

4106

YERFISTIĞİNİN KIRILMASINDA YENİ BİR YÖNTEM

ONUR GÜVEN

Ç.Ü.  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ  
ANABİLİM DALI  
MASTER TEZİ

ADANA  
EYLÜL-1988

T. C.  
Yükseköğretim Kurulu  
Dokümantasyon Merkezi

Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne,

Bu çalışma jürimiz tarafından Makina Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Doç.Dr.İ.Deniz AKÇALI

*J.A.*

Üye : Prof.Dr.Yusuf ZEREN

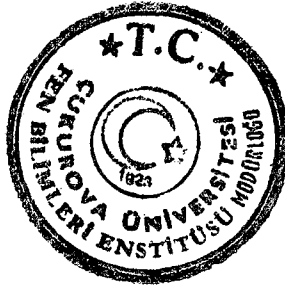
*Y*

Üye : Yrd.Doç.Dr. Beşir ŞAHİN

*Beşir Şahin*

Kod no : 314

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.



*Ural Dinç*  
Prof.Dr. Ural DİNÇ  
Enstitü Müdürü

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÇİZELGE LİSTESİ .....	I
ŞEKİL LİSTESİ .....	II
ÖZ .....	IV
ABSTRACT .....	V
1. GİRİŞ .....	1
1.1. Önerilen Sistem .....	2
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR .....	4
2.1. Mevcut Kırma Düzenekleri .....	4
2.2. Önceki Çalışmaların Değerlendirilmesi .....	9
3. MATERYAL.....	11
4. METOD .....	13
4.1. Eğme Yükleri Altında Yerfıstığı Davranışı .....	13
4.2. Bazı Deney Gözlemleri .....	23
5. KIRMA DÜZENEGİ .....	24.
5.1. Besleyici .....	25
5.1.1. Yürek Profili .....	26
5.1.2. Yürek Yüzey Eğrisinin Koordinatları .....	31
5.1.3. Fıstığın Borudan Çıkıştaki Mutlak Hızı .....	32
5.1.4. Yay Tasarımı .....	34
5.1.5. Besleyici Güç Gereksinimi .....	35
5.2. Kırıcı .....	38
5.2.1. Krank Devri Hesabı .....	38
5.2.2. Kırıcı Güç Gereksinimi .....	42
6. SAYISAL SONUÇLAR VE DENEYLER .....	47
6.1. Besleyici Hareketi .....	47
6.2. Yürek Profili .....	48
6.3. Bir Tek Yerfıstığının Besleyiciden Çıkıştaki Hızı .....	49
6.4. Yay Hesabı .....	50

6.5. Besleyici Tahrik Motoru Gücü .....	51
6.6. Kırıcı Pimlerin Boyut ve Konumları .....	54
6.7. Krank Devri .....	54
6.8. Kırıcı Tahrik Motoru Gücü .....	54
6.9. Besleyici Deney Sonuçları .....	60
6.10. Kırıcı Deney Sonuçları .....	61
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....	63
7.1. Sonuçlar .....	63
7.2. Öneriler .....	63
ÖZET .....	66
SUMMARY .....	68
EK-I. Bilgisayar Proğramı .....	70
EK-II. Bilgisayar Proğramı .....	71
EK-III. Bilgisayar Proğramı .....	73
EK-IV. Düzenekle ilgili Teknik Resimler .....	74
KAYNAKLAR .....	91
TEŞEKKÜR .....	93
ÖZGEÇMİŞ .....	94

## ÇİZELGE LİSTESİ

### Çizelge

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
1. Kabuklu Yerfıstığında Boyut Sınıflandırması.....	11
2. İç Yerfıstığında Boyut Sınıflaması.....	12
3. Kabuklu Yerfıstığında Çap-Olasılık İlişkisi .....	12
4. Yerfıstığının Bazı Ortalama Mekanik Büyüklükleri Şak Düzlemine (//) ve Dik (1) Olarak .....	23



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
1. Kırma Düzeneği .....	3
2. Thailand'da Kullanılan Fıstık Kırıcı .....	5
3. Tipik Ticari Tip Kırıcı .....	6
4. Elektrik Motorlu Basit Dekortikatör .....	7
5. Ticari Tip Fıstık Kırma Makinası .....	8
6. Mekanik Kırıcı .....	9
7. Üç Eksenli Uzayda Kabuklu Yerfıstığı Boyutları .....	11
8. Serbest Basınç Aleti .....	13
9. Yerfıstığına Yük Uygulama Konumları .....	14
10. Anamur Türü Kabuklu Yerfıstığının (//) Yükleme Konumundaki F - $\delta$ Eğrisi .....	15
11. Anamur Türü Kabuklu Yerfıstığının (1) Yükleme Konumundaki F - $\delta$ Eğrisi .....	16
12. Antalya Türü Kabuklu Yerfıstığının (//) Yükleme Konumundaki F - $\delta$ Eğrisi .....	17
13. Antalya Türü Kabuklu Yerfıstığının (1) Yükleme Konumundaki F - $\delta$ Eğrisi .....	18
14. Osmaniye Türü Kabuklu Yerfıstığının (//) Yükleme Konumundaki F - $\delta$ Eğrisi .....	19
15. Osmaniye Türü Kabuklu Yerfıstığının (1) Yükleme Konumundaki F - $\delta$ Eğrisi .....	20
16. Silifke Türü Kabuklu Yerfıstığının (//) Yükleme Konumundaki F - $\delta$ Eğrisi .....	21
17. Silifke Türü Kabuklu Yerfıstığının (1) Yükleme Konumundaki F - $\delta$ Eğrisi .....	22
18. Kırma Düzeneği .....	24
19. Besleyici .....	25

20. Bir Tek Kabuklu Yerfıstığı'nın Boru İçerisinde Hareket İncelemesi.	26
21. Yuvarlanma Silindirli Ötelemeli Yürek Mekanizması.....	31
22. Yuvarlanma Silindirli Ötelemeli Yürek Mekanizmasının Serbest Cisim Diyağramı .....	36
23. Kırıcı .....	39
24. Yerfıstığı'nın Sabit Levha Üzerindeki Hareketi .....	41
25. Krank-Biyel .....	42
26. Kırıcı Levhanın Hareket İncelemesi .....	45
27. Besleyicinin İvme-Hız-Deplasman Miktarlarının Yüreğin Dönme Açısıyla Değişimi.....	47
28. Yürek .....	48
29. Fıstığın Bağlı Hızının ve Bağlı Yolunun Zamana Göre Değişimi ....	49
30. Kullanılan Yayın Kuvvet-Şekil Değiştirme Eğrisi.....	50
31. Basınç Açısının Yüreğin Dönme Açısına Göre Değişimi .....	51
32. $F_{23}^x$ Kuvvetinin Yüreğin Dönme Açısına Göre Değişimi .....	52
33. Kam Milinde Etkili Torkun Yüreğin Dönme Açısına Göre Değişimi ...	53
34. Biyel Açısal Hızının Krank Açısına Göre Değişimi .....	55
35. Biyel Açısal İvmesinin Krank Açısına Göre Değişimi .....	56
36. Kırıcı Levha İvmesinin Krank Açısına Göre Değişimi .....	57
37. Biyel Pimlerinde Etkili Mafsal Kuvvetinin Krank Açısına Göre Değişimi .....	58
38. Krank Milindeki Etkili Torkun Krank Açısına Göre Değişimi .....	59
39. Yürek Tahrik Mili Hızlarında Besleyici Açısı Debi Değişimi .....	60
40. Krank ve Yürek Tahrik Mili Hızlarında Kırıcı Açısı Verim Değişimi .....	62

ÖZ

Bu çalışmada yerfıstığıının kırılmasında yeni bir yöntem önerilmekte ve bu yöntemi uygulayan bir düzeneğin tasarımı gösterilmektedir.

TS-310'da belirtilen, standard yerfıstığı türlerinin en sık karşılaşılan boyutlardaki örnekleri üzerinde eğilme deneyleri yapılarak kırılma davranışları gözlenmiş ve fiziko-mekanik özellikleri saptanmıştır. Deney verileri yer fıstıklarının ortasından ya da uçlarından etkili eğilme momentleri ile kırılabileceğini göstermiştir.

Tasarıma girecek parametrelerin en uygun değerleri kuramsal ve deneysel olarak bulunmuştur. Tasarıma uygun olarak imal edilen düzenekle yapılan denemeler kırma veriminin ortalama % 84 olduğunu ve zede-siz tüm tanelerin % 97'sinin çimlenme özelliği taşıdığını ortaya koymuştur.



**ABSTRACT**

In this study a new method is proposed for the shelling of peanuts, and the design of the unit applying this method is shown.

Bending experiments using peanut samples from among the types specified in Turkish Standards No: 310 (TS-310), have been carried out on the most frequently encountered sizes and their fracture behaviours have been observed, noting also their physical and mechanical properties. Experiment data have shown that peanuts can be shelled by means of bending moments effective at ends or in the middle.

The most suitable values of the design parameters involved have been determined theoretically and experimentally. Experiments performed on the manufactured model consistent with the design have demonstrated that shelling efficiency without breakage is about 84 % on the average and that 97 % of the undamaged kernels display seedling ability.

## 1. GİRİŞ

Bir tarım ülkesi görünümündeki Türkiye'nin dış satım gelirlerinin artırılması, tarım ürünlerindeki çeşitlendirme ve teknoloji payının büyütülmesi ile olanaklıdır. Bunu sağlayacak ekonomik değeri olan ürünlerden biride yerfıstığıdır. Tarımsal Yapı ve Üretim (1979)'da belirtildiğine göre baklagiller sınıfından kıymetli bir yağ bitkisi olan yerfıstığı üretiminin % 77'si Çukurova Bölgesinden elde edilmektedir. Devlet İstatistik Enstitüsü yıllığına (1987) göre 1985 yılı itibari ile 21.200 Hektar alana ekilip 59.000 Ton üretilmiş bulunan yerfıstığında değerlendirilecek kabuk ve iç gibi iki kısım bulunmaktadır. Yerfıstığının değerlendirildiği pekçok yer vardır. İnsan gıdası, Hayvan yemi ve tohumluk olarak doğrudan tüketildiği gibi, çeşitli sanayi kollarında da kullanılmaktadır. Bunlardan başlıcaları şunlardır: Kabuklu veya kabuksuz çerez olarak yenir; yağı, proteini ve içerdiği çeşitli diğer vitaminler sebebiyle besleyici bir gıda maddesidir; ezmek suretiyle ezmesi yapılır; yağı besin maddesi olarak tüketilir; balık konservesi imalinde ve sabun istihsalinde kullanılır; yağı alındıktan kalan küspesi kesif bir hayvan yemidir; proteininden sentetik lif elde edilir; renkli kaplama maddeleri ve matbaacılık malzemeleri yapılır; unundan yapılan tutkallar (bu tutkallar mobilyacılıkta, tekstil sanayinde ve zanklı kağıt imalinde kullanılır.) hayvansal tutkallar ayarındadır; unundan yangın söndürme sıvıları yapılır; meyvesinin kabuklarında suni tahta imal edilir, (Yapı ve Kredi Bankası A.Ş., 1966 ).

Ülkemizde ise yerfıstığı halen tamamen çerezlik olarak üretilmekte az bir kısmı ihraç edilmekte, büyük bir kısmı ise ülke içinde tüketilmektedir. Elek altı denilen kırık ve çok küçük danelerin Anamur'da küçük bir işletmede yağı çıkarılmakta ve o civarda tüketilmektedir, (KADAYIFÇILAR VE USLU, 1981 ).

Diğer yandan dünya yerfıstığı ticaretine bakılacak olursa % 20 ile ilk sırada yer alan A.B.D.'nin en büyük pazarı olan Avrupa'ya ihraç ettiği miktarın % 90'dan fazlasının kabuksuz iç şeklinde olduğu görülecektir, (WOODROOF 1983 ).

**T. C.**  
Yükseköğretim Kurulu  
Dokümantasyon Merkezi

Küçükkenmiyecek miktarda üretilen yerfıstığı'nın kabuk ve içinin değerlendirilmesi için öncelikle uygunca kırılması zorunludur. Kırma işlemi yapılmadan zarının soyulması, ezilmesi, yağının çıkartılması, kavrulması, gıdalarda ara katkı maddesi ve tohumluk olarak kullanılması gibi değişik süreçlerde işlenmesi mümkün değildir. Kısa zamanda büyük miktarda yerfıstığı'nın kırılması kırma makinalarını gerektirir.

Bu çalışmada yerfıstığı'nın kırılması problemi ele alınmıştır. Önce yerfıstığı'nın eğilme momentleri altındaki davranışları deneysel incelenmiştir. Deneysel verileri ışığında yerfıstığı'nı mekanik olarak kıran bir sistem önerilmiş ve sistemin tasarımı gösterilmiştir. Daha sonra sistem laboratuvar olanakları ile imal edilerek denenmiş ve deneme sonuçları sunulmuştur.

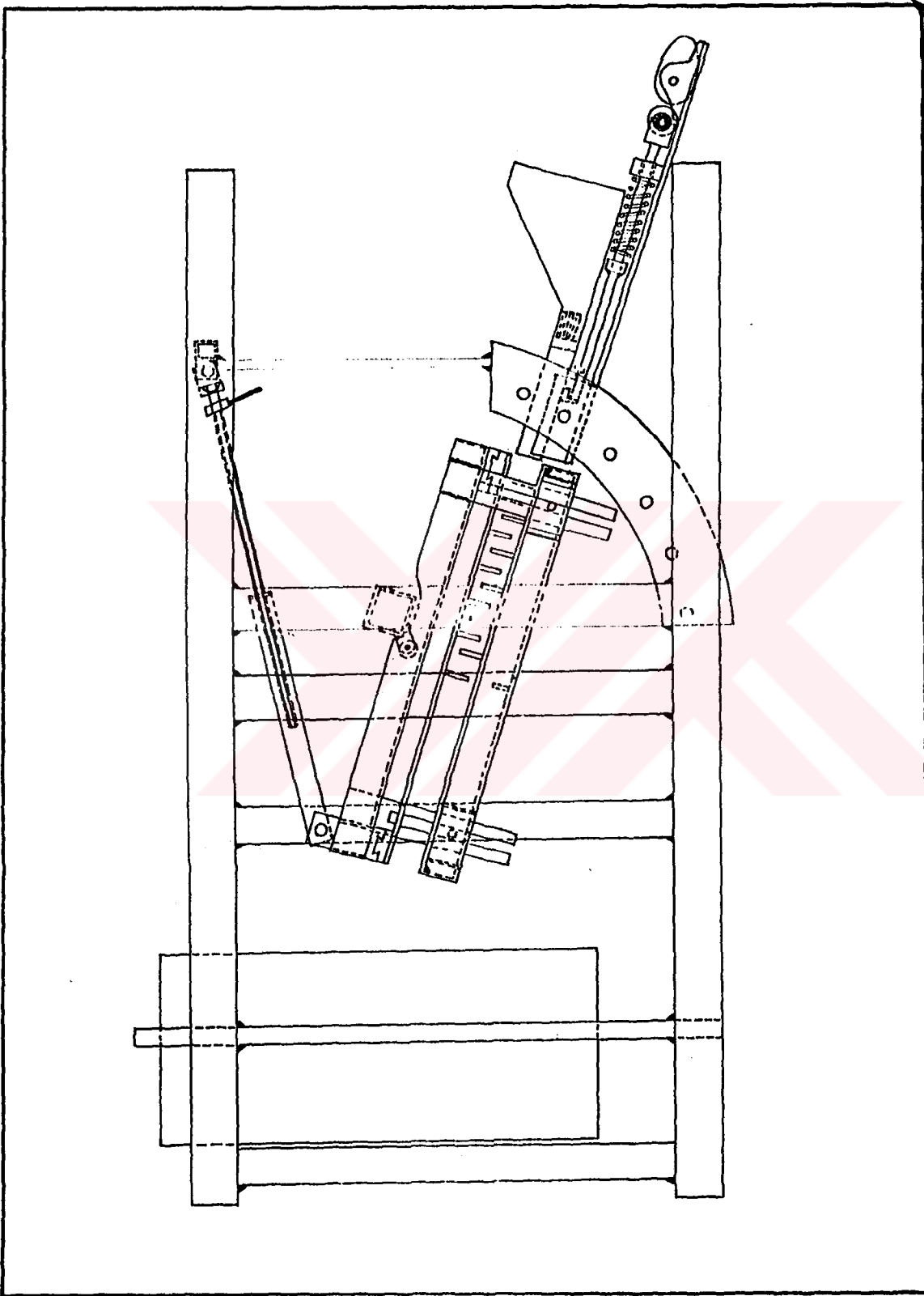
### 1.1. Önerilen Sistem

Yerfıstıkları üzerinde oluşturulan eğilme momenti etkisi ile kırılmasını sağlayan mekanik düzenek besleyici ve kırıcı olmak üzere iki kısımdan oluşturulmuştur. (Şekil -1)

Besleyici ötelemeli bir yürek mekanizmasının imelendiği bir depo ve ona bağlı bir düzlem içinde yan yana sıralanmış borular kümesinden oluşmaktadır.

Kırıcı ise sıralı çubukların bulunduğu bir sabit diğeri yerfıstığı hareketine dik olarak kayan, aralarındaki uzaklığı ve yatayla yaptığı açıları ayarlanabilir iki levhanın paralel olarak yan yana getirilmesinden ibarettir.

Besleyici tarafından yerfıstıkları uzun eksenleri boyunca, kırıcı levhalar üzerindeki sıralı çubuklar arasındaki boşluklara gönderilmekte ve bu esnada ayrı bir elektrik motoruyla tahrik edilen krank-biyel mekanizması yardımıyla kırıcı levha hareket ettirilerek kırma işlemi tamamlanmaktadır. Sisteme yerfıstığı içi ve kırılmış kabukların toplanacağı bir sürgülü hazne de monte edilmiştir.



Şekil 1. Kırma Düzeneği.

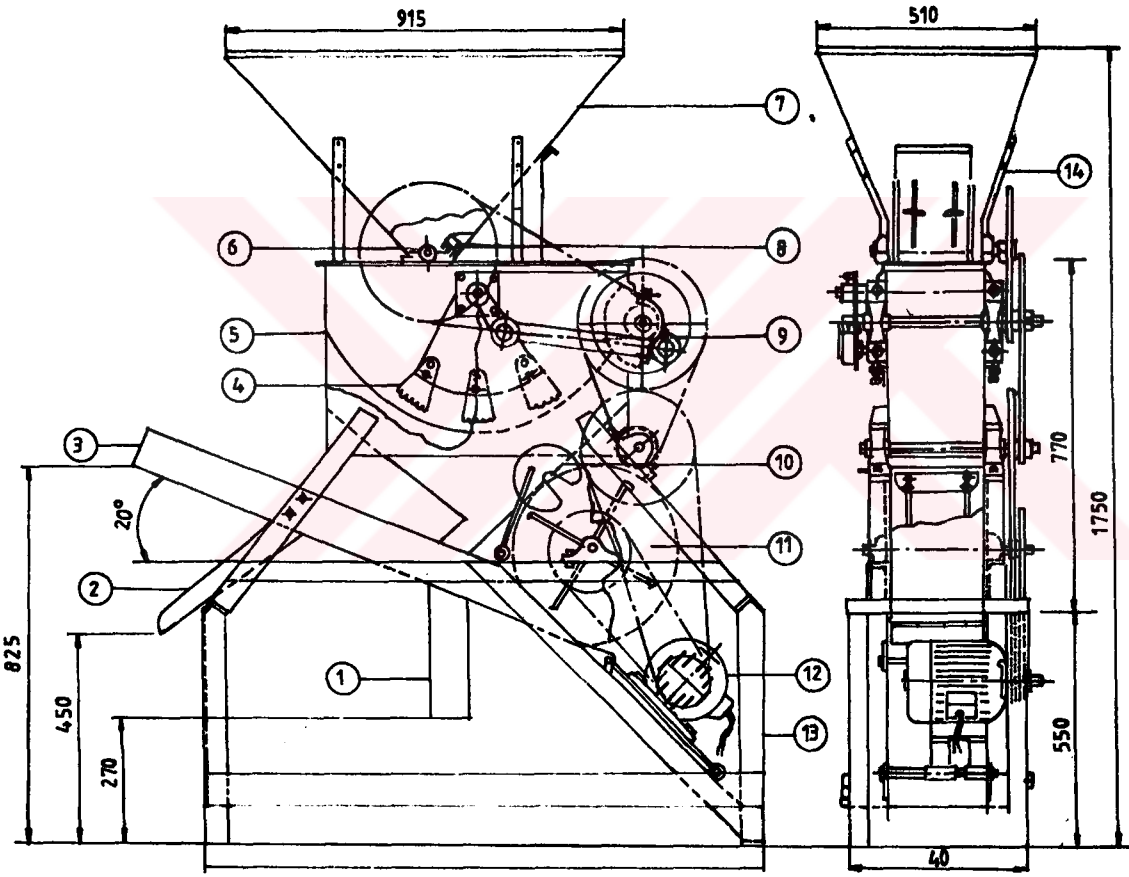
## 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Kabuklu yerkıstığıının mekanik olarak kırılması problemine çeşitli yaklaşım ve düzeneklerle çözümler aranmıştır. Bilgimiz içinde olanlar şunlardır:

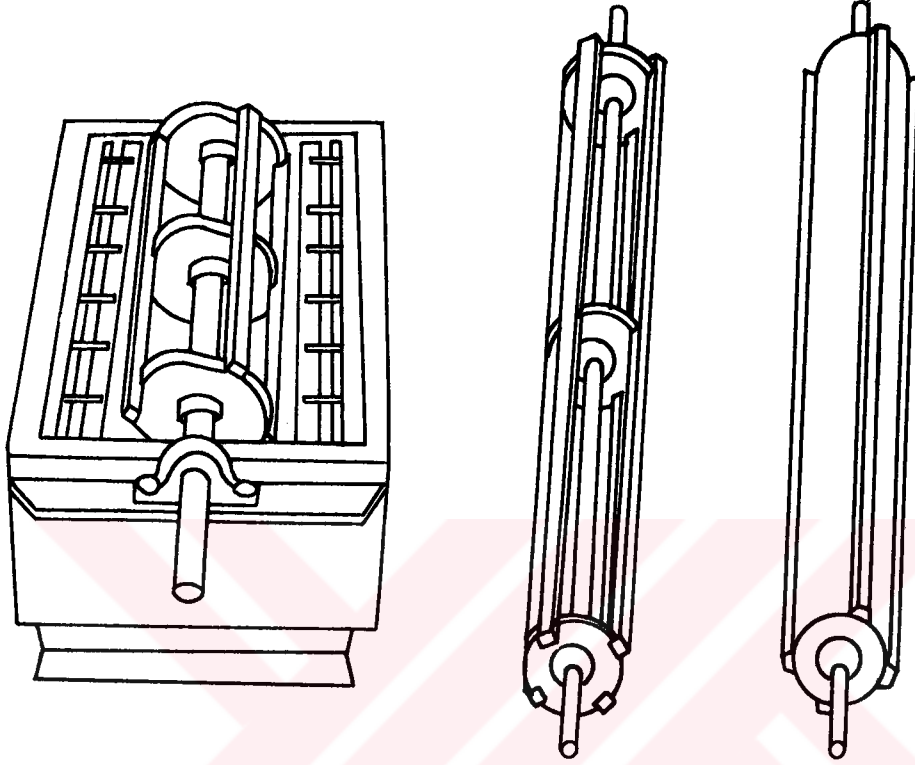
### 2.1. Mevcut Kırma Düzenekleri

SINGH ve THONGSAWAIWONG (1983), 1.0 x 1.0 cm delikli iç bükey tel ızgara ve aynı düzlemdeki çember dilimi üzerine sabit olarak aralıkla yerleştirilmiş üç adet kırma kafasının yer aldığı salınım hareketli kırıcı üzerinde çalışmışlardır. Salınım hareketi dört çubuk mekanizması aracılığıyla sağlanmaktadır, (Şekil -2). Çember dilimi salınım hareketi yaparken ızgara ile kırıcı kafası arasına sıkışan fıstığın kabukları parçalanmakta ve kırılmış kabuk ile iç ızgara boşluklarından aşağıya düşmektedir. Kırıcı kafasıyla iç bükey ızgara arasındaki boşluk 1-1,5 cm'ye kadar ayarlanabilmektedir. Yuvarlak demir, dişli demir ve lastik malzemeden olmak üzere üç değişik türde kırma kafası kullanılmıştır. Bu kırma makinasında besleyici olarak, huni şeklinde bir hazne ve hazne içerisinde fıstığın akışını denetleyen 30 cm çaplı 4 kanatlı debi kontrol düzeneği düşünülmüştür.

