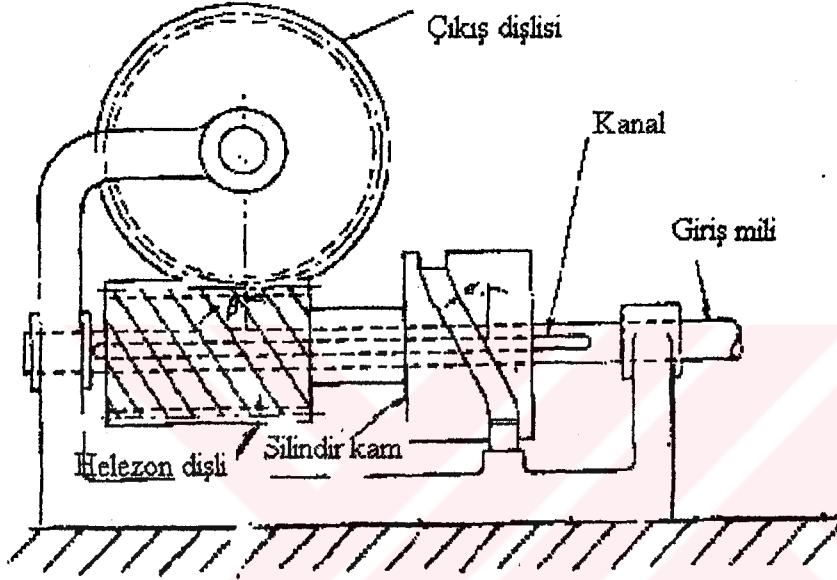
Şekil 2.5. Zincir ve sürgü hareketi

Giriş krankı küçük kasnağın sabit olan büyük kasnak etrafında dönmesine sebep olur. Zincirdeki dönme noktası çıkış kolundaki yiv içinde kayar. Şekil 2.5, çıkış kolunun 120° 'lik uzun bir bekleme periyoduna başlangıç safhasını göstermektedir.



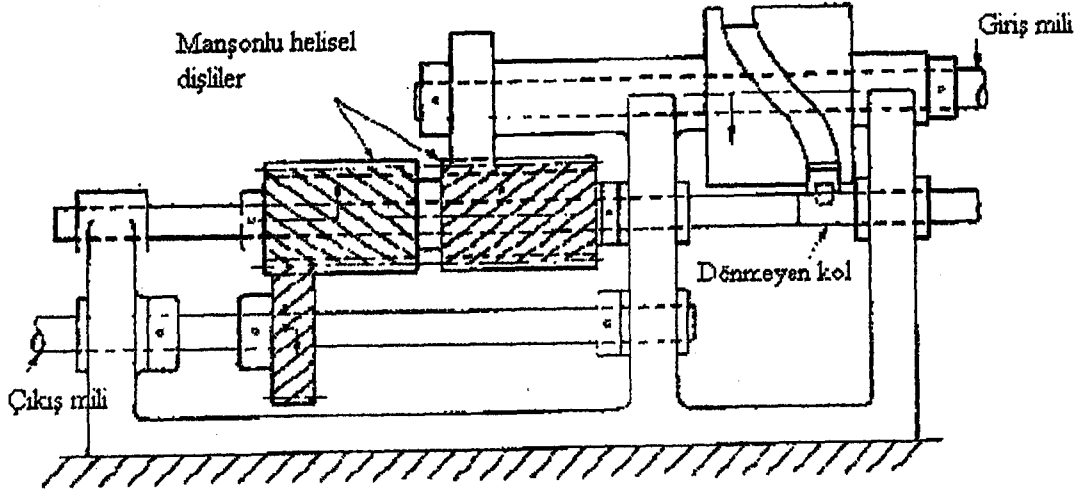
Şekil 2.6. Episiklik bekleme mekanizması

Çıkış krankı sağ en uçtaki pozisyona kadar uzun bir bekleme ile ileri-geri titreşim hareketi yapar. Dişli üzerindeki pim, üç dilimli bir episiklik eğri çizer. Eğrinin sağ tarafı, yarıçapı hemen hemen R olan dairesel bir arktır. Eğer bağlama çubuğunun uzunluğu R yarıçapına eşit yapılırsa, çıkış krankı, giriş krankının toplam dönüşünün $1/3$ 'ünde durgun halde kalır. Krank daha sonra ters döner, sol pozisyonda durur, tekrar ters döner ve bekleme tekrarlanır.



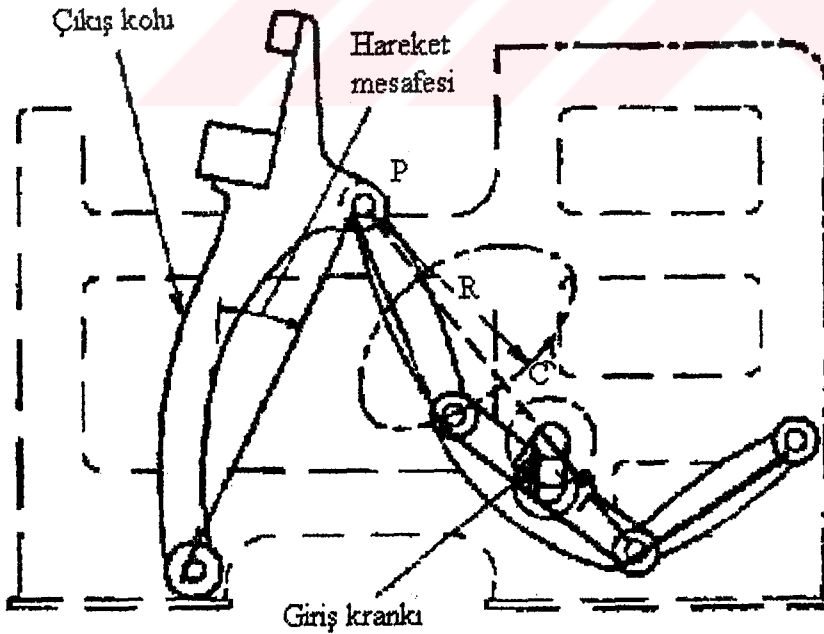
Şekil 2.7. Kam-helezon dişli bekleme mekanizması

Bu mekanizmada, silindir kam olmasaydı, giriş mili, çıkış dişlisini sabit bir hızla hareket ettirecekti. Helezon dişli ve silindir kam, giriş mili üzerinde doğrusal bir şekilde kayar. Giriş milinin dönüşü helezon dişlinin ileri geri hareket etmesine, böylece çıkış hareketinin artıp, azalmasına neden olur. Eğer silindir kamının α açısı, helezon dişlinin β açısına eşit olursa, çıkış dişlisi tanımlanan dönüşün sınırlarında durur, daha sonra kaybolan zamanı telafi edebilmek için hızlanır.



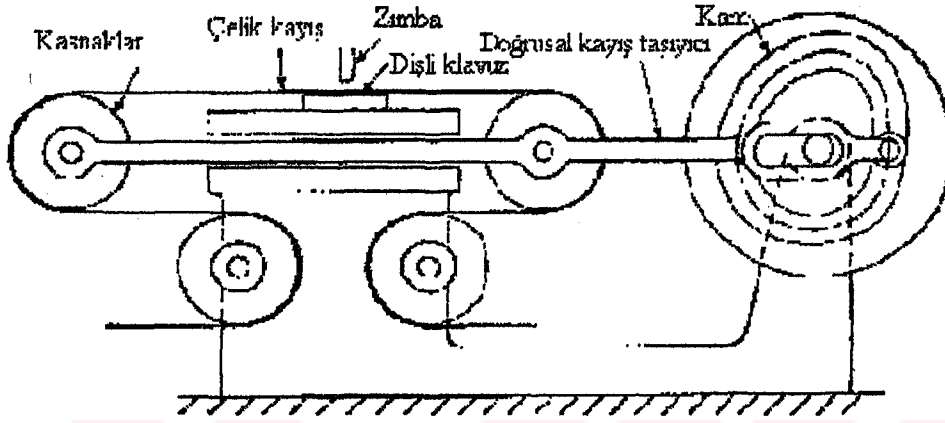
Şekil 2.8. Kam-helisel dişli bekleme mekanizması

Bir helisel dişli doğrusal olarak hareket ettiği zaman, helis açısı nedeni ile dönüş hareketi birbirine kenetlenen dişli hareketine dönüşecektir. Bu kural, tanımlanan mekanizma için geçerlidir. Giriş milinin dönüşü, ortadaki milin sola doğru yer değiştirmesine, böylece giriş milinin dönüşünün artmasına ya da azalmasına sebep olacaktır (Şekil 2.8).



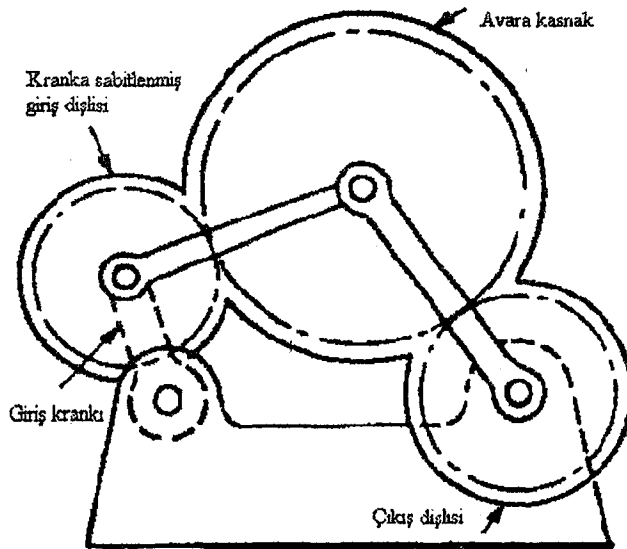
Şekil 2.9. 6-Elementli bekleme mekanizması

Giriş krankının dönüşü, çıkış kolunun en uçtaki sağ pozisyonda uzun beklemeli bir titreşim hareketi yapmasına sebep olur. Bu, C noktasının P merkezli hemen hemen dairesel bir ark olan bir eğri çizmesinden dolayı oluşur. Çıkış kolu, bu eğrinin bir kısmında hareketsiz olarak durur yani bekleme yapar(Şekil 2.9).



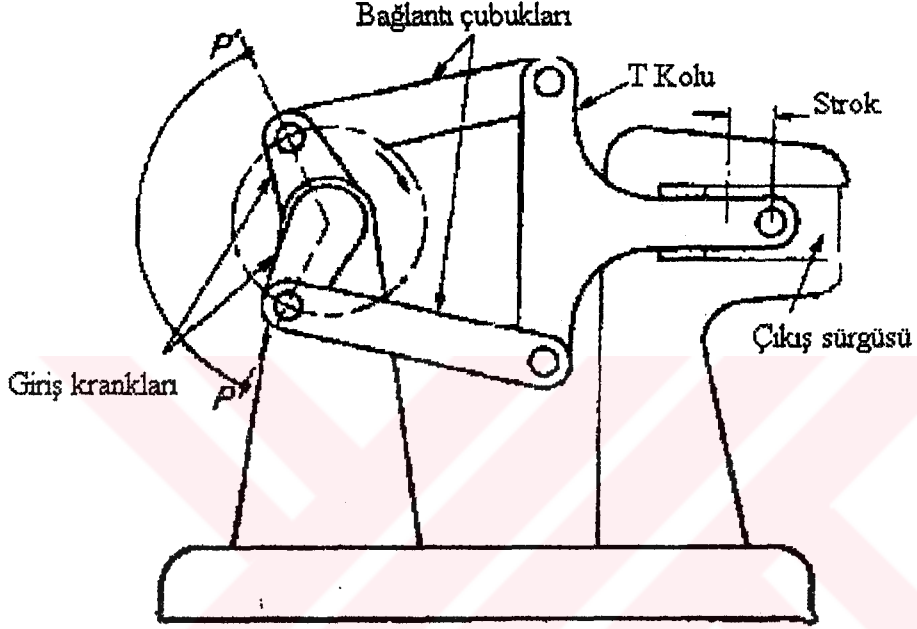
Şekil 2.10. Kam-silindirli bekleme mekanizması

Çelik kayış sabit hızla beslenir. Fakat, tanımlanan dişli klavuzda, kayışın durması ve zambalama işleminin yapılması istenir. Kayış, hareket eden kasnakların üzerinden geçerken, kasnak sağa doğru yer değiştirdiğinde, kayış da, sağa doğru hareket eder. Kayış normal bir şekilde sola doğru beslendiğinde, uygun bir şekilde dizayn edilmiş olan kam, doğrusal besleme oranlarında hareket edebilir, böylece kayış durur ve daha sonra normal oranı yakalayabilmek için hızlanır(Şekil 2.10).



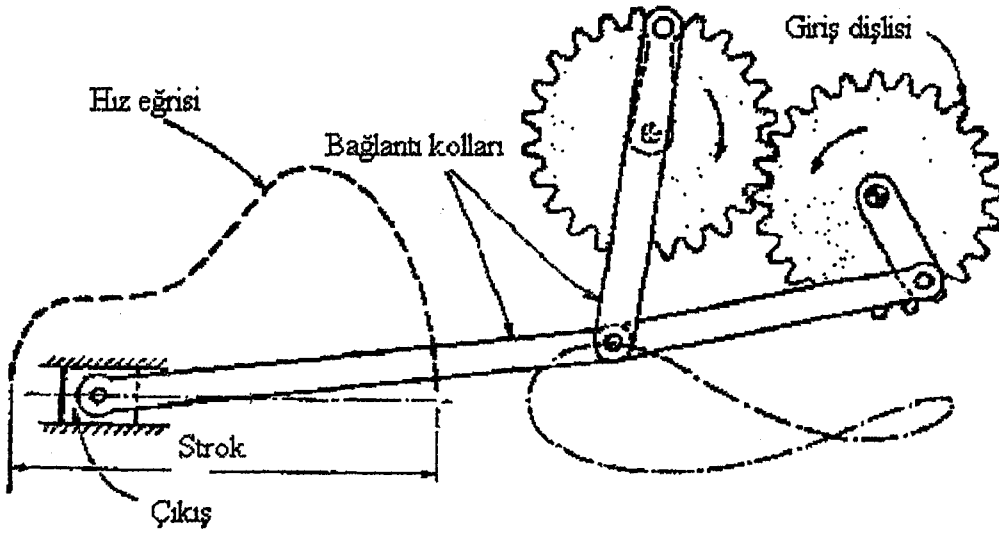
Şekil 2.11.3-Dişli Bekleme mekanizması

Bu mekanizma 4 çubuk mekanizmasının 3 dişli çark ile birleşmesinden oluşan bir mekanizmadır. Giriş krankı, çıkış dişlisini avara kasnak ile hareket ettiren giriş dişlisi ile birlikte döner. Değişik çıkış hareketleri mümkündür. Dişli büyüklüklerine bağlı olarak, çıkış dişlisi titreşim veya kısa bir bekleme yapabilir(Şekil 2.11).



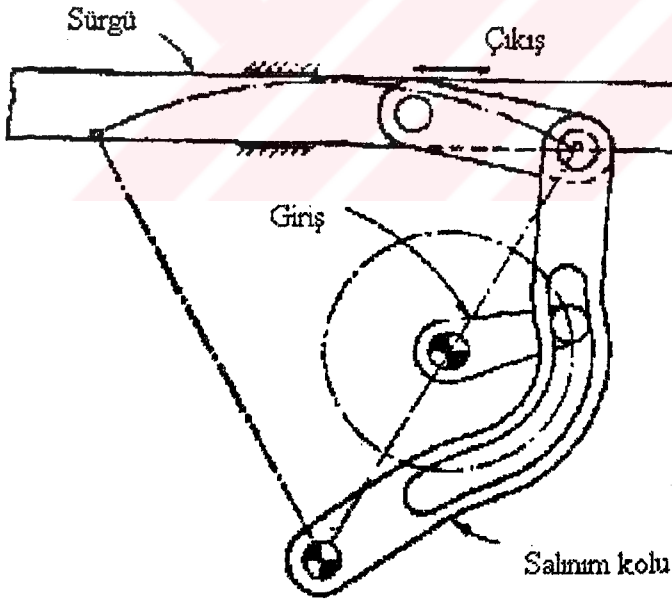
Şekil 2.12. Çift kranklı bekleme mekanizması

Her iki krank da giriş mili gibi hareket eden ortak bir mile bağlanmıştır. Böylece, birbirlerinden her zaman sabit uzaklıkta kalmaları sağlanmıştır. Sadece iki temel nokta vardır; Giriş milinin merkezi ve çıkış sürgününün kılavuz noktası. Çıkış sürgüsü stroğun sağ uç noktasına ulaştığında, krank PP' açısı boyunca hareket ederken hareketsiz kalacaktır. Bu mekanizma tekstil makinelerinde kesim işleminde kullanılmaktadır(Şekil 2.12).



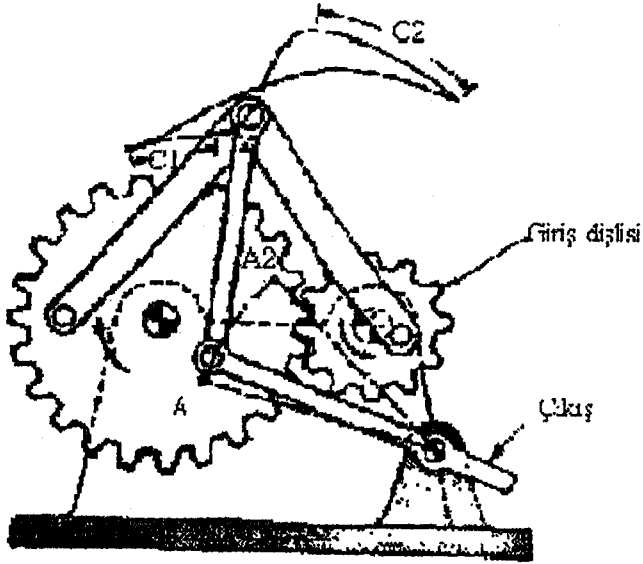
Şekil 2.13.Dişli çark-krank biyelli bekleme mekanizması

Pistonun düşük bir sabit hızla hareket etmesinin gerekli olduğu metal çekme preslerinde kullanılır. Giriş dişlisi şekilde görülen hız eğrisini yapabilmek için, bağlantı çubuklarını hareket ettirir(Şekil 2.13).



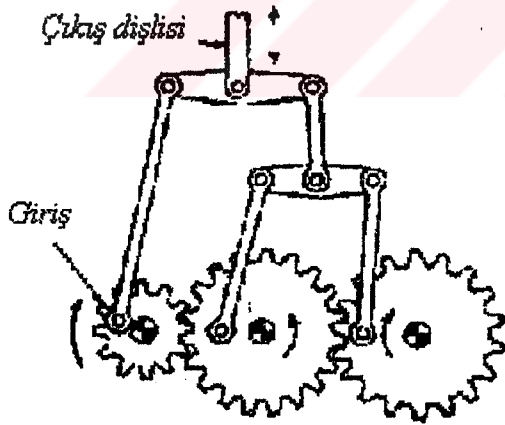
Şekil 2.14.Sürgülü bekleme mekanizması

Salınım kolundaki dairesel ark, sürgü sağ pozisyondayken kolun bekleme yapmasını sağlar(Şekil 2.14).



Şekil 2.15. Dişli-Titreşimli kranklı bekleme mekanizması

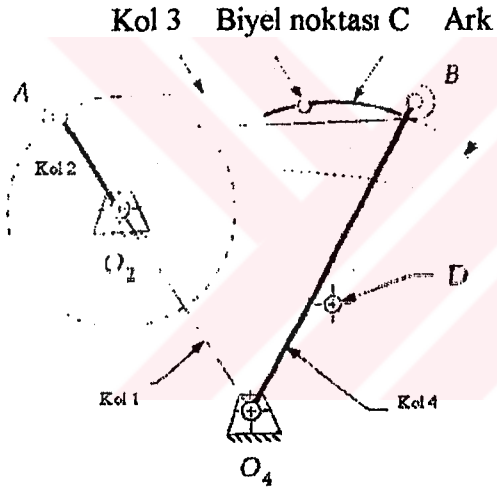
A_1 ve A_2 merkezli dairesel arka çok yakın olan eğri, C_1 ve C_2 olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Bu mekanizmada hareket kolu her iki uçta da bekleme yapar (Şekil 2.15).



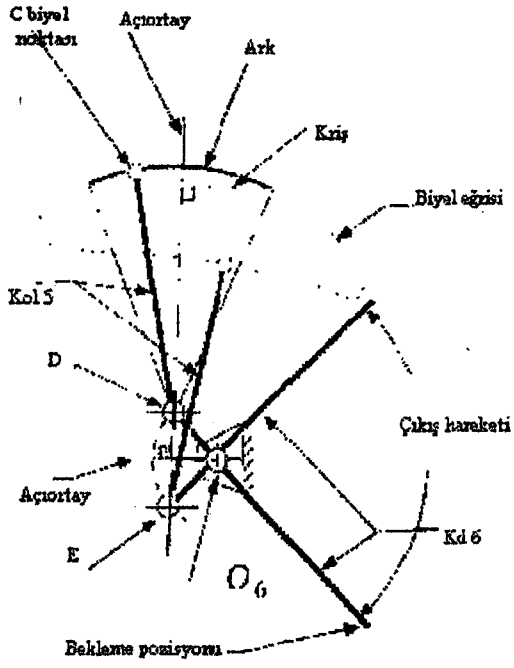
Şekil 2.16. Üçlü harmonik hareketli bekleme mekanizması

Giriş dişli bağlantı çubukları vasıtasıyla üç tane dişliyi hareket ettirir. Her dönüşte birçok bekleme yapan farklı boyuttaki kollar seçilerek çıkış hareketinin geniş bir çeşitlilik göstermesi sağlanır (Şekil 2.16).

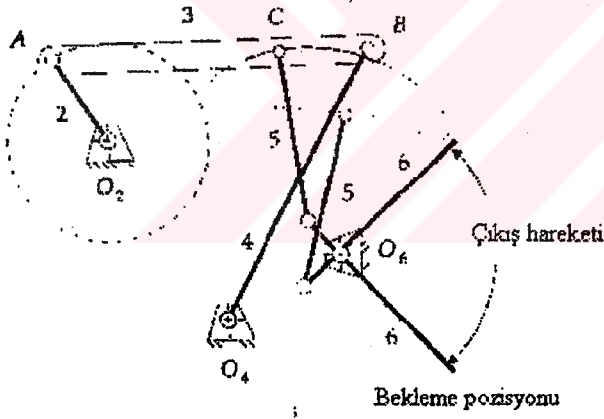
NORTON (1992), beklemeli kol mekanizmalarını tek beklemeli mekanizmalar ve çift beklemeli mekanizmalar olmak üzere iki grup altında incelemiştir. Tek beklemeli mekanizmalar için genellikle iki tane yaklaşım vardır. Her iki yaklaşımda da 6 elemanlı bir beklemeli kol mekanizması ve ilk önce uygun bir biyel eğrisine sahip olan dört çubuk mekanizmasının bulunması gerekmektedir. Daha sonra, bu dört elemanlı kol mekanizmasına çıkış koluna istenilen beklemeyi yapabilmesi için gerekli olan bir çift kol daha eklenir. İlk önce yaklaşık bir dairesel ark çizen biyeli olan bir dört çubuk mekanizması tasarlanmalıdır. Bu noktada biyel eğrisi atlası büyük önem kazanmaktadır. Şekil 2.17, Şekil 2.18, Şekil 2.19 ve Şekil 2.20'te tek beklemeli mekanizmalar görülmektedir.



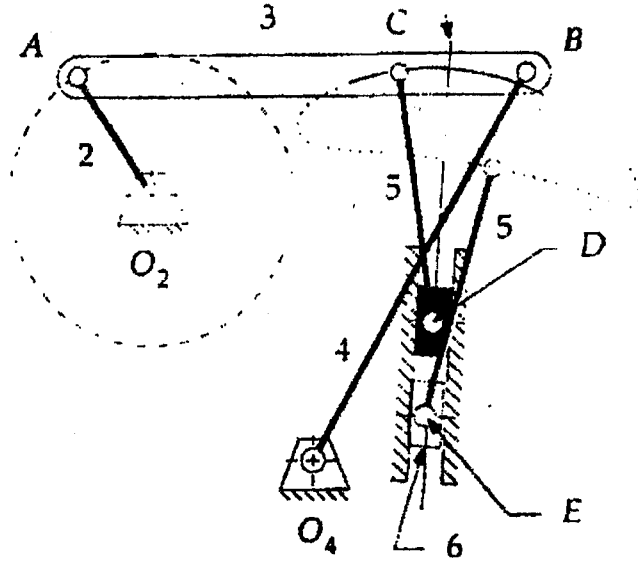
Şekil 2.17. 2 numaralı kolün 60° lik dönüşü için sahte arklı 4-çubuklu krank biyel mekanizması



Şekil 2.18. Çıkış elemanı bekleme yapan mekanizma



Şekil 2.19. 6 elemanlı bekleme mekanizması

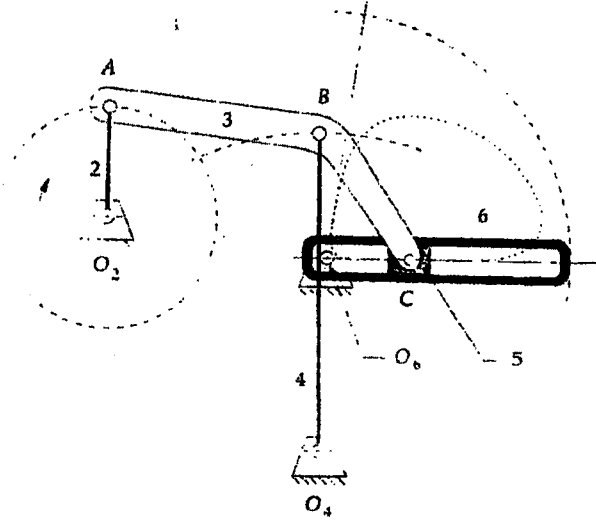


Şekil 2.20. Tek beklemeli 6-çubuk mekanizması

Çift beklemeli beklemeli kol mekanizmalarında, biyel eğrili dört çubuk mekanizması kullanarak çift beklemeli çıkış hareketi oluşturmak mümkündür. Yaklaşım tek beklemeli kol mekanizmalarının tasarımı ile aynıdır. İlk önce aynı yarıçapa fakat farklı merkez noktalarına sahip olan, her ikisi de konveks ya da konkav olan iki tane yaklaşık dairesel arkı olan biyel eğrisine ihtiyaç vardır. 5 numaralı kolun uzunluğu, 2 arkın yarıçapına eşittir (Şekil 2.20). Böylece 5 numaralı kol ile 6 numaralı kol, biyel noktası dairesel kısımlarda hareket ederken hemen hemen hareketsiz kalırlar. Çıkış kolu 6'nın hareketi, biyel noktası bu arklar arasında iken hareket eder. Daha fazla bekleme için daha fazla elemanlı, örneğin dişli içeren mekanizmalar kullanmak gereklidir.