DAVIDSON (1974), DAVIDSON ve Arkadaşlarının (1976) incelediği sistemde ise 180° ile 270° lik açı aralığında çapı 30,5 ile 35,6 cm arasında değişen iç bükey ızgara ve içerisinde çapları 25,4 ile 30,5 cm arasında değişen kırma silindiri bulunmaktadır. Kırma silindiri kendi eksenini etrafında sürekli dönerken, silindir ile ızgara arasında kalan fıstıklar kırılmakta, kırılanlar da ızgara aralıklarından aşağıya dökülmektedir. REED ve COOPOCK (1952), bu sistem (Şekil -3) üzerinde delikli düz metal levhalı, çelik çubuklu ve dökme demirden üç tür ızgara ile üç tür kırma silindiri denemişlerdir. Bunlar dökümle imal edilmiş 4 kanatlı dolu silindir, dokuz adet kare kesitli çubuktan meydana gelen açık silindir ve dört adet kare kesite sahip açık silindirdir.



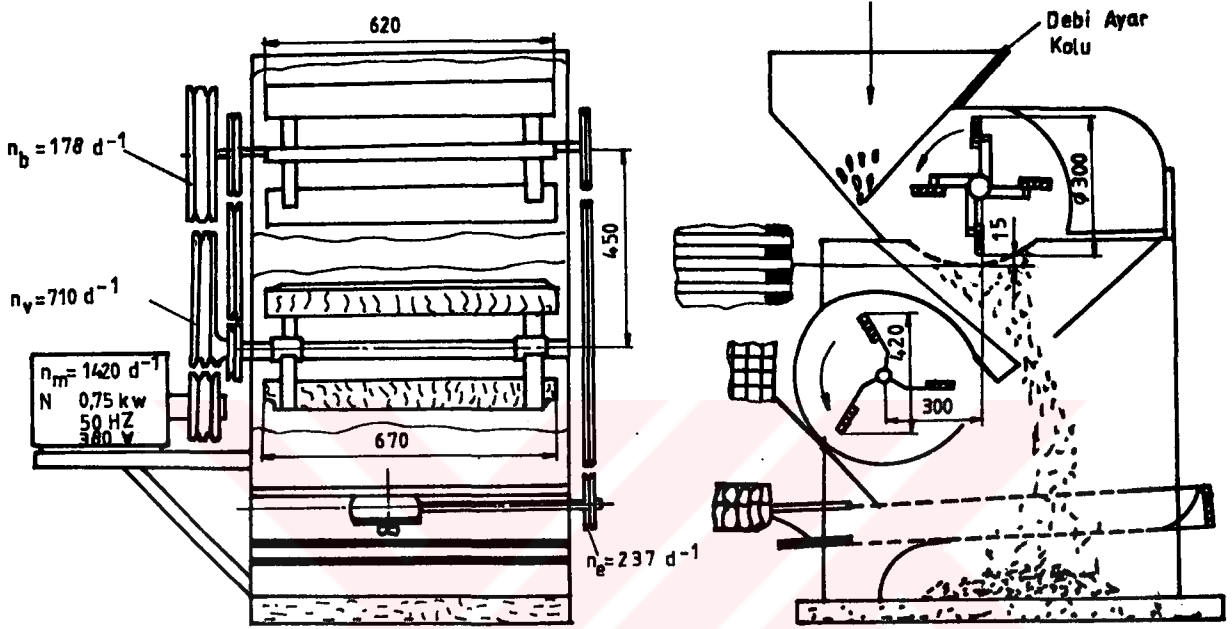
Şekil 2. Thailand'da Kullanılan Fıstık Kırıcı.



Şekil 3. Tipik Ticari Tip Kırıcı.

KADAYIFÇILAR ve USLU (1981)'nin ele aldıkları makina-  
nada özel bir (batör - kontrbatör) düzeni uygulanmıştır, (Şekil 4). Ba-  
tör (kıırma silindiri), ahşap kanatlı pervane tipidir. Kanat ölçüleri  
730 x 90 mm olup 4 adettir. Batör uzunluğu 730 mm'dir. Kontrbatör fonk-  
sionunu yapan kısmı 80 x 25 mm'lik 24 adet lama ve 2 köşebent'den ya-  
pılmış bir ızgaradır. Batör, karşısındaki kontrbatörü 270°'lik kavisle  
sarmaktadır. Fıstık kapsülleri makinanın besleme ağzından kıırma ünitesi-  
ne girmektedir. Batörün dönme etkisi, kapsülleri çevresinde kendisi ile  
birlikte sürüklemek istemekte, ızgara kısmı ise bu etkiyi geciktirmeye  
çalışmaktadır. Bu durum bir kapsülün diğerine karşı bir relatif hareket  
yapma ve frezeleme etkisine neden olmaktadır. Bu da kapsül kabuğunun  
kırılıp parçalanmasını gerçekleştirmekte, iç fıstıklar kabuktan ayrıl-  
maktadır.

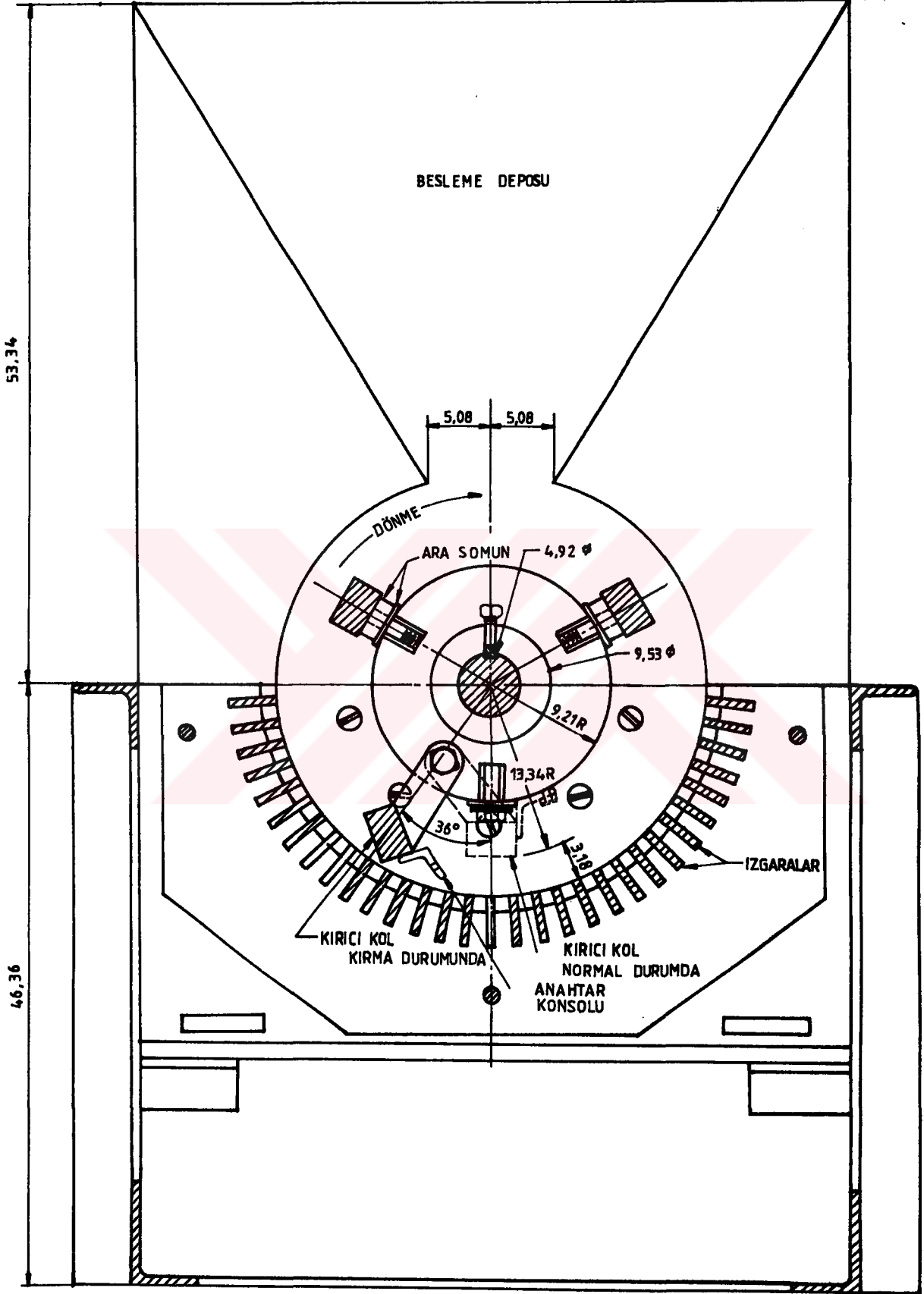
İç fıstıklar, kırılmış kabuklar ve diğer küçük parçalardan oluşan karışım ızgara aralarından geçerek düşmektedir.



Şekil 4. Elektrik Motorlu Basit Dekörtikatör.

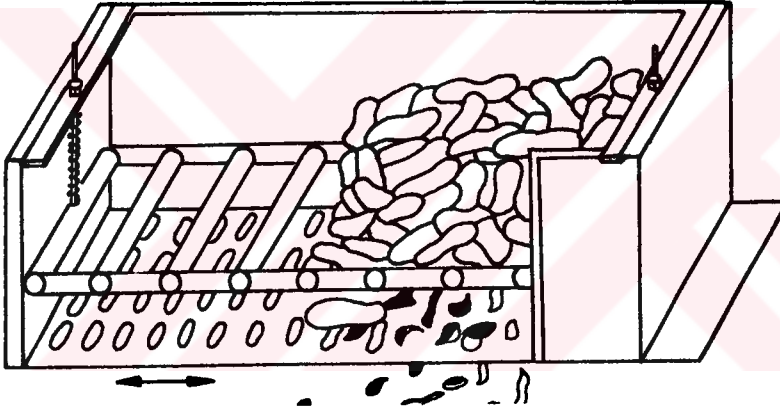
DAVIDSON (1979)'nun yeni bir çalışmasında kendisinin daha önce incelediği (1976) ticari kırma makinalarındaki ızgara deliklerinin tıkanmasına çözüm olarak, kırma silindiri üzerine mafsallanmış temizleyici kollar önermiştir, (Şekil 5). Kırma işlemi anında kollar silindir gövdesine civata ile sabitleştirilmekte, ızgarada tıkanma oluştuğunda vida sökülerek kol serbest durundayken silindirin döndürülmesi ile ızgaralar temizlenmektedir. Çalışmalarda 3,4 ve 8,4 kg'lık demir kollar kullanılmıştır.





Şekil 5. Ticari Tip Fıstık Kırma Makinası.

PERSON (1975)'nin yayınladığı bir çalışmada prensibi DICKENS (1962) tarafından ortaya atılan bir kırıcı üzerinde incelemeler yapılmıştır, (Şekil 6). Kırıcıda yerfıstıkları yay ile askıya alınmış aralıkla yerleştirilmiş sabit kırıcı çubuklar arasından geçtikten sonra, kırılmamış fıstıkların geçemeyeceği boyutlardaki oblong delikli ızgara üzerinde toplanmaktadır. Bu taban levhasının ötelemeli titreşim hareketi ile ızgara ve çubuklar arasındaki ürün kamalama etkisi ile rastgele parçalanmaktadır. Titreşim kırılmış fıstıkları yerçekimi yardımıyla boşluklardan düşmesini de sağlamaktadır. Bu düzende sadece üretici elindeki yerfıstığı örneklerindeki iç oranının belirlenmesi amaçlandığından sınırlı bir debi söz konusudur.



Şekil 6. Mekanik Kırıcı.

## 2.2. Önceki Çalışmaların Değerlendirilmesi

Yerfıstığının kabuğunun kırılmasını gerçekleştiren düzenekleri kırma yöntemi bakımından iki grup altında toplamak mümkündür. Birinci grubu (2.1.'deki ilk dört çalışma) iç içe biri dönen diğeri sabit kaçık eksenli iki silindir arasında yerfıstıklarını parçalıyarak kıran; ikinci grubu (2.1.'de söz edilen son çalışma) ise paralel uzun yuvarlak sabit demirli, ötelemeli hareketli, oblong delikli saç elekler arasında sıkıştırarak kıran düzenekler oluşturmaktadır.

Birinci yöntemle kırma yapan düzeneklerin kendi aralarındaki farklılıklarını şu başlıklar altında özetlemek mümkündür.

-Kırma silindirinin hareketi bakımından;

SİNGH ve THONGSAWATWONG'un (1983) önerdiği makinada kırma silindiri sarkaç hareketi yapmakta; diğer üç çalışmada ise kırma silindirinin hareketi aynı yönde sürekli dönme şeklindedir.

-Kırma Kanatlarının (Kafalarının) malzemesi ve sayısı bakımından;

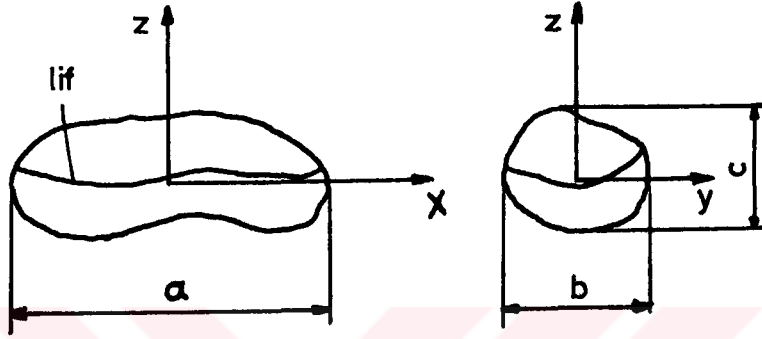
DAVIDSON (1976) demir ve döküm malzemeden imal edilmiş 4 ve 9 kanat; KADAYIFÇILAR ve USLU (1981) ahşap malzemeden yapılmış 4 kanat; SİNGH ve THONGSAWATWONG (1983) ise demir ve lastik malzemeden olmak üzere 3 kanat kullanmışlardır.

-Izgara malzemesi bakımından;

SİNGH ve THONGSAWATWONG (1983) tel ızgara; DAVIDSON (1974-1976-1979) delikli düz metal levhalı çelik çubuklu dökme demirden ızgaralar; KADAYIFÇILAR ve USLU (1981) lama demirli ızgara kullanmışlardır.

### 3. MATERYAL

Bu araştırmada kullanılan materyal TS-310'da belirtilen ve yetiştirildikleri yerlerin isimleriyle anılan Anamur, Antalya, Osmaniye, Silifke türü yerfıstıkları olup, merkezi Mersin'de bulunan Yerfiskobirlik Genel Müdürlüğü'nden sağlanmıştır.



Şekil 7. Üç Eksenli Uzayda Kabuklu Yerfıstığı Boyutları.

Birbirine dik üç eksenli uzayda yerfıstığı geometrik olarak uzunluk (a), genişlik (b) ve kalınlık (c) olmak üzere üç boyutta tanımlanabilir, (Şekil 7). Genel olarak genişlik boyutunun (b) kalınlık boyutundan (c) biraz büyük olduğu görülmüş ve büyük olanına çap denilmiştir. Böylece bir tek kabuklu yerfıstığı çap ve uzunluk olarak ifade edilmiştir. Dört türden 500'er adetlik örnek kümeleri oluşturularak tek tek ölçümler yapılmış; ortalama ve standard sapma değerlerinin hesaplanması ile küçük, orta ve büyük boy kümesini belirleyen aralıklar çapları ve uzunlukları bakımından Çizelge 1'de (GEREN, 1987) verilmiştir.

Çizelge 1 Kabuklu Yerfıstıklarında Boyut Sınıflandırılması (GEREN, 1987).

Yerfıstığı Türü	Küçük Boy (mm)	Orta Boy (mm)	Büyük Boy (mm)	
Anamur	Çap(d)	$d < 13,2$	$13,2 \leq d \leq 17,7$	$d > 17,7$
	Uzunluk (L)	$L < 24,9$	$24,9 \leq L \leq 38,7$	$L > 38,7$
Antalya	Çap(d)	$d < 14,8$	$14,8 \leq d \leq 18,4$	$d > 18,4$
	Uzunluk (L)	$L < 31,8$	$31,8 \leq L \leq 42,5$	$L > 45,5$
Osmaniye	Çap(d)	$d < 13,8$	$13,8 \leq d \leq 18,1$	$d > 18,1$
	Uzunluk (L)	$L < 25,6$	$25,6 \leq L \leq 39,1$	$L > 39,1$
Silifke	Çap(d)	$d < 15,0$	$15,0 \leq d \leq 19,7$	$d > 19,7$
	Uzunluk(L)	$L < 31,0$	$31,0 \leq L \leq 44,7$	$L > 44,7$

İç yarfıstıklarının da sınıflandırılması için 100'er adetlik iç örnek kümelerinde de aynı yol izlenerek çizelge 2'deki (KİPER,1987) sonuçlara varılmıştır.

Çizelge 2. İç Yarfıstığında Boyut Sınıflaması (KİPER,1987).

Yarfıstığı Türü	Küçük Boy (mm)	Orta Boy (mm)	Büyük Boy (mm)
Anamur	Çap (d) $d < 7,5$	$7,5 \leq d \leq 11,1$	$d > 11,1$
	Uzunluk (L) $L < 16,0$	$16,0 \leq L \leq 21,0$	$L > 21,0$
Antalya	Çap (d) $d < 8,0$	$8,0 \leq d \leq 16,1$	$d > 16,1$
	Uzunluk (L) $L < 17,9$	$17,9 \leq L \leq 21,9$	$L > 21,9$
Osmaniye	Çap (d) $d < 7,5$	$7,5 \leq d \leq 11,2$	$d > 11,2$
	Uzunluk (L) $L < 15,1$	$15,1 \leq L \leq 21,7$	$L > 21,7$
Silifke	Çap (d) $d < 8,1$	$8,1 \leq d \leq 11,2$	$d > 11,2$
	Uzunluk(L) $L < 16,8$	$16,8 \leq L \leq 22,0$	$L > 22,0$

Sınıflandırılan kabuklu yarfıstığı türlerinin belli boyut aralıklarında karşılaşma yüzdeleri ise Çizelge 3'de (GEREN, 1987) gösterilmiştir.