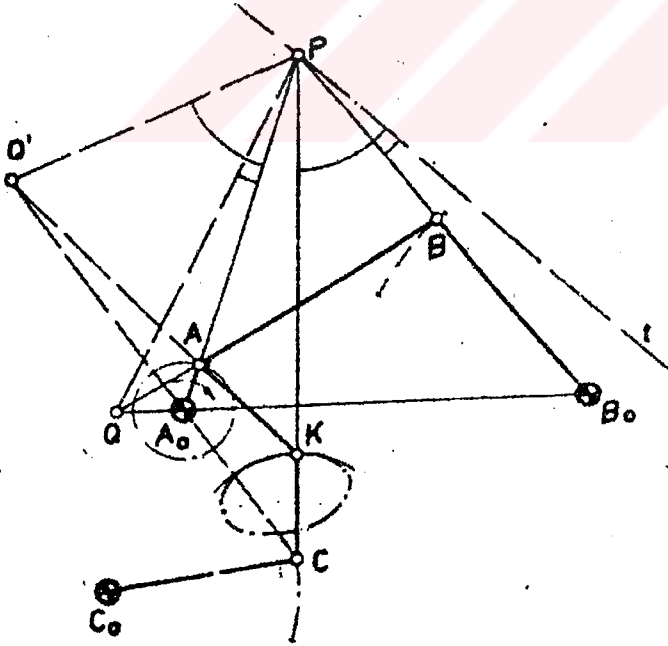
İkinci bir yaklaşımda, uygun bir süre yaklaşık olarak iki tane düz çizgi çizebilen bir biyel eğrisi kullanılır. Eğer, kayan bir blok (5 numaralı kol) bu noktada biyele tutturulursa, 5 numaralı mafsal, 6 numaralı uzuv içinde kayacaktır. Sadece düz çizgilerin kesişim noktası olan O_6 'da duracaktır. 5 numaralı blok, hareketine devam ederken, 6 numaralı parçanın açısal hareketine izin vermeyecektir (NORTON, 1992).

Bekleme

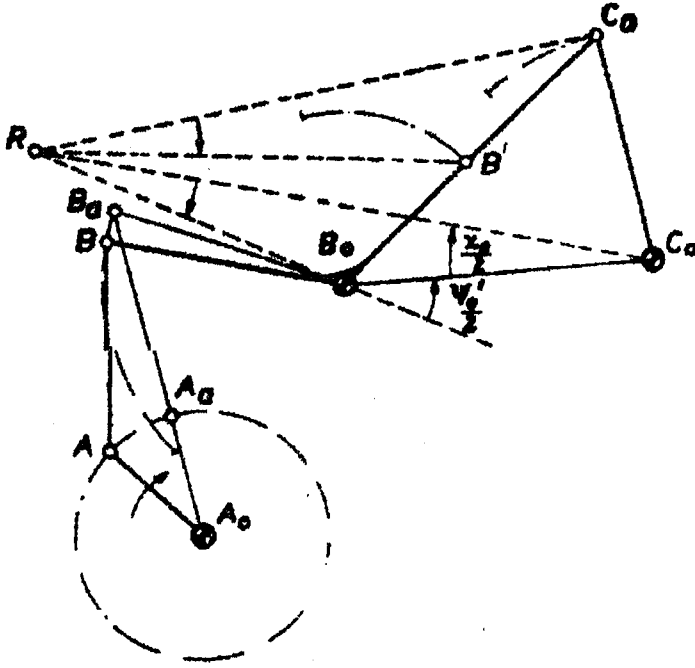


Şekil 2.21.Çift beklemeli 6-çubuk mekanizması

LICHTENHELDT (1963), Bobillier konstrüksiyonunu, izafi polleri kullanarak beklemeli kol mekanizmalarını incelemiştir.



Şekil 2.22. Bobillier konstrüksiyonu yardımı ile biyel bekleme mekanizmasının bulunması



Şekil 2.23. İzafi poller kullanarak dizayn edilen beklemeli kol mekanizması. Yaklaşık bekleme mekanizması(tahrik ve bekleme dış ölü konumda)

KOTA ve ark. (1987), kol mekanizmalarının, bekleme uygulamalarında kam mekanizmalarına göre belli avantajlara sahip olduğunu, Tipik bir 6 kollu bekleme mekanizmasının dizaynının, basit dört kollu mekanizmaya dairesel ark veya düz çizgi çizen bir biyel eğrisi eklenmesi ile yapıldığını ve bu dört çubuk mekanizmalarının giriş hareketinin karakteristiğinin uygun beklemeli kol mekanizmalarının dizaynı için göz önünde bulundurulması gerektiğini belirtmişler ve düz çizgi, dairesel ark ve simetrik eğriler oluşturan dört çubuk mekanizmaları ile çalışmışlardır.

TAO (1964), sabit eğrilik yarıçapına sahip biyel eğrisi ile yapılan tek bekleme mekanizması ve eşit eğrilik yarıçapına sahip biyel eğrisi ile çift bekleme mekanizması üzerine çalışmalar yapmışlardır.

ROSEN ve ark.(1991),Beklemeli mekanizma dizaynına dayalı bir bilim, mekanizma dizaynının, genel mekanik dizaynına bir örnek olarak göz önüne alındığı bir terim üzerinde çalışmışlar ve BEKLEME-DESTEK adını verdikleri bir program

yapmışlardır. Bu program, kabuk sistemine dayalı bir bilgi kullanılarak yapılmıştır, MIDAS kavramsal ve ilk dizaynın yeni bir modelini şekillendirmek için geliştirilmiştir. İstenen bekleme ve giriş-hareket karakteristiklerine, Bekleme-Destek mekanizma tiplerini ve sentez metotlarını kurar. Bekleme-Destek, kamlar, dişliler ve kol mekanizmaları ve eğrilik yolu, kesin nokta, optimizasyon, ve diğer sentez metotları çözümleri için araştırabilir. Son olarak Bekleme-Destek, bu seçilen çözümlerin geliştirilmesi yeteneğine ve problemlerin gerekliliklerine bağlı olarak değerlendirilmesi yeteneğine sahiptir.

HAIN (1967), yaklaşık beklemeli mekanizmalar üzerinde çalışmıştır. Aşağıda verilen örnek, her salınımın sonunda yaklaşık bir beklemeyle nispeten büyük bir açı ile çıkış salınımına sahip bir mekanizma geliştirecektir. Bu örnekte, en iyi muhtemel iletim işlemine, 180° 'lik bir çıkış açısına sahip salınımla ulaşılabileceğinin şartı koşulmuştur. Bu gibi yaklaşık beklemeler, ölü noktaların aynı zamanda olduğu dört-çubuk mekanizmalarının birbirlerine bağlanması ile elde edilirler.

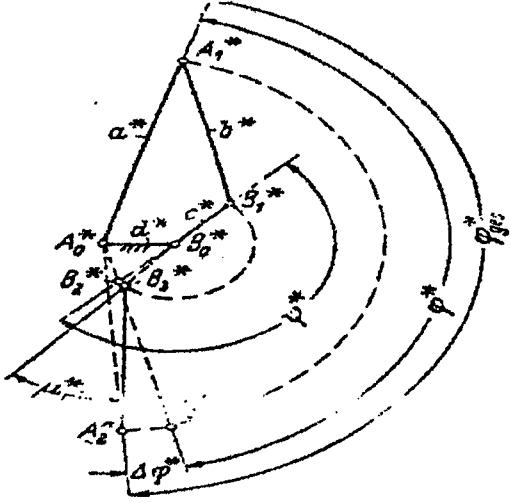
Bu mekanizmanın ilk birimi, her sınır noktasında ölü noktalara sahip olan dört-çubuk, krank sarkaç mekanizması olacaktır. En son çıkış salınımının bitiş noktalarında yaklaşık beklemeleri sağlamak için, birinci çıkışa seri olarak bağlı olan, mekanizmanın aynı zamanda 180° 'lik her salınımının sonundaki ölü noktalara sahip olması gerekmektedir. Dizayn çizelgeleri, tek bir dört çubuk mekanizması ile iki ölü nokta arasında 180° 'lik bir salınım oluşturmanın mümkün olmadığını gösterdiği için salınımlarının ters uçlarında tek ölü noktalara sahip olan birinciyle iki tane dört-çubuk mekanizmasını seri olarak bağlamak gerekecektir. Sonuç mekanizma böylece üç tane dört-çubuk mekanizmasının seri halde bağlı olduğu sekiz -çubuk mekanizması olacaktır.

Bu örnekte, bir ölü nokta ve en iyi iletim açısı ile 180° 'lik salınıma ulaşan, en son birimi dizayn edilmiştir. Dönen kranklarla, benzer olarak dört-çubuk mekanizmaları göz önüne alındığında, tek ölü noktalı 180° 'lik bir çıkış salınımının 150° 'lik bir giriş açısı ve 64° 'lik minimum iletim açısı ile olduğu görülecektir. (Şekil 2.24)

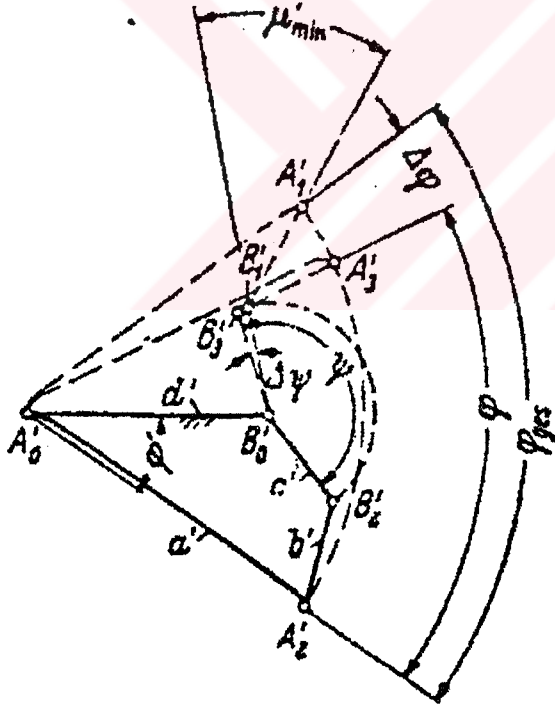
$$a^*/d^*=3,95, \quad b^*/d^*=3,10, \quad c^*/d^*=1,06, \quad \psi^*=75^{\circ}$$

Şekil 2.24'de, giriş krankı a^* 'in ölü noktadaki $\Delta\psi^*=10^{\circ}$ 'lik önemsiz bir hareket fazlalığı, giriş hareketinin süresi $2\Delta\psi^*=20^{\circ}$ artarken, çıkış krankı c^* 'in önemsiz bir ters

dönüşüne neden olur. İletim açısının bu yeni son noktada ölçülmesi ve yeni giriş açısının $\psi^*_{ges}=160^\circ$ olarak hatırlanması gerekecektir.



Şekil 2.24. 8 çubuklu mekanizmanın çıkış birimi



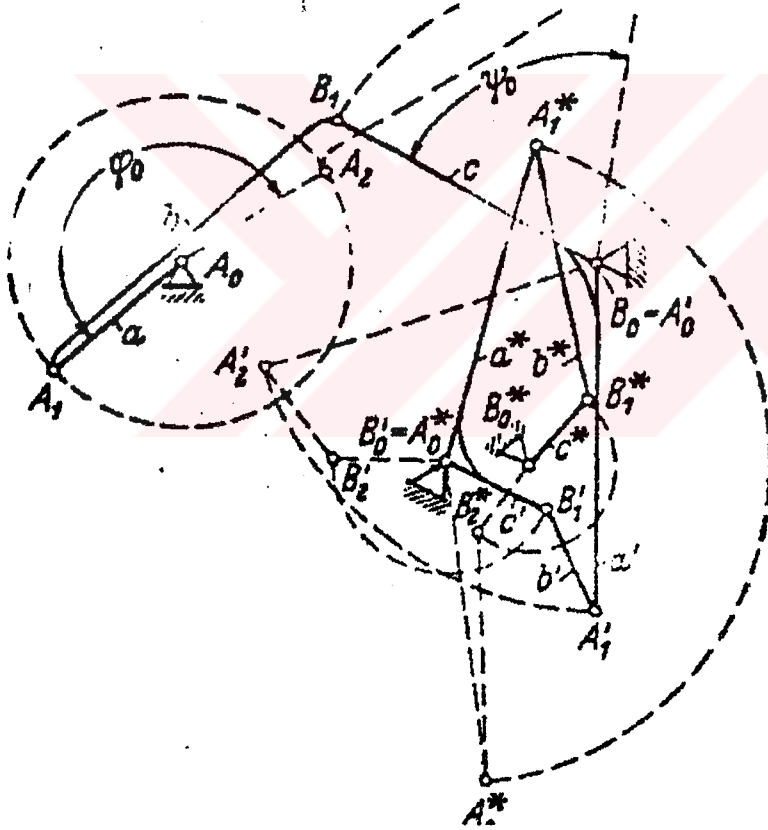
Şekil 2.25. 8 çubuklu mekanizmanın ortadaki birimi

Şekil 2.25'de mümkün olan en küçük giriş açısı olan ψ_{ges} 'den (iyi iletim sağlayan), mümkün olan en iyi iletimi krank sarkaç dört-çubuk mekanizmasından sağlayan, 160° 'lik ($\psi = \psi^*_{ges}$) bir çıkış salınım açısı oluşturması gereken, ortadaki dört-

çubuk mekanizmasını göstermektedir. Son mekanizma $a^*b^*c^*d^*$, giriş krankını ölü noktanın ötesine taşıyor. 10° 'lik bir fazlalık, bu birim için gerçek giriş açısı $\varphi_{ges}=70^\circ$ 'dir.

Son olarak, 42° 'den az olmayan minimum bir iletim açısıyla $\varphi_0=\varphi_{ges}=70^\circ$ 'lik bir çıkış salınımı üreten ilk mekanizma için krank-kol-dört-çubuk mekanizması bulmak gereklidir.

Şekil 2.26, 3 tane seri bağlı 4 çubuk mekanizmasını göstermektedir. İkinci ve üçüncü mekanizmalar ölü noktalar harmoniklerin ters uçlarında olacak şekilde dizilirler. Bu birimlerin bağıntılı pozisyonları dirsekli krankları gerekli başlangıç açıları(φ^*, φ')'ni sağladığı müddetçe önemli değildir (HAIN, 1967).



Şekil 2.26. Büyük bir çıkış salınımının her iki ucunda da yaklaşık beklemeler oluşan 8 çubuk mekanizması

SANDRAGEN (1985), tek ve çok beklemeli 6 çubuk mekanizmaları için non-linear programlama tekniklerini kullanmıştır. WANG ve LEE (1985), anlık-beklemeli mekanizmaların sentezi için, LEE ve FREUDENSTEIN (1976), tarafından geliştirilen Hüristik Optimizasyon Tekniklerini kullanan daha gelişmiş optimizasyonu ile bir dizi tekrarlayan türev denklemlerini çözmüştür. BLECHSCHMIDT ve VICKER(1986), kol parametrelerini belirleyen tekrarlayan nonlinear denklemlerin çözümünde biyel noktasının hareketinin cebirsel denklemlerini kullanmıştır. Önemli olan eski ve yeni yaklaşımların birleştirilmesidir. HALL(1961),Bu tür kılavuz mekanizmaların paketleme, tekstil ve basım mekanizmalarında kullanıldığını, DITRICH ve BRAUNE(1978) ise, yüksek dereceden eğrilerin tekstilde atkı atma makinalarında, dikiş makinalarında bulunduğunu belirtmiştir.

KOTA ve ark.(1987), eğrilik teorisi, sistematik analiz ve düz çizgilerin, dairesel arkin ve simetrik biyel eğrisi çizen mekanizmaların sınıflandırılmasına dayanan birçok kurallar geliştirmiştir. Mekanizmaların boyutsal sentezi ve tipine genel olarak bakarsak, bir bilgi tabanı oluşmuştur. KOTA ve ark(1987), bu konuda daha başka çalışmalar da yapmış ve MINN-bekleme'yi geliştirmiştir. Bu program, tasarım deneyimlerini tasarım kataloglarına dönüştürür ve bekleme mekanizmalarının etkili ve akıllı bir şekilde bloklar halinde programlanmasını yapar.

2.1. Beklemeli Kol Mekanizmaları

Kol mekanizmalarının yapısı ve hareket kabiliyetlerini incelememiz gerekmektedir. Aşağıda, basit kol mekanizmaları oldukları için Grüber denklemini sağlayan mekanizmaları inceledik.

2.1.1. Grüber Mekanizması

Genel serbestlik derecesi denklemini özel durumlar için daha basit hale getirilebilir. Bu şekilde özel durumlar için geçerli olan belirli bazı kuralların elde edilmesi mümkün olacaktır. Uygulamada en sık rastlanılan durum, bir serbestlik dereceli($F=1$), düzlemsel($\lambda=3$) ve sadece döner ve kayar mafsalları ($f_i=1$ ve $\sum f_i=j$)

kullanılan mekanizmalar olacaktır. Bu değerler genel serbestlik derecesi denklemi kullanıldığında:

$$3l-2j-4=0 \quad (2.1)$$

Bu denklem Grübler denklemi olarak bilinmektedir(Bu denklem genel serbestlik derecesi denkleminde önce bulunmuştur. Bu denklemi sağlayan mekanizmalara Grübler mekanizması denir.

Grübler denklemini sağlayan mekanizmalarda;

i) l ve j uzuv ve mafsalsayı gösterdiğinden, tamsayı olmaları şarttır. Mafsalsayı j ne olursa olsun, 2j daima çift sayıdır. Aynı şekilde (2j+4)'de çift sayıdır. 3l=2j+4 olduğu için bu denklemin doğru olabilmesi için 3l çift olmalıdır. 3 tek sayı olduğu için, sadece bir çift sayı ile çarpıldığı zaman, sonuç bir çift sayı olabilir. Bu nedenle mekanizmada bulunan uzuv sayısı l çift olmalıdır.

ii) Mekanizmada bulunan iki elemanlı uzuv sayısı dört veya dörtten fazla olmalıdır.

Kinematik elemanlarının sayısı k olan uzuvların sayısı l.k olsun. Bir elemanlı uzuv olamayacaktır. (l=0) çünkü uzuv tanımında, uzvun en az iki elemanlı olduğu belirtilmiştir. Toplam uzuv sayısı bu uzuv sayılarının toplamıdır:

$$l=l_1+l_2+l_3+l_4+l_5+\dots+l_n \quad (2.2a)$$

veya

$$3l=3l_2+3l_3+3l_4+3l_5+\dots+3l_n \quad (2.2b)$$

l_2 , mekanizmada iki elemanlı uzuvların sayısı, l_3 üç elemanlı uzuvların sayısını l_n n elemanlı uzuvların sayısını belirtmektedir.

Mekanizmadaki kinematik elemanların sayısı,

$$2l_2+3l_3+4l_4+\dots+nl_n = \# \text{ na eşittir.}$$

İki kinematik eleman bir kinematik çift oluşturduğundan, kinematik eleman sayıları, kinematik eleman sayısı mafsalsayısının iki katı olacaktır.

$$2j = 2l_2 + 3l_3 + 4l_4 + \dots + nl_n \quad (2.3)$$

2.2b ve 2.3 numaralı denklemleri Grübler denklemlerinde yerine koyarsak, aşağıdaki denklemi elde ederiz.

$$3l - 2j = 4$$

$$l_2 - (l_4 + 2l_5 + 3l_6 + \dots + (n-3)l_n) = 4$$

veya

$$l_2 = 4 + P$$

$$P = l_4 + 2l_5 + 3l_6 + \dots + (n-3)l_n \quad (2.4)$$

P daima pozitiftir. En küçük değeri mekanizmada bulunan uzuvlar iki veya üç elemanlı ise, sıfırdır. Bu durumda iki elemanlı uzuvların sayısı $P=0$ olduğunda $l_2=4$ 'tür. Bunun dışındaki durumlarda ise, iki elemanlı uzuv sayısı mutlaka 4'ten fazla olacaktır.

iii) Mekanizmada bulunan bir uzuvda kinematik eleman sayısı mekanizmada bulunan uzuv sayısının yarısından fazla olamaz.

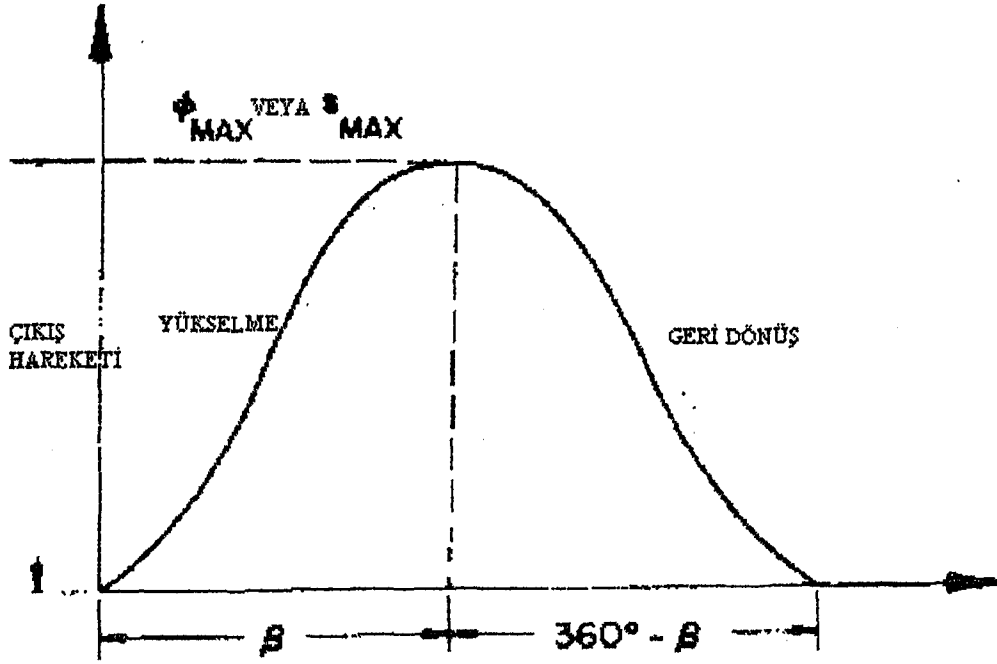
Şekil 2.27'de gösterildiği gibi, (a) gibi kinematik eleman sayısı maksimum olacak bir uzvu düşünelim. Maksimum eleman sayısı i olsun. Bu uzvun her bir elemanı bir kinematik çift oluşturacağından, i kadar (b) tipte uzuv (a) uzvuna bağlanacaktır. Mevcut uzuv sayısı $(i+1)$ olmuştur. Ancak henüz kapalı bir zincir yoktur. Eklenecek bir uzuv (a) uzvunun kinematik eleman sayısını arttırmaz. Öyle ise minimum sayıda (c) tipinde uzuv kullanarak kapalı bir zincir elde edilirse, (a) uzvunda kinematik eleman sayısı maksimum olur. Bu düşünüldüğünde, $(i-1)$ kadar (c) tipinde uzuv kapalı zincir oluşturmak için yeterlidir. Bu mekanizmada uzuv sayısı;

$$l = 1 + i + (i-1)$$

veya

$$i = l/2$$

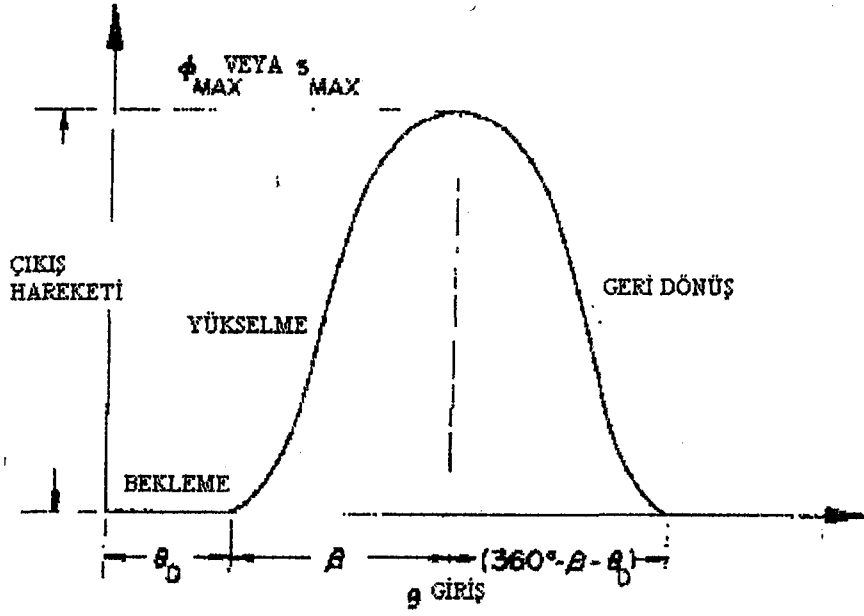
olacaktır (SÖYLEMEZ, 2000)



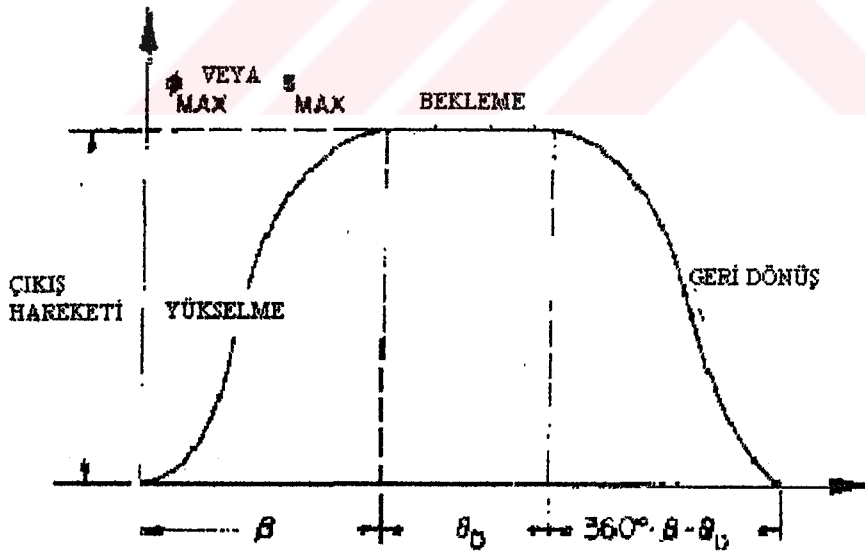
Şekil 2.28. Yükselme-geri dönüş programı

2.Yükselme-bekleme-geri dönüş

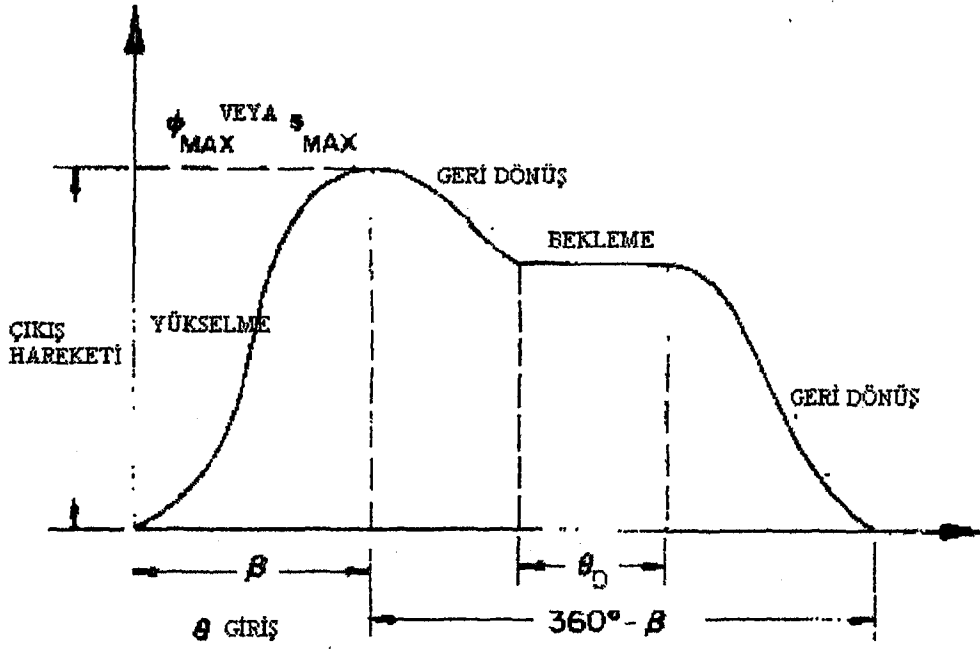
Şekil 2.29-2.31, 6 çubuk mekanizmasının çıkış kolunun yaptığı hareketi tanımlamaktadır. Bu tipteki hareket için, çıkış kolu, giriş kolu dönüş hareketine devam ederken, belirli bir zaman aralığında durur. Şekil 2.29'da, çıkış kolu hareketin başlangıcında bekleme yapmaktadır. Şekil 2.30'da, çıkış kolu maksimum yer değiştirmesinin sonunda bekleme yapmaktadır. Şekil 2.31'de, çıkış kolu, geri dönüş hareketinin yarısında bekleme yapmaktadır.