Çizelge 3. Kabuklu Yarfıstığında Çap-Olasılık İlişkisi(GEREN,1987)

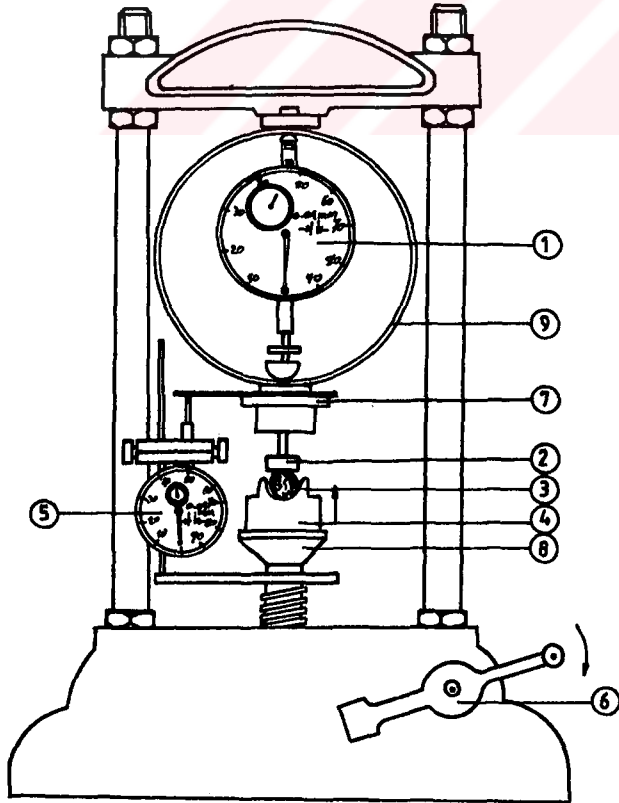
Yarfıstığı Türü ve Olasılık	(d) Çap (mm)			
	Küçük Boy	Orta Boy	Büyük Boy	
Olasılık (%)	Anamur	16	68	16
	Antalya	14	70	16
	Osmaniye	14	70	16
	Silifke	14	72	14

#### 4. METOD

Kabuklu yerfıstığı'nın insan eliyle nasıl kırıldığına dikkat edilirse, bunlardan birisinin yerfıstığına iki ucundan eğilme momentleri uygulamak şeklinde olduğu görülecektir. Bu gözlemden hareketle Çizelge 3'te en sık karşılaşıldığı açık olan (% 70) orta boy yerfıstıklarının eğme yükleri altındaki davranışları deneylerle incelenmiştir. Her deneyde her türden beşer adet yerfıstığı kullanılmıştır.

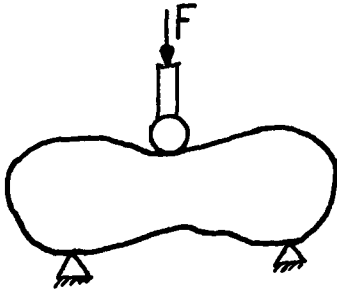
##### 4.1. Eğme Yükleri Altında Yerfıstığı Davranışı

Bir tek kabuklu yerfıstığına yakından bakılırsa ürünü çevre saran ve ikiye ayıran bir orta lifin olduğu görülecektir, (Şekil 7). Bu lifi içeren düzleme kısaca şak düzlemi deneyecektir. Şekil 8'de görülen serbest basınç aletinin (Soiltest Chicago U-100) 7 ve 8 nolu çeneleri arasında yerfıstıkları iki ucundan basit desteklenmiş durumda tam ortalarından çapları 6-10 mm arasında değişen yatay çubuklar üzerinden şak düzlemine paralel (//) ve dik (⊥) olarak (Şekil 9) yüklenmişlerdir.



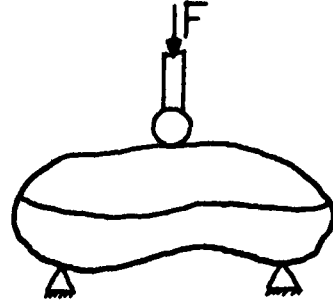
- 1- Saat (Komparatör)
- 2- Yatay Çubuk
- 3- Yerfıstığı
- 4- Destek
- 5- Saat (Komparatör)
- 6- Çevirme Kolu
- 7- Üst Çene
- 8- Alt Çene
- 9- Yük Halkası

Şekil 8. Serbest Basınç Aleti



Şak düzlemine paralel (//)

(a)



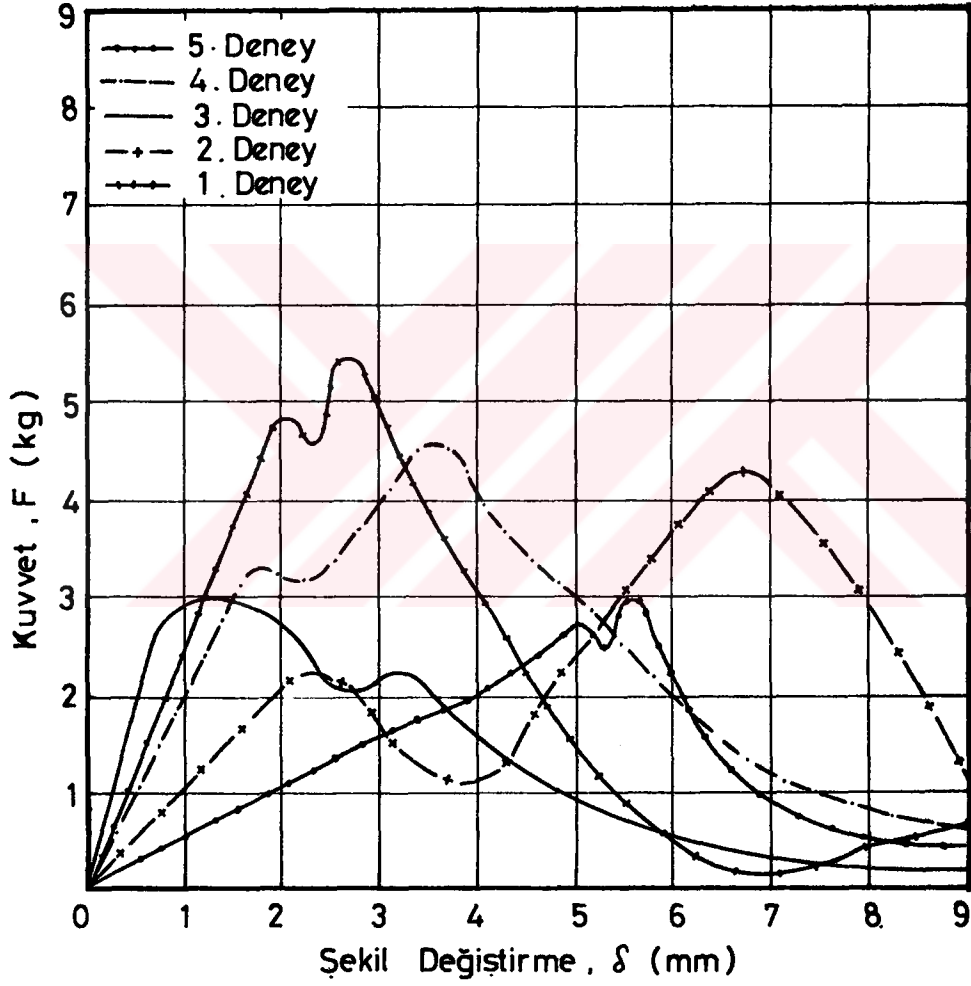
Şak düzlemine dik (⊥)

(b)

Şekil 9. Yerfıstığına Yük Uygulama Konumları.

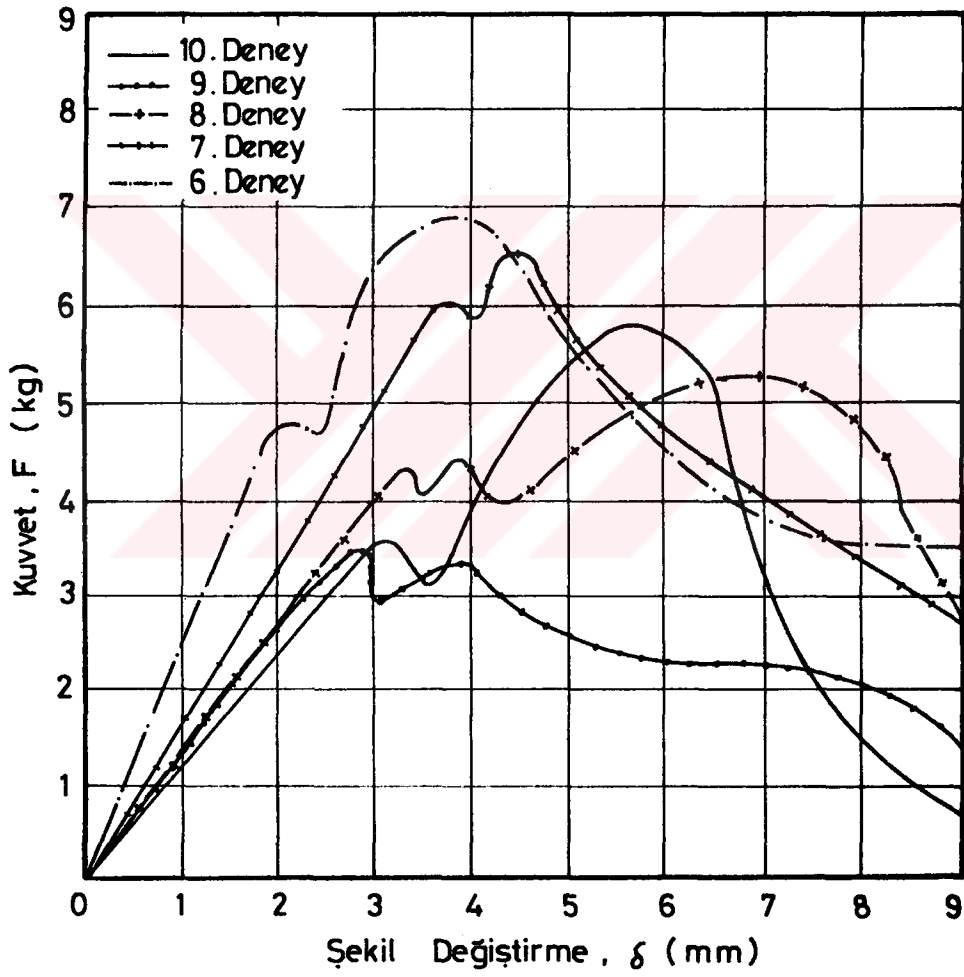
Yatay çubukların sabit hızda yerdeğiştirme yapabilmesi için 6 nolu kol 1/15 dev/sn'lik değişmez hızla sürekli çevrilmiştir. Yatay çubukların her 0,25 mm ilerlemesine karşı gelen 1 nolu saat sapması (x) ile 9 nolu yük halkasının yay sabiti ( $k=50 \text{ kg/mm}$ ) bilindiğinden yerfıstığına uygulanan kuvvet  $F=k \cdot x$  şeklinde elde edilmektedir. Arttırılan kuvvete karşı gelen orta noktadaki çökme miktarı ölçülmüş ve ölçümler içlerin kabuklarından çıkmasına dek sürdürülmüştür. Bu verilerle Şekil 10-11-12-13-14-15-16-17'de sergilenen davranış eğrileri çizilmiştir (BÜYÜKNİSAN, 1987).

Eğrilerin literatürde (Mohsenin,1970) organik esaslı malzemeler için verilenlerle tutarlı olduğu görülmüştür. Davranış eğrilerinde dikkate değer noktalardan birincisi kabukta ilk çatlamanın olduğu biyo-akma, ikincisi ise kabuğun tamamen kırıldığı kopma (doruk) noktasıdır. Bütün türlerde şak düzlemine paralel kuvvetin uygulanması halindeki tam kırılma ve biyo-akma noktası, şak düzlemine dik yüklemeye göre genel olarak daha küçük kuvvet ve çökmede gerçekleşmiştir. Eğri ile yatay eksen arasında kalan alan kırma enerjisini vereceğinden, bu açıdan eğrilerin gözden geçirilmesi, paralel yüklemeye gereken kırma enerjisinin daha küçük olduğunu ortaya koyacaktır. Eğrilerden çıkarılan bazı mekanik büyüklüklerin değeri Çizelge 4.'de topluca sunulmuştur.

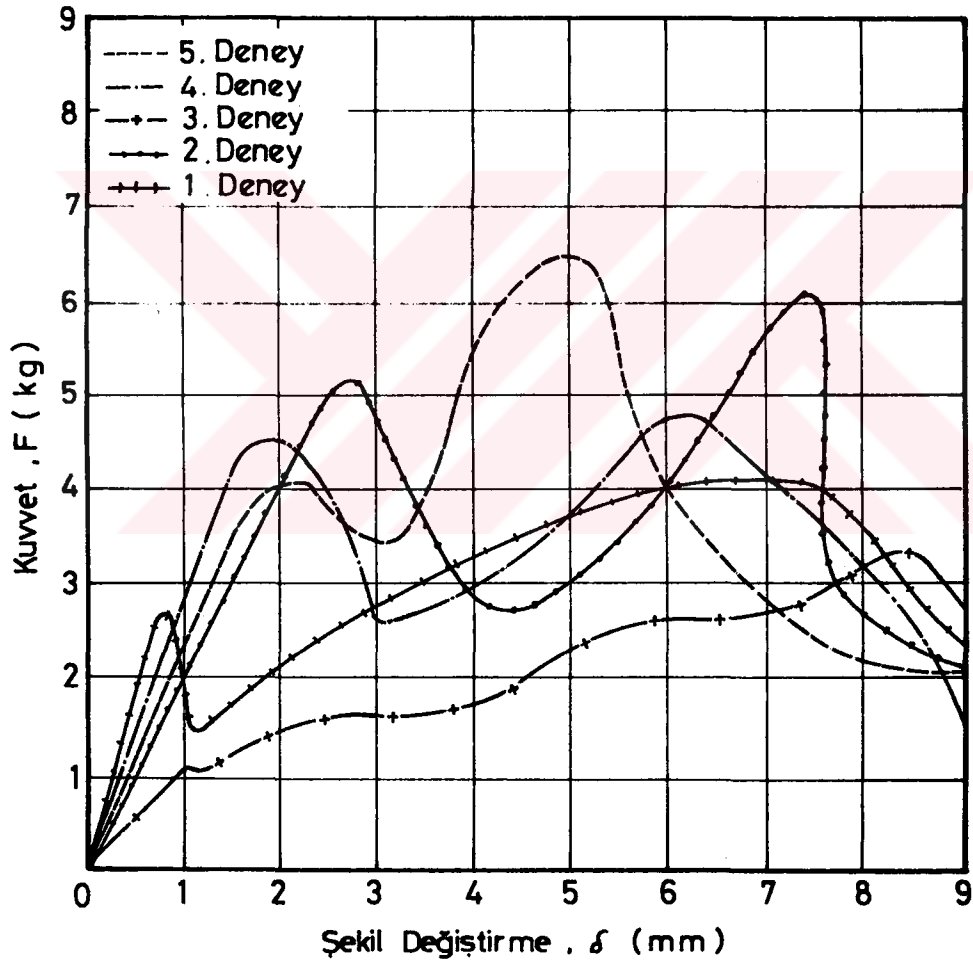


Şekil 10. Anamur Türü Kabuklu Yerfıstığı'nın Şak Düzlemine Paralel Yükleme Konumundaki F - δ Eğrisi.

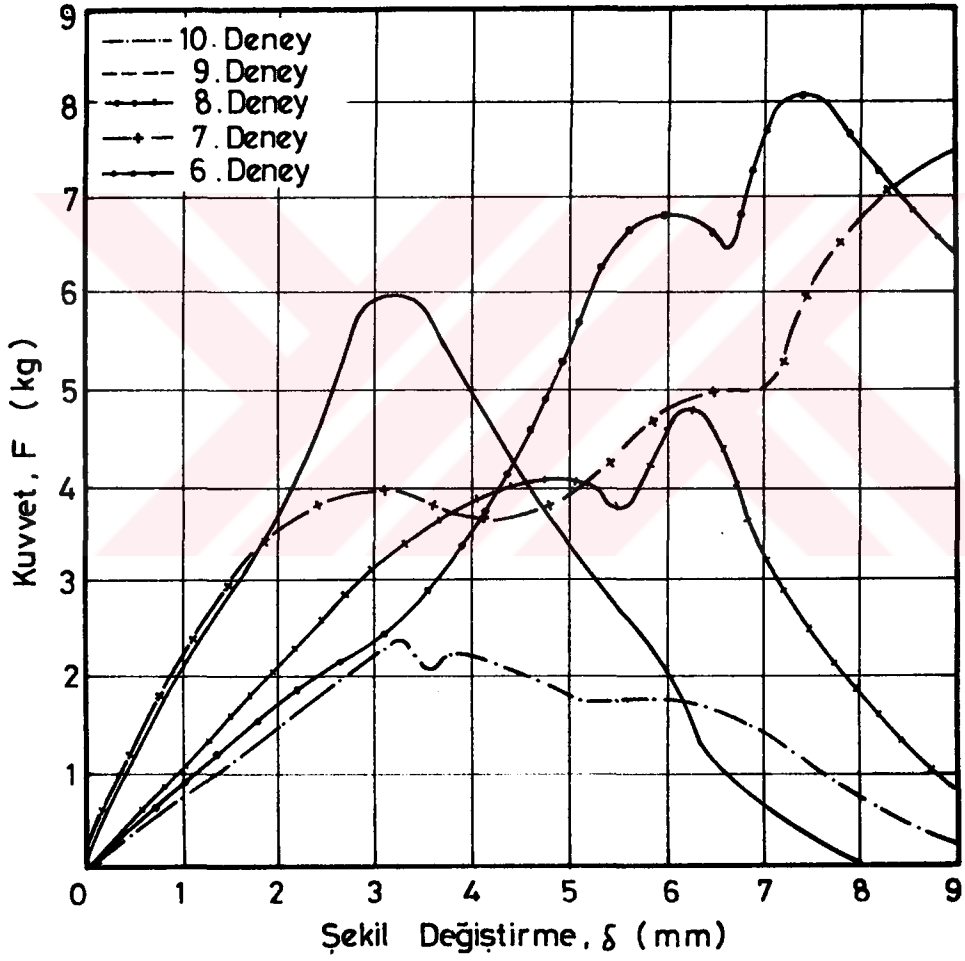




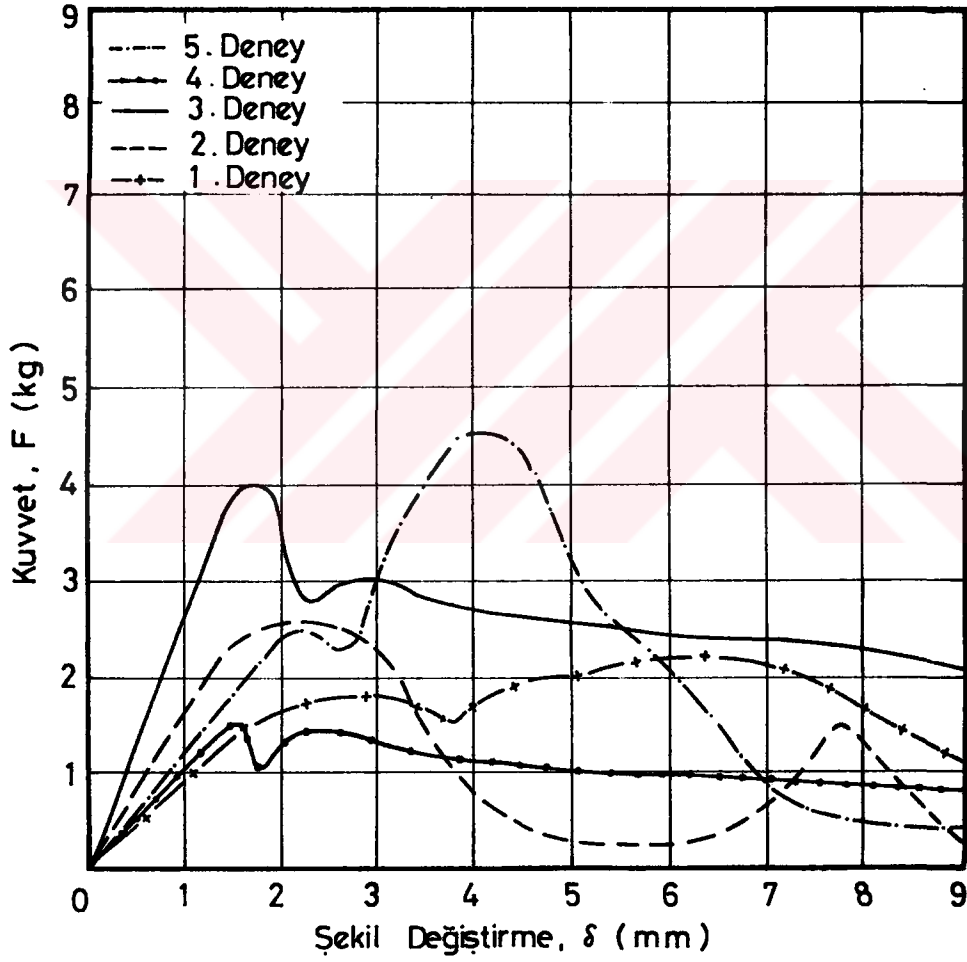
Şekil 11. Anamur Türü Kabuklu Yerfıstığı'nın Şak Düzlemine Dik Yükleme Konumundaki F - δ Eğrisi



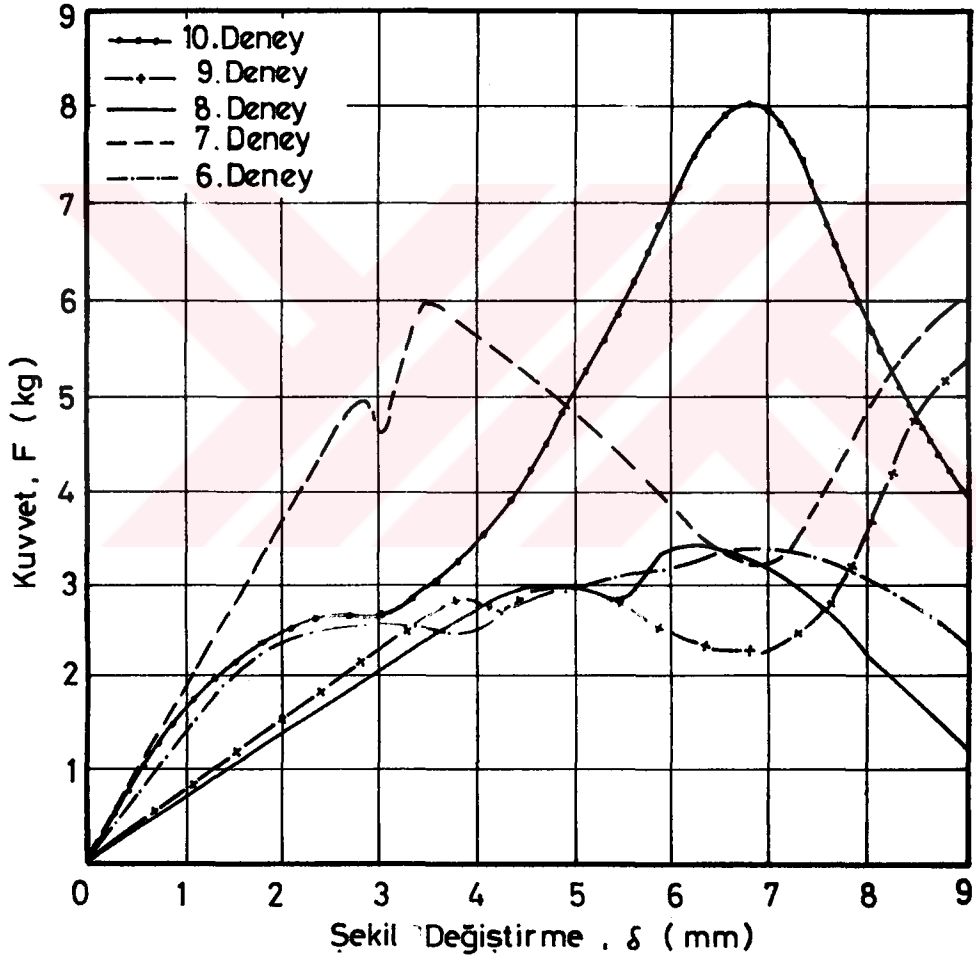
Şekil 12. Antalya Türü Kabuklu Yerfıstığının Şak Düzlemine Paralel Yükleme Konumundaki F- $\delta$  Eğrisi.



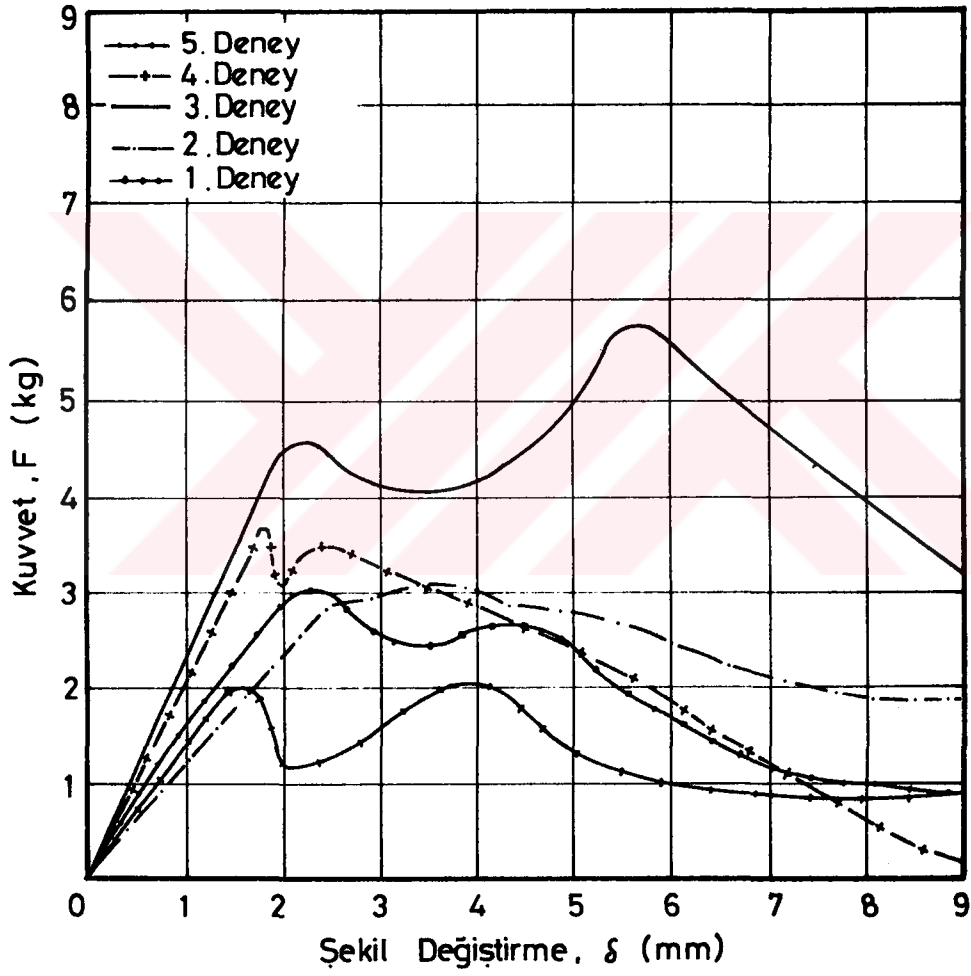
Şekil 13. Antalya Türü Kabuklu Yerfıstığı'nın Şak Düzlemine Dik Yükleme Kõnumundaki F -  $\delta$  Eğrisi.



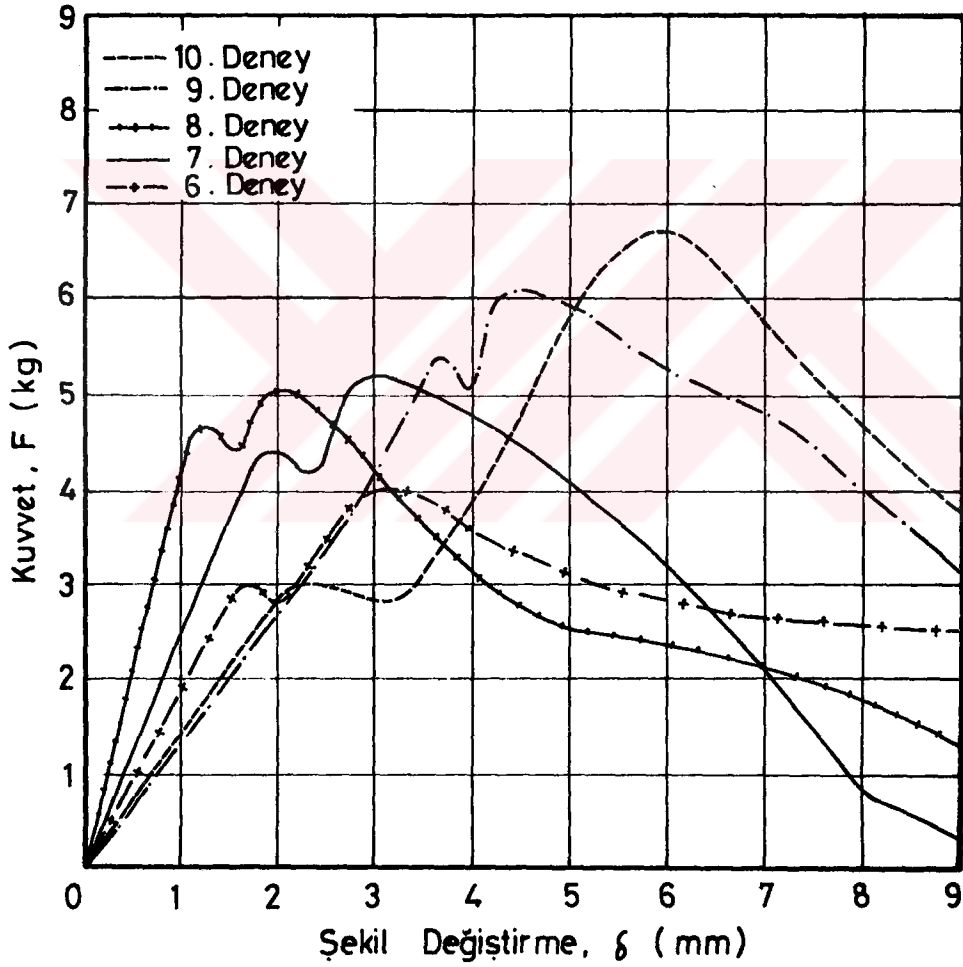
Şekil 14. Osmaniye Türü Kabuklu Yerfıstığı'nın Şak Düzlemine Paralel Yükleme Konumundaki F - δ Eğrisi.



Şekil 15. Osmaniye Türü Kabuklu Yerfıstığı'nın Şak Düzlemine Dik Yükleme Konumundaki F-  $\delta$  Eğrisi.



Şekil 16. Silifke Türü Kabuklu Yerfıstığı'nın Şak Düzlemine Paralel Yükleme Konumundaki  $F - \delta$  Eğrisi.



Şekil 17. Silifke Türü Kabuklu Yerfıstığı'nın Şak Düzlemine Dik Yükleme Konumundaki F - δ Eğrisi.

Çizelge 4. Yerfıstığı'nın Bazı Ortalama Mekanik Büyüklükleri Şak Düzlemine Paralel (//) ve dik (1) olarak (BÜYÜKNIŞAN,1987).

Yerfıstığı Türü	Yük Düzlemi	Elastiklik Modülü (kg/mm <sup>2</sup> )	Akma Sınırı (kg/mm <sup>2</sup> )	Kırılma Dayanımı (kg/mm <sup>2</sup> )	Kopma Kuvveti (kg)	Max Kopma (mm)	Kırma Enerjisi (N-m)
Anamur	//	0,44	0,059	0,080	3,90	7,80	0,16
	1	0,25	0,047	0,082	5,51	7,30	0,30
Antalya	//	0,29	0,056	0,079	4.48	8.00	0,18
	1	0,23	0,055	0,102	5,91	8,50	0,26
Osmaniye	//	0,31	0,048	0,061	2,95	7,25	0,13
	1	0,19	0,056	0,098	5,21	9,50	0,22
Silifke	//	0,27	0,041	0,052	3,50	5,65	0,19
	1	0,34	0,064	0,077	7,39	6,00	0,25

#### 4.2. Bazı Deney Gözlemleri

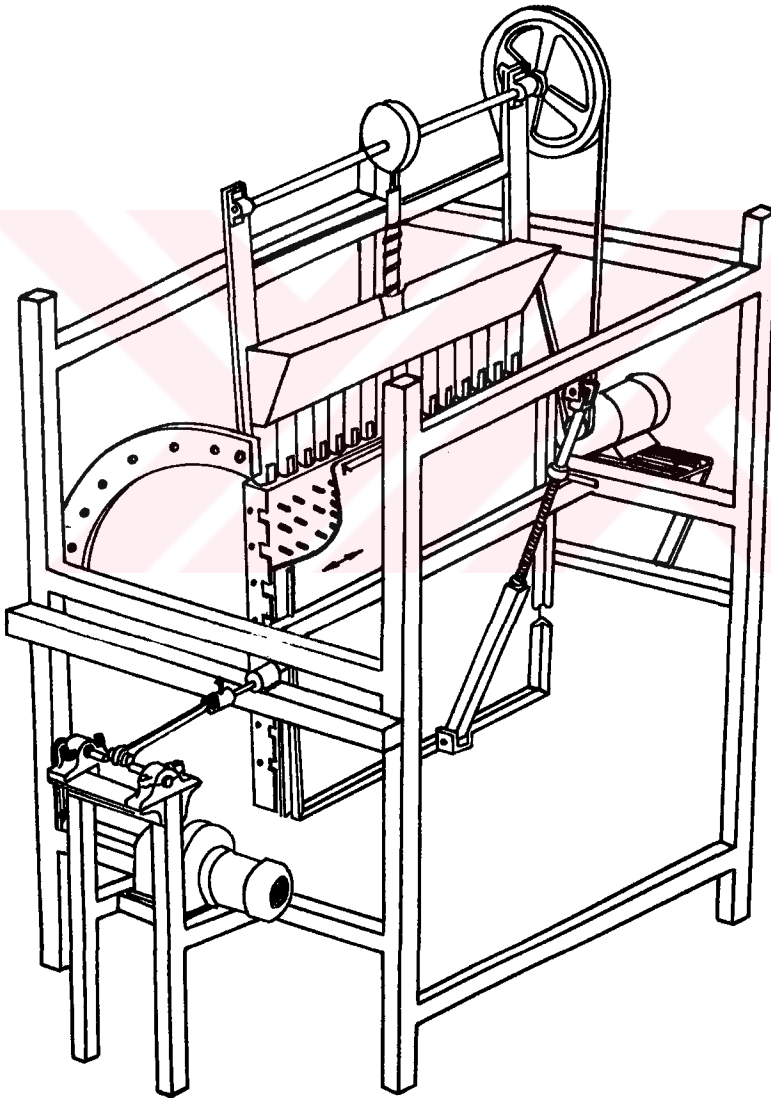
- 1) Kuvveti yerfıstığına uygulayan çubuğun çapının 8 mm olması durumunda kırılma ve çatlama hatları uçlara doğru yayılmıştır.
- 2) Şak düzlemine paralel yüklemde kabuk genelde ikiye ayrılmıştır.
- 3) İç tane yük almamakta, kırma yükünün tamamını kabuk taşımaktadır.
- 4) Düz yatay levha üzerinde yerfıstığı şak düzlemine paralel veya paralele yakın konumda kararlı dengede kalmaktadır.

Sonuç olarak Şekil 10'dan Şekil 17'ye kadar olan eğriler ile, Çizelge 4 ve deney gözlemlerinin ışığında yerfıstığı'nın eğilme momentleri altında içe zarar vermeden kırılabileceği anlaşılmıştır.



## 5. KIRMA DÜZENEĞİ

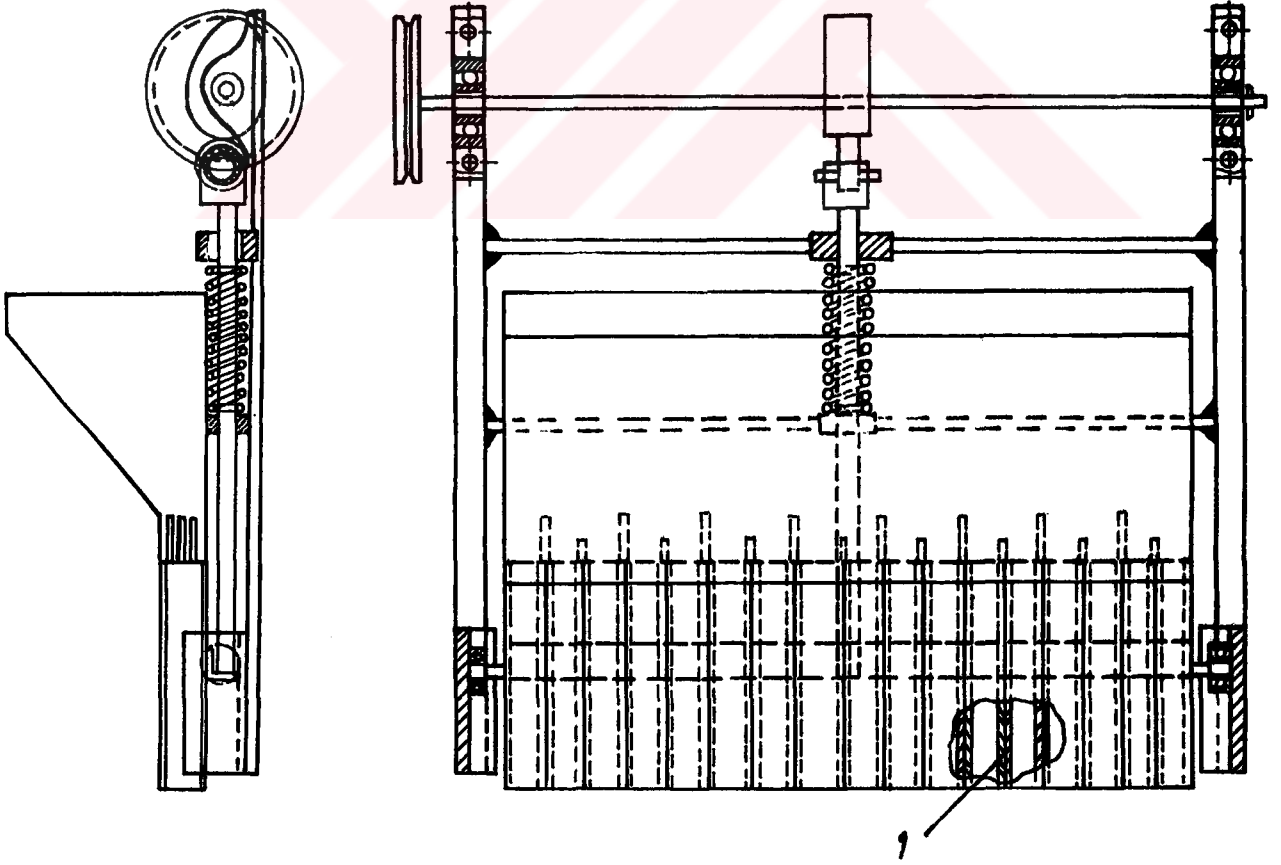
Uygulayacağı eğilme momentleriyle yerfıstıklarının kırılmasını gerçekleştiren mekanik düzenek besleyici ve kırıcı olarak iki ana kısımdan oluşmaktadır, (Şekil 18). Düzenekle ilgili teknik resimler EK-IV. topluca verilmiştir.



Şekil 18. Kırma Düzenegi

### 5.1. Besleyici

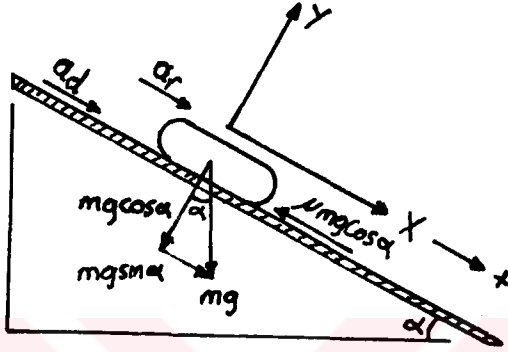
Kırıcı levhanın tasarımı yerfıstıklarının çubuklar arasındaki boşluklara uzun eksenleri boyunca gönderilmelerini gerektirmektedir. Bu gereği yerine getiren besleyici (Şekil 19), ötelemeli bir yürek mekanizmasının ivmelendirildiği bir depo ile ona bağlı bir düzlem içinde yanyana sıralanmış borular kümesinden oluşmaktadır. Boruların iç çapı Çizelge 1'deki tüm yerfıstığı türlerinin orta boy üst çap değerinin aritmetik ortalaması alınarak belirlenmiştir. Yürek mekanizmasında tahrik milinin çevirdiği yürek adlı eğrisel yüzeyli parça (Kam) ile ona bir rulmanla sürekli değen depoya kaynaklanmış kayar çıkış uzvu bulunmaktadır. Deponun istenen ivme ile yerdeğiştirmeyi yapabilmesi uygun yürek profilinin seçilmesiyle olanaklıdır.



Şekil 19. Besleyici

### 5.1.1. Yürek Profili

Yürek profilinin belirlenmesi amacıyla Şekil 20'de bir tek kabuklu yerfıstığının eğimli borular içindeki hareketi incelenmiştir.