Şekil 2.29. Bekleme-yükselme-geri dönüş programı



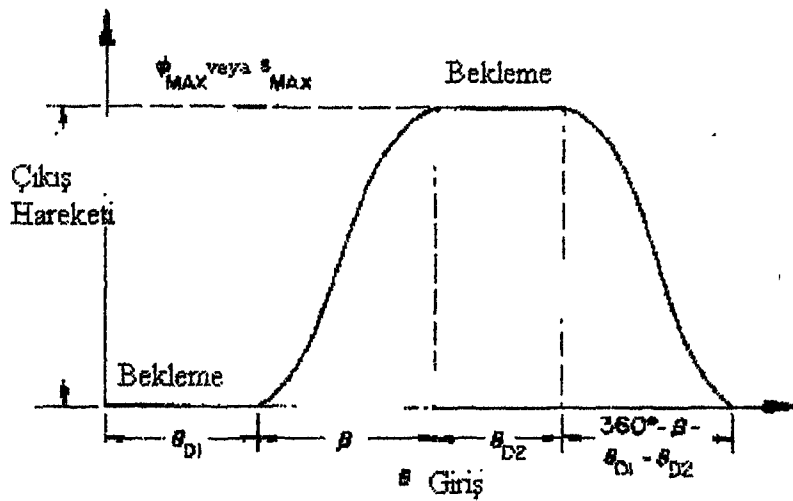
Şekil 2.30. Yükselme-bekleme-geri dönüş programı



Şekil 2.31. Yükselme-Geri dönüş-Bekleme-Geri Dönüş programı

3. Bekleme-yükseliş-bekleme-geri dönüş

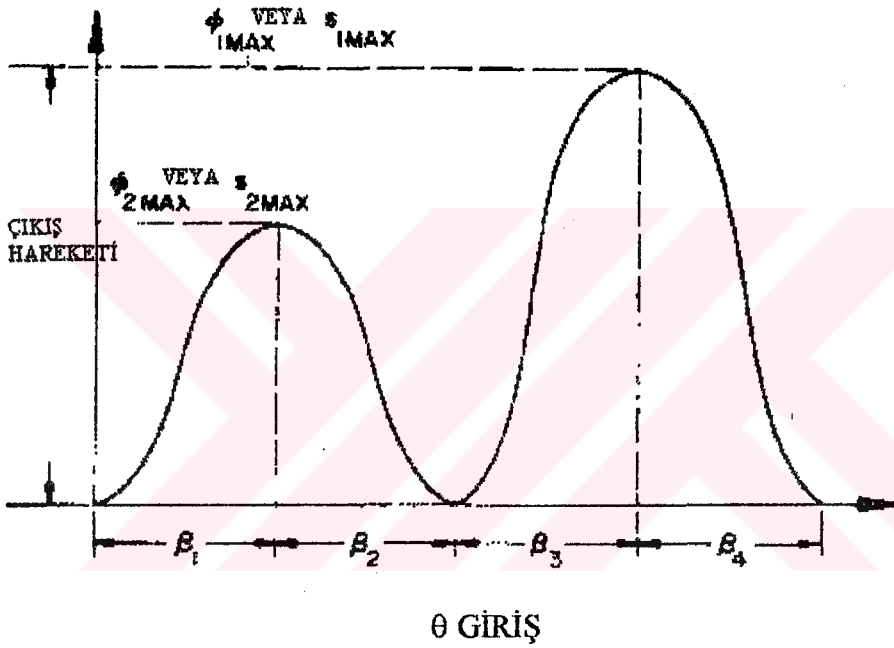
Şekil 2.32, 6 çubuklu bir mekanizmanın, çıkış kolunun hareketini göstermektedir. Bu şekilde hareket yapan mekanizmalara, çift beklemeli mekanizmalar denir. Çıkış kolunun yaptığı beklemleri, Giriş kolunun θ_{D1} ve θ_{D2} açlarına bağlıdır.



Şekil 2.32. Bekleme-yükseliş-bekleme-geri dönüş

4.Çift harmonikli mekanizmalar

Şekil 2.33, çift harmonikli mekanizmaları göstermektedir. Çıkış kolu, giriş krankının her dönüşünde iki kere gidiş-dönüş hareketi yapar. Her harmoniğin tamamlanabilmesi için gerekli olan süre ve harmoniğin boyu daha önceden tanımlanır. Şekil 2.33'de, giriş krankının dönüş açısı $\theta = \beta_1 + \beta_2$ olduğunda, ilk harmoniğin tamamlanması için gerekli olan süre verilir. İkinci harmonik, giriş krankının dönüş açısı $[360^\circ - (\beta_1 + \beta_2)]$ olduğu zaman tamamlanmalıdır.



Şekil 2.33. Çift harmonikli hareket

5. Ani beklemeli hareket programları

Sıklıkla tasarımcılar, harmoniklerin her iki ucunda da ani beklemeli mekanizmalara ihtiyaç duyarlar.

6. Büyük salınımlar için hareket programı

Krank-sarkaç dört çubuk mekanizmasının çıkış kolu, 180° 'den büyük açılarda salınım yapamazlar, bu nedenle 6 çubuk mekanizmaları ile pratik bir yaklaşım elde edilebilmiştir.

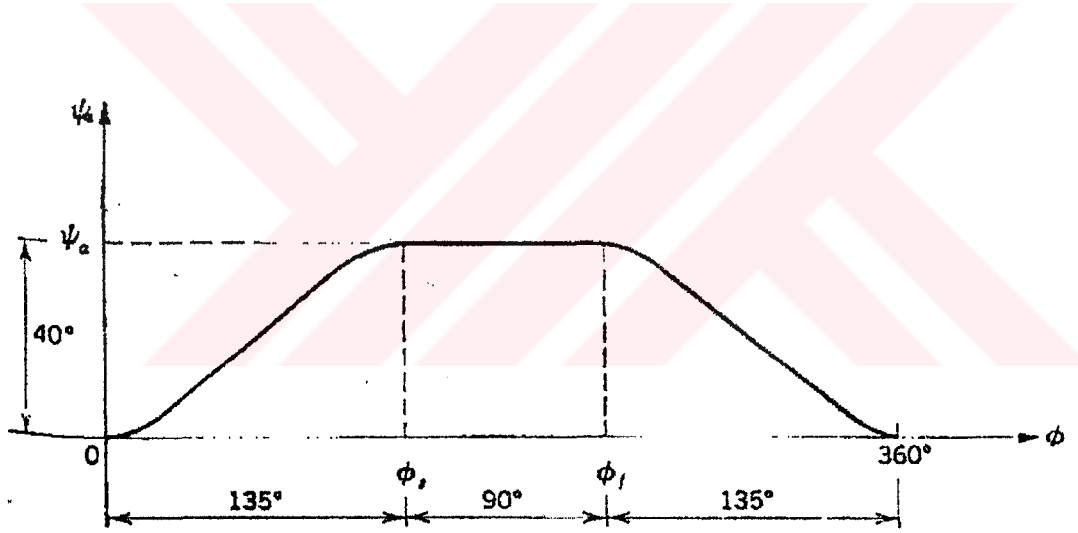
7. Sabit hız için hareket programı

Birçok durumlarda, Çıkış kolunun dur-kalk şeklindeki hareketi, istenen bir hareket şekli değildir. Bu gibi durumlarda, tasarımcılar çıkış kolunun belirli bir zaman aralığında sabit hızla hareket ettiği durumda tasarımlarını yaparlar. Bu durumda biyelli beklemeli kol mekanizması bir yaklaşım sağlamaktadır.

8. Duraksamalı hareket programı, duraksamalı,geri dönüş hareketi olmayan bir ani bekleme hareketidir(SONI ,1974).

2.3.Stephenson Beklemeli Kol Mekanizması

Bir bekleme mekanizması, bekleme periyodu olan, sürekli bir hareketi salınım veya ileri-geri harekete dönüştüren bir mekanizmadır. İstenilen çıkış açısı ψ , ϕ giriş açısının bir fonksiyonudur.

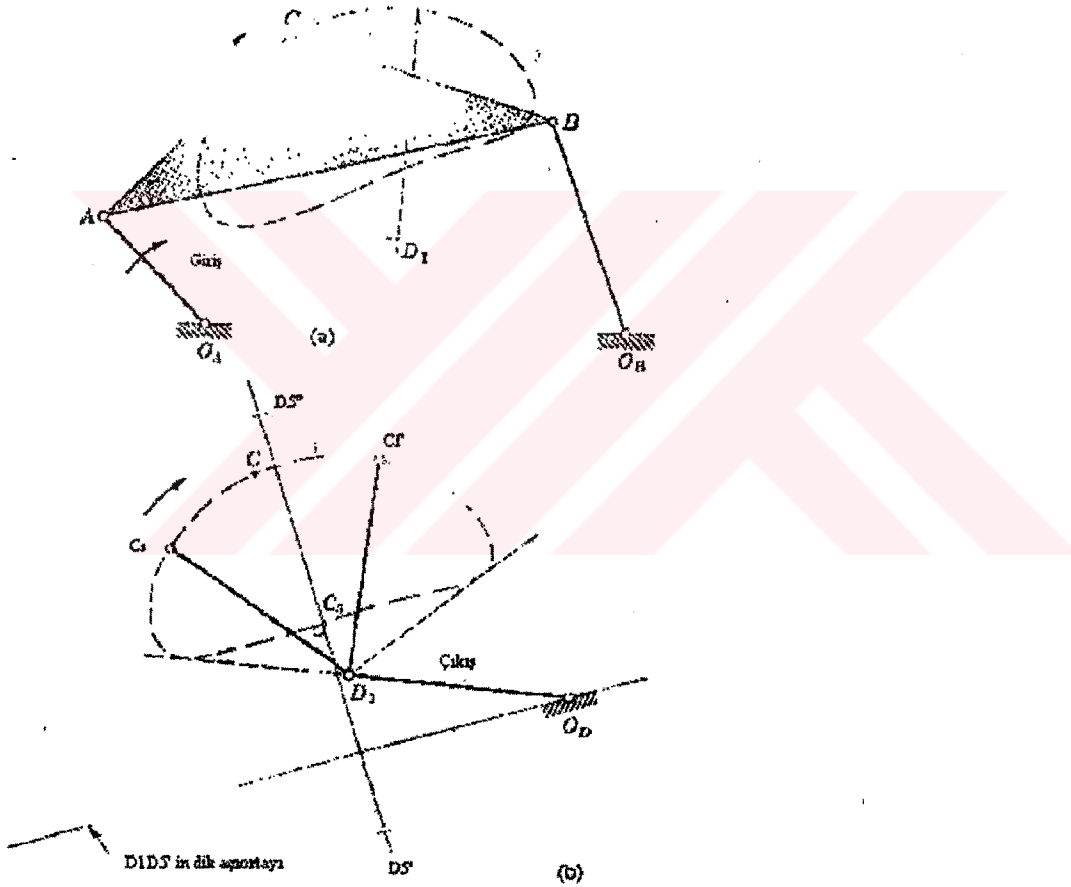


Şekil 2.34. Beklemeli kol mekanizması için giriş-çıkış eğrisi

Bekleme periyodu ϕ_s - ϕ_f arasındadır. ψ_a , çıkış hareketinin genliğidir. Bir kam mekanizmasının tasarımı için bu hareket değişimi çok iyi anlaşılmalıdır. En belirgin zorluk, ϕ_s ve ϕ_f noktalarındaki ivme değerlerindeki devamsızlıktır. Bununla birlikte, bir dört-çubuk mekanizması ile benzer bir hareket değişimi yapılabilir. Böyle bir tasarım için şunlar göz önünde bulundurulmalıdır; giriş kolu sabit açısal hız ile dönmelidir, Çıkış kolu, krank 135° döndüğünde 40° 'lik salınım yapmalı, krank 90° döndüğünde bekleme yapmalı, krank kalan 135° ' yi döndüğünde 40° geri dönmelidir.

2.3.1. Genel Yaklaşım

ϕ krank açısı ve ψ bağımlı açısına sahip olan basit bir dört çubuk mekanizması istenilen salınımı verebilir fakat bekleme yapmayı sağlayamaz. Bunun için çok daha teferruatlı bir mekanizma gereklidir. Bu probleme genel yaklaşım, bir dört çubuk mekanizması ve krankın 90° 'lik dönüşünde dairesel bir ark çizen biyel eğrisi ile sağlanır (Şekil 2.35a).

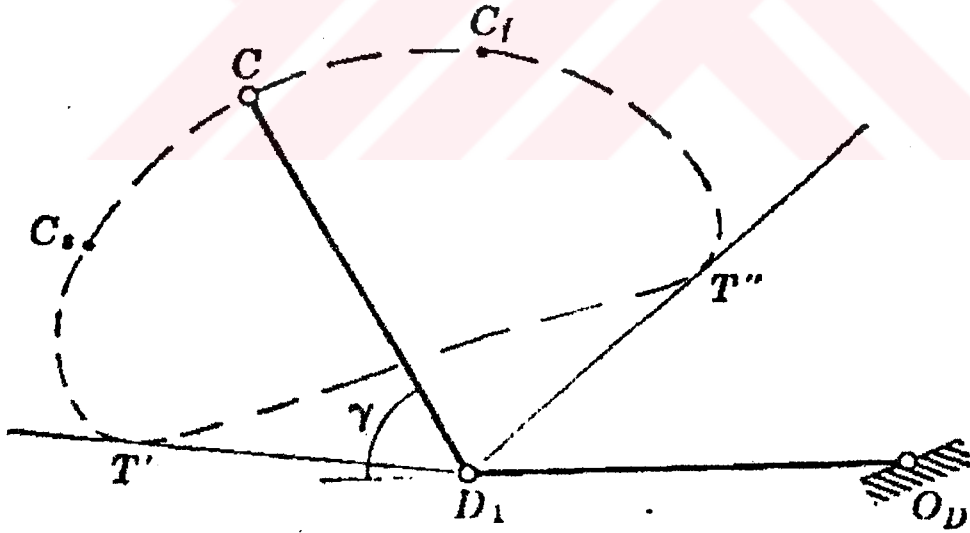


Şekil 2.35. Biyel eğrili dört çubuk mekanizması kullanılan beklemeli kol mekanizması prensibi

Eğer D_1 dairesel arkın merkezi ise, CD ve DO_D iki kol olacak şekilde bağlanır (Şekil 2.35b). Çıkış kolunun DO_D olduğu altı çubuk mekanizması haline gelir. D noktası, C' , C_s den C_f 'e doğru hareket ederken, D_1 pozisyonundan küçük bir mesafe yer değiştirir ve $O_D D$ kolu, bekleme yapar. C_s C_f dairesel arka daha fazla benzediğinde bekleme daha iyi olur. Biyel eğrisi 6. dereceden olduğu için tamamı ile bir dairesel ark mümkün değildir. Fakat, çok iyi yaklaşımlar elde edilebilir.

$O_D D$ kolunun uzunluğu ve O_D noktasının pozisyonu gelişigüzel değildir. Krank açısı ϕ_s (ϕ_f 'den 135° döndüğünde), D , D_5 olduğu zaman C_5 biyel noktası pozisyonunda olacaktır. Bu durumda, $O_D D$ durmalıdır ve $O_D D_1$ bekleme pozisyonuna doğru geri dönmelidir.

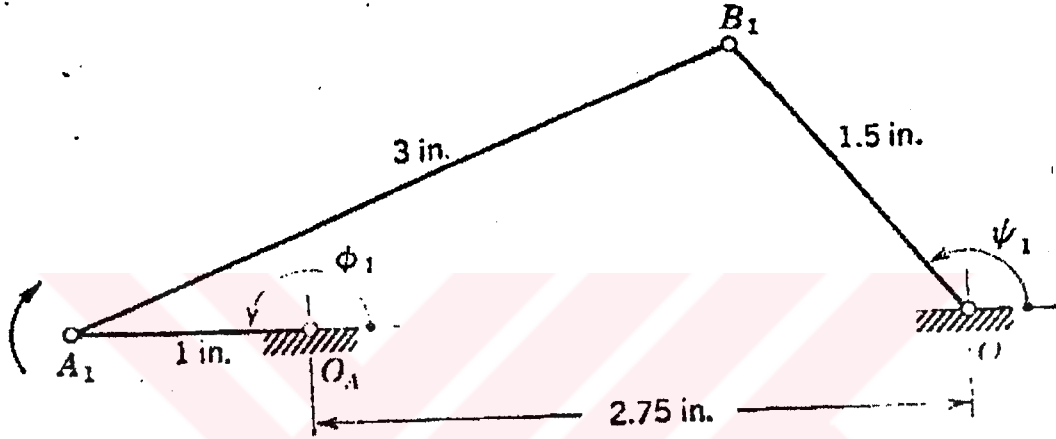
Yukarıda anlatılanlar göstermiştir ki, beklemeli kol mekanizmasının tasarımı, yaklaşık bir dairesel arka sahip olan biyel eğrili bir dört çubuk mekanizması bulmaya dayanır. Bunun için birçok biyel eğrisi mevcuttur ve tasarımcılar çok çeşitli çözümler üretebilirler. Burada karar verilecek olan konu, hangi biyel eğrisinin daha uygun olacaktır. Bu soruya Şekil 2.36'ya bakılarak karar verilebilir.



Şekil 2.36. γ iletim açılı ve bekleme mekanizması için bir biyel eğrisi seçimi

γ açısı hiçbir zaman 0° olmaz ve değeri mümkün olduğu kadar 90° 'ye yakın olmalıdır. Bu gereklilik, Şekil 2.35b'deki D_5 'ün D_5 olduğu durumu dışarıda tutar ve

D_1 merkezinin biyel eğrisinin iç bükey kısmında olma zorunluluğu gösterir. Ayrıca, $T'D_1T''$ açısı mümkün olduğu kadar küçük olmalıdır. Uygun bir biyel eğrisi için dairesel arkın yarıçapı, biyelin genişliğine kıyasla daha büyük olmalıdır. Şekil 2.37'de bir dört çubuk mekanizması verilmiştir.



Şekil 2.37. Bekleme mekanizmasının dizaynında kullanılan dört çubuk mekanizmasının ölçüleri. Birinci gerçek nokta için pozisyon

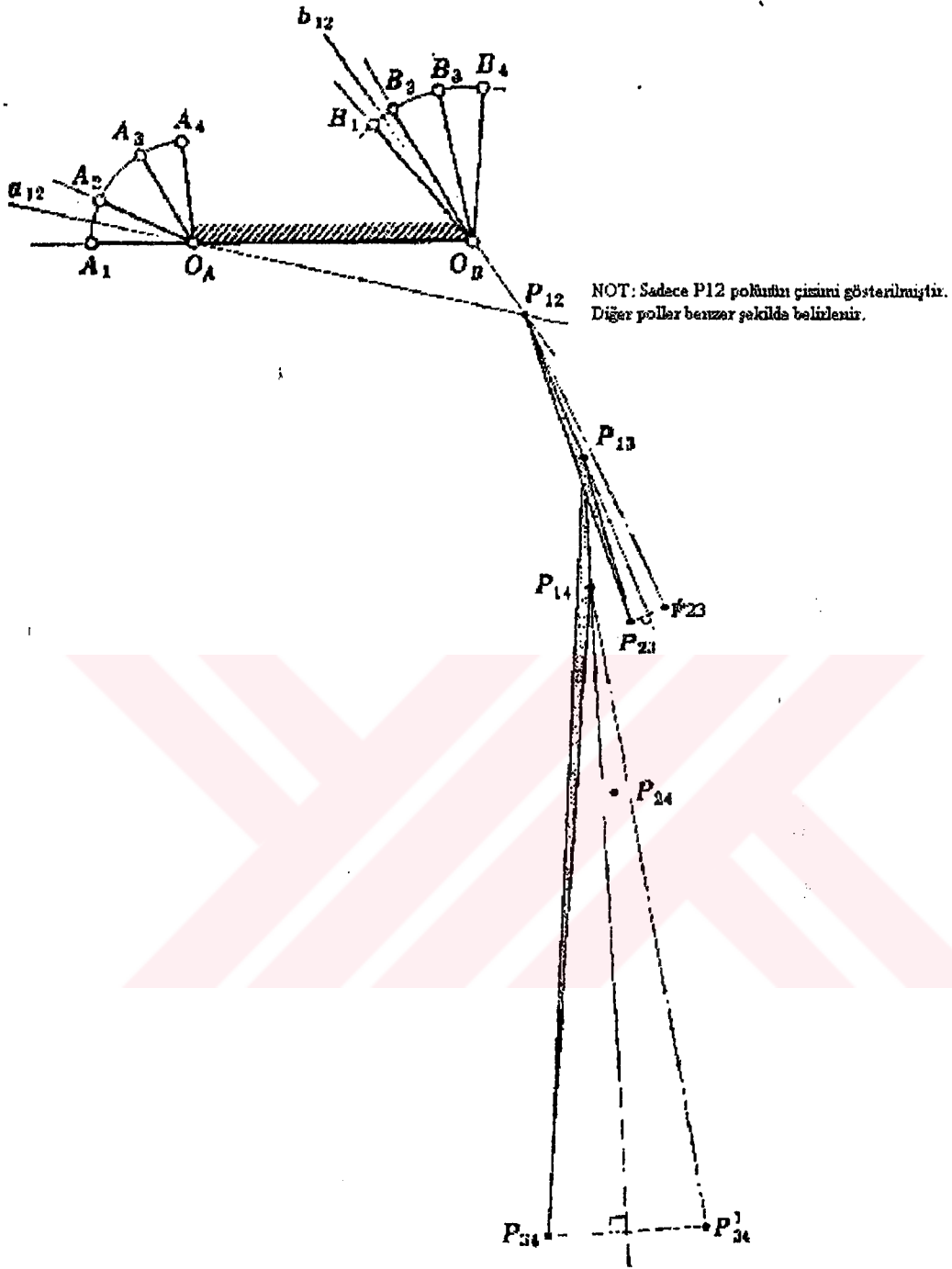
İlk önce, kullanılacak olan biyel eğrisi için yaklaşık bir fikir sahibi olunmalıdır. Bekleme periyodunun başlangıcında görülen mekanizmada A B arasında ve AB çizgisinin üzerindeki biyel noktası uygun bir eğri verecektir.

Biyel noktasının gerçek olarak tahmini, bazı metotların uygulanması ile olabilir. Chebyshev aralığında, $\phi_r - \phi_s = 90^\circ$ aralığında, ϕ 'nin dört değerini alıp, saat yönünde döndüğünü farz edelim.

$$\phi_s = 183.4^\circ \text{ ve } \phi_r = 93.4^\circ \text{ ve}$$

$$\phi_1 = 180^\circ \quad \phi_2 = 155.6^\circ \quad \phi_3 = 121.2^\circ \quad \phi_4 = 96.8^\circ \text{ dir.}$$

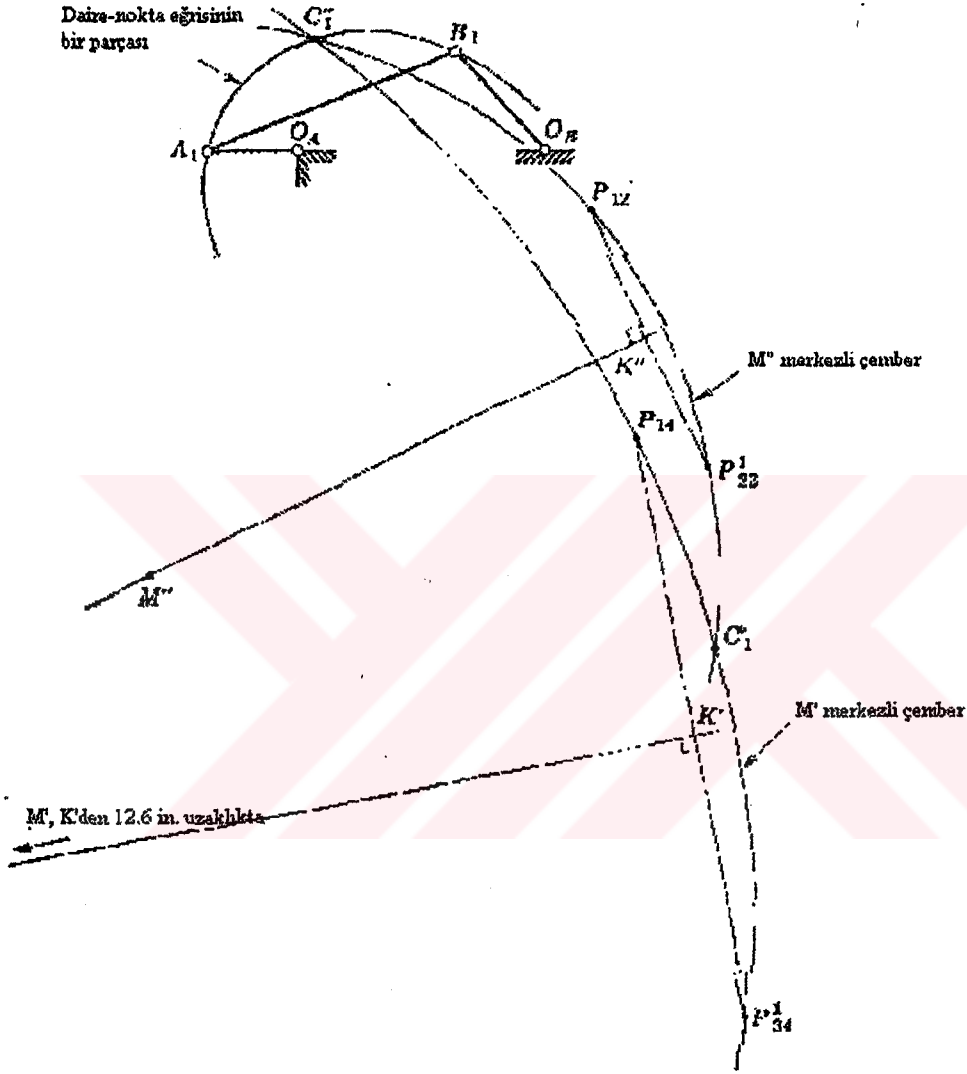
Sisteme bağlı olarak biyelin karşılıklı polleri, Şekil 2.38'de gösterilmiştir.