Şekil 20. Bir Tek Kabuklu Yerfıstığının Boru İçerisinde Hareket İncelemesi

- $m$  : Bir tek kabuklu fıstığın kütlesi (kg)
- $a_r$  : Yerfıstığının boruya göre bağıl ivmesi ( $\text{mm}/\text{sn}^2$ )
- $a_d$  : Borunun ivmesi ( $\text{mm}/\text{sn}^2$ )
- $g$  : Yerçekimi ivmesi ( $\text{mm}/\text{sn}^2$ )
- $\alpha$  : Boruların yatağa göre eğim açısı ( $^\circ$ )
- $\mu$  : Boru-yerfıstığı sürtünme katsayısı (-)
- $\beta$  :  $\tan^{-1} \mu$

Şekil 20'de X eksenini doğrultusunda hareket denklemi yazılırsa

$$\sum F_x = ma \quad (5.1.)$$

yerfıstığının boruya göre bağıl ivmesi şu olur:

$$a_r = - a_d + g (\sin \alpha - \mu \cos \alpha) \quad (5.2.)$$

Yerfıstığının boruya göre aynı yönde artan ivmeli bir hareketi istenirse ( $a_r \geq 0$ ) boruların ivmesi için şunlar yazılabilir:

$$\frac{-g \sin (\alpha - \beta)}{\cos \beta} \leq a_d \leq \frac{g \sin (\alpha - \beta)}{\cos \beta} \quad (5.3.)$$

Levha eğiminin  $\alpha \geq 2\beta$  seçilmesiyle (5.3.) nolu bağıntı şu şekli alacaktır.

$$-\mu g \leq a_d \leq \mu g \quad (5.4.)$$

Buna göre yürek mekanizmasında çıkış uzvunun ivmesi giriş uzvunun dönme açısına ( $\theta$ ) ya göre şöyle seçilmiştir.

$$\frac{d^2s}{dt^2} = \mu g \quad 0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ \quad (5.5.)$$

$$\frac{d^2s}{dt^2} = -\mu g \quad 90^\circ \leq \theta \leq 270^\circ \quad (5.6.)$$

$$\frac{d^2s}{dt^2} = \mu g \quad 270^\circ \leq \theta \leq 360^\circ \quad (5.7.)$$

Diferansiyel eşitliklerde şunlar bilinmektedir:

W : Yüreğin açısal hızı (rad/sn)

t : Zaman (sn)

S<sub>0</sub> : Kam stroku (mm)

$$\frac{d^2s}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left( \frac{ds}{dt} \right) \quad (5.8.)$$

$$\frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (5.9.)$$

$$\frac{d\theta}{dt} = W \quad (5.10.)$$

$$\theta = W \cdot t \quad (5.10.a.)$$

$$\frac{d^2s}{dt^2} = W^2 \frac{ds}{d\theta^2} \quad (5.8.a.)$$

$$\frac{d^2s}{d\theta^2} = \frac{1}{W^2} \cdot \frac{d^2s}{dt^2} \quad (5.8.b.)$$

(5.5.), (5.6.), (5.7.) bağıntıları (5.8.b.)'de konursa sırasıyla şu halleri alacaklardır.

$$\frac{d^2s_1}{d\theta^2} = \frac{\mu g}{w^2} \quad 0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ \quad (5.5.a.)$$

$$\frac{d^2s_2}{d\theta^2} = -\frac{\mu g}{w^2} \quad 90^\circ \leq \theta \leq 270^\circ \quad (5.6.a.)$$

$$\frac{d^2s_3}{d\theta^2} = -\frac{\mu g}{w^2} \quad 270^\circ \leq \theta \leq 360^\circ \quad (5.7.a.)$$

(5.5.a.)'nın ard arda iki kez integralinin alınmasıyla düzlemin ilk çeyreğindeki ( $0^\circ \leq \theta \leq \pi/2$ ) hız ve yol eşitlikleri bulunur.  $C_1$ 'ler integral sabitleri olup başlangıç şartlarından bulunacaktır.

$$\frac{ds_1}{d\theta} = -\frac{\mu g}{w^2} \theta + C_1 \quad (5.5.b.)$$

$$s_1(\theta) = \frac{\mu g}{w^2} \frac{\theta^2}{2} + C_1\theta + C_2 \quad (5.5.c.)$$

Başlangıç şartları :

$$\theta = 0 \text{ için } \frac{ds_1}{d\theta} = 0, s_1(\theta) = 0 \quad (5.5.d.)$$

olduğundan

$$C_1 = 0, C_2 = 0 \quad (5.5.e.)$$

elde edilerek (5.5.b.) ve (5.5.c.)'de yerine yazılırsa hız ve yol bağıntıları bulunur.

$$\frac{ds_1}{d\theta} = \frac{\mu g}{w^2} \theta \quad 0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ \quad (5.5.f.)$$

$$s_1 (\theta) = \frac{\mu g}{2W^2} \theta^2 \quad 0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ \quad (5.5.g.)$$

(5.6.a.)'nın iki kez integralinin alınmasından ise yüreğin  $(\pi/2 \leq \theta \leq 3\pi/2)$  dönme aralığındaki hız ve yol eşitlikleri bulunur.

$$\frac{ds_2}{d\theta} = \frac{-\mu g}{W^2} \theta + C_3 \quad (5.6.b.)$$

$$s_2 (\theta) = \frac{-\mu g}{W^2} \frac{\theta^2}{2} + C_3 \theta + C_4 \quad (5.6.c.)$$

Başlangıç şartları:

$$\theta = \pi \text{ için } \frac{ds_2}{d\theta} = 0, \quad s_2 (\theta) = s_0 \quad (5.6.d.)$$

olduğundan, integral sabitleri

$$C_3 = \frac{\mu g}{W^2} \pi, \quad C_4 = s_0 - \frac{1}{2} \frac{\mu g}{W^2} \pi^2 \quad (5.6.e.)$$

elde edilerek (5.6.b.) ve (5.6.c.) de yerine yazılarak

$$\frac{ds_2}{d\theta} = \frac{\pi \mu g}{W^2} (1 - \theta/\pi) \quad (5.6.f.)$$

$$s_2 (\theta) = \frac{\mu g \pi^2}{2W^2} (-(\theta/\pi)^2 + 2\theta/\pi + \frac{2W^2 s_0}{\mu g \pi^2} - 1) \quad (5.6.g.)$$

elde edilir.

$3\pi/2 \leq \theta \leq 2\pi$  kam dönme aralığındaki hız ve yol eşitlikleri ise (5.7.a.)'nın ard arda iki kez integralinin alınmasıyla çıkacaktır.

$$\frac{ds_3}{d\theta} = \frac{\mu g}{W^2} \theta + C_5 \quad (5.7.b.)$$

$$s_3 (\theta) = \frac{\mu g}{W^2} \frac{\theta^2}{2} + C_5 \theta + C_6 \quad (5.7.c.)$$

Başlangıç şartları:

$$\theta = 2\pi \text{ de } \frac{dS_3}{d\theta} = 0, S_3(\theta) = 0 \quad (5.7.d.)$$

olduğundan sabitler şunlar olacaktır:

$$C_5 = \frac{-\mu g}{w^2} 2\pi, \quad C_6 = 2 \frac{\mu g}{w^2} \pi^2 \quad (5.7.e.)$$

Sabitlerin (5.7.b.) ve 5.7.c)'de yerine yazılması ile eşitlikler şu şekilleri alacaktır.

$$\frac{dS_3}{d\theta} = \frac{\pi \mu g}{w^2} (\theta/\pi - 2) \quad (5.7.f.)$$

$$S_3(\theta) = \frac{\mu g \pi^2}{2w^2} ((\theta/\pi)^2 - 4(\theta/\pi) + 4) \quad (5.7.g.)$$

(5.5.g.) eşitliğinde  $\theta = \pi/2, 3\pi/2$ 'de  $S_1(\theta) = S_0/2$  sınır şartı yazılırsa:

$$S_0 = \frac{\mu g \pi^2}{4w^2} \quad (5.5.h.)$$

elde edilir. (5.5.f. ve 5.5.g.), (5.6.f. ve 5.6.g.), (5.7.f. ve 5.7.g.) eşitlikleri (5.5.h.)'ye göre ifade edilirse şunlar elde edilir.

$$\frac{dS_1}{d\theta} = 4 S_0 \theta/\pi^2 \quad 0 \leq \theta \leq \pi/2 \quad (5.11.)$$

$$S_1(\theta) = 2 S_0 (\theta/\pi)^2 \quad 0 \leq \theta \leq \pi/2 \quad (5.11.a.)$$

$$\frac{dS_2}{d\theta} = 4 S_0/\pi (1-\theta/\pi) \quad \pi/2 \leq \theta \leq 3\pi/2 \quad (5.12.)$$

$$S_2(\theta) = S_0 (-2(\theta/\pi)^2 + 4(\theta/\pi) - 1) \quad \pi/2 \leq \theta \leq 3\pi/2 \quad (5.12.a.)$$





$$r_{\theta i} = R_1 + R_2 + S_n(\theta) \quad , \quad n = 1, 2, 3 \quad (5.14.)$$

$$X_{C-\theta i}^1 = r_{\theta i} \cos \theta_i \quad (5.15.)$$

$$Y_{C-\theta i}^1 = r_{\theta i} \sin \theta_i \quad (5.16.)$$

Basınç açısı şu şekilde tanımlanmıştır, (AKÇALI,1984).

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{1}{r_{\theta i}} \frac{dS_n(\theta)}{d\theta} \right) \quad (5.17.)$$

$P^1C^1 = R_2$  yarı çaplı silindirin yürece değdiği (P) noktasının (Yürek profili) koordinatları ise şöyle bulunur.

$$\gamma_i = \theta_i - \phi \quad (5.18.)$$

$$X_{P^1\theta i}^1 = X_{C^1\theta i}^1 - r_{\theta i} \cos \gamma_i \quad (5.19.)$$

$$Y_{P^1\theta i}^1 = Y_{C^1\theta i}^1 - r_{\theta i} \sin \gamma_i \quad (5.20.)$$

### 5.1.3. Fıstığın Borudan Çıkıştaki Mutlak Hızı

Boru ivmesinin (5.5.), (5.6.) ve (5.7.)'den  $\mu g$  ve  $-\mu g$  olarak belirlenmesine karşılık (5.2.) nolu eşitlikten fıstığın bağıl ivmesi sırası ile  $ar_1 = 0$ ,  $ar_2 = 2\mu g$  olur. İvme ( $ar_1, ar_2$ ) denklemlerinin her  $t^*$

$$t^* = \frac{\Pi}{2W} \quad (5.21.)$$

değerindeki dörttebir periyotlar arasında başlangıç hareket koşulları ( $t=0$  anında fıstığın boru giriş ağzında olduğu varsayılmaktadır).

$t$  : Zaman (sn)

$S_{r1}$  : Bağıl yol (mm)

$V_{r1}$  : Bağıl Hız (mm/sn)

$$t = 0 \text{ da } S_{r1} = 0, V_{r1} = 0, \frac{d^2 S_{r1}}{dt^2} = ar_1 \quad (5.22.)$$

$$t = t^* \text{ da } S_{r2} = S_{r1}, V_{r2} = V_{r1}, \frac{d^2 S_{r2}}{dt^2} = ar_2 \quad (5.23.)$$

$$t = 2t^* \text{ da } S_{r3} = S_{r2}, V_{r3} = V_{r2}, \frac{d^2 S_{r3}}{dt^2} = ar_2 \quad (5.24.)$$

$$t = 3t^* \text{ da } S_{r4} = S_{r3}, V_{r4} = V_{r3}, \frac{d^2 S_{r4}}{dt^2} = ar_1 \quad (5.25.)$$

gözönüne alınırsa integral yoluyla kamun bir tam dönmesinde fıstığın bağıl hız ve bağıl yol bağıntıları çıkartılır.

$$V_{r1} = ar_1 t \quad (5.26.)$$

$$S_{r1} = \frac{ar_1 t^2}{2} \quad (5.26.a.)$$

$$V_{r2} = ar_2 t + (ar_1 - ar_2) t^* \quad (5.27.)$$

$$S_{r2} = \frac{ar_2}{2} t^2 + (ar_1 - ar_2) t^* t - \frac{1}{2} (ar_1 - ar_2) t^{*2} \quad (5.27.a.)$$

$$V_{r4} = ar_1 t + 2(ar_2 - ar_1) t^* \quad (5.28.)$$

$$S_{r4} = \frac{ar_1}{2} t^2 + 2(ar_2 - ar_1) t^* t + 4(ar_1 - ar_2) t^{*2} \quad (5.28.a.)$$

Yerfıstıklarının besleyiciden çıkıştaki mutlak hızı ( $V_f$ ), boru hızı ( $V_d$ ) ile fıstığın bağıl hızının ( $V_m, n=1,2,3,4$ ) toplamı şeklindedir. Fıstığın borudan çıkışına dek geçecek süreye karşı gelen yürek açısı (5.10.a.) dan bilindiğinden bu açıyı kapsayan aralıktaki ((5.11.), (5.12.), (5.13.) eşitlikleri yardımıyla) boru hızı hesaplanır.

#### 5.1.4. Yay Tasarımı

Kayar çıkış uzvu ile kam arasındaki sürekli doğrudan değme-  
yi sağlayan yayın, deponun statik ağırlığı, eylemsizlik kuvveti ve kay-  
malı kısımlardaki sürtünme kuvveti gibi üç kuvveti taşıması durumu kri-  
tik çalışma anıdır. Her bir kuvvetin en büyük değeri deponun ağırlığı  
(mg) kadar olacağından yayın karşılaması gereken en büyük kuvvet 3(mg)  
olacaktır. Yay kuvveti (F), yaya verilen ön sıkıştırma ( $\delta$ ) ve kam stro-  
kuya şekil değiştirmesi (S) bilindiğinde yay katsayısı (k) (5.29.) ba-  
ğıntısından hesaplanır.

$$k = \frac{F}{(\delta+S)} \quad (N/mm) \quad (5.29.)$$

Yay malzemesi olarak çekilmiş karbon çeliği seçilerek (SHIGLEY,1963)'de  
verilen tel çapı (d,mm) emiyet gerilmesi ( $T_{em}, daN/mm^2$ ) arasında doğrusal  
olmayan regrasyonla ilişki kurularak aşağıdaki eşitlik elde edilmiştir,  
( ELİŞ, 1987).

$$T_{em} = \frac{1}{12,82 \times 10^{-3} + 6,68 \times 10^{-4} d} \quad (daN/mm^2) \quad (5.30.)$$

K: Düzeltme Faktörü

D: Ortalama Sarım Çapı (mm)

T: Çalışma Gerilmesi ( $daN/mm^2$ )

v: Emiyet Katsayısı

İstenen iç sarım çapı ( $D_i$ ) ve (5.30.) dan (5.35.)'e kadar  
olan bağıntıları içeren,  $|T - T_{em}| < \epsilon$  ( $\epsilon$  isteğe bağlı bir fark gerilme-  
si) sağlanıncaya kadar değiştirilen tel çapının son değeri aranan (d)  
çapıdır.

$$K = \frac{0,75}{C-1} + \frac{0,615}{C} + 1 \quad (5.31.)$$

$$C = \frac{D}{d} \quad (5.32.)$$

$$D = D_i + d \quad (5.33.)$$

$$T = K \frac{8FD}{11d^3} \quad (5.34.)$$

$$T_{em} = \frac{T}{v} \quad (5.35.)$$

Sarım sayısı (N) ise aşağıdaki bağıntıdan bulunur.

$$N = \frac{8080d}{8 C^3 K} \quad (5.36.)$$

Yay uçlarının taşlanmış ve düzleştirilmiş olmasına göre toplam sarım sayısı (N + 2) olmaktadır. Yayın adımı (P) ise (5.37.) nolu eşitlikten hesaplanmaktadır.

$$p = d + \frac{30}{N} \quad (5.37.)$$

#### 5.1.5. Besleyici Güç Gereksinimi

Kam milindeki etkili torkun saptanması için Şekil 22.'de kuvvet denge denklemleri yazılırsa:

$$\rightarrow \Sigma F_{34}^X = F_{23}^X - \mu(N_B + N_C) - k(S_n(\theta) + \delta) - ma_d + mg \sin \alpha = 0 \quad (5.38.)$$

$$\uparrow \Sigma F_{34}^Y = F_{23}^Y - N_B + N_C - mg \cos \alpha = 0 \quad (5.39.)$$

$$\uparrow \Sigma M_a = N_C (CL - R3) - N_B (BL - R3) - mg \cos \alpha DL = 0 \quad (5.40.)$$

(5.40.) dan

$$N_C = N_B \frac{BL - R3}{CL - R3} + mg \cos \alpha \frac{DL}{CL - R3} \quad (5.41.)$$

(5.39.) dan elde edilen  $N_C$  (5.41.)'de yerine konursa,  $F_{23}^Y = F_{23}^X \tan \theta$  olduğundan  $N_B$  şu biçimi alacaktır:



$S_n(\theta)$  : Yüreğin dönmesi ile oluşan x doğrultusundaki yerde-  
ğiştirme.

$\theta$  : Basınç açısı

$$R_3 = R_1 + R_2 + S_n(\theta) \quad (5.45.)$$

Tahrik motorunun gücü ise (5.46.) eşitliğinden hesaplanmaktadır.

$W$  : Yüreğin dönme hızı

$$G_s : T.W \quad (5.46.)$$



## 5.2. KIRICI

Kırıcı esas olarak eğme momentleri uygulayacak kısa çubukların belli bir modele göre dik olarak yerleştirildiği bir sabit diğeri hareketli paralel iki levhadan meydana gelmektedir, (Şekil 23). Çubuk çapları deneyler sırasında yapılan gözlem sonucuna göre seçilmiştir. Belli sayıdaki çubuklar levhalar üzerine yerfıstığı hareket doğrultusunda ve ona dik doğrultuda aralıkla dizilmişlerdir. İki levha üst üste getirildiğinde hareketli olanın çubuk merkezleri sabit levhanın sıralı çubuklarının arasındaki boşlukların tam orta yerine karşı gelmektedir. Çubuk yüksekliği ve yerfıstığı hareket doğrultusuna dik çubuklar arası ölçülen boşluk, Çizelge 1'deki tüm yerfıstığı türlerinin orta boy üst çap değerlerinin aritmetik ortalaması alınarak belirlenmiştir. Hareketli ve sabit çubuklar aynı hizaya geldiğinde aralarında oluşan mesafe, iç yerfıstığına uygulanan benzer bir işlemle Çizelge 2'deki değerlerden saptanmıştır.

Kırıcı levhalar arasındaki uzaklık ve yatayla yaptıkları açı değiştirilebilecek şekilde gövdeye birleştirilmiştir. Levhalardan hareketli olanı, bir krank-biyel mekanizması yardımıyla sabit levha üzerinde ilerleyen yerfıstığının hareket doğrultusuna dik doğrultuda tahrik edilmektedir. İki kırılmaç yatak aracılığıyla hareketli levhanın yatay olarak kayması sağlanmıştır. Krank yarı çapı levhaya toplam, yerfıstığı hareket doğrultusuna dik olarak yerleştirilen çubukların ard arda iki tanesinin merkez aralığı kadar yerdeğiştirme yaptıracak şekilde seçilmiştir.

### 5.2.1. Krank Devri Hesabı

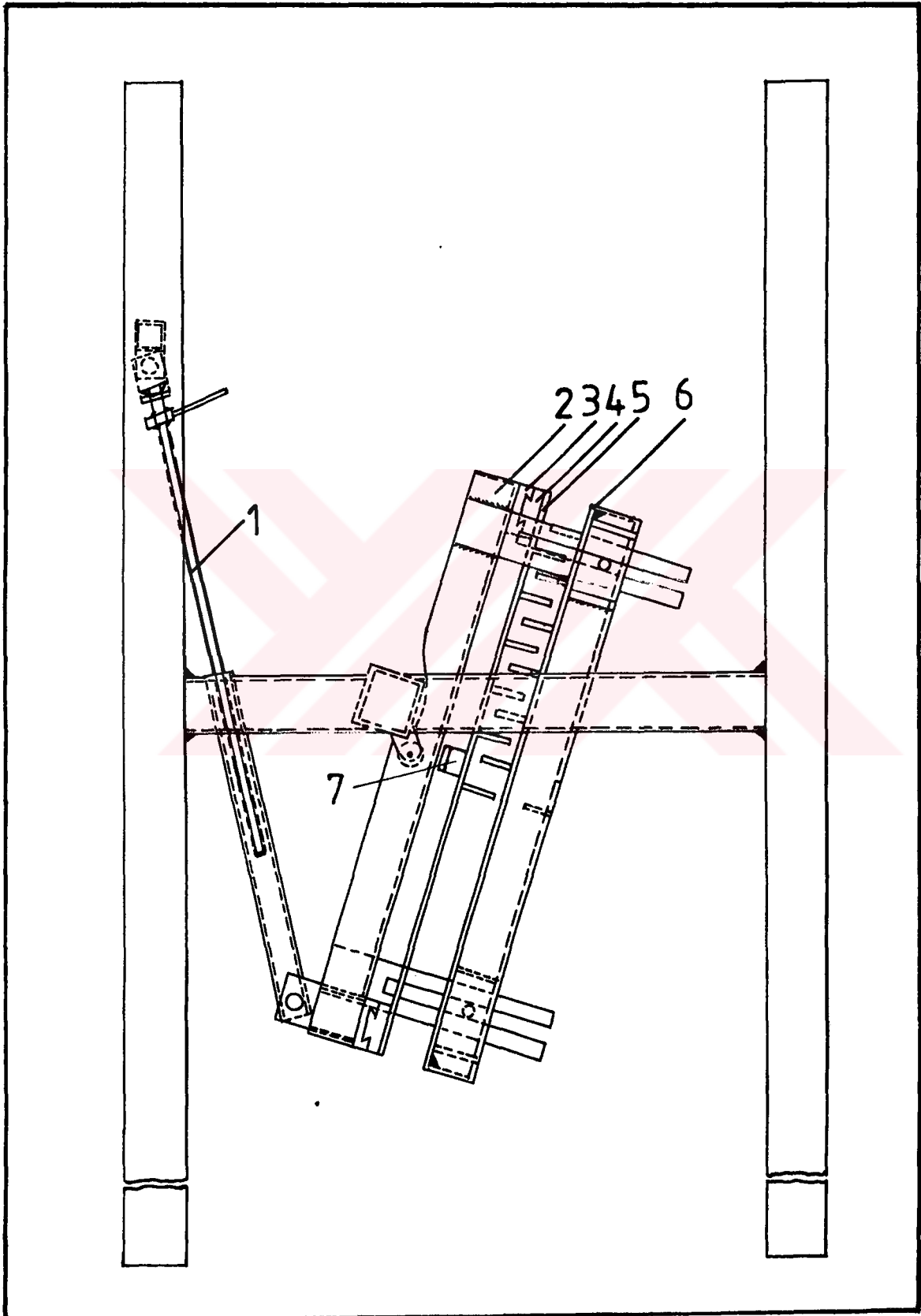
Krank devrinin kuramsal açıdan belirlenmesi amacıyla yerfıstığının besleyiciden çıkıp kırıcıya girdiği ilk çubuktan itibaren hareketi incelenmiştir.

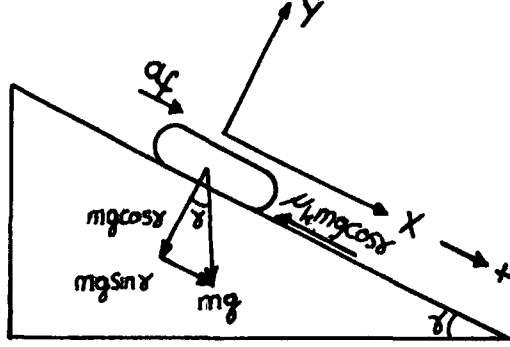
**Şekil 23. Kırıcı ve Parçalarının Montajı.**

- 1) Kırıcı Plaka ayar kolu
- 2) Kırıcı çerçevesi
- 3) Dişli kırılmaç yatak
- 4) Erkek kırılmaç yatak
- 5) Üst kırıcı plaka
- 6) Alt kırıcı plaka
- 7) Biyel ve uzantısı









Şekil 24. Yerfıstığının Sabit Kırıcı Levha Üzerindeki Hareketi

- $\gamma$  : Kırıcı Levhanın yatayla yaptığı açı ( $^{\circ}$ )
- $\mu_k$  : Yerfıstığı Levha sürtünme katsayısı
- $m$  : Bir tek kabuklu yerfıstığının kütlesi (kg)

Şekil 24.'deki eğimli sabit levha üzerindeki yerfıstığı için x doğrultusunda hareket denklemi yazılarak

$$\sum F_x = ma_f \quad (5.47.)$$

(5.47.) den yerfıstığının ivmesi ( $a_f$ ) bulunur:

$$a_f = g \cos \gamma (\tan \gamma - \mu_k) \quad (5.47.a.)$$

Başlangıç koşulları yerfıstığının kırıcıya bir ilk hızla ( $V_f$ ) girmesine göre yazılırsa (5.47.a.)'nın iki kez integralinin alınmasından yerdeğiştirme miktarı (U) çıkarılır:

$$U = \frac{1}{2} a_f t_f^2 + V_f t_f \quad (5.48.)$$



$V_A$  : A noktasının hızı (m/sn)

$V_{BA}$  : B noktasının A noktasına göre hızı (m/sn)

$a_B$  : B noktasının ivmesi ( $m/sn^2$ )

$a_A$  : A noktasının ivmesi ( $m/sn^2$ )

$a_{BA}$  : B noktasının A noktasına göre ivmesi ( $m/sn^2$ )

Şekil 25.'de sinüs teoreminin kullanılmasıyla  $\beta$  bulunur.

$$\beta = \sin^{-1}(OA(\sin(I))/AB) \quad (5.50.)$$

Hız eşitlikleri şunlardır:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \quad (5.51.)$$

$$\vec{V}_B = W_k \vec{k} \vec{OA} + W_3 \vec{k} \vec{AB} \quad (5.51.a.)$$

$$\vec{V}_B = W_k \vec{k} (OA \cos(I) \vec{i} + OA \sin(I) \vec{j}) + W_3 \vec{k} (AB \cos(\beta) \vec{i} + AB \sin(\beta) \vec{j}) \quad (5.51.b.)$$

4 nolu uzuv j doğrultusunda hareket etmediğinden dolayı şu geçerlidir.

$$V_B = W_k OA \cos(I) - W_3 AB \cos(\beta) = 0 \quad (5.51.c.)$$

(5.51.c.) den biyelin açısal hızı bulunur.

$$W_3 = \frac{W_k OA \cos(I)}{AB \cos(\beta)} \quad (5.51.d.)$$

İvme eşitlikleri ise şöyle ifade edilir:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} = \vec{a}_{An} + \vec{a}_{At} + \vec{a}_{BA_n} + \vec{a}_{BA_t} \quad (5.52.)$$

n indisi ile gösterilen normal, t indisi ile gösterilen teğetsel ivmelerdir. (5.52.) deki ivme değerleri, (5.51.d.)'nin kullanılmasıyla şunlar olacaktır.

$$\vec{a}_{An} = (w_k \vec{k})^2 O\vec{A} \quad (5.52.a.)$$

$$\vec{a}_{At} = 0 \quad (5.52.b.)$$

$$\vec{a}_{BA_n} = (w_3 \vec{k})^2 A\vec{B} \quad (5.52.c.)$$

$$\vec{a}_{BA_t} = \alpha_3 \vec{k} A\vec{B} \quad (5.52.d.)$$

Son dört eşitlik ise (5.52) de yerlerine yazılarak şu şekli alacaklardır.

$$\vec{a}_B = (w_k \vec{k})^2 O\vec{A} + (w_3 \vec{k})^2 A\vec{B} + \alpha_3 \vec{k} A\vec{B} \quad (5.52.e.)$$

$$\vec{a}_B = (w_k \vec{k})^2 (O\vec{A}\cos(I) (\vec{i}) + O\vec{A}\sin(I) (\vec{j})) + (w_3 \vec{k})^2 (A\vec{B}\cos(\beta) (-\vec{i}) + A\vec{B}\sin(\beta) (-\vec{j})) + \alpha_3 \vec{k} (A\vec{B}\cos(\beta) (-\vec{i}) + A\vec{B}\sin(\beta) (-\vec{j})) \quad (5.52.f.)$$

$\vec{j}$  doğrultusunda ivme sıfır olduğundan:

$$a_B = -w_k^2 O\vec{A}\sin(I) + w_3^2 A\vec{B}\sin(\beta) - \alpha_3 A\vec{B}\cos(\beta) = 0 \quad (5.52.g.)$$

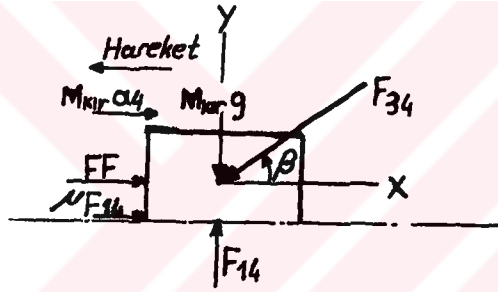
Buradan biyelin açısal ivmesi şu olur:

$$\alpha_3 = (-w_k^2 O\vec{A}\sin(I) + w_3^2 A\vec{B}\sin(\beta)) / (A\vec{B}\cos(\beta)) \quad (5.52.h.)$$

(5.52.h.) nin (5.52.f.) de değerlendirilmesiyle 4 nolu uzvun doğrusal ivmesi bulunur.

$$a_4 = -W_k^2 OA \cos(I) + W_3^2 AB \cos(\beta) + \alpha_3 AB \sin(\beta) \quad (5.52.i.)$$

Yataklardaki sürtünme kuvvetinin, levhanın yatayla yaptığı açıyla değişmediği varsayımıyla Şekil 26.'de piston (hareketli kırıcı levha) için denge denklemleri yazılarak biyel pimlerinde etkili ( $F_{34}$ ) mafsal kuvveti bulunur.



Şekil 26. Kırıcı Levhanın Hareket İncelemesi.

- $M_{kır}$  : Hareketli kırıcı levhanın kütlesi (kg)
- $g$  : Yerçekimi ivmesi ( $m/sn^2$ )
- $FF$  : Toplam fıstık direnç kuvveti (N)
- $F_{14}$  : Tepki kuvveti (N)
- $\mu$  : Kırıcı levha-yatak sürtünme katsayısı (-)
- $F_{34}$  : Biyel pimlerinde etkili mafsal kuvveti (N)
- $T_k$  : Krank milinde etkili tark (N-m)
- $G_k$  : Kırıcı tahrik motorunun gücü (W)

$$\sum F_x = FF + \mu F_{14} - M_{kır} a_4 - F_{34} \cos \beta = 0 \quad (5.56.)$$

$$\sum F_y = F_{14} - M_{kır} g - F_{34} \sin \beta = 0 \quad (5.57.)$$

(5.57.) den  $F_{14}$  tepki kuvveti bulunur.

$$F_{14} = M_{k1r} g + F_{34} \sin \beta \quad (5.57.a.)$$

(5.57.a) (5.56.) da yerine yazılmasıyla ve pistonun ileri gitmesinde ve geri gelmesinde kırma yapılması nedeniyle FF fısırtık direnç kuvvetinin işaret değiştirmesi dikkate alınırsa  $F_{34}$  mafsal kuvveti şu şekli alır:

$$F_{34} = (\mp FF \mp \mu M_{k1r} g - M_{k1r} a_4) / (\cos \beta \pm \mu \sin \beta) \quad (5.58.)$$

Verilen eşitlikte üst işaretler krank açısının (I) yüzseksen dereceden büyük olması durumunu belirtmektedir. Krank milinde etkili tork ( $T_k$ ) şudur:

$$T_k = F_{34} \sin (I - \beta) OA \quad (5.59.)$$

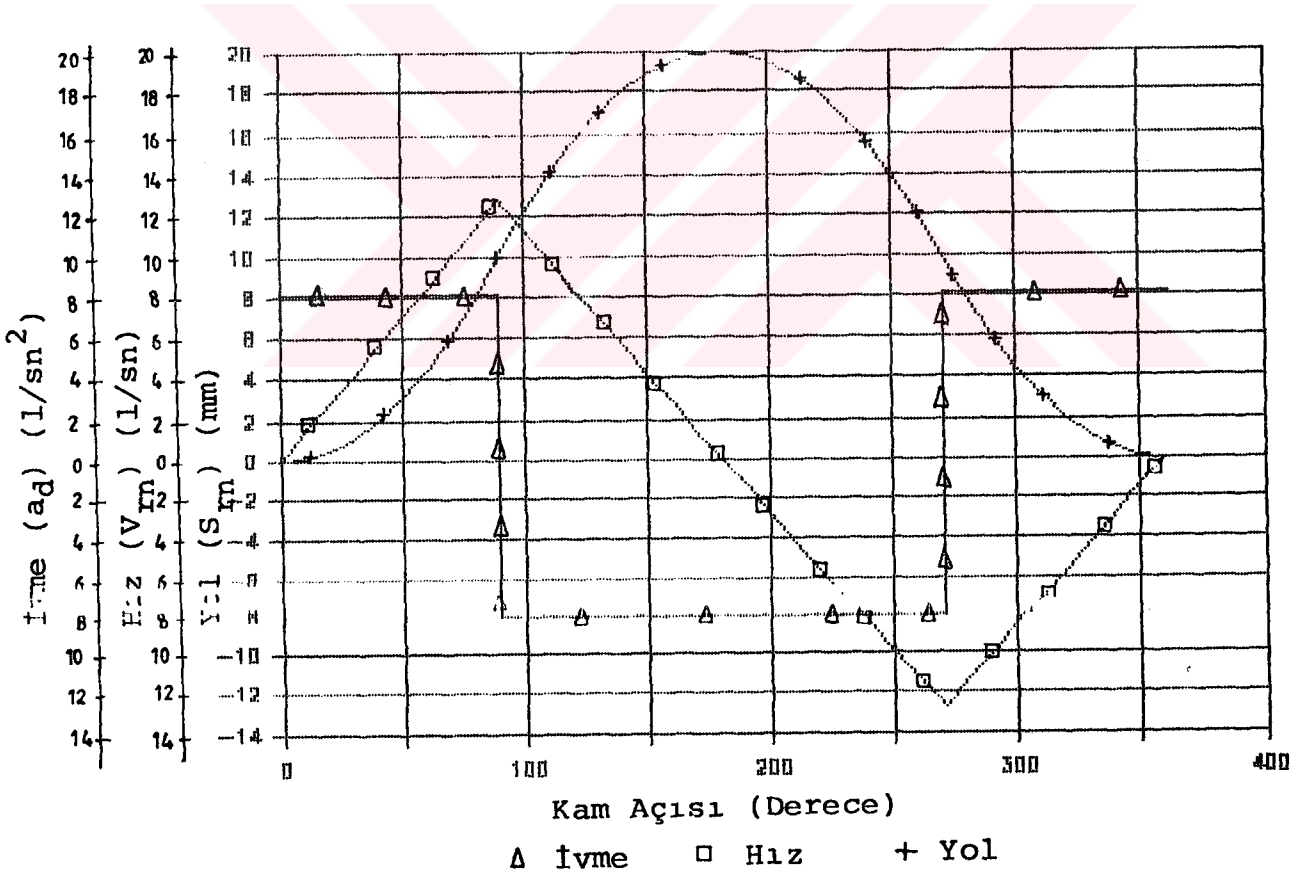
Tahrik motorunun gücü ise (5.60.) nolu eşitlikte hesaplanmaktadır.

$$G_k = T_k \omega_k \quad (5.60.)$$

## 6. SAYISAL SONUÇLAR VE DENEYLER

### 6.1. Besleyici Hareketi

Yüreğin toplam yerdeğiştirmesi ( $S_0$ ) 20 mm, boru-yerfıştığı-sürtünme katsayısı ( $\mu$ ) 0,75 olarak saptanmış ve (5.5.h.) nolu eşitlikten yüreğin dönme hızı ( $W$ ) 287,70 dev/dak bulunmuştur. Buna göre besleyicinin ağıya bağlı ivme (5.5.a., 5.6.a., 5.7.a.), hız ve deplasman (5.11.' den 5.13.a.'ya kadar olan) miktarlarını ifade eden eşitlikler EK-1'deki bilgisayar proğramı yardımıyla Şekil 27.'daki eğrilere dönüştürülmüştür.

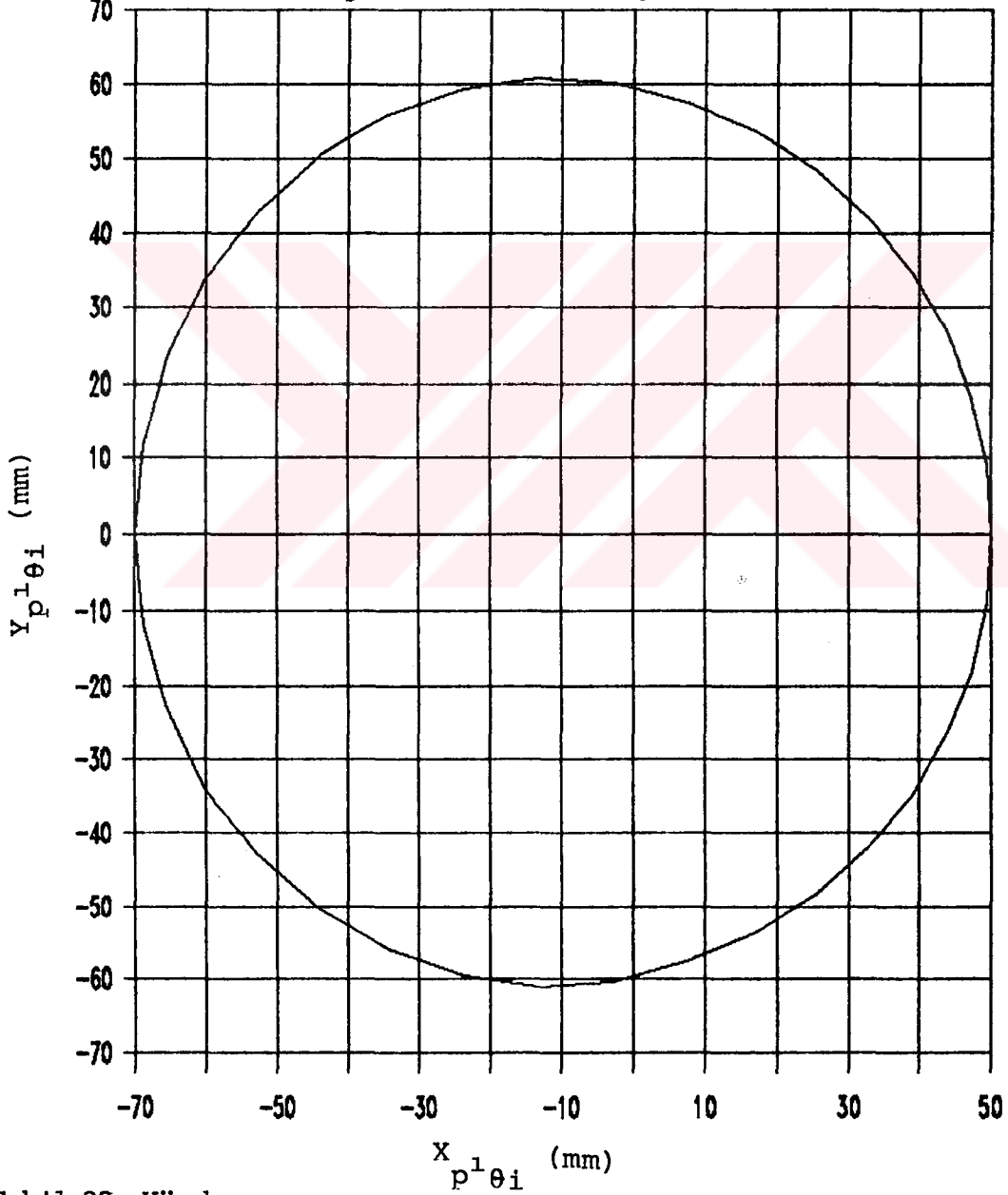


Şekil 27. Besleyicinin İvme-Hız-Deplasman Miktarlarının Yüreğin Dönme Açısı ile Değişimi.



## 6.2. Yürek Profili

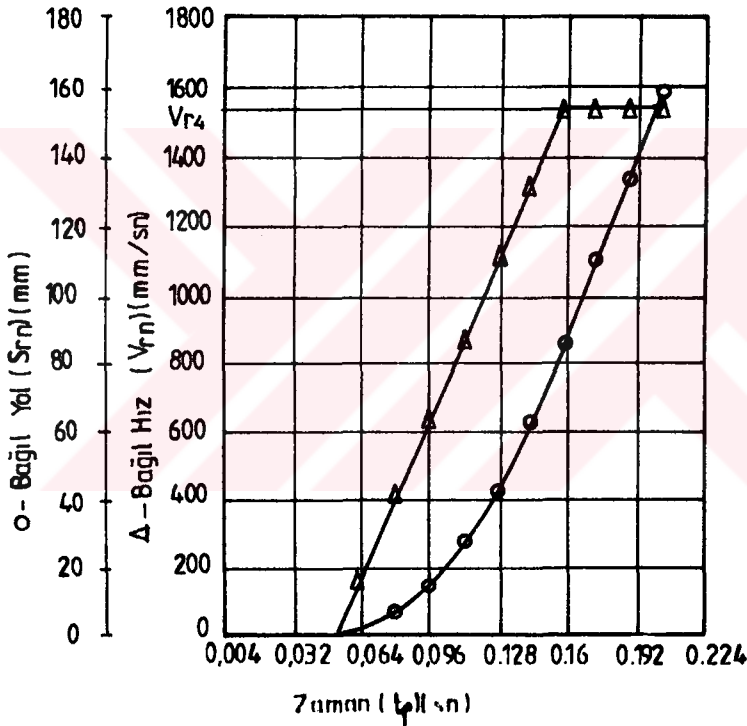
Yürek profili içerisine çizilebilecek en küçük dairenin yarı çapının (R1) 50 mm, rulman yarı çapının (R2) 7,5 mm alınmasıyla (5.14.) den (5.20.)'ye kadar olan eşitlikleri esas alan EK-1'deki program yardımıyla yürek profilinin koordinatları hesaplanmıştır. Elde edilen yürek Şekil 28.'de görülmektedir. (ölçek 1:1)



Şekil 28. Yürek

### 6.3. Bir Tek Yerfıstığı'nın Besleyiciden Çıkıştaki Hızı

(5.21.) nolu eşitlikten yüreğin  $90^\circ$  dönmesi için geçen zaman ( $t^*$ ) 0,052 sn bulunmuştur. Buna göre fıstığın bağıl hız ( $V_{r4}$ ) ve bağıl yol ( $S_{r4}$ ) bağıntıları (5.26. dan 5.28.a.'ya kadar olan eşitlikler) Şekil 29.'deki eğrilere indirgenmiştir. Şekil 29.'den 120 mm uzunluğundaki boruyu fıstığın  $t_f = 0,182$  sn'de katettiği saptanır. Bu zamana karşı gelen fıstık bağıl hızı ise ( $V_{r4}$ ) 1530,36 mm/sn olur.

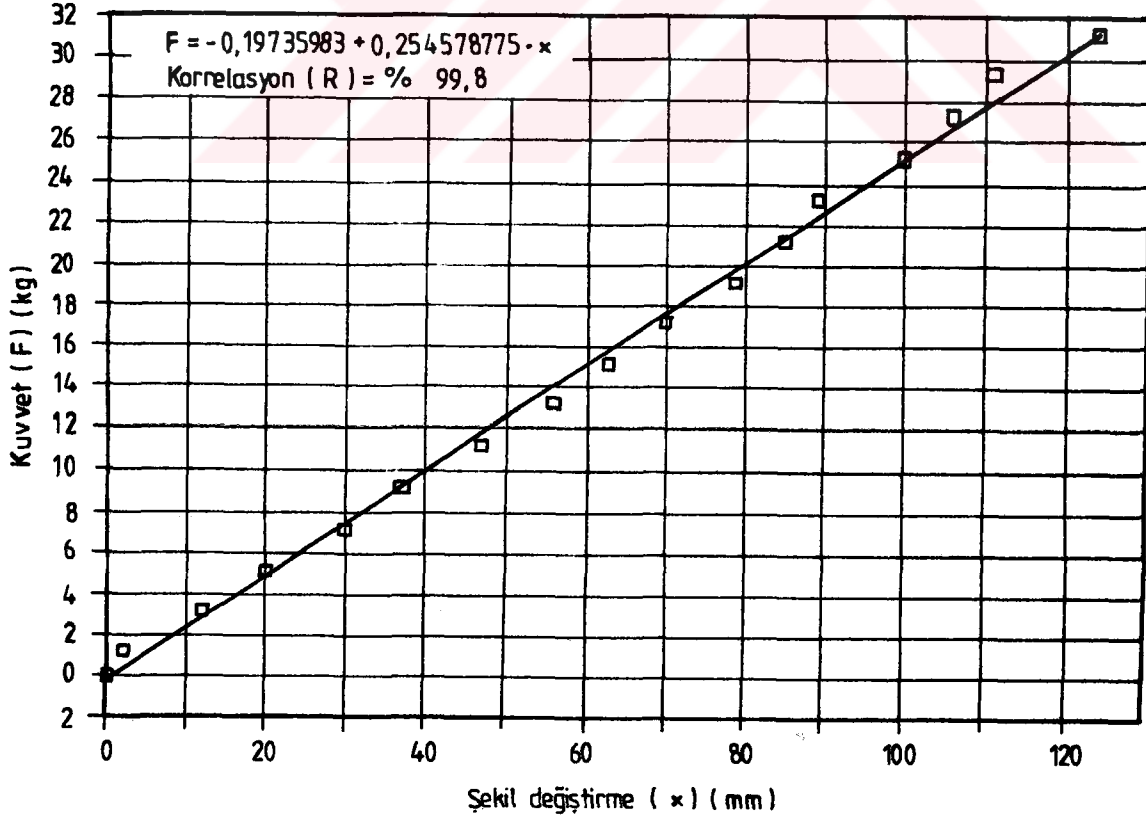


Şekil 29. Fıstığın Bağıl Hızının ve Bağıl Yolunun Zamana Göre Değişimi.

(5.10.a.) nolu eşitlikten fıstığın borudan çıkışına dek geçen süreye (0,182 sn) karşı gelen yürek açısı  $314,17^\circ$  bulunur. Bur açıdaki boru hızının ise Şekil 27.'dan  $-192,20$  mm/sn olduğu çıkarılır. Fıstığın mutlak hızı ise ( $V_f$ ) 1338,16 mm/sn olarak saptanır.