Şekil 2.38. Beklemeli mekanizma: ters izafi pollerin belirlenmesi

Problem A_1B_1 arasında olan biyel üzerindeki daire noktasının belirlenmesidir. Bu, P_{23} ve P_{34} izafi pollerini yerleştirerek ve $P_{12}, P_{23}, P_{34}, P_{14}$ ters pol dörtgenini kullanarak yapılır. Şekil 2.39'da çember-nokta eğrisi gösterilmiştir. Bu eğri, A_1 ve

B_1 'den geçer, A-B arasındaki eğrinin herhangi bir noktası, uygun bir biyel noktası olabilir.

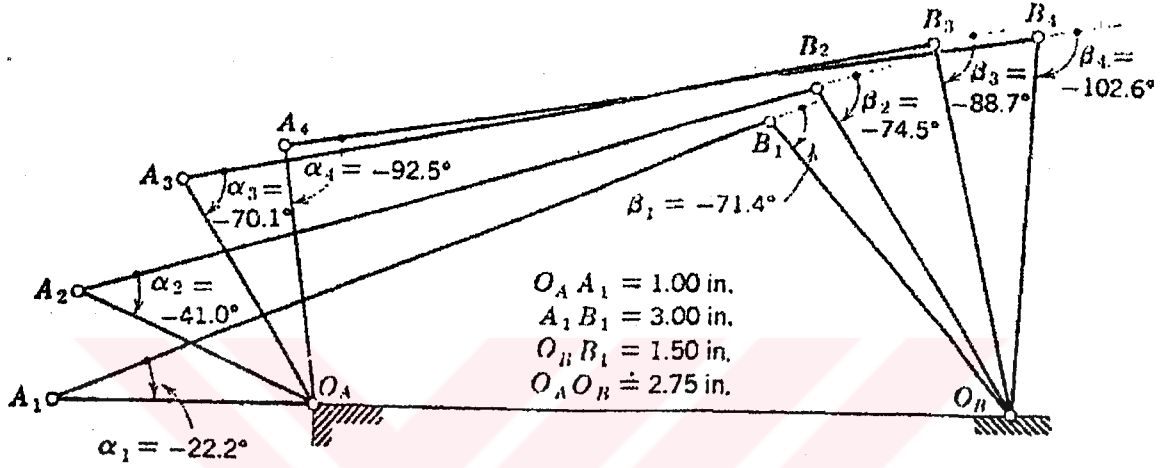


Şekil 2.39. Beklemeli mekanizma C_1' ve C_1'' çember noktalarının çizimi

2.3.2. Analitik Geometri ile Biyel Noktası Tayini

Kol mekanizmalarının daha gerçekçi tayini analitik geometri uygulaması ile alınabilir. (Pozisyon 1), C_1 çember noktasının yerleşimi, biyelle ve mekanizmanın başarılı bir şekilde dönüşüyle bağıntılı olarak, $P_{12}, P_{23}^1, P_{34}^1, P_{24}$ pollerine dayanır. Bu

noktalar, böylece A_1 başlangıç noktalı, $A_1x_1y_1$ dikdörtgen koordinat sisteminde kolaylıkla yerleşir. A_1x_1 , A_1B_1 boyunca uzanır. Krankın dönüşü ve göz önüne alınan dört pozisyon için biyele bağlı olan takip eden(follower) kol Şekil 2.40'da grafik olarak bulunur veya analitik olarak hesaplanabilir.



Şekil 2.40. Bekleme mekanizması: Krank ve sarkaç hareketinin biyele bağlı olarak belirlenmesi

Pollerin koordinatları, denklemler çözülerek Şekil 2.41'de gösterilmiştir.

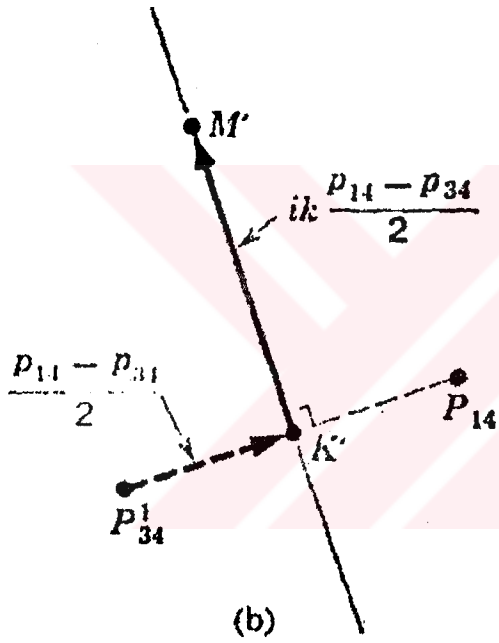
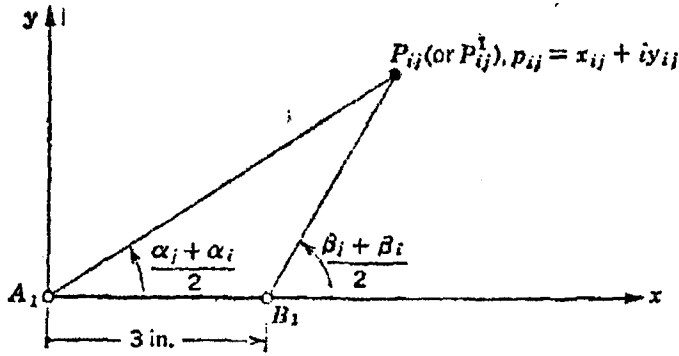
$$y_{ij}/x_{ij} = \tan((\alpha_j + \alpha_i)/2)$$

$$y_{ij}/x_{ij} - 3 = \tan((\beta_j + \beta_i)/2)$$

x_{ij} ve y_{ij} için pollerin (izafi) koordinatları $P_{12}, P_{23}^1, P_{34}^1, P_{14}$

$$x_{12} = 3.698 \text{ (inç)} \quad x_{23} = 3.823 \text{ (inç)} \quad x_{34} = 1.824 \text{ (inç)} \quad x_{14} = 3.267 \text{ (inç)}$$

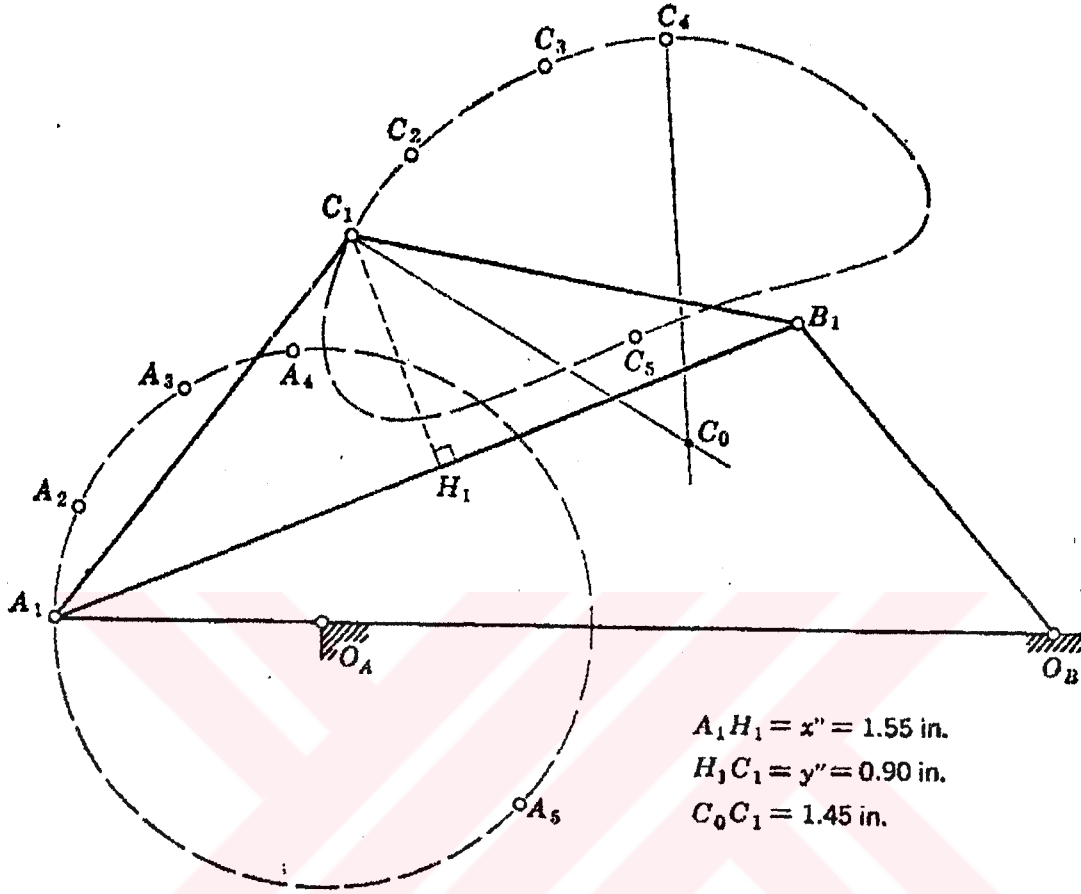
$$y_{12} = -2.275 \text{ (inç)} \quad y_{23} = -5.572 \text{ (inç)} \quad y_{34} = -11.920 \text{ (inç)} \quad y_{14} = -5.099 \text{ (inç)}$$



Şekil 2.41. Bekleme mekanizması: kompleks sayılar kullanılarak M' noktasının belirlenmesi

A_1x' 'i gerçekteksen, A_1y' 'yi sanal eksen olarak alalım. Her polün pozisyonu kompleks sayılarla ifade edilirse,

$$\begin{array}{ll}
 P_{12} & p_{12} = x_{12} + iy_{12} \\
 P_{23}^1 & p_{23}^1 = x_{23} + iy_{23} \\
 P_{34}^1 & p_{34}^1 = x_{34} + iy_{34} \\
 P_{14} & p_{14} = x_{14} + iy_{14}
 \end{array}$$



Şekil 2.42. Yaklaşık bir dairesel ark çizen biyel noktalı dört çubuk mekanizması

Şekil 2.39'da merkezi M' ve M'' olan iki dairenin kesim noktası C_1 olarak bulunmuştur. M' ve M'' kompleks sayılarla da tanımlanabilir.

$$M': \quad m' = a' + i.b'$$

$$M'': \quad m'' = a'' + i.b''$$

M' aynı zamanda $P_{34}^1 P_{14}'$ 'ün orta dikeyinin üzerinde olduğundan, pozisyonu kompleks sayılarla şu şekilde tanımlanabilir.

$$m' = (p_{14} + p_{34})/2 + ik(p_{34} - p_{14})/2$$

k 'nın dik açıortay üzerinde M' nün pozisyonunu gösterir (Şekil 2.41b).

$$k = K^1 M' / P_{34}^1 P_{14}$$

Gerçek ve sanal kısımları birbirinden ayırdığımızda ve $k=3.8$ aldığımızda grafik çizimle

$a^1 = -2.51 \text{ inc}$ ve $b^1 = -4.16 \text{ inc}$ olur.

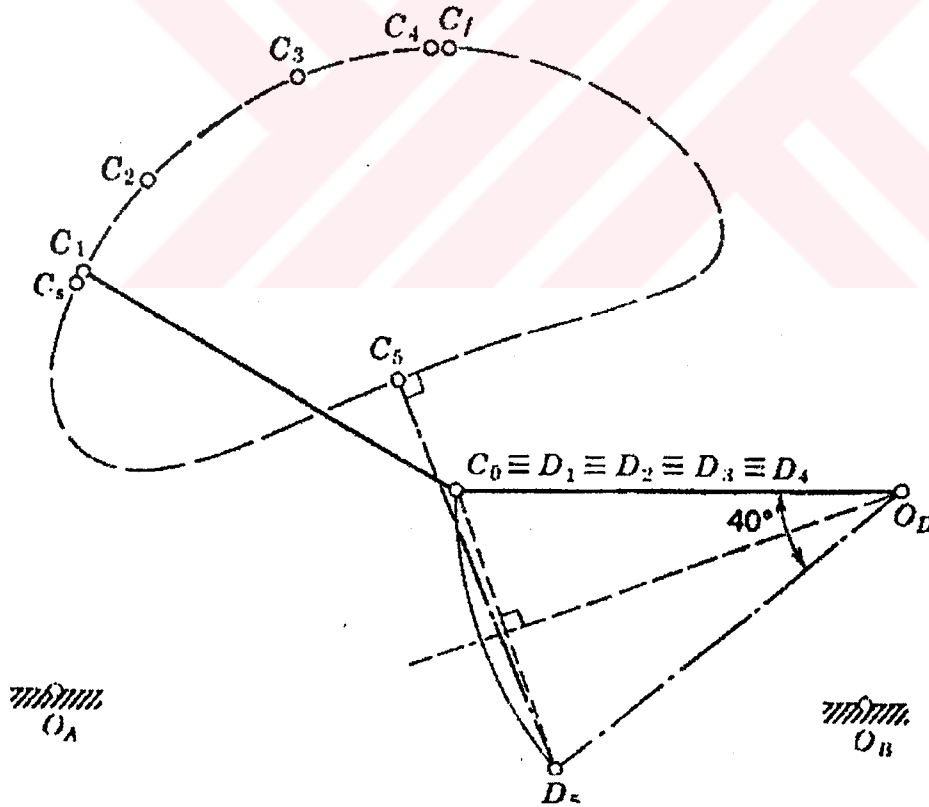
Dairenin yarıçapı $M^1 P_{34}^1$ arasındaki uzaklık kadardır (Şekil 2.41b.)

$R^1 = |(p_{14} - p_{34})/2 + ik(p_{14} - p_{34})/2| = |(1+ik)(p_{14} - p_{34})/2|$ veya $R^{12} = 42.04 \text{ inc}^2$ olur.

Aynı işlemler M^{11} için de yapılırsa, $P_{23}^1 P_{12}$ polleri ile aynı k değeri alındığında; $a^{11} = -10.42 \text{ inc}$ ve $b^{11} = -5.77 \text{ inc}$ $R^{112} = 187.67 \text{ inc}^2$ olur.

Dairelerin denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$(x-a^1)^2 + (y-b^1)^2 = R^{12} \text{ ve } (x-a^{11})^2 + (y-b^{11})^2 = R^{112}$$



Şekil 2.43. Beklemeli kol mekanizması: O_D dönme merkezinin belirlenmesi

Bu denklemlerin çözülmesiyle iki kesim noktası elde edilir:

$$C_1^I: \quad x = 3.21 \text{ inc} \quad y = -7.24 \text{ inc}$$

$$C_1^{II}: \quad x^{II} = 1.55 \text{ inc} \quad y^{II} = 0.90 \text{ inc}$$

C_1^{II} istenilen daire noktasıdır. D ve O_D noktalarının bulunması, Şekil 2.42'de gösterilmiştir(HAIN,1967).

2.3.3. Stephenson Bekleme Mekanizmasının Tasarımı

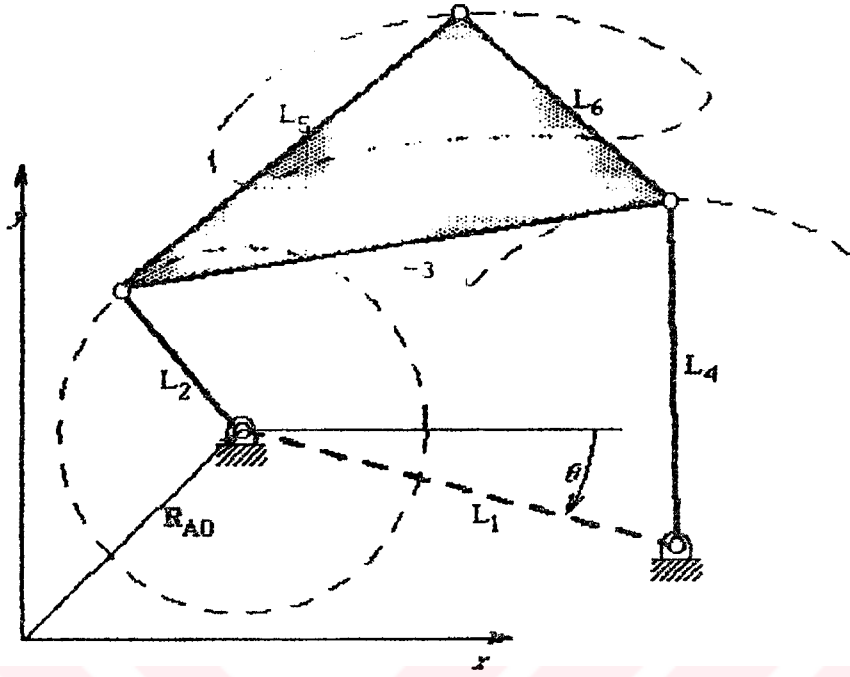
Stephenson mekanizmasının tasarımını yapmadan önce, çizdiği biyel eğrisinin bir parçası dairesel ark olan dört çubuk mekanizmasının tasarımının nasıl yapılacağı bilinmelidir.

2.3.4. Dairesel Ark Çizen Biyel Mekanizması

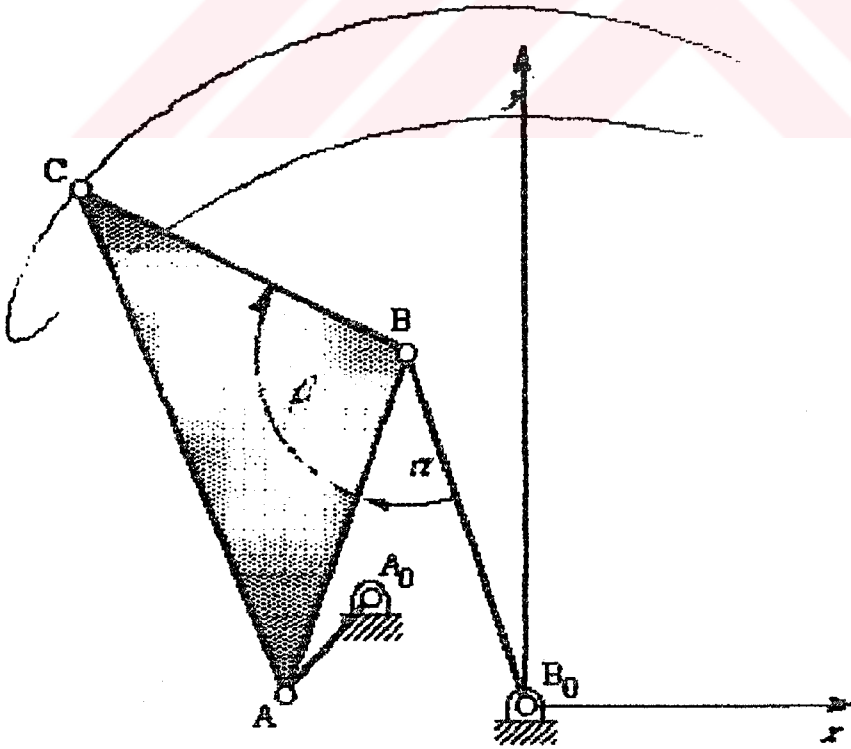
Genel bir biyel eğrisi çizen dört çubuk mekanizması 9 bağımsız değişken ile tanımlanabilir(KOTA,1993). Bağımsız değişkenler kümesi;

- Toprak elemanının x-y koordinatları
- L_1 kolunun açısı
- L_1, L_2, L_3, L_4, L_5 ve L_6 kollarının uzunlukları (Şekil 2.44)

Parametre sayısı azaltmak mümkündür. Toprak elemanını sabitleştirirsek, 2 parametre azalır.(toprak elemanının x-y koordinatları)(Hrones ve Nelson,1951). Kolların uzunluklarını standartlaştırabiliriz.Örneğin giriş kolunun uzunluğunu bir birim alırsak, parametre sayısı 1 azalır. Kalan 5 tane bağımsız parametre : $L_1/ L_2, L_3/ L_2, L_4/ L_2, L_5/ L_2$ ve L_6/ L_2 dir. Simetrik dairesel biyel eğrisi çizebilmek için bir kriter de $L_3 = L_4 = L_6$ şartıdır(KOTA,1993)



Şekil 2.44. Dört-çubuk mekanizmasının bağımsız değişkenleri

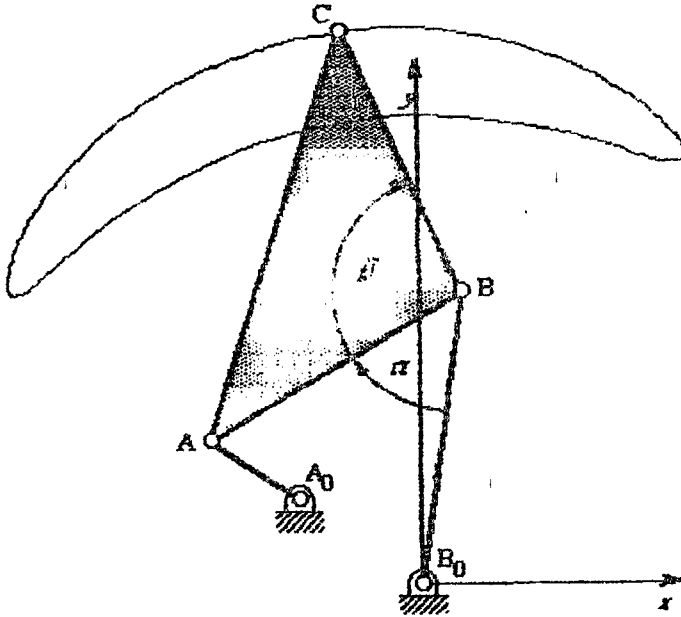


Şekil 2.45. Simetrik dairesel ark mafsalı

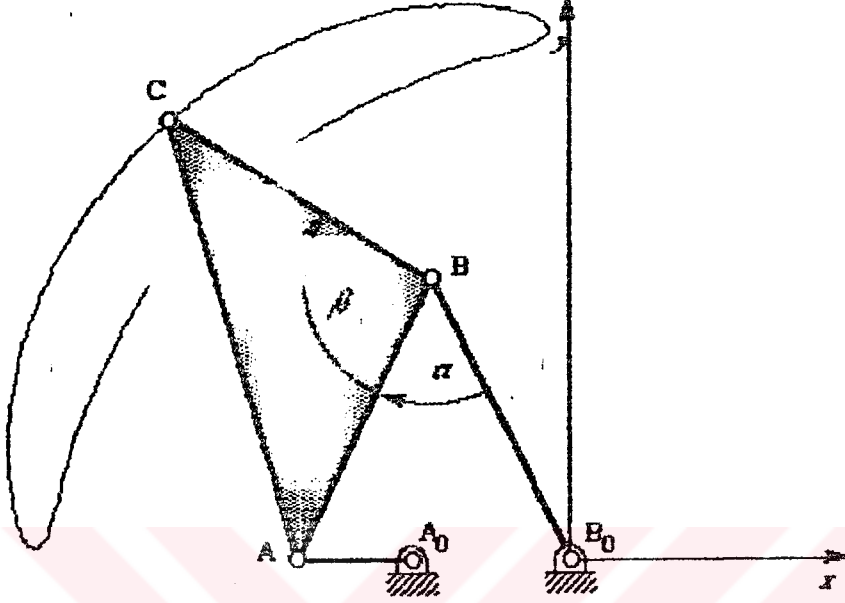
3 bağımsız değişkeni gözüne alarak, dört çubuk mekanizmasının çizdiği bir simetrik daireSEL ark yolunun sentezi, basit bir geometrik çizim için kullanılabilir. İşlemler aşağıdaki gibidir:

1. Şekil 2.45 referans alınarak, B_0 toprak elemanı, en uygun yere yerleştirilir. (orijinde olması daha iyi olur.)
2. B noktası rastgele bir yarıçap ve açıda yerleştirilir.
3. A-B- B_0 ikizkenar üçgeni, A noktası x ekseninde olacak şekilde yerleştirilir.
4. C noktası, $B_0B=BC$ olacak şekilde herhangi bir β açıyla yerleştirilir.
5. A_0 noktası için x-y koordinatları seçilir. (kapalı biyel eğrisi için, kol 2'nin krank dönüşünde Groshof kriterlerine uyması gerektiğini gözardı etmemeliyiz.)

Görülüyor ki, dört tane bağımsız parametre vardır: α, β ve A_0 'ın x ve y koordinatları. Buna rağmen toprak elemanının açısı sabit olmalıdır (0 olması daha iyi olur). Şekil 2.46a şeklindeki mekanizmanın, α açısı farklı bir değer aldığı durumdaki konumunu gösterirken, Şekil 2.46b, A_0 x ekseninde seçildiği zaman ve yine α açısı farklı bir değer aldığı zaman mekanizmanın konumunu göstermektedir. Genelliği kaybetmeden A_0 'ın x ekseninde seçilmesi iyi olur.