#### 6.4. Yay Hesabı

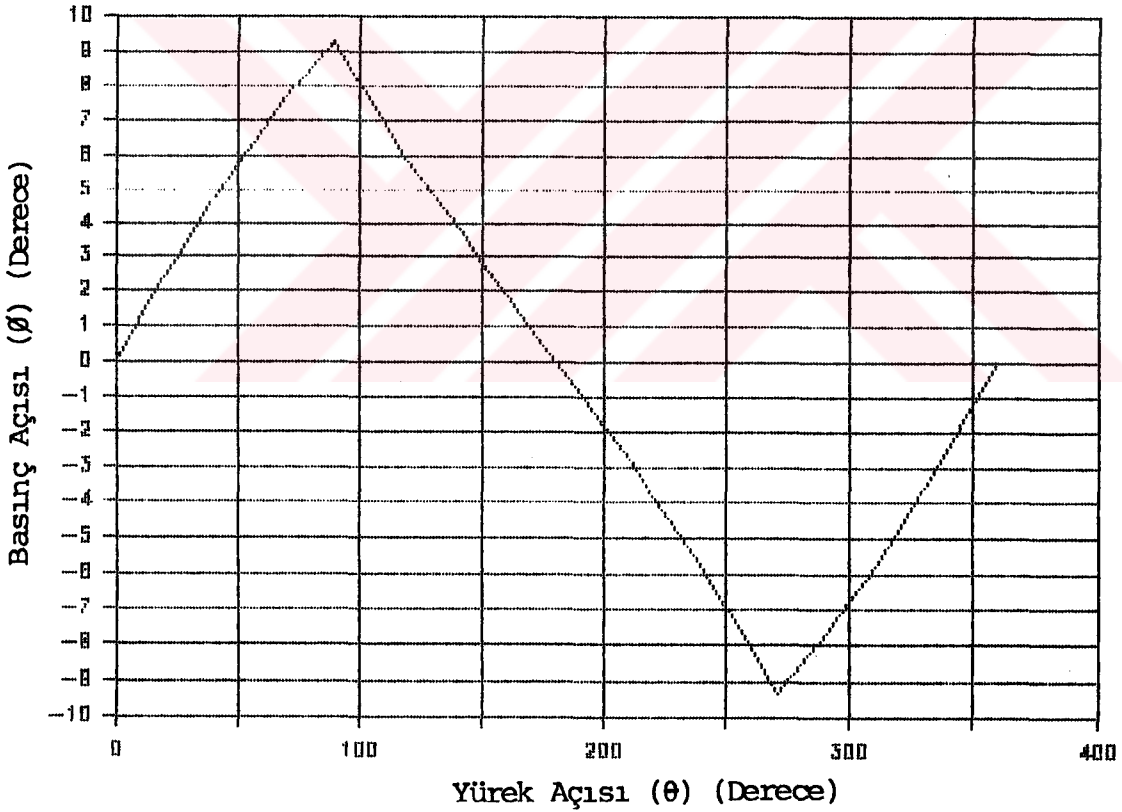
Besleyici depo ağırlığının imalattan 6 daN olmasından, yay kuvvetinin güvenli değeri 25 daN alınmıştır. Yay şekil değiştirmesi, ön sıkıştırmadan ( $\delta$ ) 10 mm olmak üzere toplam 30 mm 'dir. Buna göre (5.29.) bağıntısından yay katsayısı (k) 0,83 daN/mm dir. İç sarım çapının ( $D_i$ ) 16 mm, çalışma gerilmesi emniyet katsayısının ( $\nu$ ) 1,5 seçilmesi ve tel çapı (d) nin başlangıç değerinin 2 mm alınmasıyla üçüncü iterasyon sonunda son değer 3,25 mm olarak hesaplanmıştır. Buradan güvenli gerilme ( $T_{em}$ ) 66,79 daN/mm<sup>2</sup>, ortalama sarım çapı (D) 19,22 mm, etkili sarım sayısı (N) 12, yay adımı (P) 5mm elde edilmiştir. Kuramdan hesaplanan yayı olanaksızlıklardan ötürü imal ettirmek mümkün olmadığından şu özellikteki yay sanayi'den hazır alınarak kullanılmıştır. Yayın kuvvet-şekil değiştirme eğrisi Şekil 30.'da görülmektedir. Yayın diğer ölçüleri ise şunlardır;  $D_i = 25$  mm,  $d = 2,5$  mm,  $N = 20$ ,  $P = 10$  mm' dir.



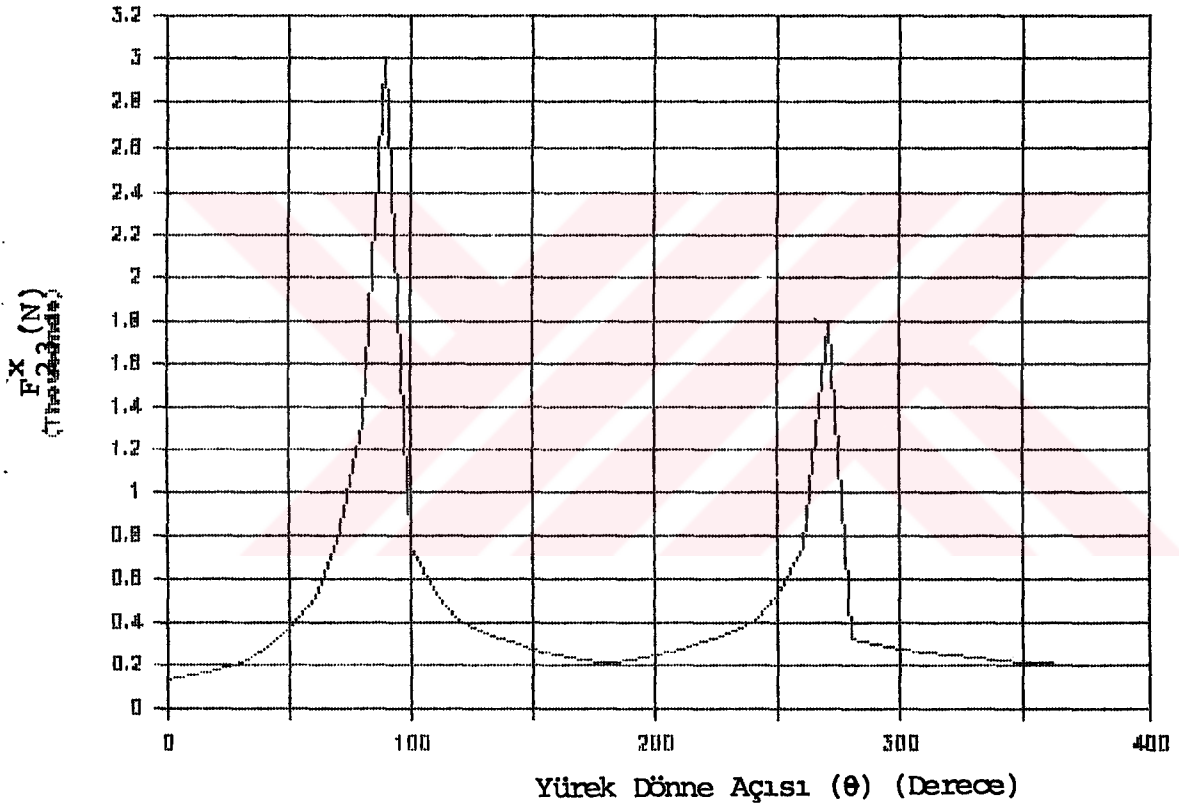
Şekil 30. Kullanılan Yayın Kuvvet-Şekil Değiştirme Eğrisi.

### 6.5. Besleyici Tahrik Motoru Gücü

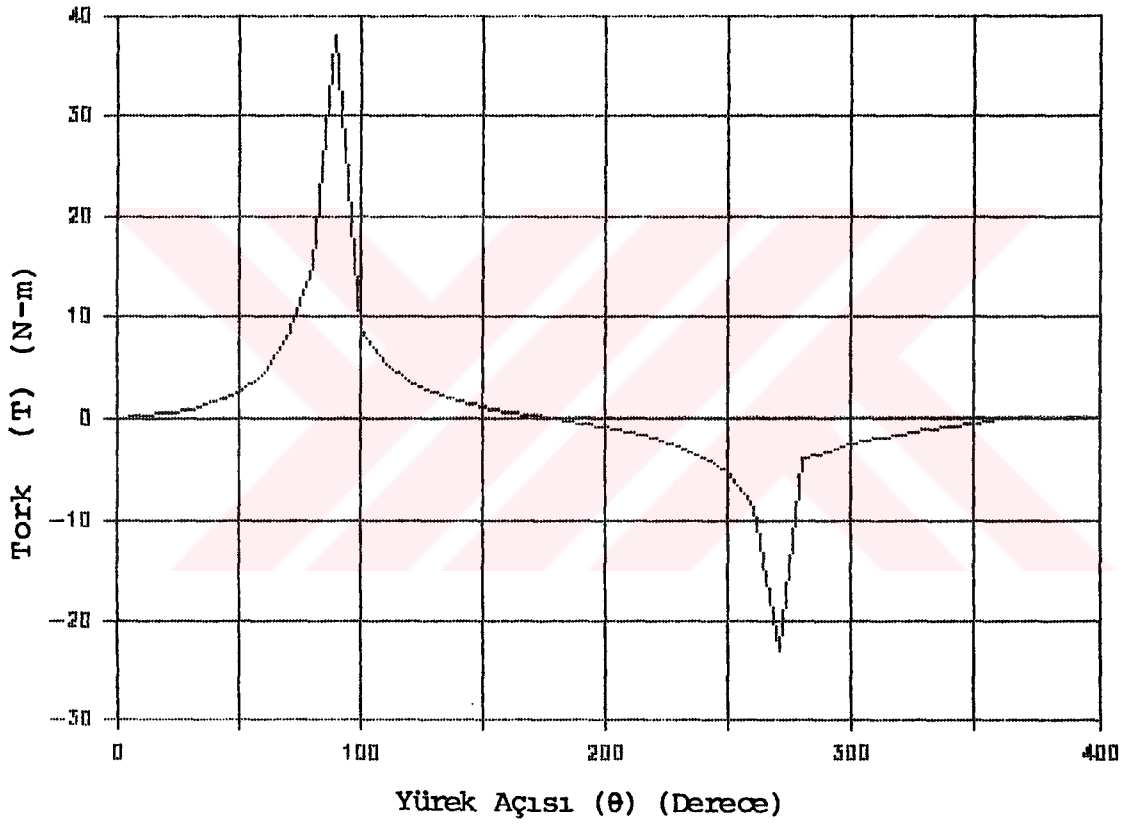
(5.17.), (5.43.) ve (5.44.) nolu eşitlikleri esas alan EK-2' deki program yardımıyla basınç açısı ( $\theta$ ) kam yüzeyi- rulman temas noktasındaki kuvvetin X doğrultusundaki değeri ve kam milindeki etkili torkun yüreğin dönme açısına göre değişimleri sırasıyla Şekil 31., Şekil 32., ve Şekil 33.'de verilmiştir. Buna göre (5.46.) nolu eşitlik ve Şekil 33.' de tahrik motorunun gücü 1,2 KW olmaktadır.



Şekil 31. Basınç Açısının Yüreğin Dönme Açısına Göre Değişimi.



Şekil 32.  $F_{23}^x$  Kuvvetinin Yüreğin Dönme Açısına Göre Değişimi.



Şekil 33. Kam Milindeki Etkili Torkun Yüreğin Dönme Açısına Göre Değişimi.

#### 6.6. Kırıcı Pimlerin Boyut ve Konumları

8 mm çapında 18,5 mm yüksekliğindeki demir çubuklar her iki levha üzerine de yerfıstığının hareketi doğrultusunda 35 mm aralıkla 6 tane ve ona dik doğrultuda 26,5 mm aralıkla 18 tane olmak üzere toplam 108 adet çubuk yerleştirilmiştir.

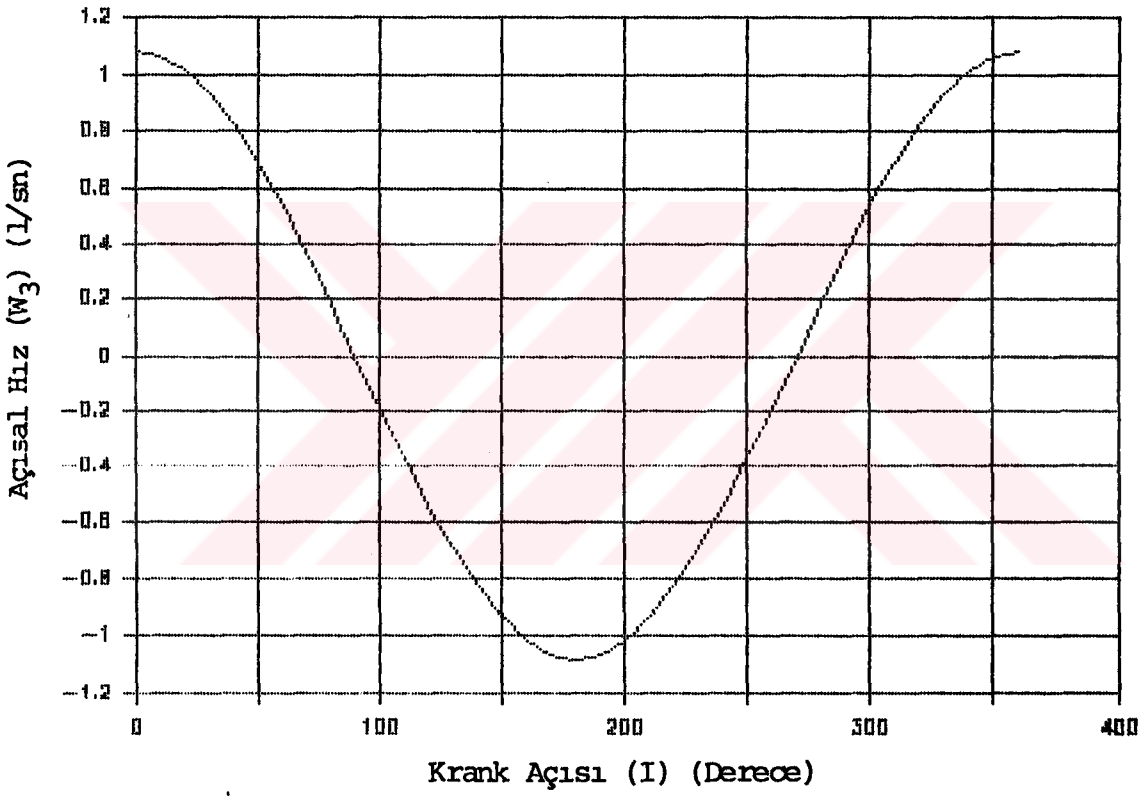
#### 6.7. Krank Devri

Kırıcı levha-yerfıstığı sürtünme katsayısının ( $\mu$ ) 0,44 ve kırıcının yatayla yaptığı açının besleyici açısına eşit ( $\gamma = \alpha$ ) olması durumunda (5,47.a.) nolu eşitlikten fıstığın ivmesi ( $a_f$ )  $8209 \text{ mm/sn}^2$  bulunur. Çubuklar arasında hareket halindeki fıstığın son çubuk aralığında ( $U = 192,5 \text{ mm}$ ) kırılması istendiğinde bu mesafenin alınması için geçen zamanın ( $t_f$ ) (5.48.a.) nolu eşitlikten 0,11 sn olduğu saptanır. Buna göre (5.49.)'dan krank devri ( $\dot{W}_k$ ) 136 dev/dk bulunur.

#### 6.8. Kırıcı Tahrik Motoru Gücü

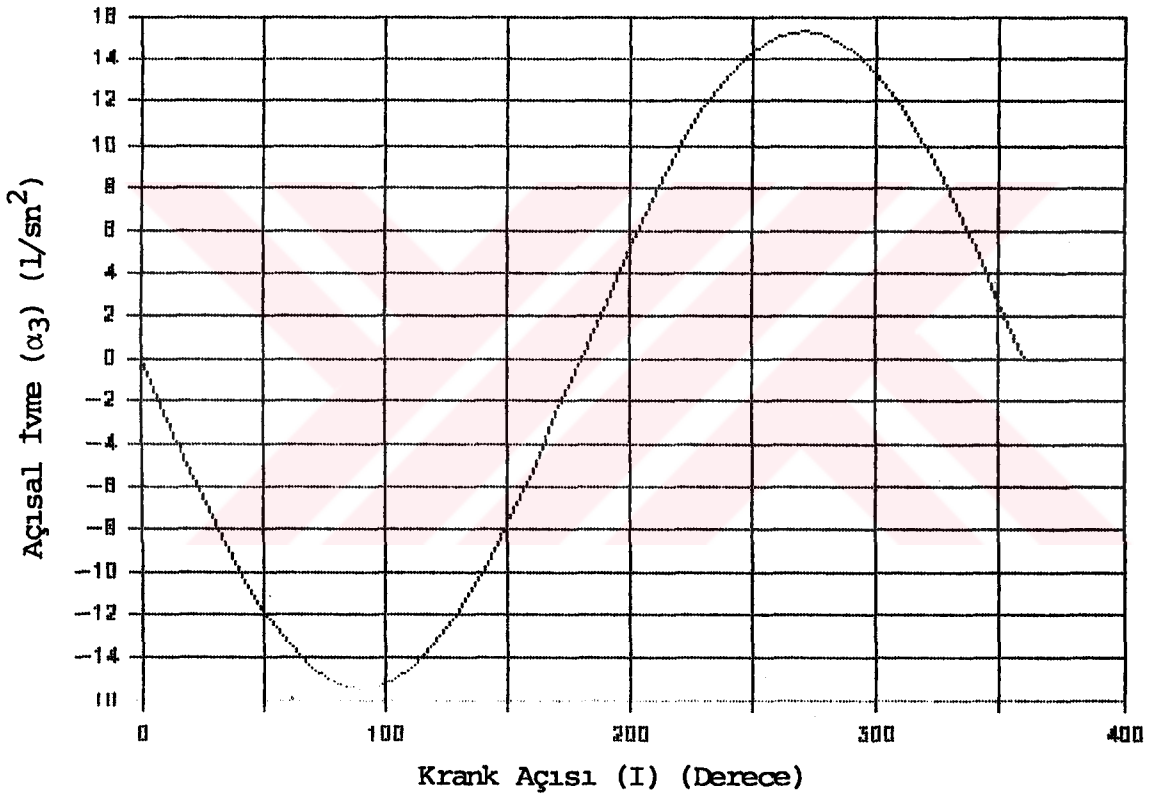
Krank yarı çapı (OA) 13,25 mm, biyel uzunluğu (AB) 175 mm seçildiğinden (5.51.d.), (5.52.h.) ve (5.52.i.) nolu eşitlikler EK-3 programı yardımıyla sırasıyla Şekil 34., Şekil 35. ve Şekil 36.'deki eğriler haline getirilmiştir.

Türden bağımsız olarak bir tek kabuklu yerfıstığının kopma kuvvetinin, Çizelge 4.'deki kopma kuvveti değerlerinin aritmetik ortalaması alınarak, 4.86 kg olduğu hesaplanacaktır. Yerfıstığı hareketi doğrultusunda 17 aralıkta uzunlamasına üçer sıra fıstık olmak üzere toplam 51 adet yerfıstığının kırma anında kırıcı pimler arasında olacağı kabulüyle toplam fıstık direnç kuvveti (FF) 2400 N olmaktadır. Kırıcı levha-yatak sürtünme katsayısı ( $\mu$ ) 0,44, imalattan kırıcı levhanın kütlesi ( $M_{kır}$ ) 14 kg olduğundan EK-3'de verilen program yardımıyla biyel pimlerinde etkili  $F_{34}$  mafsal kuvveti (5.58. nolu eşitlik) ve krank milindeki etkili torkun (5.59. nolu eşitlik) krankın dönme açısına değişimleri Şekil 37. ve Şekil 38.'de sunulmuştur.

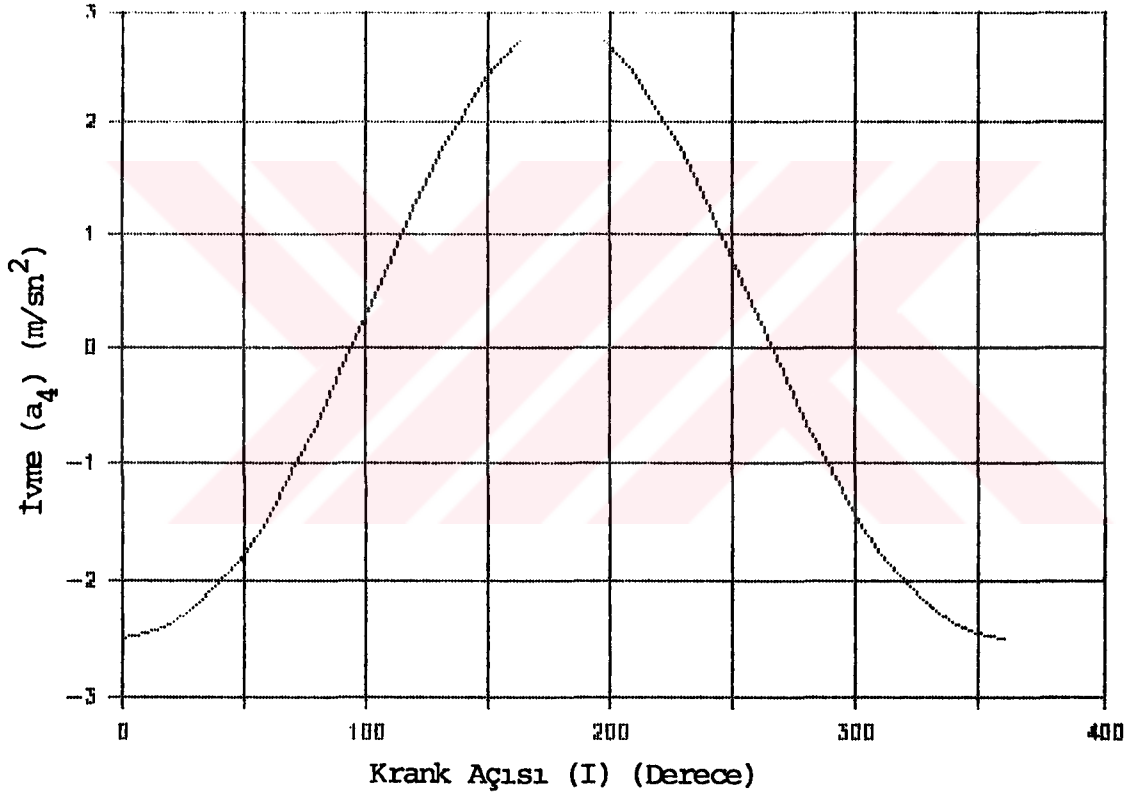


Şekil 34. Biyel Açısal Hızının Krank Açısına Göre Değişimi.