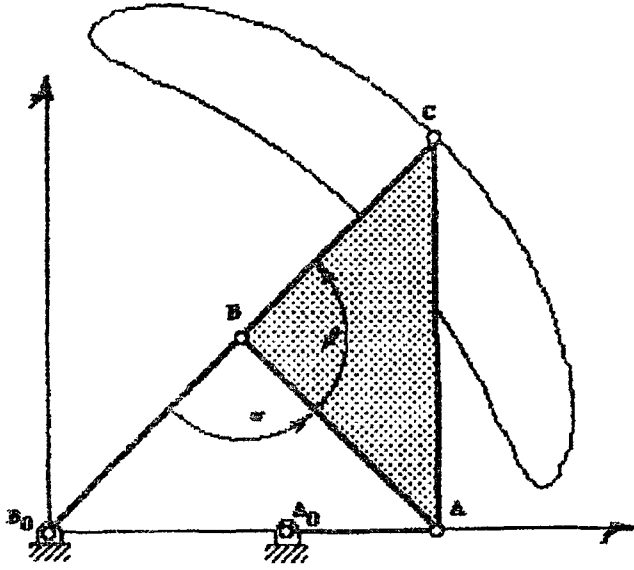


Şekil 2.46a. A-A₀-B₀ bir çizgide olacak şekilde Şekil 3.45'deki mekanizmanın dönmüş durumu



Şekil 2.46b. 2.45'deki mekanizmanın $A-A_0-B_0$ x ekseninde olacak şekilde dönmüş hali

Şekil 2.47'de, $\alpha=\beta=90^\circ$ olduğu durumda simetrik dairesel arkın basit bir şeklini göstermektedir. Bu şekilde, biyel eğrisinin simetri eksenini, B_0-B-C çizgisindedir. Genel olarak, C noktası, simetri ekseninin merkezi olacaktır. Eğer, A_0 , x ekseninde A ve B_0 'a olan mesafenin yarısı kadar olan bir yere iki nokta arasına yerleştirilirse, mekanizmanın Grashof krank-sarkaç olacağı garantidir

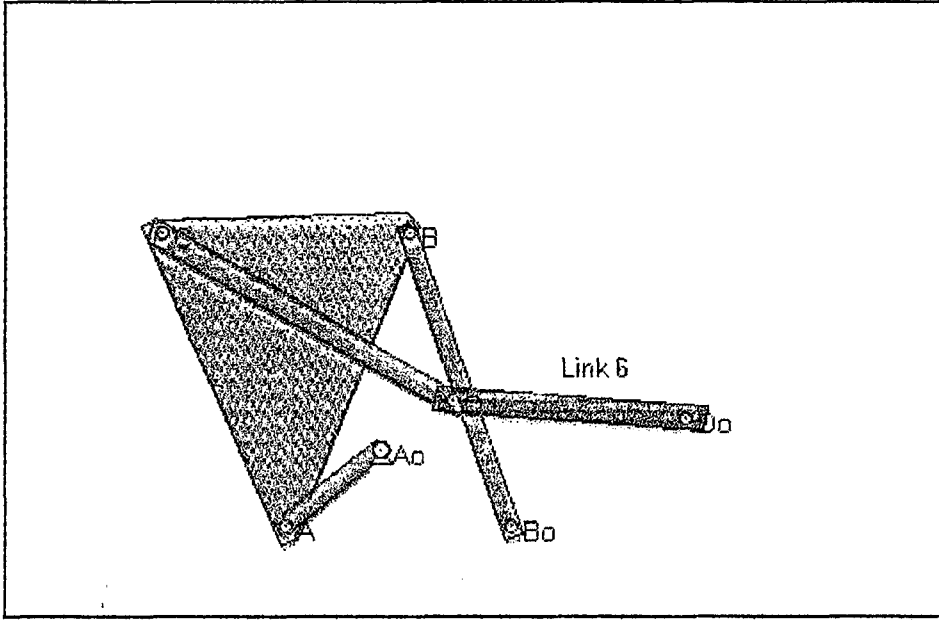


Şekil 2.47. $\alpha=\beta=90^0$ olduğu durumda simetrik dairesel arkın basit bir şekli

2.3.5. Stephenson Bekleme Mekanizmasının Basamak Basamak Çizimi

Bu modülün amacı, daha önce çalışılmış olan modüllere iki tane çıkış kolu ekleyerek dairesel ark mekanizmasını Stephenson 6-çubuk mekanizması formuna getirmektir. Bu modül, simetrik dairesel ark mekanizmasının analizi ve dizaynına ve bir dört-çubuk mekanizmasının tasarımına dayanır.

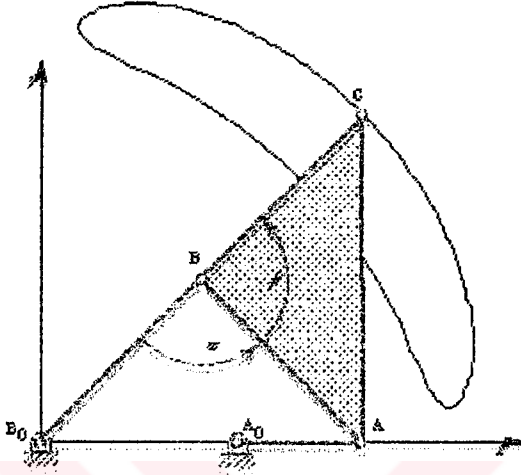
Şekil 2.48'de beklemeli 6 çubuklu Stephenson mekanizmasının bir simetrik dairesel ark çizen dört çubuk mekanizmasından iki tane kol eklenerek nasıl bulunabileceğini gösterir. 6 numaralı mafsaldaki dairesel arkın eğrilik merkezine yerleştirilmesi suretiyle 6 numaralı kolun, dört çubuk mekanizmasının biyel noktası dairesel ark boyunca giderken hareketsiz kalması sağlanmış olur.



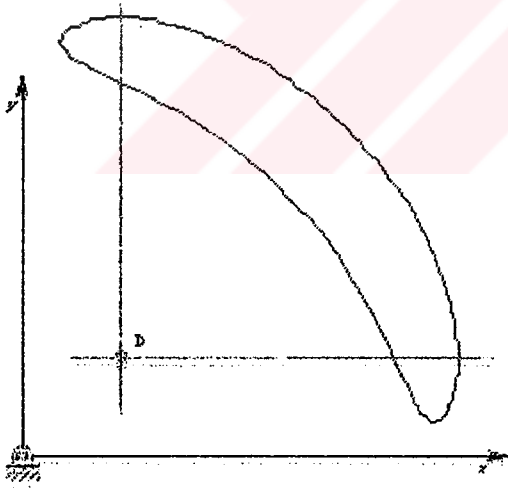
Şekil 2.48. Simetrik dairesel ark çizen dört çubuk mekanizmasına iki kolun eklenmesi suretiyle belirlenen beklemeli Stephenson mekanizması

Basamak basamak mekanizmanın çizilmesi işlemi;

1. Çalışılan model, bir önceki modülde grafik olarak tasarlanan dairesel ark çizen dört çubuk mekanizmasının bir önceki modülünü hayata geçirir. Şekil 2.49'da bir taslak gösterilmiştir. Dört çubuk mekanizmasının yöneliminden dolayı, (D noktası), eğrilik merkezinin x-y koordinatlarının belirlenmesi Şekil 2.49'da gösterildiği gibi çok kolaydır. D noktasının x koordinatı, maksimum y değerine, benzer şekilde, D noktasının y koordinatı, maksimum x değerine bağlıdır.
2. Bu koordinatların tam değerleri, C noktasının x-y koordinatlarının çıkışına bir sayaç yerleştirerek ve bu değerleri bir dosyaya göndererek yapılabilir.
3. Çalışılan modeli şekillendirebilmek için, yeni bir referans pozisyonu gereklidir. Çünkü, orijinal referans pozisyonunda, eğrilik yarıçapı kollardan biriyle çakışır.
4. Şekil 2.52 aynı zamanda, CD ve D_0D arasındaki minimum açılarını maksimum hale geldiği D_0 pozisyonunun belirlenmesi için basit bir geometrik çizim göstermektedir. D_0D uzunluğu, kol tarafından süpürülen toplam çıkış açısının değişimine uygun olan uzunlukta seçilmelidir.



Şekil 2.49. Bir önceki modülün simetrik ark mekanizması



Şekil 2.50. Arkın eğrilik merkezinin yerleştirilmesinin grafik çizimi

3.MATERYAL ve METOD

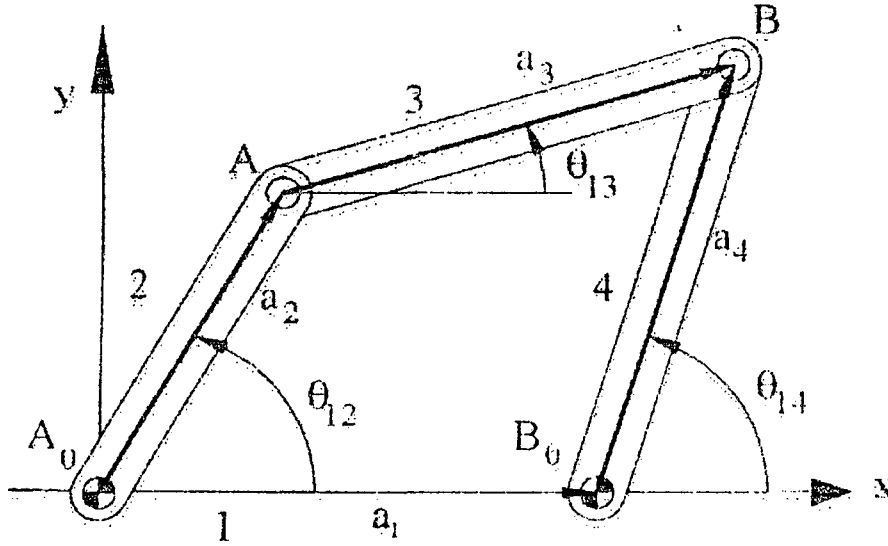
Bu çalışmada 6 elemanlı beklemeli kol mekanizmalarının kullanım kriterlerini sağlayacak şekilde nasıl tasarlanacağı araştırılmıştır. Bekleme periyodunun hareketin periyoduna oranı, beklemenin kalitesi yani bekleme yapan kolun bekleme sırasında sahip olduğu en büyük hızlar ve bekleme yapan kolun bekleme dışındaki hareketinin harmonikleri ve genliği kullanım kriterleri olarak kullanılmıştır. İlk önce dört çubuk mekanizması Freudenstein denklemi kullanılarak incelenmiş, dört çubuk mekanizmasının tasarımı için bir bilgisayar programı hazırlanmıştır.

3.1. Materyal

Bu çalışmada, beklemeli kol mekanizmalarının tasarımı yapılmaya çalışılmıştır. İlk önce dört çubuk mekanizması tasarlanmış ve kol boylarının hesaplanmasında Freudenstein denklemi kullanılmıştır. Bir tane dört çubuk mekanizmasının yeterli bekleme gerçekleştirilemediğinden, birinci mekanizmaya seri olarak bağlanabilecek ikinci mekanizmanın tesbiti için, verilen bir ψ (sarkaç dönme açısı) ve buna karşılık gelen ϕ (krank dönme açısı) için optimum iletim açısı ve başlangıç krank açısını bulan çizelge kullanılmış ve bekleme sağlayabilecek mekanizmalar çıkarılmıştır. Bu mekanizma tasarlanırken mekanizmaların iç ölü nokta konumu ve dış ölü nokta konumları dikkate alınmıştır.

3.1.1.Dört Çubuk Mekanizması

Dört çubuk mekanizmasında krank açısı koordinasyonunun kapalı formda çözümü elde edilebilmiş olup "Freudenstein Denklemi" olarak bilinir(SÖYLEMEZ,2000).



Şekil 3.1. Dört çubuk mekanizması

$$a_2 \cdot e^{i\theta_{12}} + a_3 \cdot e^{i\theta_{13}} = a_1 + a_4 e^{i\theta_{14}} \quad (3.1)$$

$$a_2 \cdot e^{-i\theta_{12}} + a_3 \cdot e^{-i\theta_{13}} = a_1 + a_4 e^{-i\theta_{14}} \quad (3.2)$$

$$a_3 \cdot e^{i\theta_{13}} = a_1 + a_4 e^{i\theta_{14}} - a_2 \cdot e^{i\theta_{12}} \quad (3.3)$$

$$a_3 \cdot e^{-i\theta_{13}} = a_1 + a_4 e^{-i\theta_{14}} - a_2 \cdot e^{-i\theta_{12}} \quad (3.4)$$

2 ve 4 numaralı denklemler çarpılırsa,

$$a_3^2 \cdot e^{i(\theta_{13}, \theta_{13})} = (a_1 + a_4 e^{i\theta_{14}} - a_2 \cdot e^{i\theta_{12}}) (a_1 + a_4 e^{-i\theta_{14}} - a_2 \cdot e^{-i\theta_{12}})$$

$$e^{i(\theta-\theta)} = 1$$

$$a_3^2 = a_1^2 + a_4^2 + a_2^2 + a_1 a_4 (e^{i\theta_{14}} + e^{-i\theta_{14}}) - a_1 a_2 (e^{i\theta_{12}} + e^{-i\theta_{12}}) - a_4 a_2 [(e^{i(\theta_{14}-\theta_{12})} + e^{-i(\theta_{14}-\theta_{12})})] \quad (3.5)$$

$$\cos \theta = (e^{i\theta} + e^{-i\theta})/2 \quad \text{olduğu için,}$$

(3.5) denklemi,

$$K_1 \cos \theta_{14} - K_2 \cos \theta_{12} + K_3 = \cos(\theta_{14} - \theta_{12}) \quad (3.6)$$

Denklemler(3.6)'da görüldüğü üzere bir 4 çubuk mekanizmasının krank hareketleri arasındaki bağıntı yüksek seviyede non-lineer ve multi-harmoniktir ancak kapalı formda çözümü mevcuttur.

$$K_1 = a_1/a_4, \quad K_2 = a_1/a_2, \quad K_3 = (a_1^2 + a_2^2 - a_3^2 + a_4^2)/2a_4a_2$$

denkleminde Freudenstein denklemi denir. Freudenstein denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$K_1 \cos \theta_{14} - K_2 \cos \theta_{12} + K_3 = \cos \theta_{12} \cos \theta_{14} + \sin \theta_{12} \sin \theta_{14}$$

$$\sin \theta_{14} = 2 \tan(1/2 \theta_{14}) [1 + \tan^2(1/2 \theta_{14})]$$

$$\cos \theta_{14} = [1 - \tan^2(1/2 \theta_{14})] [1 + \tan^2(1/2 \theta_{14})]$$

$$A \tan^2(\theta_{14}/2) + B \tan(\theta_{14}/2) + C = 0 \quad (3.7)$$

$$A = \cos \theta_{12} (1 - K_2) + K_3 - K_1$$

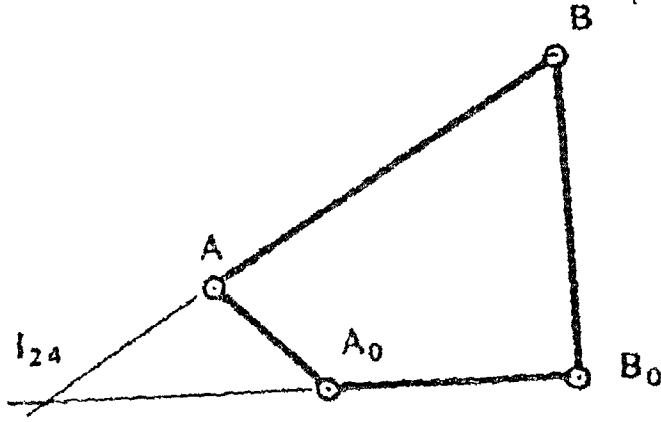
$$B = -2 \sin \theta_{12}$$

$$C = \cos \theta_{12} (1 + K_2) + K_3 + K_1$$

$$\tan(\theta_{14}/2) = (-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}) / 2A \quad (3.8)$$

$$\tan(\theta_{14}) = 2 \tan^{-1}(-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}) / 2A \quad (3.9)$$

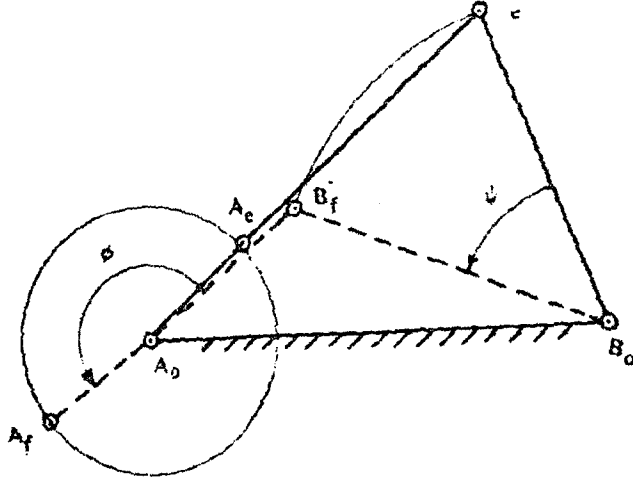
θ_{14} , tek harmoniktir. θ_{12} , bir tur yaptığında, θ_{14} bir harmonik yapar. Bu, bir tur harekette iki tek noktada durma verir. Bunlara ölü nokta konumları denir. Krank-sarkaç mekanizmalarında sarkaç iki sınır açı arasında salınım yapar (Genel olarak, krank giriş, sarkaç çıkış elemanıdır). Sarkaç sınır pozisyonunda olduğu durumda mekanizmaya dört çubuk mekanizmasının ölü nokta durumu denir. Bu sınır açılardaki sarkaç hızını göz önüne alarak ölü nokta durumunu tanımlayabiliriz. Sarkaç sınır açıya ulaşmadan önce tek bir yönde hareket ettiğinden ve sınır konumu geçtikten sonra ters tarafa doğru hareket ettiğinden, sınır açıda hızı sıfır olmalıdır. Böylece, ölü nokta konumunu sarkaç hızının anlık sıfır olduğu konum olarak tanımlayabiliriz. Şekil 3.2'de krank-sarkaç mekanizması rasgele bir konumda görölmektedir. Krankın ω_{12} hızıyla döndüğünü farz ettiğimizde, Sarkacın açısal hızı aşağıdaki gibi olacaktır:



Şekil 3.2. Krank- sarkaç mekanizması

$$\omega_{14} = \frac{|I_{24}A_0|}{|I_{24}B_0|} \omega_{12} \quad (3.10)$$

Bu denklemden I_{24} , A_0 ile aynı çizgi üzerinde olduğu zaman sarkacın açısal hızının sıfır olduğunu görürüz. I_{24} , sabit eleman ile biyel kolunun uzantılarının kesişimi olarak tanımlandığından, I_{24} ve A_0 sadece krank ve biyel kolları bir doğru üzerinde oldukları zaman aynı çizgi üzerinde bulunabilirler. Böylece iki ölü nokta konumunu Şekil 3.3'de görüldüğü gibi belirleyebiliriz. Buna ek olarak ikinci bir dört çubukla bir veya iki ölü nokta konumu daha eklenir.



Şekil 3.3. Ölü nokta konumları

3.2. Metod

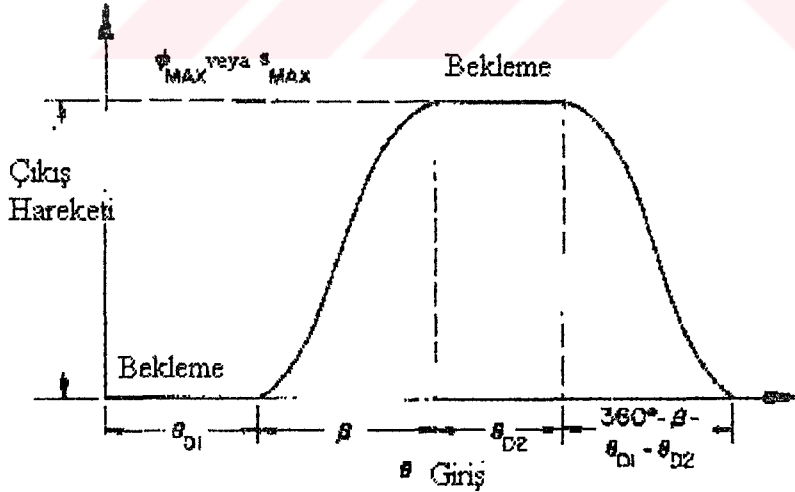
QBASIC programlama dilinde Freudenstein denklemi kullanılarak dört çubuk mekanizmasının kol boylarını hesaplayan, mekanizmayı çizen, sarkaç açısını ve hızını hesaplayıp, bunun grafiğini çizen bir program hazırlanmıştır. Bu program sayesinde mekanizmanın krank açısının hangi değişim aralığında sarkacın bekleme yaptığı görülebilmektedir.

3.2.1. Bekleme Elde Edebilmek için İkinci Dört Çubuk Mekanizması Ekleme

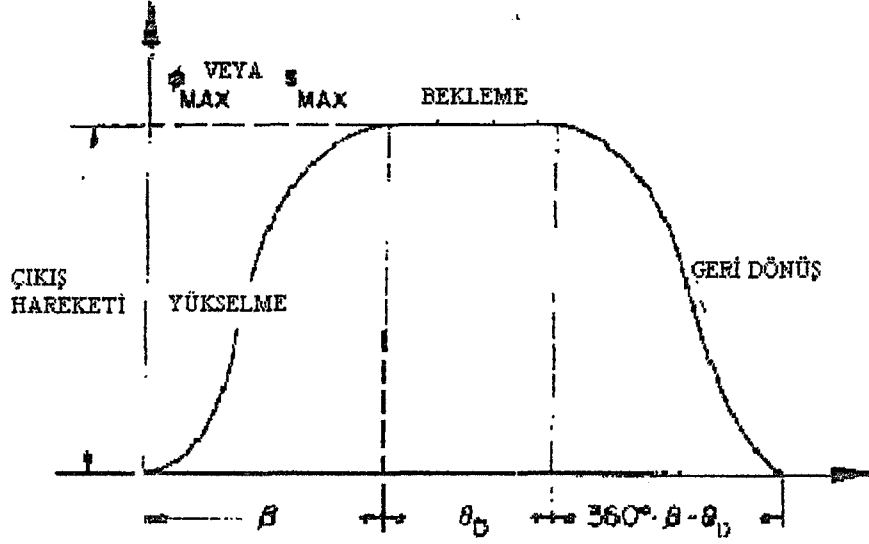
Bir tane dört çubuk mekanizması ile istenilen beklemenin elde edilemediği görülmüştür. Bu nedenle ikinci bir dört çubuk mekanizmasının birinciye eklenmesine karar verilmiştir. Mekanizma tasarlanırken, mekanizmanın iç ölü ve dış ölü nokta konumları göz önüne alınmıştır.

İlk önce bekleme işinin tanımı sorulacak olursa, üç çeşit bekleme yapılması göz önüne alınmıştır;

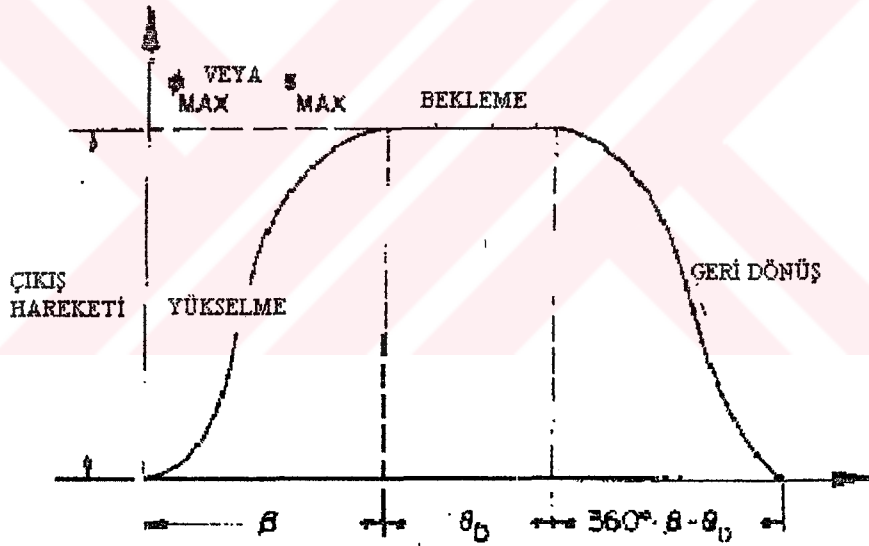
DRDR(Bekleme-yükselme-bekleme-geri dönüş), RDR(Yükselme-bekleme-geri dönüş), ve DRR(Bekleme-yükselme-geri dönüş) tipindeki beklemeli kol mekanizmalarının tasarlanması düşünüldü.



Şekil 3.4. DRDR(Bekleme-yükselme-bekleme-geri dönüş)



Şekil 3.5. RDR (Yükselme-bekleme-geri dönüş)



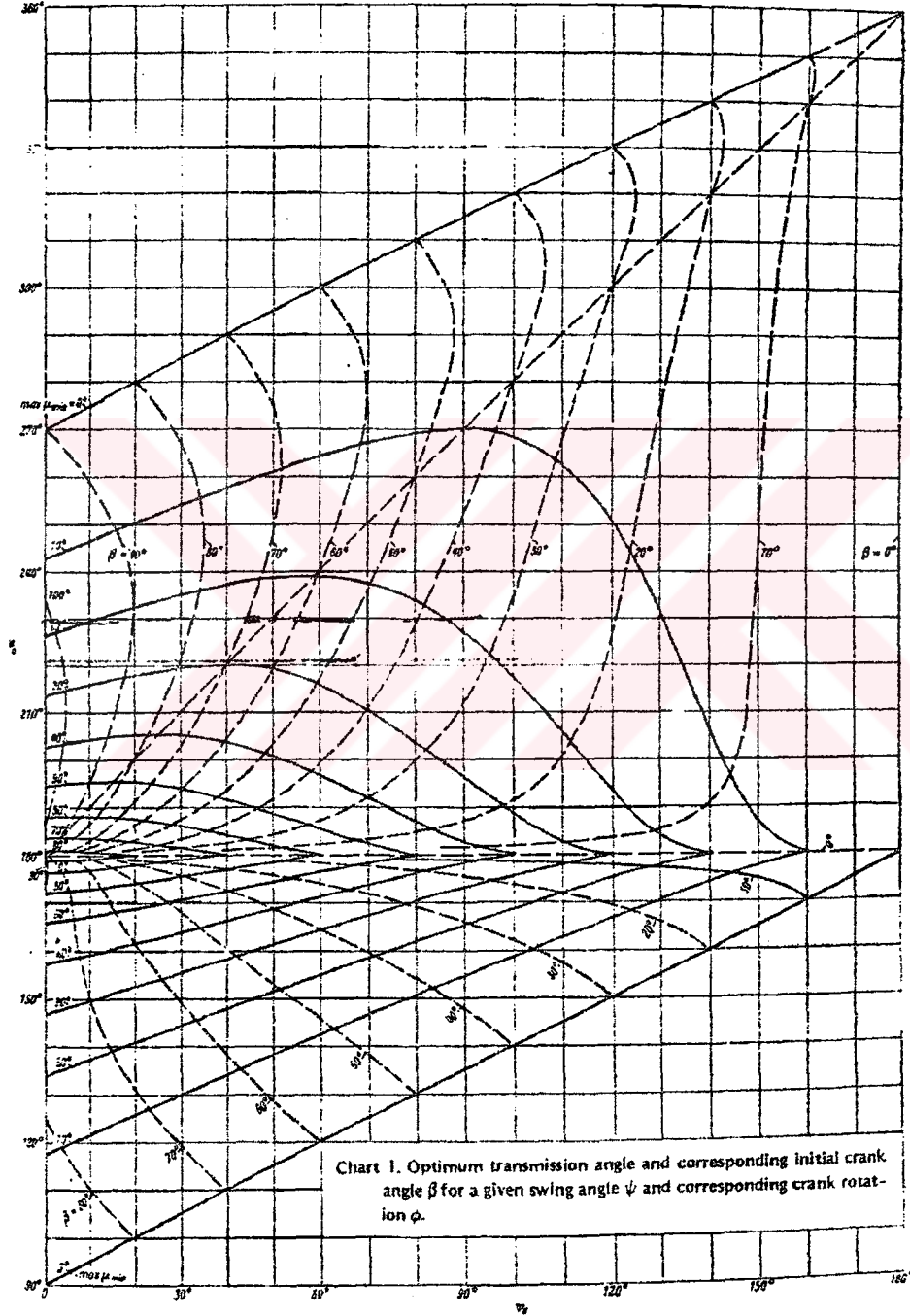
Şekil 3.6. DRR (Bekleme-yükselme-geri dönüş)

β_{MIN} ve β_{MAX} 'u soran bir bilgisayar programı hazırlandı.

$\beta_{MIN} - \beta_{MAX}$ Bekleme yapan sarkaç kolunun salınım açısıdır. (Salınımın bir ya da iki ucunda bekleme istenebilir).

İkinci mekanizma olarak aşağıdaki çizelge kullanılarak tasarlanan bir mekanizmanın kullanılmasına karar verildi. Bu mekanizmalarda sabit uzuv tek bir değer

alırken, sarkaç herhangi bir değer alabilmektedir. Sarkacın ölü konumlardaki maksimum minimum açı değerlerini veririz. Şekil 3.7- Şekil 3.16'da bu mekanizmalar gösterilmiştir.

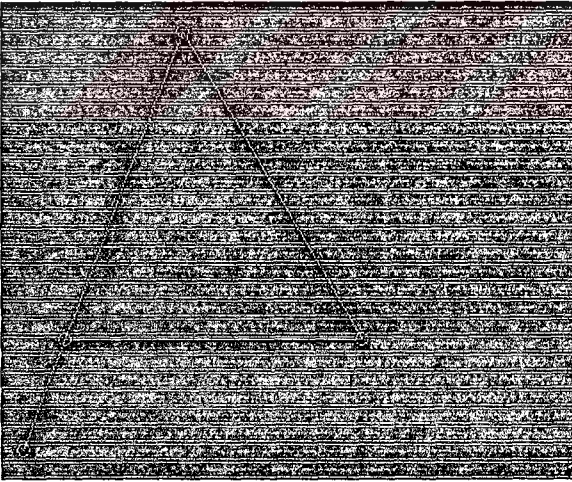


Çizelge 3.1. Verilen bir ψ (sarkaç dönme açısı) ve buna karşılık gelen ϕ (krank dönme açısı) için optimum iletim açısı ve başlangıç krank açısı (SÖYLEMEZ, 2000)

Toprak(Sabit uzuv)	: 10
Beklemeli Kol(Sarkaç):	: 12
B_{MIN}	: 60^0
B_{MAX}	: 120^0
Krank	: 3.972
Biyel	: 15.107



Şekil 3.7. Toprak :10, Sarkaç:12, B_{MIN} : 60^0 olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması

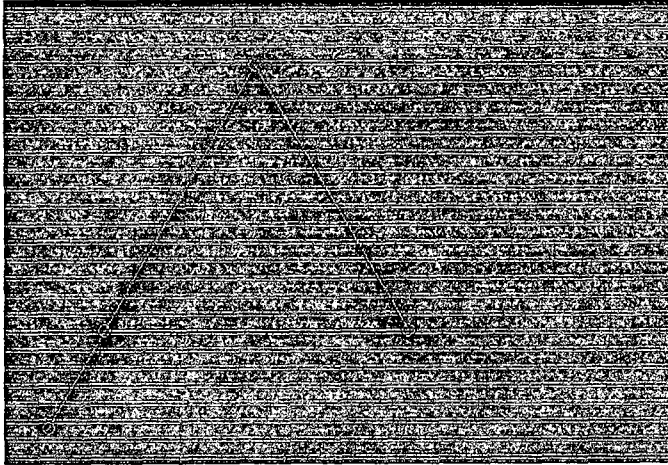


Şekil 3.8. Toprak :10, Sarkaç:12, B_{MAX} : 120^0 olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması

Toprak(Sabit uzuv)	: 10
Beklemeli Kol(Sarkaç):	: 10
B_{MIN}	: 60°
B_{MAX}	: 120°
Krank	: 3.660
Biyel	: 13.660

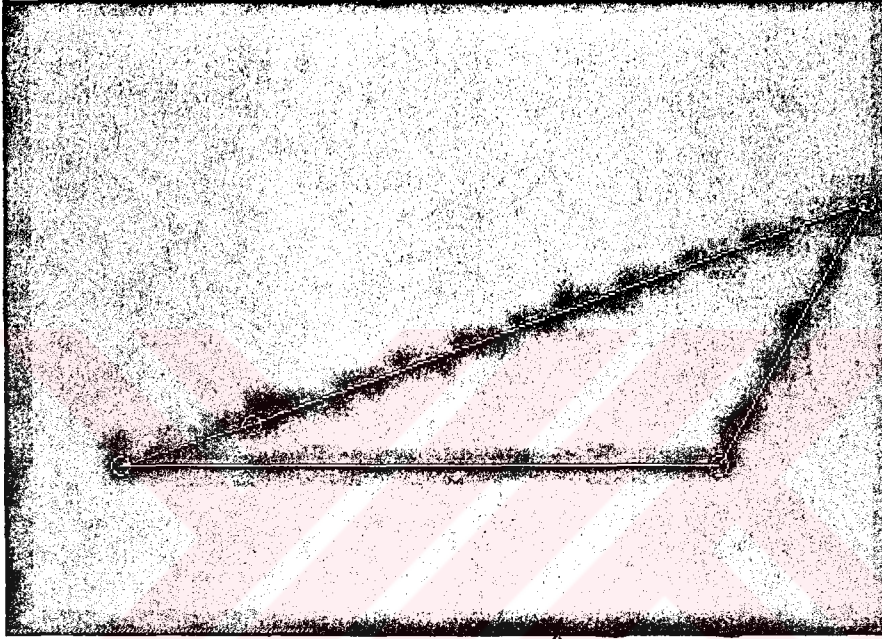


Şekil 3.9. Toprak :10, Sarkaç:10, B_{MIN} : 60° olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması

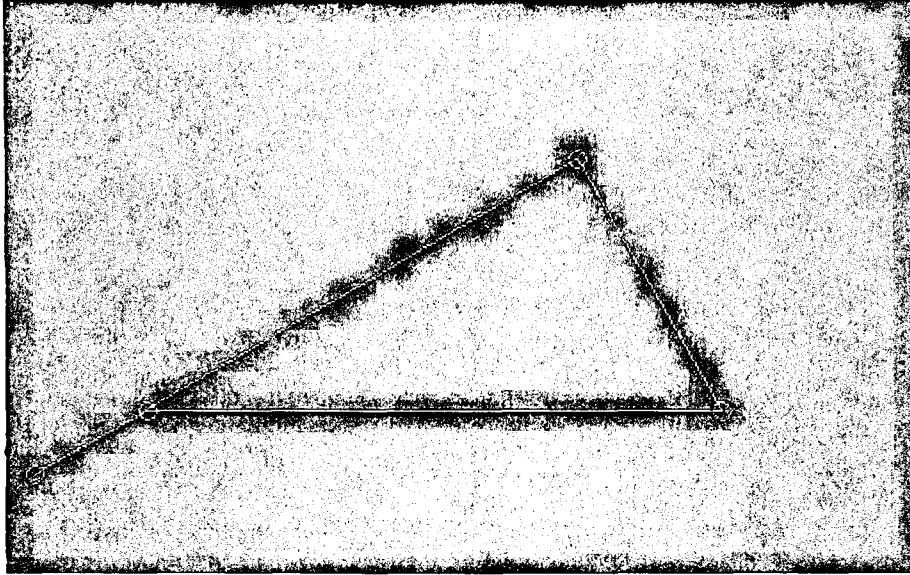


Şekil 3.10. Toprak :10, Sarkaç:10, B_{MAX} : 120° olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması

Toprak(Sabit uzuv)	: 10
Beklemeli Kol(Sarkaç):	: 5
B_{MIN}	: 60°
B_{MAX}	: 120°
Krank	: 2.284
Biyel	: 10.945

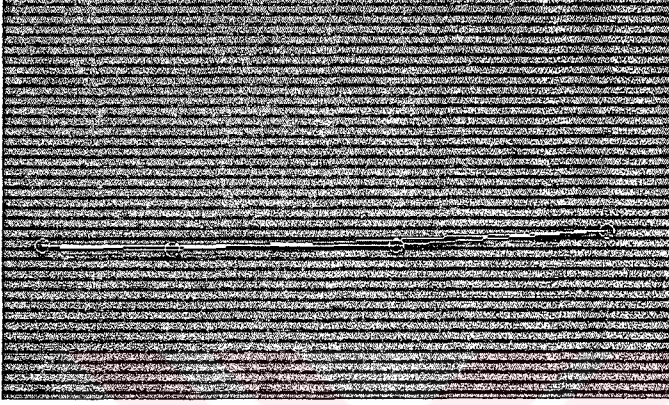


Şekil 3.11. Toprak :10, Sarkaç:5, B_{MIN} : 60° olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması

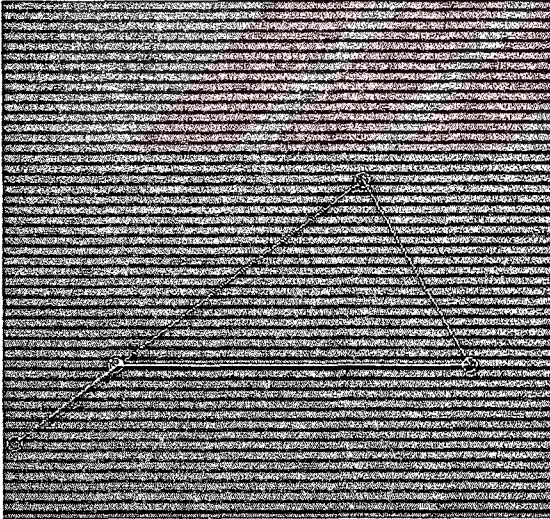


Şekil 3.12. Toprak:10, Sarkaç:5, B_{MAX} : 120° olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması

Toprak(Sabit uzuv)	: 10,
Beklemeli Kol(Sarkaç):	: 10
B_{MIN}	: 0^0
B_{MAX}	: 120^0
Krank	: 3.641
Biyel	: 12.359

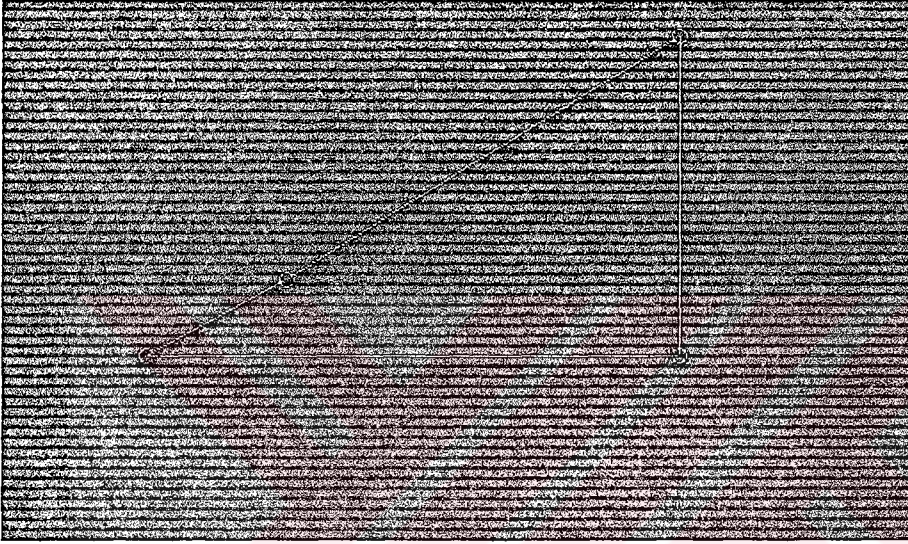


Şekil 3.13. Toprak:10, Sarkaç:6, $B_{MIN}:0^0$ olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması

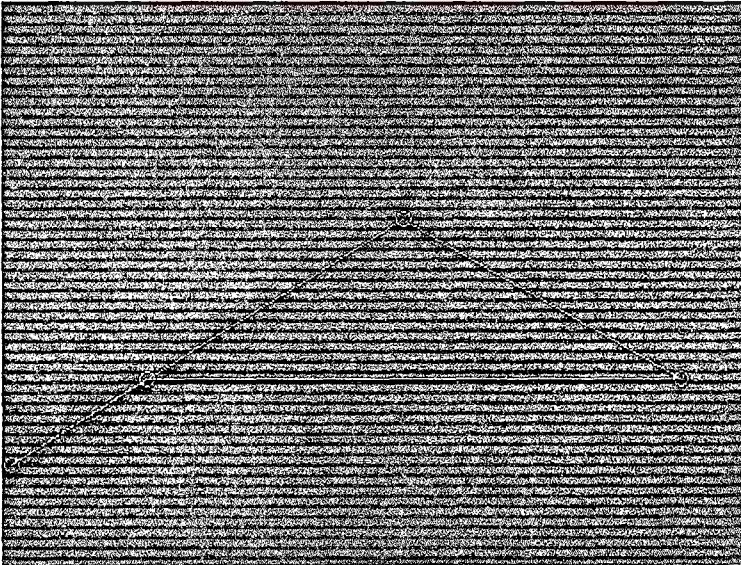


Şekil 3.14. Toprak:10, Sarkaç:6, $B_{MAX}:120^0$ olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması

Toprak(Sabit uzuv)	: 10
Beklemeli Kol(Sarkaç):	: 6
B_{MIN}	: 90^0
B_{MAX}	: 150^0
Krank	: 2.999
Biyel	: 8.663



Şekil 3.15. Toprak:10, Sarkaç:6, B_{MIN} : 90^0 olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması



Şekil 3.16. Toprak:10, Sarkaç:6, B_{MAX} : 150^0 olduğu durumdaki dört çubuk mekanizması

4.ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA .

Dört çubuk mekanizması ve Watt mekanizması için QBASIC programlama dilinde bilgisayar programları hazırlanmıştır. Bu programlar ile tasarlanan bazı mekanizma örnekleri aşağıda verilmiştir.

4.1. Dört Çubuk Mekanizması Tasarımı

İlk önce Freudenstein denklemi kullanılarak, QBASIC programlama dilinde, dört çubuk mekanizması tasarımı için, bir program hazırlanmıştır. Bu program ile çözülen bir örnek aşağıda verilmiştir:

θ (Krank açısı)	ϕ (Sarkaç açısı)
90^0	40^0
135^0	35^0
180^0	40^0

Krankın açısı θ , çıkış kolunun açısı ise ϕ ile gösterilmiştir. Krank kolunun uzunluğu 1 birim olarak kabul edilmiştir. Bu durumda üç pozisyon sentezi yapılarak, aşağıdaki çözüme ulaşılmıştır. Problemin çözümünde Freudenstein denklemi kullanılmıştır.

$$K_1 \cdot \cos \phi_1 - K_2 \cdot \cos \theta_1 + K_3 = \cos(\phi_1 - \theta_1)$$

$$K_2 \cdot \cos \phi_2 - K_2 \cdot \cos \theta_2 + K_3 = \cos(\phi_2 - \theta_2)$$

$$K_3 \cdot \cos \phi_3 - K_2 \cdot \cos \theta_3 + K_3 = \cos(\phi_3 - \theta_3)$$

$$K_1 \cdot \cos 40 - K_2 \cdot \cos 90 + K_3 = \cos(40 - 90)$$

$$K_2 \cdot \cos 35 - K_2 \cdot \cos 135 + K_3 = \cos(35 - 135)$$

$$K_3 \cdot \cos 40 - K_2 \cdot \cos 180 + K_3 = \cos(40 - 180)$$

$$K_1 \cdot 0.766 + K_3 = 0.6428$$

$$K_2 \cdot 0.819 - K_2 \cdot 0.707 + K_3 = -0.17365$$

$$K_3 \cdot 0.766 + K_2 + K_3 = -0.766$$

1 ve 3 numaralı denklemlerden;

$$K_2 = -1.4088 \text{ bulunur}$$

2 ve 3 numaralı denklemlerde K_2 yerine koyulursa,

$$0.819.K_1 - 0.996 + K_3 = -0.17365$$

$$0.766.K_1 - 1.4088 + K_3 = -0.766$$

İki bilinmeyenli iki denklemin ortak çözümünden,

$$K_1 = 3.38774$$

$$K_3 = -1.952$$

Freudenstein denklemine göre;

$$K_1 = a_1/a_2, K_2 = a_1/a_4, K_3 = a_1^2 + a_2^2 - a_3^2 + a_4^2 / 2 a_2 a_4$$

QBASIC programlama dilinde yapılan program sonucunda elde edilen dört çubuk mekanizmasının kol boyları ve sarkaç açısı:

Bu gereksinimleri sağlayan dört çubuk mekanizmasının kol boyları şunlardır:

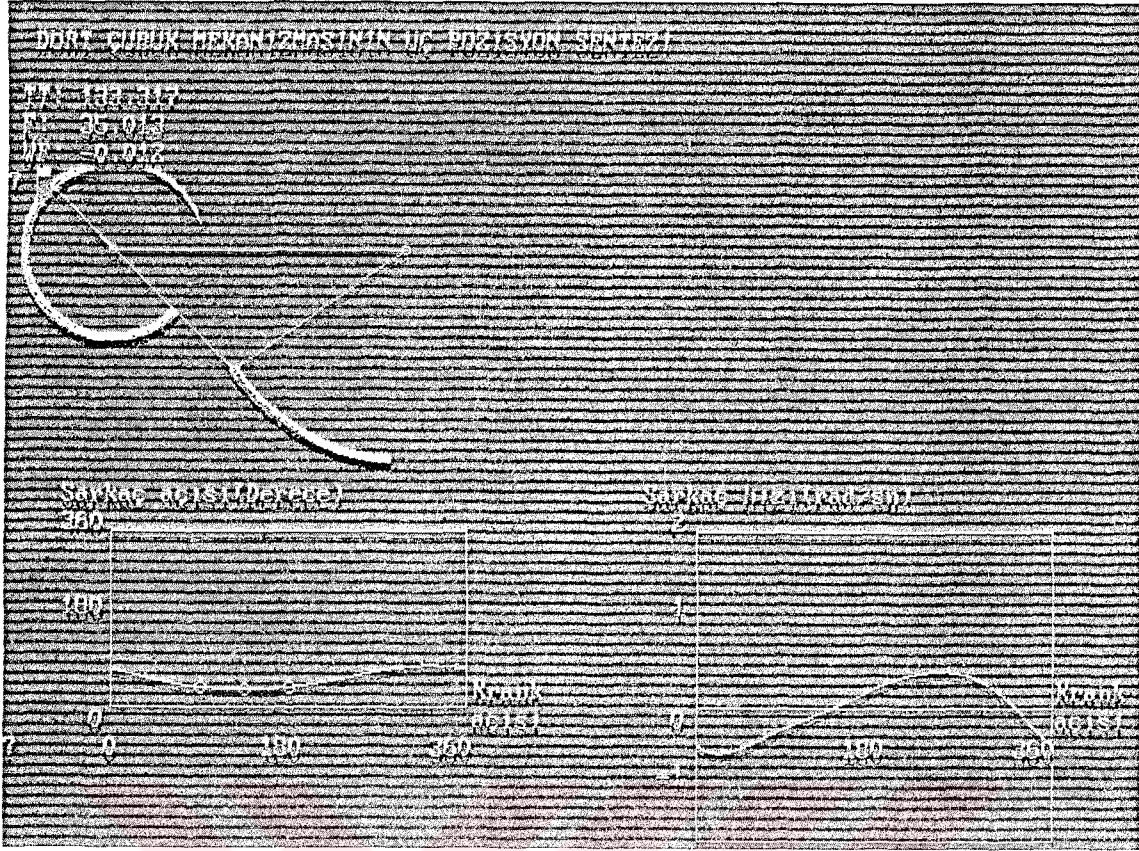
$$\text{TOPRAK} : 1$$

$$\text{KRANK} : 0.295$$

$$\text{BİYEL} : 0.879$$

$$\text{SARKAÇ} : - 0.710$$

Bilgisayar programı bu mekanizmayı çift sarkaç olarak belirlemiştir. Yukarıda verilen krank ve sarkaç açılarını sağlayabilecek mekanizmanın şekli aşağıdaki gibidir:



Şekil 4.1. Üç pozisyon sentezi sonucunda ortaya çıkan dört çubuk mekanizması

Şekil 4.1'de soldaki grafikte, x koordinatında krank açısı, y koordinatında ise sarkaç açısı görülmektedir. Sağdaki grafikte ise, x koordinatında krank açısı, y koordinatında ise sarkaç hızı görülmektedir. Görüldüğü gibi dört çubuk mekanizmasında sarkaç hızı sadece anlık olarak sıfır olmakta yani anlık bekleme yapmaktadır.

4.1.1.Dört Çubuk Mekanizması ile Bekleme Sağlanabilir Mi?

Dört çubuk mekanizması ile bekleme elde etmek mümkün müdür? diye sorulduğunda, sarkaç hızının sıfır olduğu durumları incelememiz gerekmektedir. Bunun için Freudenstein denkleminin türevini almamız gerekmektedir. Freudenstein denkleminin türevini aldığımız zaman aşağıdaki denklemi elde ederiz.

$$K_1 \frac{d\phi}{d\theta} \sin \phi - K_2 \sin \theta = \left(\frac{d\phi}{d\theta} - 1 \right) \sin(\phi - \theta)$$

$$K_1 \phi \sin \phi - K_2 \sin \theta = (\phi - 1) \sin(\phi - \theta) \quad (3.11)$$

Sarkaç bızının sıfır olduğu ($\phi=0$) olduğu durum incelediği zaman krank açısının iki değer aldığı ve bu noktaların ölü nokta konumları olduğu görülmüştür.

θ (Krank açısı)	ϕ (Sarkaç açısı)
30°	60°
170°	90°
260°	90°

$$K_1 = 6.671$$

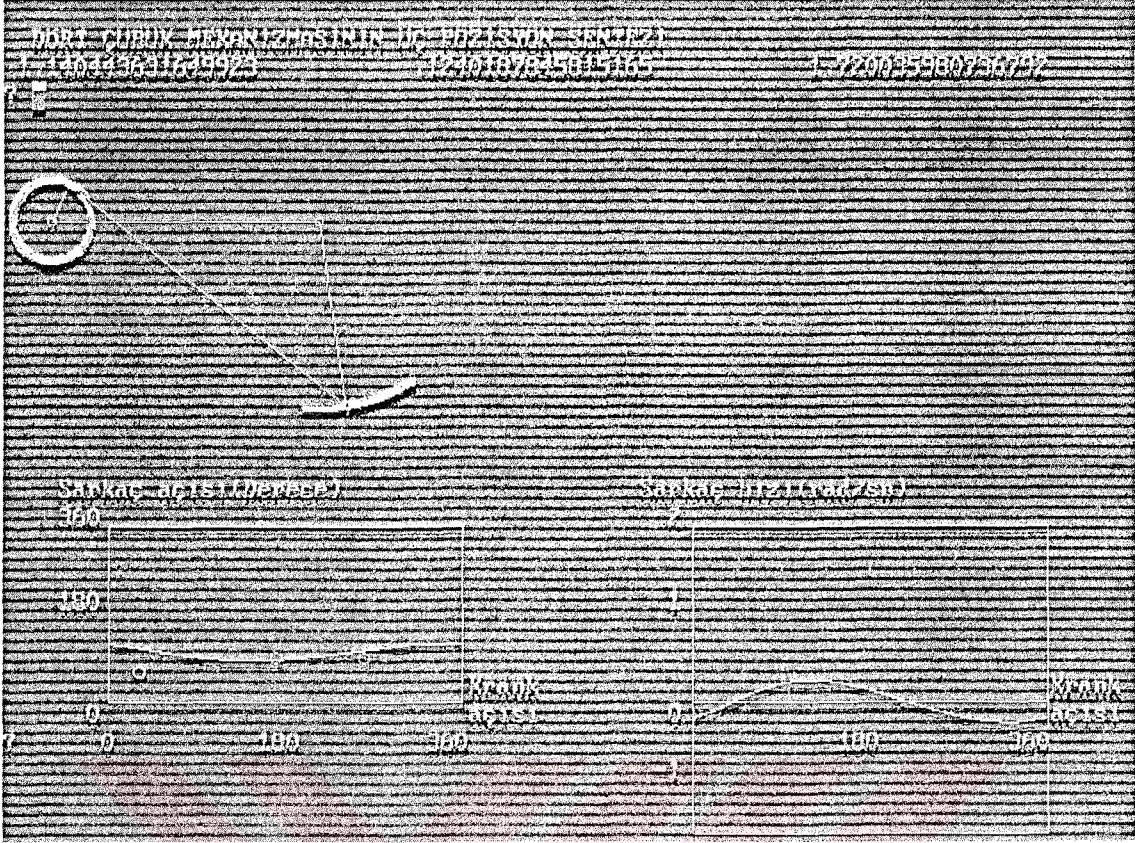
$$K_2 = 1.428$$

$$K_3 = -1.233$$

Bu gereksinimleri sağlayan dört çubuk mekanizmasının kol boyları şunlardır:

TOPRAK	: 1
KRANK	: 0.150
BİYEL	: 1.331
SARKAÇ	: 0.700

Şekil 4.2'de Freudenstein denklemi kullanılarak hazırlanan programla elde edilen dört çubuk mekanizması görülmektedir.



Şekil 4.2. Giriş kolu 90° hareket ederken çıkış kolunun hareket etmediği durumdaki dört çubuk mekanizması

Freudenstein denklemi kullanılarak yapılan dört çubuk mekanizmasının programında konumların ölü nokta olma mecburiyetleri yoktur. Ayrıca ortaya çıkan mekanizmanın “krank- sarkaç” olması mecburiyeti de yoktur. Oysa “beklemeli kol” mekanizmalarında ölü konumlarda bekleme olur. Dolayısı ile bekleme yapabilmek için mekanizma ya “krank-sarkaç” ya da “çift sarkaç” olmalıdır. Çift sarkacı sürekli dönme hareketi ile tahrik edemeyiz (elektrik motoru ya da içten yanmalı motorlar). En iyi seçenek “krank-sarkaç”tır. Freudenstein denklemi kullanılarak yapılan programda, üç tane krank açısına karşılık gelen üç tane sarkaç açısı olduğu ve bu konumların da ölü nokta olmaları mecburiyetleri olmadığı için başka bir program tasarlanmıştır.

4.2. Dört Çubuk Mekanizmasının Tasarımında Kullanılan İkinci Program

Bu program, QBASIC programlama dilinde yazılmıştır. Bu programda ikinci mekanizma olarak Çizelge 3.1 kullanılarak tasarlanan bir mekanizmanın kullanılmasına

karar verildi. Bu mekanizmalarda sabit uzuv tek bir değer alırken, sarkaç herhangi bir değer alabilmektedir.

- a) Çıkış krankının maksimum ve minimum açıları tanımlanabilir.
- b) Toprak elemanının boyu ve toprak bağlantılarının yeri rasgele belirlenebilir.

Ortaya çıkan mekanizmayı modifiye edebiliriz. Bunun için

- a) Sarkaç boyunu değiştirebiliriz (daha çok krank limit açılarını değiştirmek için)
- b) Sarkaç minimum açısını değiştirebiliriz (daha çok mekanizmanın türünü ve çalışılabilirliğini değiştirmek ya da sağlamak için)

Bu program kullanılarak tasarlanan bir dört çubuk mekanizması aşağıda verilmiştir.

$$X_D : 0$$

$$Y_D : 0$$

$$X_G : 10$$

$$Y_G : 0$$

$$B_{MIN} : 60^{\circ}$$

$$B_{MAX} : 120^{\circ}$$

$$L_4 : 20$$

$$X_G = \text{Beklemeli kolün toprağa bağlandığı g noktasının x koordinatı}$$

$$Y_G = \text{Beklemeli kolün toprağa bağlandığı g noktasının y koordinatı}$$

$$B_{MIN} = \text{Beklemeli kol açısının minimum değeri}$$

$$B_{MAX} = \text{Beklemeli kol açısının maksimum değeri}$$

$$L_4 = \text{Beklemeli kolün uzunluğu}$$

Bu gereksinimleri sağlayan 2.dört çubuk mekanizmasının kol boylarını ve hareket giriş krankının maksimum ve minimum açıları, aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$\text{TOPRAK} : 10$$

$$\text{KRANK} : 4.569$$

$$\text{BİYEL} : 21.889$$

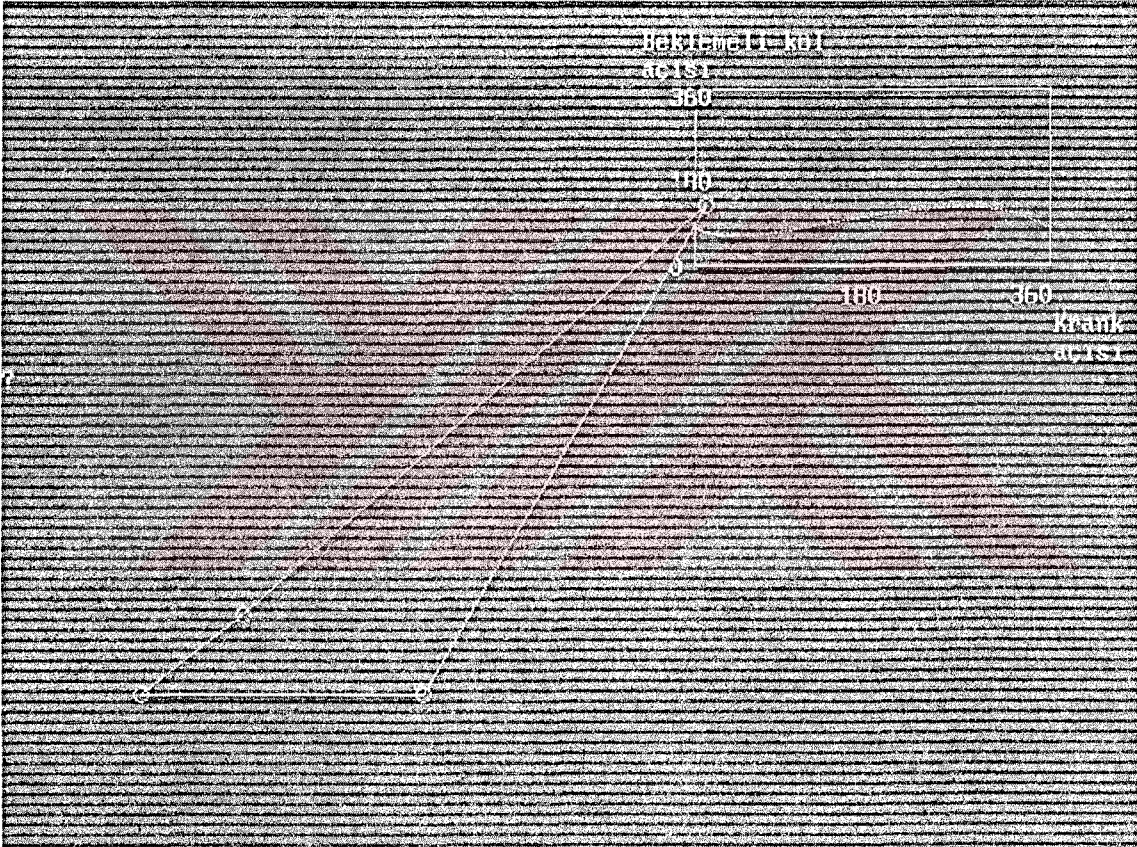
$$\text{BEKLEMELİ KOL} : 20$$

MEKANİZMANIN HAREKET GİRİŞ KRANKININ:

MAKSİMUM AÇISI(Derece) :270.000

MINIMUM AÇISI(Derece) : 40.893

HAREKET ARALIĞI(Derece) : 229.107



Şekil 4.3. Dört çubuk mekanizması

Yukarıdaki örnekte de görüldüğü tek bir dört çubuk mekanizması ile bekleme sağlanamamıştır. Sadece anlık beklemeler elde edilebilmiştir. Bu nedenle altı çubuk mekanizması yapılarak bekleme sağlanabileceğine karar verilmiştir. Stephenson beklemeli kol mekanizması kuvvet yönünden avantajlı değildir. Mekanizmanın kuvvet iletimini sağlayan uzuvları toprağa sabitlenmediği için kuvvet iletimi yönünden

dezavantajlıdır. Stephenson mekanizması büyük kuvvetler iletmez, buna karşılık Watt mekanizması ile büyük kuvvetlerin iletimi mümkündür. Ayrıca, Watt mekanizmasının imalatı, Stephenson mekanizması yapmaktan daha kolaydır. Watt mekanizmaları daha az titreşim yapar, daha az esneme olur. daha hafif elemanlar içerirler ve genellikle daha küçük hacimlere sığabilirler. Bu nedenlerle Watt mekanizması tasarlanmasına karar verilmiştir.

4.3. İkinci Dört Çubuk Mekanizmasının Ölü Nokta Konumlarına Göre Tasarımları

Tek bir tane dört çubuk mekanizması ile bekleme sağlamayacağı anlaşıldığı için ikinci dört çubuk mekanizmasının seri olarak bağlanmasına ve ikinci dört çubuk mekanizmasının da krank-sarkaç mekanizması olmasına karar verilmiştir. İkinci dört çubuk mekanizmasının çıkış krankının maksimum ve minimum açıları tanımlanmıştır. Toprak elemanın boyu ve toprak bağlantılarının yeri rasgele belirlenmiştir. Ortaya çıkan mekanizma modifiye edilebilmektedir. Bunun için sarkaç boyu değiştirilebilir (daha çok krank limit açılarını değiştirmek için) ya da sarkaç minimum açısını değiştirebiliriz (daha çok mekanizmanın türünü ve çalışabilirliğini değiştirmek ya da sağlamak için). Watt mekanizmasının tasarımının yapıldığı örnekler aşağıda gösterilmiştir. Bütün örneklerde ikinci dört çubuk mekanizmasının değerleri aynı verilmiştir. Şekil 3.7-Şekil 3.16 arasındaki mekanizmalardan bir tanesi ikinci dört çubuk mekanizması olarak seçilebilir.

X_D	:	0
Y_D	:	0
X_G	:	10
Y_G	:	0
B_{MIN}	:	60^0
B_{MAX}	:	120^0
L_4	:	12

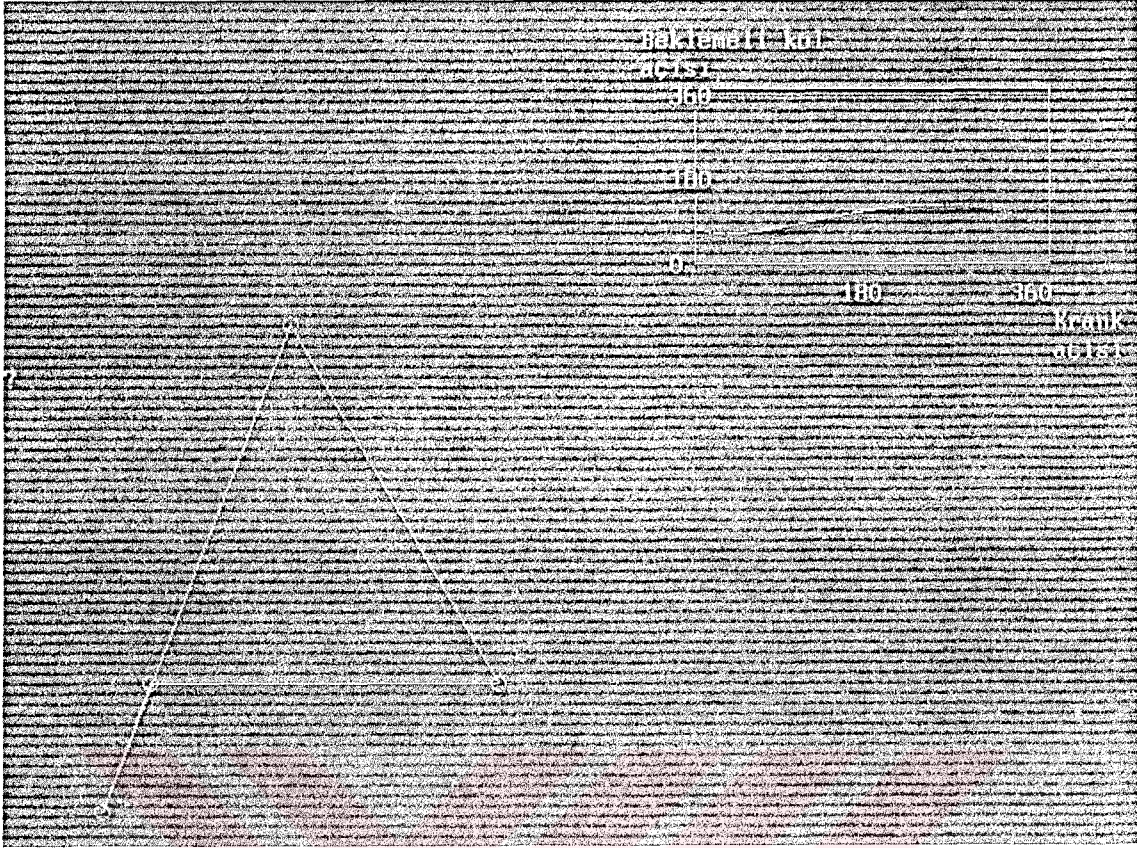
X_G	=	Beklemeli kolun toprağa bağlandığı g noktasının x koordinatı
Y_G	=	Beklemeli kolun toprağa bağlandığı g noktasının y koordinatı
B_{MIN}	=	Beklemeli kol açısının minimum değeri
B_{MAX}	=	Beklemeli kol açısının maksimum değeri
L_4	=	Beklemeli kolun uzunluğu

Bu gereksinimleri sağlayan 2.dört çubuk mekanizmasının kol boylarını ve hareket giriş krankının maksimum ve minimum açılarını, program aşığıdaki gibi hesaplamıştır:

TOPRAK	:	10.000
KRANK	:	3.972
BİYEL	:	15.107
BEKLEMELİ KOL	:	12.000

MEKANİZMANIN HAREKET GİRİŞ KRANKININ:

MAKSİMUM AÇISI(Derece)	:	248.948
MINIMUM AÇISI(Derece)	:	33.004
HAREKET ARALIĞI(Derece)	:	215.944



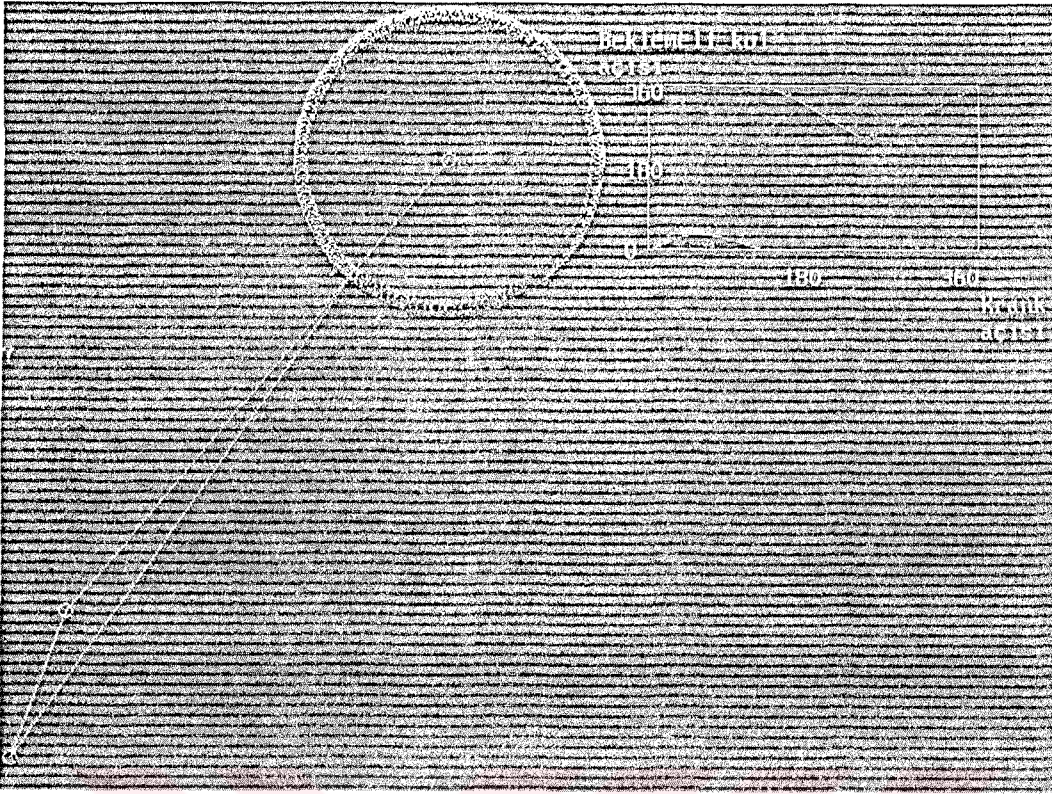
Şekil 4.4. 1 örnekteki ikinci dört çubuk mekanizması

Birinci dört çubuk mekanizması için verilen değerler:

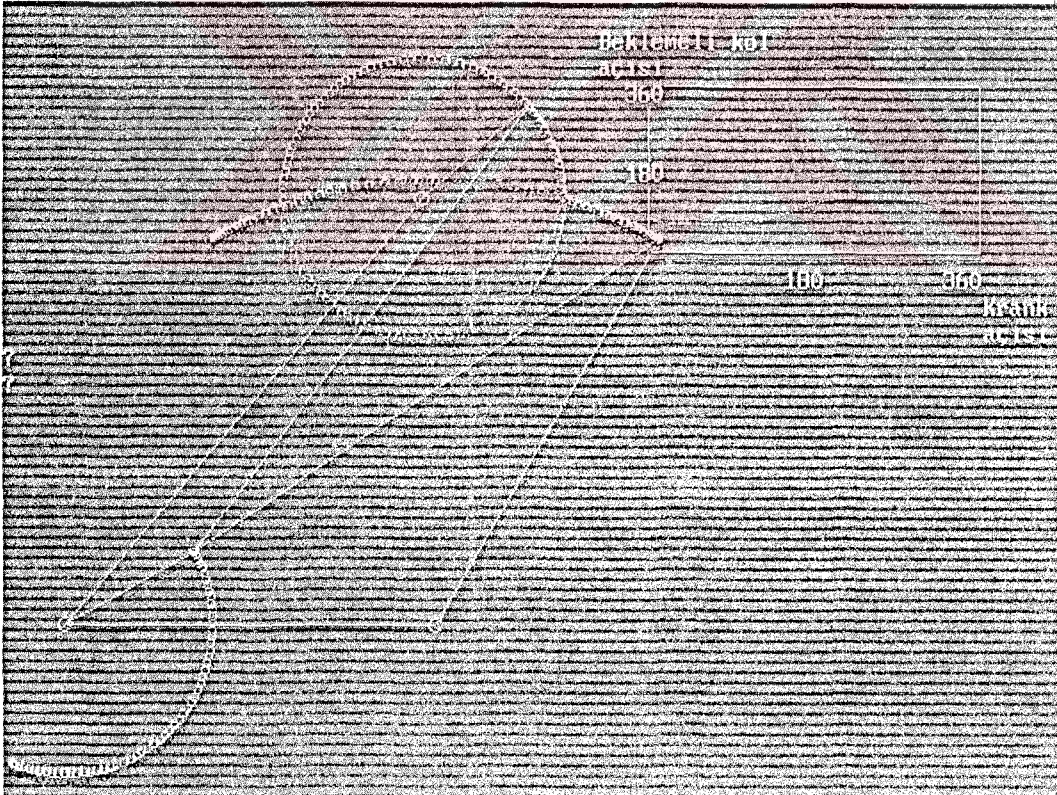
$X_D:$	0
$Y_D:$	0
$X_A:$	9.630
$Y_A:$	11.500

Bilgisayar programı ile hesaplanan, bu gereksinimleri sağlayan kol boyları ve hareket giriş krankının maksimum ve minimum açısı:

İkinci krankın boyu	:	3.972
Birinci mekanizmanın sabit eleman boyu	:	15.000
Çıkış krank açısının maksimum değeri(Derece)	:	248.948
Çıkış krank açısının minimum değeri(Derece)	:	33.0045
Çıkış krankının faz açısı(Derece)	:	0
Çıkış krankının üst kenar boyu	:	0



Şekil 4.5. 1.örnekteki birinci dört çubuk mekanizması



Şekil 4.6. 1.örnekteki Watt mekanizması

WATT MEKANİZMASININ BOYUTLARI	
1. dört çubuk mekanizmasının K01 boyutları (mm)	
TOBRAK	10-1000
KRANK	3-762
BTYEL	15-1032
İKİNCİ KRANK	3-972
2. dört çubuk mekanizmasının K02 boyutları (mm)	
TOBRAK	10-1000
KRANK	3-972
BTYEL	15-1032
BAĞLAYICI K03	10-1000
ÇİFTİSİ KRANKININ İKİSİ KENAR BOYUTU	
X _A	3-630
Y _A	10-1500
X _D	0-000
Y _D	0-000
X _G	10-000
Y _G	0-000
SARRACIN BAKIÇI KONUMLARI	
Y _{AYB}	120-000
Y _{AYB}	100-000

Çizelge 4.1. Örnek için Watt mekanizmasının boyutları

Mekanizmanın yerleştirileceği hacimin yüksek ve eninin dar olduğu yer için bir Watt mekanizması tasarımı yapalım. İkinci dört çubuk mekanizmasının boyutlarını aynı alıp, ikinci dört çubuk mekanizmasının X_A ve Y_A koordinatlarını değiştirerek ikinci bir Watt mekanizması tasarlandı.

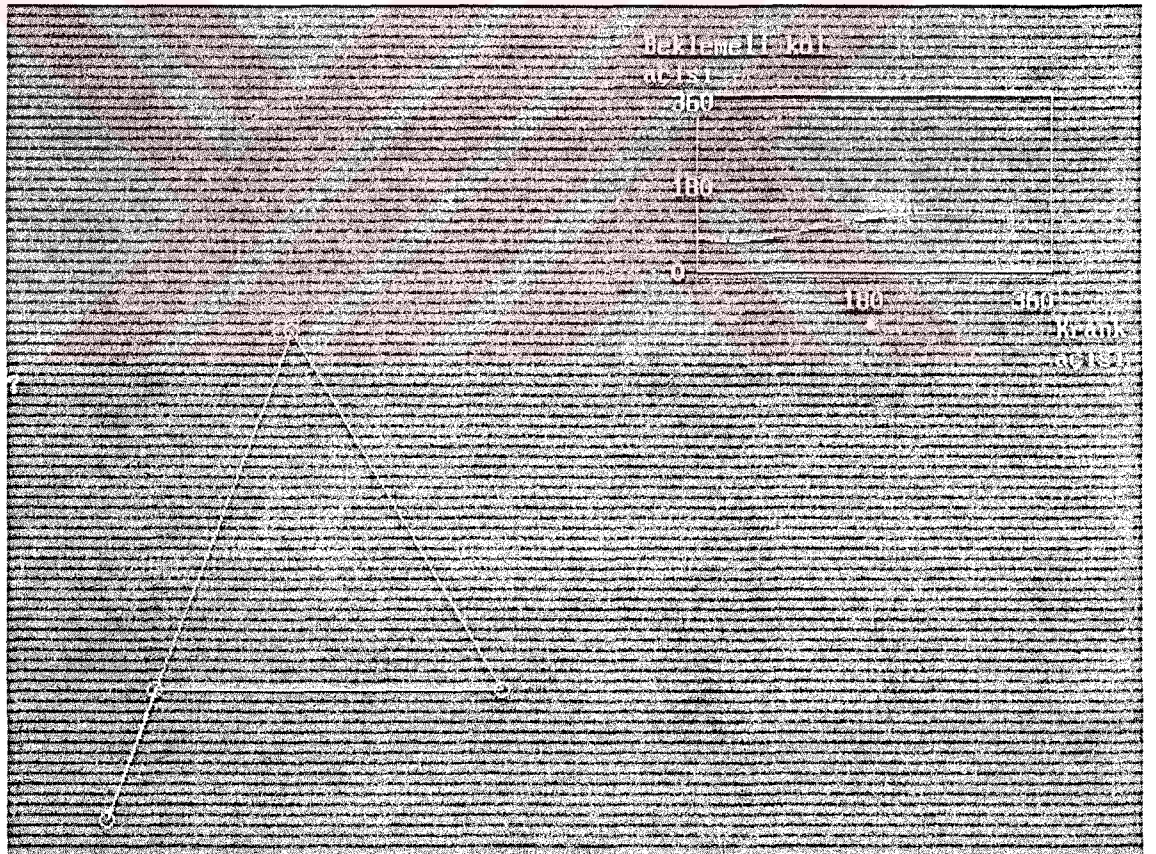
$$\begin{aligned}
 X_D & : 0 \\
 Y_D & : 0 \\
 X_G & : 10 \\
 Y_G & : 0 \\
 B_{MIN} & : 60^\circ \\
 B_{MAX} & : 120^\circ \\
 L_4 & : 12
 \end{aligned}$$

Bu gereksinimleri sağlayan 2.dört çubuk mekanizmasının kol boylarını ve hareket giriş krankının maksimum ve minimum açılarını, program aşağıdaki gibi hesaplamıştır:

TOPRAK	: 10.000
KRANK	: 3.972
BİYEL	: 15.107
BEKLEMELİ KOL	: 12.000

MEKANİZMANIN HAREKET GİRİŞ KRANKININ:

MAKSİMUM AÇISI(Derece)	: 248.948
MINIMUM AÇISI(Derece)	: 33.004
HAREKET ARALIĞI(Derece)	: 215.944



Şekil 4.7. 2.örnekteki ikinci dört çubuk mekanizması

X_D: 0Y_D: 0X_A: 0Y_A: 10

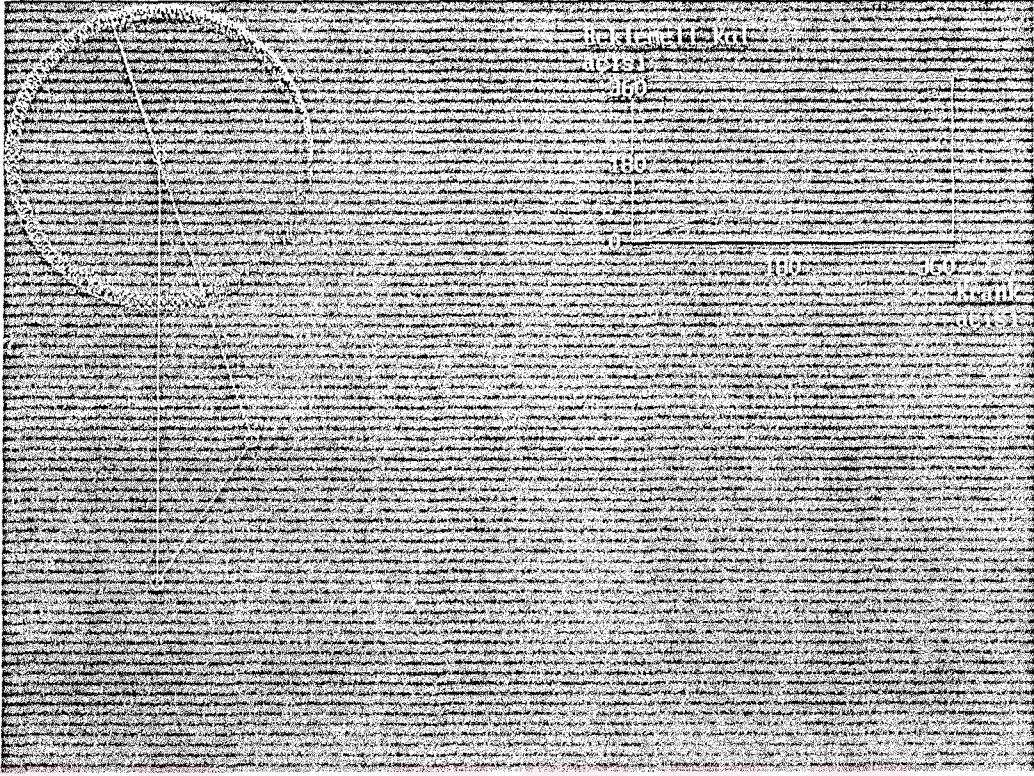
GİRİLEN DEĞERLER SIRAŞI İTİB	
X _D	0.000
Y _D	0.000
X _A	0.000
Y _A	10.000
İKİNCİ KRANKIN BOYU	3.572
BİRİNCİ MEKANİZMANIN SABİT BAĞLANIŞ BOYU	10.000
ÇIKIŞ KRANK AÇISININ MAKSİMUM DEĞERİ (Derece)	748.94828
ÇIKIŞ KRANK AÇISININ MİNİMUM DEĞERİ (Derece)	33.00449
ÇIKIŞ KRANKININ FAZ AÇISI (Derece)	0.00000
ÇIKIŞ KRANKININ İSY KENAR BOYU	0.000
GİRİLEN BİLGİLER DOGRU İSE (E) YANLIŞ İSE (G) ÇIKINTI	
E	

Çizelge 4.2. Birinci mekanizmanın kol boyları ve çıkış krank açısının maksimum ve minimum değerleri

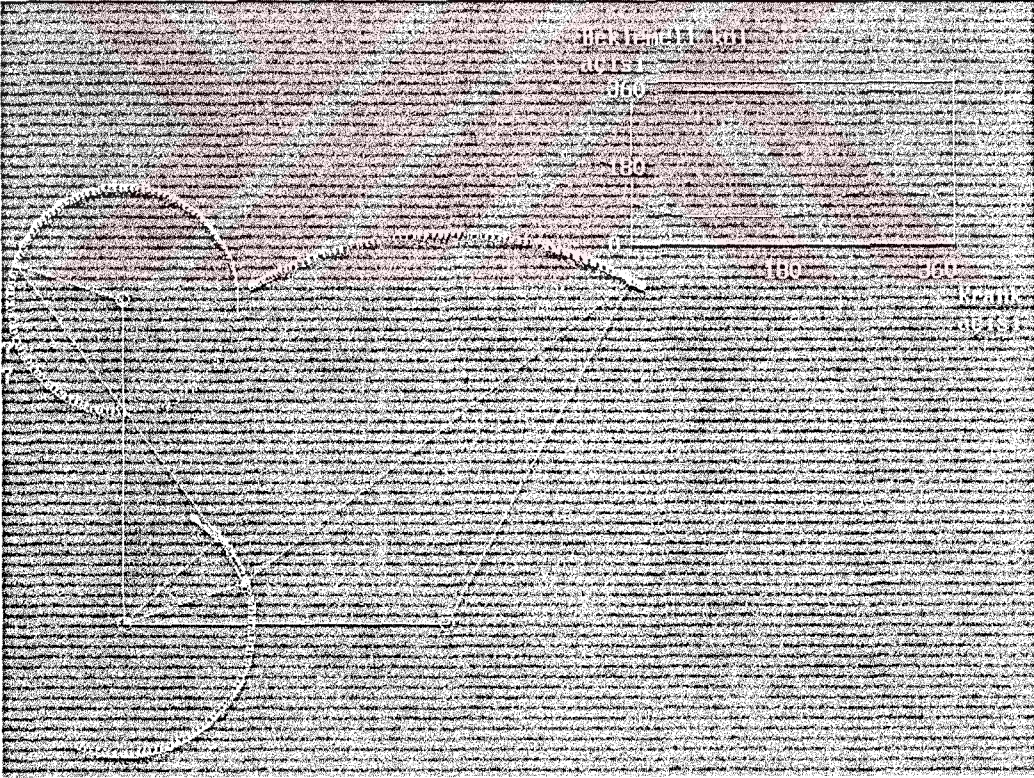
Bu gereksinimleri sağlayan 1-döngü 6-üçlü mekanizmanın		
kol boyları sınırları:		
YÜPRAK	=/1/	10
KRANK	=/2/	2-632758606727071
BTYEL	=/3/	11-14783532522584
BİRİNCİ KRANK	=/4/	8-921627651939493
BİRİNCİ MEKANİZMANIN HAREKET CİDAS KRANKINDIN:		
MAKSİMUM AÇIŞI	=/5/	293-026
MINİMUM AÇIŞI	=/6/	84-058
HAREKET ARALIGI	=/7/	208-969
DEREĞEDİR:		
DEVAM:		
/8/		
BU MEKANİZMA ÜZERİNDEN HAREKETİ KAPANMA DEĞİŞTİRMEYEN YAPAMAMAKTADIR.		
MEKANİZMANIN YENİDEN KASARIMI GEREKTİRMEYER BUNUN İÇİN		
BEKLEMEK İÇİN KOL BOYUNU DEĞİŞTİRMEYİZ GEREKİR		
/9/		
YADA SALINIM SINIRLARINI DEĞİŞTİRMEYİZ GEREKİR		
/10/		
TUTPUN BELİĞİSİNİZ:		
/11/		
BEKLEMEK İÇİN MINİMUM AÇIŞI ÇÖZÜMÜ İÇİN		
/12/		
ARTIRMA / AZALMA İÇİN SEÇİNİZ		
/13/		
DEĞİŞTİRMEYİZ GEREKİR		
/14/		

Çizelge 4.3. Birinci mekanizmanın kol boyları ve giriş krank açısının maksimum ve minimum değerleri

Bu mekanizmada salınım sınırları uygun olmadığı için böyle bir mekanizmanın çalışması mümkün değildir. Program, salınım sınırları mekanizmanın çalışması için uygun olana kadar, salınım sınırlarını değiştirecektir.



Şekil 4.8. 2.örnek için birinci dört çubuk mekanizması



Şekil 4.9. 2.örnek için Watt mekanizması

Şekil 4.9'da görüldüğü gibi mekanizma iki yerde bekleme yapmıştır. Alt bekleme yaklaşık 110° , üst bekleme ise yaklaşık 50.82° olarak gerçekleşmiştir.

WATT MEKANİZMASININ BOYUTLARI	
1. dört çubuk mekanizmasının boyutları	
TOPRAK	10.000
KRANK	7.143
BİYEL	10.508
İKİNCİ KRANK	5.372
2. dört çubuk mekanizmasının boyutları	
TOPRAK	10.000
KRANK	5.372
BİYEL	15.107
BERKELEME ROLİ	12.000
OLUŞTURULAN İKİNCİ WATT MEKANİZMASININ BOYUTLARI	
X _A	0.000
Y _A	10.000
X _D	0.000
Y _D	0.000
X _G	10.000
Y _G	0.000
SARKACIN BERKELEME KONUMLARI	
B _{MIN}	120.000
B _{MAX}	50.000

Çizelge 4.4. 2.örnek için Watt mekanizmasının boyutları

Mekanizmanın yerleştirileceği hacimin basık ve eninin uzun olduğu yer için bir Watt mekanizması tasarımı yapalım. İkinci dört çubuk mekanizmasının boyutlarını aynı alıp, ikinci dört çubuk mekanizmasının X_A ve Y_A koordinatlarını değiştirerek ikinci bir Watt mekanizması tasarlandı.

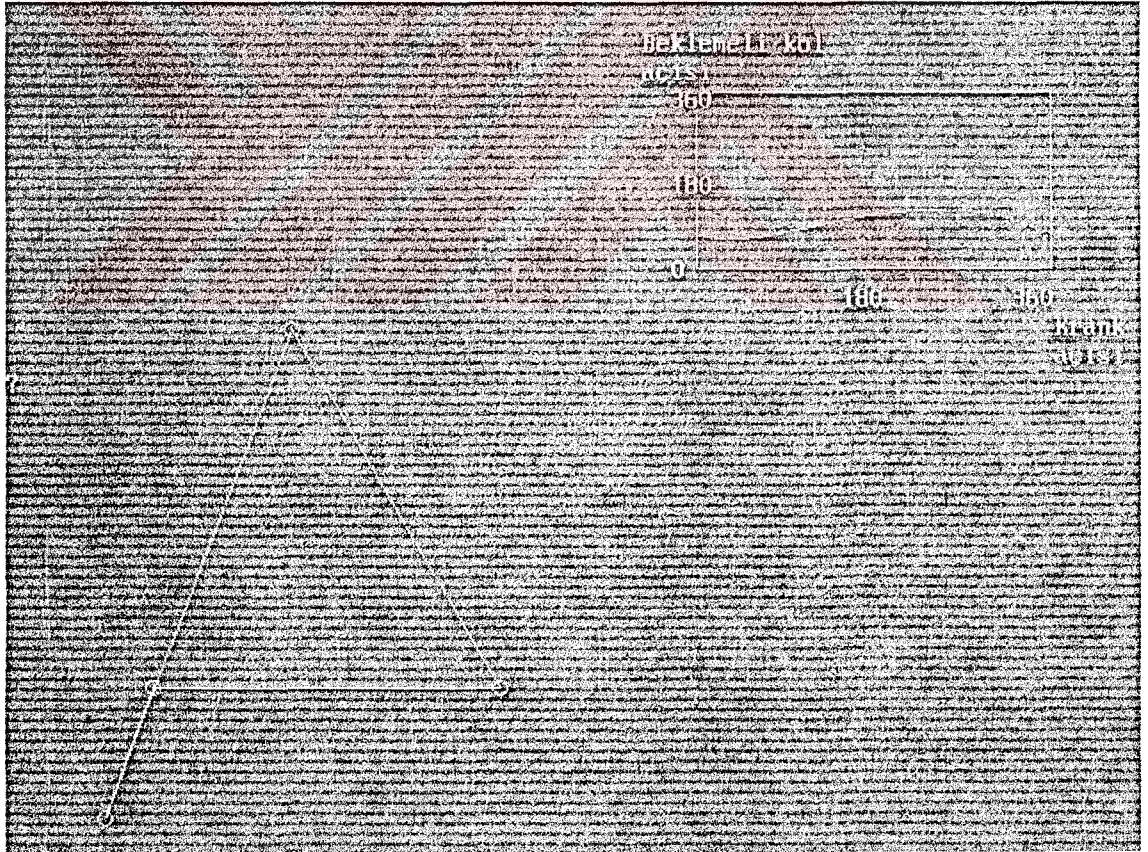
X_D	:	0
Y_D	:	0
X_G	:	10
Y_G	:	0
B_{MIN}	:	60°
B_{MAX}	:	120°
L_4	:	12

Bu gereksinimleri sağlayan 2.dört çubuk mekanizmasının kol boylarını ve hareket giriş krankının maksimum ve minimum açılarını, program aşağıdaki gibi hesaplamıştır:

TOPRAK	: 10.000
KRANK	: 3.972
BİYEL	: 15.107
BEKLEMELİ KOL	: 12.000

MEKANİZMANIN HAREKET GİRİŞ KRANKININ:

MAKSİMUM AÇISI(Derece)	: 248.948
MINIMUM AÇISI(Derece)	: 33.004
HAREKET ARALIĞI(Derece)	: 215.944



Şekil 4.10. 3.örnekteki ikinci dört çubuk mekanizması

Birinci dort çubuk mekanizması için verdiğimiz değerler:

XD: 0

YD: 0

XA:-10

YA: 0

GİRİLEN DEĞERLER (DİRİSİ -10)	
XD	0.000
YD	0.000
XG	10.000
YG	0.000
İKİNCİ KRANKIN BOYU	5.372
BİRİNCİ MEKANİZMANIN SAĞ ÜST KENAR BOYU	10.000
ÇIKIŞ KRANKI AÇI SINIRI (DİREKSİYON DİREKSİYON) (Derece)	248.948
ÇIKIŞ KRANKI AÇI SINIRI (DİREKSİYON DİREKSİYON) (Derece)	83.004
ÇIKIŞ KRANKI İNİN FAZ AÇISI (Derece)	10.000
ÇIKIŞ KRANKI İNİN ÜST KENAR BOYU	10.000
GİRİLEN DEĞERLER DOĞRU İSE 7-10 YANLIŞ İSE 10- ÇIKIŞ	
1	

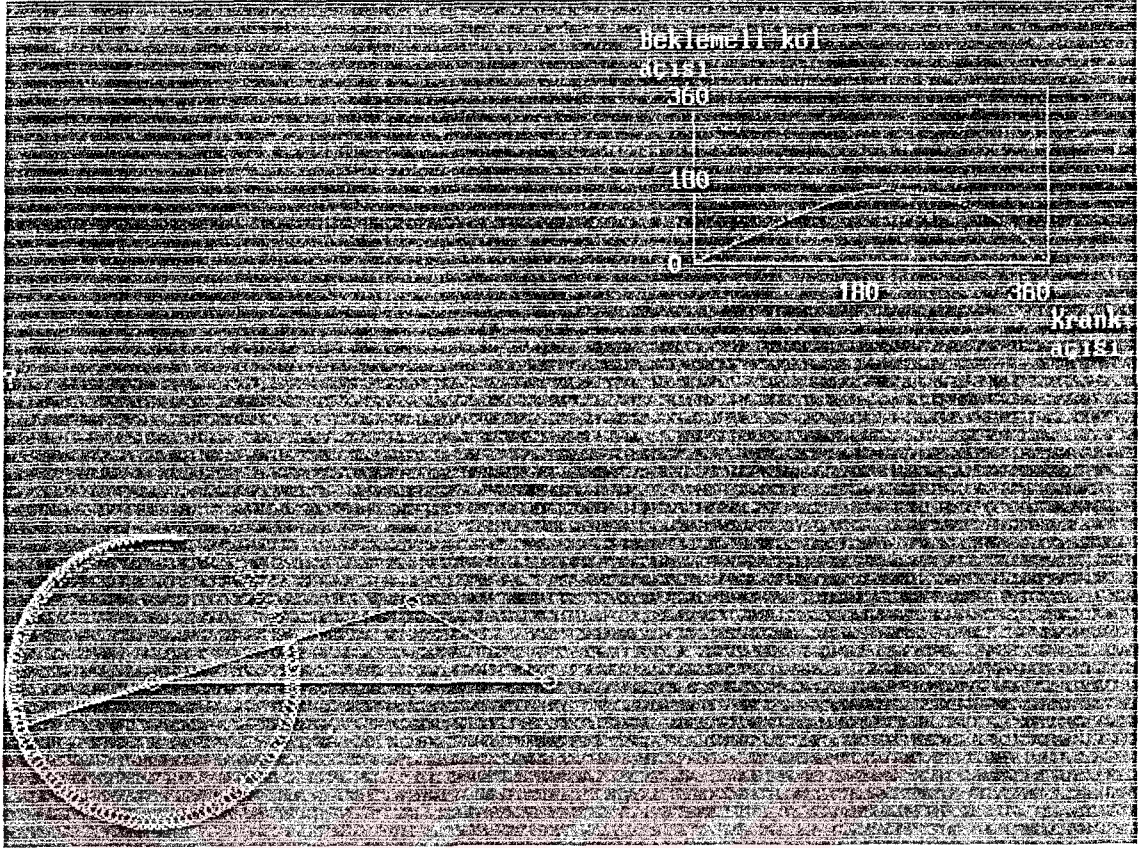
Çizelge 4.5. İkinci dört çubuk mekanizması için girilen değerler, kol boyları, çıkış krankının açı değerleri ile çıkış krankının üst kenar boyu

GİRİLEN DEĞERLER SİĞİRTİ - IAF	
XD	0,000
YD	0,000
XA	10,000
YG	0,000
İKİNCİ KRANKIN BOYU	1,572
BİRİNCİ MEKANİZMANIN SAĞ ÇELENKİN BOYU	0,000
ÇIKIŞ KRANK AÇISININ MAXIMUM DEĞERİ (Derece)	149,725
ÇIKIŞ KRANK AÇISININ MINIMUM DEĞERİ (Derece)	51,219
ÇIKIŞ KRANKININ PAZ AÇISI (Derece)	116,269
ÇIKIŞ KRANKININ ÜST KENAR BOYU	0,764
GİRİLEN BİLGİLER DOĞRU İSE ÇİT, YANLIŞ İSE ÇOL ÇİTİNİZ	
?	1

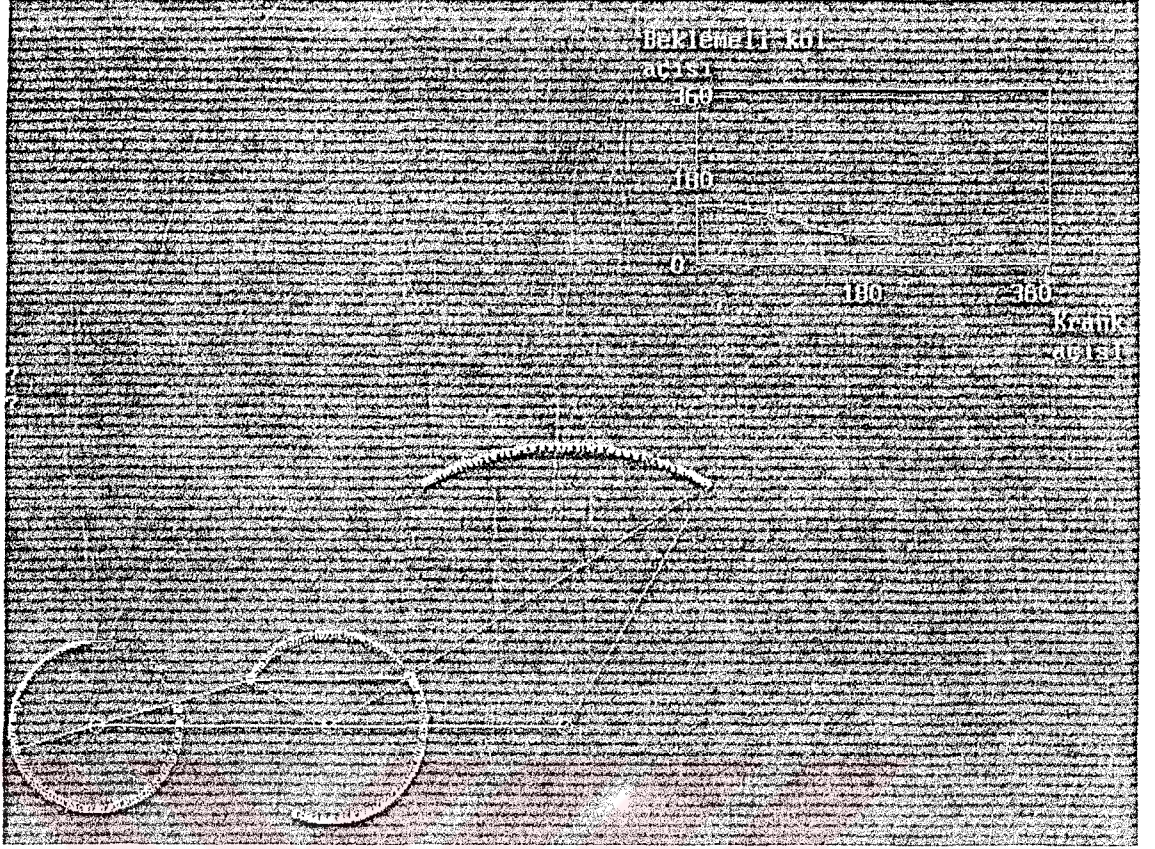
Çizelge 4.7. Gereksinimleri sağlayan dört çubuk mekanizmasının girilen bilgileri, kol boyları, çıkış krank açısının değerleri ve çıkış krankının üst kenar boyu

BİRİNCİ MEKANİZMANIN GEREKSİNİMLERİ SAĞLAYAN KOL BOYLARI VE GİRİŞ KRANK	
KOL BOYLARI VE GİRİŞ KRANKI	
STİP KRANK	10,400
KRANK	3,516
BIYU	10,412
İKİNCİ KRANK	1,972
BİRİNCİ MEKANİZMANIN HAREKETİ ÇIKIŞ KRANKI VE	
MAKSİMUM AÇISI	
MAKSİMUM AÇISI	196,923
MINİMUM AÇISI	11,162
HAREKET HIZI	195,104
DEĞERLER	
DEĞERLER	

Çizelge 4.8. Birinci mekanizmanın gereksinimleri sağlayan kol boyları ve giriş krank açısının maksimum ve minimum değerleri



Şekil 4.11. 3.örnekteki birinci dört çubuk mekanizması



Şekil 4.12. 3.örnekteki Watt mekanizması

Şekil 4.12'de görüldüğü gibi mekanizmanın bekleme tarzı DRDR(Bekleme-geri dönüş-bekleme-yükselme)'dir. Üst bekleme 52° , alt bekleme 108° olarak gerçekleşmiştir.

WATT MEKANİZMASININ BOYUTLARI	
1. dört çubuk mekanizmasının kıl boyutları sunlardır:	
TOBRUK	10.000
KRANK	3.546
BİLYE	10.412
İKİNCİ KRANK	3.972
2. dört çubuk mekanizmasının kıl boyutları sunlardır:	
TOBRUK	10.000
KRANK	3.972
BİLYE	15.107
BERLEME KODU	12.000
ÇİFTS. BRANKININ DİST. KENAR BOYU	6.764
X6	10.000
Y6	0.000
X7	0.000
Y7	0.000
X8	10.000
Y8	0.000
SARJACIN BERLEME KODU	
YAXU	120.000
Y1NB	60.000

Çizelge 4.9. 3.örnekteki Watt mekanizmasının boyutları

5.SONUÇ ve ÖNERİLER

Her salınımın sonunda yaklaşık bir beklemeyle nispeten büyük bir açılı ile çıkış salınımına sahip bir mekanizma geliştirilebilir. Yaklaşık bekleme, ölü noktaların aynı zamanda olduğu dört-çubuk mekanizmalarının birbirlerine bağlanması ile elde edilirler.

Bu mekanizmanın ilk biriminin dört çubuk(krank sarkaç) mekanizması olmasına karar verilmiştir. Tek bir dört çubuk mekanizması ile bekleme sağlanamayacağı için birinci dört çubuk mekanizması ile başka bir dört-çubuk mekanizmasını seri olarak bağlamak gerekmiştir. Sonuç olarak mekanizmanın iki tane dört-çubuk mekanizmasının seri halde bağlı olduğu altı –çubuk mekanizması olmasına karar verilmiş ve olması muhtemel olan mekanizmanın krank-biyel olmasının bekleme kalitesi açısından daha iyi olduğuna karar verilmiştir.

Stephenson beklemeli kol mekanizması kuvvet yönünden avantajlı değildir. Mekanizmanın kuvvet iletimini sağlayan uzuvları toprağa sabitlenmiş durumda değildir. Bu nedenle de kuvvet iletimi yönünden dezavantajlıdır. Stephenson mekanizması büyük kuvvetler iletmez, buna karşılık Watt mekanizması ile büyük kuvvetlerin iletimi mümkündür. Ayrıca, Watt mekanizmasının imalatı, Stephenson mekanizması yapmaktan daha kolaydır. Watt mekanizmaları daha az titreşim yapar, daha az esneme olur, daha hafif elemanlar içerirler ve genellikle daha küçük hacimlere sığabilirler. Bu nedenlerden dolayı, Watt mekanizmasının tasarımının yapılmasına karar verildi. QBASIC programlama dilinde Watt altı çubuk mekanizmasının programı hazırlandı. Altı çubuk mekanizması ile bekleme sağlanabildi.

Hazırlanan bu program nihai bir program değildir. Bu program bir tasarım aracıdır. Mekanizmanın koyulacağı yere göre(geniş, tavanı alçak veya dar fakat tavanı yüksek), mekanizmanın beklemesi istenen süreye göre mekanizma tasarlanabilir.

KAYNAKLAR

- ARTOBELEVSKY, I.I.**, 1967. "Mechanisms in Modern Engineering Design" McGraw-Hill, New York
- BLECHSCHMİDT J.L., ve VICKER J.J.**, 1986. Trans ASME Journal Mechanism Trans. Autumn Design , sayı:108, sayfa:543,1986
- CHIRINOIS,N.P.**, 1965. "Mechanical Linkages and Mechanical Control"s:40-44,1965
- DITRICH,G., ve BRAUNE, R.**, 1978. "Getriebetechnik in Beispielen, R. Oldenbourg Verlag. München , 289 sayfa
- HAIN,K.**, 1967. "Applied Kinematics" McGraw-Hill Book Company
- HALL, A.S.,JR.**, 1961 "Kinematics and Linkage Design" Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, NJ.U.S.A. ,1961,162 sayfa
- HARTENBERG,R.S ve DENAVIT, J.**, 1964. "Kinematic Synthesis of Linkage" McGraw-Hill, Inc. U.S.A. ,1964,435 sayfa
- HRONES, J. ve NELSON, G.**, 1951. "Analysis of the Four-Bar Linkage: Iys Application to the Synthesis of Mechanisms" MIT Technology Press, Cambridge, MA
- KOTA ,S.,ve ark.**,1987 " Development of knowledge Base Designing Linkage-Type Dwell Mechanisms:Part 1-Theory" Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, September, Vol 109, s:308-315
- KOTA S.,ve ark.**, 1987. " Development of knowledge Base Designing Linkage-Type Dwell Mechanisms:Part 2-Application" Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, September., Vol 109, s:316-321
- KOTA,S. ve CHIOU, S.**, 1993. "Use of Orthogonal arrays in mechanism Synthesis", Mechanism and Machine Theory, sayı: 28, sayfa= 777-794
- LEE, T.W. ve FREUDENSTEIN, F.**, 1976. Trans. ASME Journal Engineering Ind. sayı:98, sayfa:1277
- LICHTENHELDT,W.**,1963. "Mekanizmaların ' konstrüksiyonu",Akademie-Verlag Gmb H,1963
- NORTON,R.L.**, 1992. "Design of machinery".McGrawHill
- ÖNDER,E.**, 1995. "Doküman Makinaları Ders Notları", İ.T.Ü. Matbaası
- ROSEN D.,ve ark.**, 1991. "A Knowledge Based Dwell Mechanism Assistant Designer", Joournal of Mechanical Design, September., Vol:113.s:205-212
- SANDRAGEN, E.**, 1985. Mechanism and Machine Theory, sayı:20, sayfa:483
- SONLA,H.**,1974. "Mechanism Synthesis and Analysis",SCRIPTA BOOK COMPANY,S=480
- SÖYLEMEZ,E.**, 2000. "Mekanizma Tekniği", Prestij Matbaacılık
- TAO,D.C.**, 1964. "Applied Linkage Synthesis" Addison-Wesley Publishing Company, Inc., s:76-86,1964
- WANG. A.C., ve LEE T.W.**, 1985. Trans ASME Journal Mechanism Trans. Autumn Design, sayı:107, sayfa:131,1985

ÖZGEÇMİŞ

Haziran 1974'de Adana'da doğdum. 1992 yılında Samsun Anadolu Lisesi'nden mezun oldum. Aynı yıl kazandığım İ.T.Ü. Makina Fakültesi'nden 1996 yılında mezun oldum. Şubat 2000'de İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Tekstil Mühendisliği Anabilim dalında yüksek lisans eğitimimi tamamladım. Ekim 2000'de M.K.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisans eğitimime başladım.