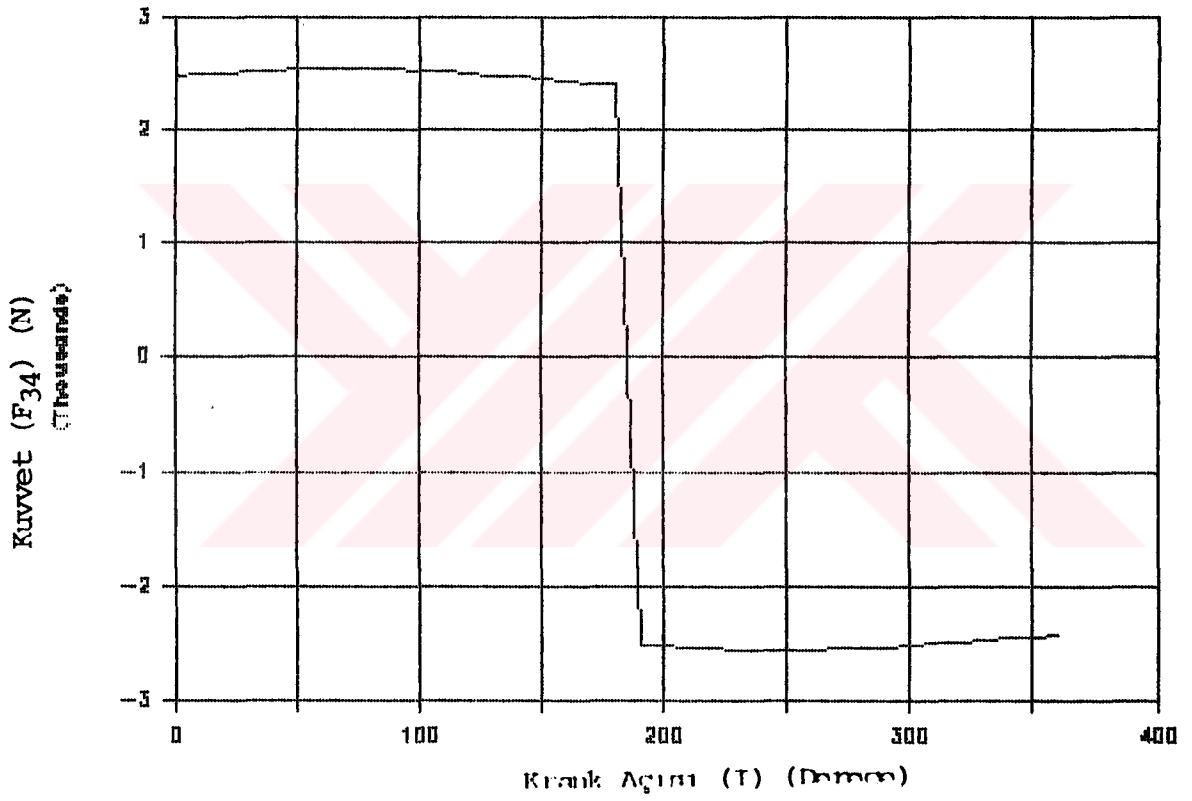




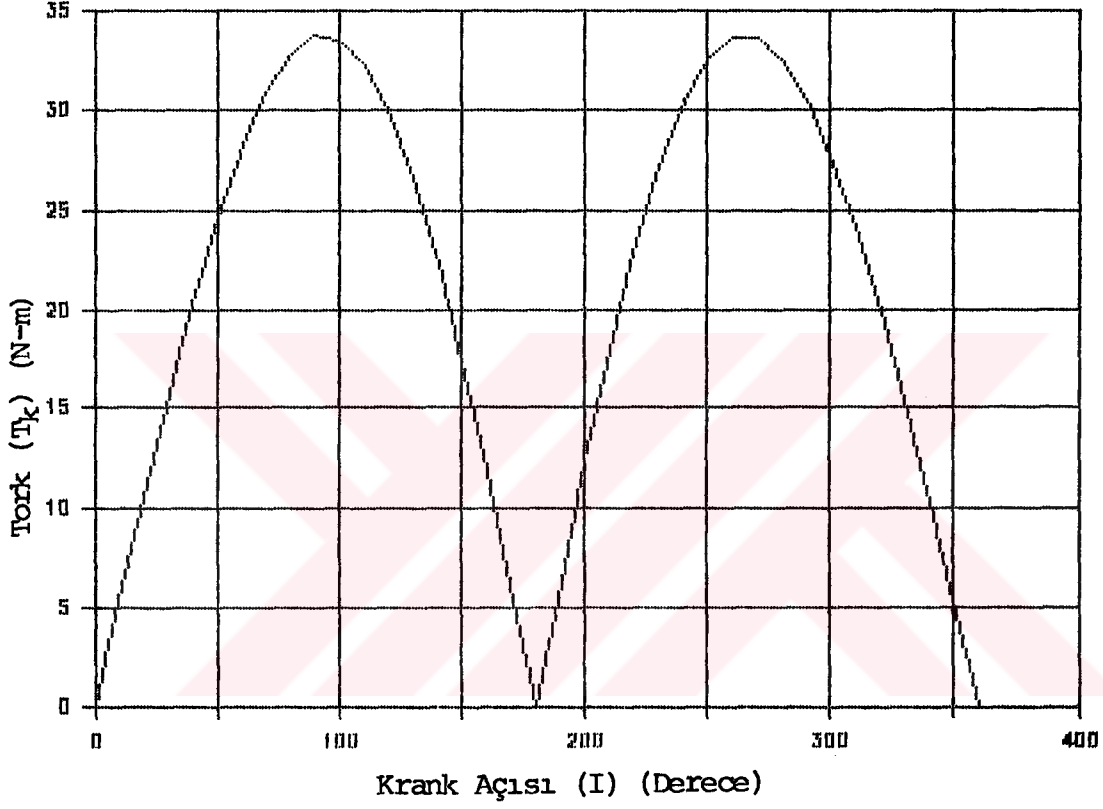
Şekil 35. Biyel Açısal İvmesinin Krank Açısına Göre Değişimi



Şekil 36. Kırıcı Levhanın İvmesinin Krank Açısına Göre Değişimi.



Şekil 37. Biyel Pimlerinde Etkili Mafsal Kuvvetinin Krank Açısına Göre Değişimi.

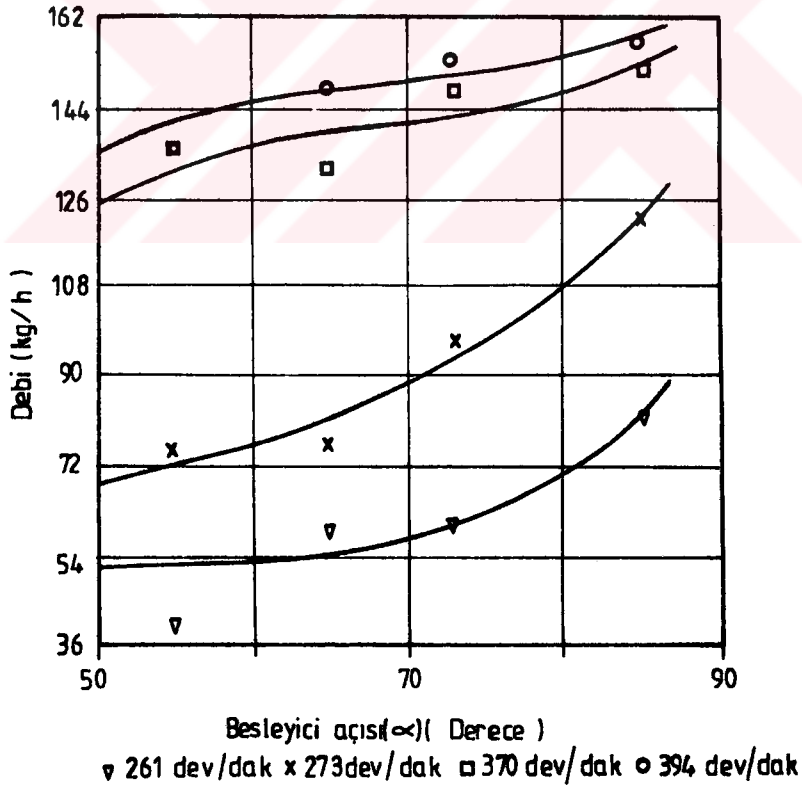


Şekil 38. Krank Milindeki Etkili Torkun Krank Açısına Göre Değişimi.

Şekil 38. ve (5.60.) nolu eşitlikten kırıcı tahrik motorunun gücü 0,5 KW' dır.

### 6.9. Besleyici Deneý Sonuçları

Besleyici'de yapılan deneýlerdeki temel amaç tasarlanan sistemin besleme işlevini çeşitli ölçütlere göre denetlenmektedir. Deneýlerde izlenen yol şudur: 190-200-300-400-500'er gramlar halindeki sağlam yerfıstıkları sırasıyla depo içerisine konulduktan sonra tahrik milinin 261-273-370-394 dev/dk'lık dönme hızlarında, boruların yatayla yaptığı aıların 55°-65°-73°-85°'lik değerlerinde besleme zamanı kaydedilmiştir. Her bir yerfıstığı miktarında, dönme hızında ve açıda deneýler ikişer defa tekrarlanmıştır. Bu verilerle Őekil 39.'deki eğriler oluşturulmuştur. Eėrilerden belli devirlere belli debiler karşı geldiği, tahrik milinin dönme hızı ve boruların yatayla yaptığı aının artırılmasıyla debinin de arttığı görülecektir.



Şekil 39. Yürek Tahrik Mili Hızlarında Besleyici Açısı Değişimi.

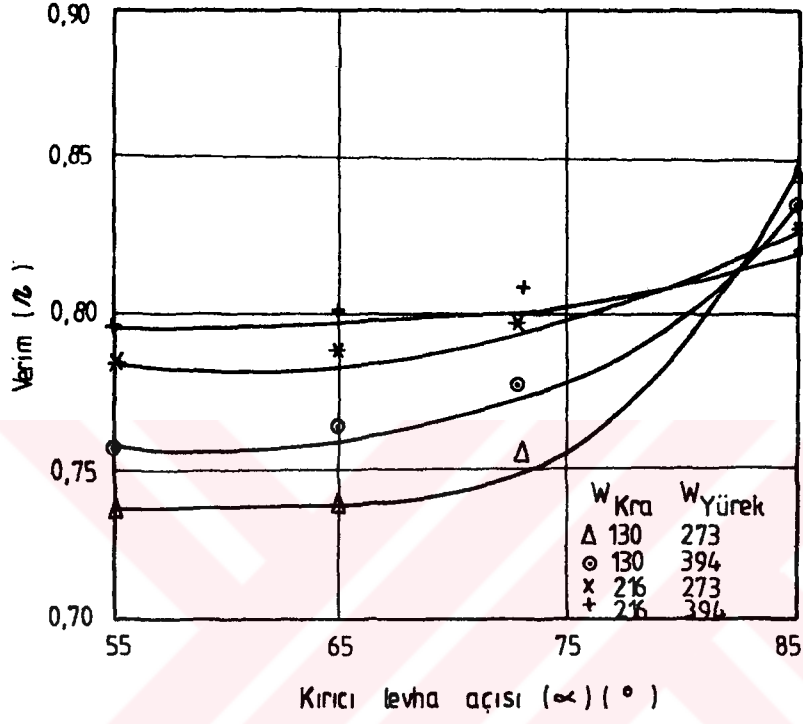
Şekil 39.'de  $\alpha = 85^\circ$  ve 394 dev/dk'da taşınabilen en büyük debi 154,8 kg/h,  $\alpha = 55^\circ$  ve 261 dev/dk'da ise en küçük debi 50,4 kg/h değerindedir.

Besleyici tahrik mili dönmeye başladığında depo içerisindeki yerfıstıkları kütle halinde yukarıya doğru sıçramakta; sıçradıkları en üst noktadan serbest düşme yaparak uzunluğuna konumda boru içlerine girmektedirler. Borulardaki akışın sürekli olduğu ve borudan çıkan kabuk-yerfıstıklarında hasar olmadığı gözlemlenmiştir.

#### 6.10. Kırıcı Deney Sonuçları

Kırıcı deneyleri besleme deneylerindeki parametrelerle birlikte çubuk uçlarının meydana getirdiği düzlemin karşı levhadan uzaklığının 8-10-12 mm'lik değerlerinde, krankın 130 ile 216 dev/dk'luk dönme hızlarında yapılmıştır. Çubuk uç düzlemi-levha aralığının 12 mm olduğu zaman diğer iki değere göre zedeli iç oranının azaldığının görülmesinden ötürü kırma deneyleri bu aralık (12 mm) sabit tutularak sürdürülmüştür. Deneyler en az ikişer defa tekrarlanmıştır. Kırma sonunda elde edilen zedelenmemiş iç ağırlığının, zedeli ve zedesiz içlerin ağırlıkça toplamına oranı sistem verimi olarak tanımlanmıştır. Bu tanıma göre elde edilen verim eğrileri Şekil 40.'da topluca sunulmuştur. Bu eğrilerden kırıcı levhanın yatayla yaptığı açının  $85^\circ$  olması halinde, krank devri ve yürek devrinden etkilenmeyen % 80'nin üzerinde bir kırma verimi olduğu; kırıcı levha açısının azalmasıyla verimin düştüğü görülecektir.

Deneyler sonunda kırılan yerfıstıkları incelendiğinde kabuklar genelde şak düzleminden ayrılmış, kırılmış içler ise genellikle şak olmuş parçalar şeklinde görülmüştür. Ç.Ü., Ziraat Fak. Tarla Bitkileri Bölümünde yaptırılan çimlenme deneyleri sonunda zedesiz tüm tanelerin % 97'sinin çimlendiği saptanmıştır.



Şekil 40. Krank ve Yürek Tahrik Mili Hızlarında Krank Açısı Verim Değişimi.

## 7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

### 7.1. Sonuçlar

Bu araştırmada, bölgemizde yoğun bir şekilde tarımı yapılan yerfıstığının kırılması problemi ele alınmıştır. Yerfıstığı türleri (TS-310) ile yapılan deneylerde bazı fiziksel ve mekanik özellikleri belirlenmiş; eğilme momentleri altındaki kırılma davranışları gözlemlenmiştir. Bu verilerle yerfıstığını yeni bir yöntemle kıracak düzeneğin tasarımı gerçekleştirilmiştir.

İmal edilen düzenekte elde edilen sonuçlar şöyle özetlenebilir:

1. Kırıcı levhalar arası uzaklık 30.5 mm'dir.
2. Besleyici ve kırıcıyı içine alan düzlemin normal yatay doğrultu ile 5°'lik dar açı yapmaktadır.
3. Tahrik mili hızları:

Yürek için, kuramsal 288 dev/dk, deneysel 273 dev/dk ;krank için, teorik 136 dev/dk, deneysel 130 dev/dk bulunmuştur.

4. İmal edilen makinanın en iyi sistem verimini veren besleme hızında işleme kapasitesi 122 kg/h'dir.

5. Elde edilen deney sonuçlarına göre ortalama verim % 84'dür.

6. Sistemden çıkan zedesiz içlerin % 97'si çimlenmiştir.

### 7.2. Öneriler

İmalatı gerçekleştirilen makina laboratuvar şartlarında yapılmıştır. Düzeneği iyileştirmek için getirilecek öneriler şöyle sıralanabilir:

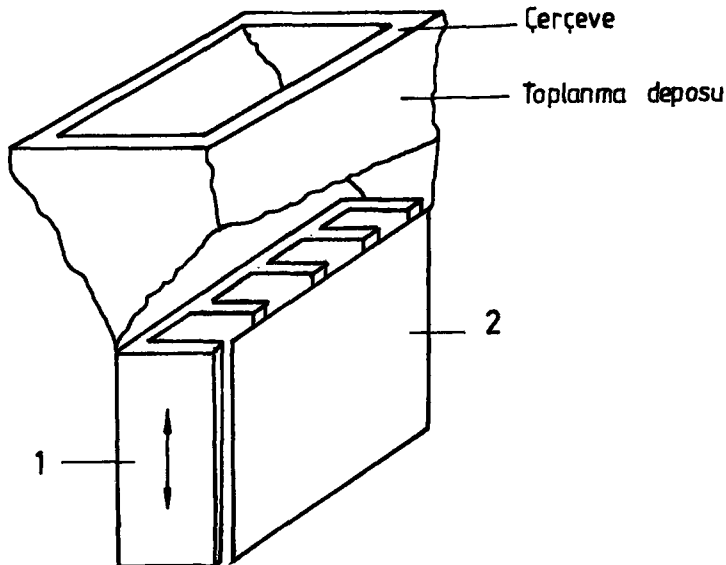


1. Besleyici deposunun, içindeki yerfıstığı yığılı ile titreştirilmesi yerine, anılan depo üzerine yerleştirilecek debi ayarlayıcısı yardımıyla kanallar içine uzunlamasına isabet edecek yerfıstığı sayısı artırılabilir. Böylelikle birikme, yığılma ve gecikme olmadan beslenen yerfıstıkları kırıcıya istendiği bir biçimde sevk edilmiş olacaktır. Öte yandan debi ayarlayıcısının mili tahrik sorunu, yürek mili üzerinden kolaylıkla karşılanabilecektir.

2. Besleyici borularının daha hafif bir malzemeden (Plastik, alüminyum v.b. gibi) yapılmasıyla besleyici kütlesi azaltılmış, dolayısıyla besleyici mili tahriğinde güç gereksinimi düşürülmüş olacaktır.

3. Boru sayısının ve depo hacminin uygunca artırılmasıyla kapasite büyütülebilir.

4. Yerfıstığının çap, boy ve biçimine göre sınıflandırılması gerekmektedir. Çapına ve biçimine göre sınıflandırma yapılması, besleme borularında tıkanmaları önleyecektir. Boya göre sınıflandırma ise çubuklar arasında yerfıstıklarının mesnetlenmesini sağlayacaktır. Böyle bir sınıflandırmayı yapacak, Şekil 7.1.'de görülen, bir düzeneği önerilebilir.



Şekil 7.1. Önerilen Sınıflama Düzeneği.

Burada: Üst kısmı bir çerçeve ile askıya alınmış üç yüzü kapalı, diğer yüzünün kanallara yakın kısmının bir bölümü açık ( açıklık bir fıstığın çapının 1,5 katı kadar) esnek malzemeden (deri, lastik v.b. gibi) yapılmış toplanma deposu; belli miktarlarda içine dökülen yerfıstıklarının sınırlı hacim içinde kalmalarını sağlamaktadır. Bu hacim içerisine giren yerfıstıklarından kanal kesitine (Kanal kesiti istenilen fıstık çapı kadar) uyan ve kanallara isabet edenler oluklardan geçerek aşağıya dökülecektir. Kanalların girişinde kalan yerfıstıkları ise hareketli levhanın (1 numaralı parça) aşağıya hareketinde çap denetimine uğrayacak; uygun çapta değilse bu levhanın yukarı hareketinde dışarı atılacaktır. Bir ve iki numaralı parça sağ malzemelerden olup hareketli parça yürek (kam) veya krank-biyel mekanizması aracılığıyla titreştirilebilir. Toplam yerdeğiştirme ve kanalların uzunluğu ortalama bir fıstık boyu kadar alınabilir.

## ÖZET

Türkiye yerfıstığı üretiminin tamamına yakını Akdeniz Bölgesinde, Adana, İçel, Hatay ve Antalya il veya ilçelerinde yapılmaktadır. İşlenmiş ve ham yerfıstığı ürünleri arasında gözlenen açık fiyat farkı, bu ürünün ekonomik bakımdan değerlendirilmesinde teknoloji girdisinin önemini işaret etmektedir. Hasat edilmiş yerfıstığını tohumluk, çerezlik ve yağlık gibi çeşitli biçimlerde kullanabilmek onun uygun bir şekilde kırılmasını gerektirir. Bu gerek en hızlı kırma makinalarıyla yerine getirilebilir.

Yerfıstığı kırma makinaları üzerine literatür taraması yapılmış ulaşılan kaynaklardan hiçbirinde iki ucundan eğilme momentleri uygulanmasıyla kırılmasını gerçekleştiren bir düzeneğe rastlanmamıştır.

Bu çalışmada temizlenmiş ve sınıflandırılmış yerfıstıklarının yeni bir yöntemle kıran bir düzeneğin tasarlanması amaçlanmıştır. Bu amaçla önce boyut sınıflaması yapılmış 'TS-310 'da yer alan Anamur, Antalya, Osmaniye, Silifke türü yerfıstıklarının küme içerisinde en sık karşılaşılan orta boy yerfıstığı örnekleri üzerinde eğilme deneyleri yapılarak kırılma davranışları gözlemlenmiş ve bazı mekanik özellikleri saptanmıştır. Sonra deney verileriyle çizilen kuvvet-şekil değiştirme eğrileri ve deney sırasındaki gözlemlerin ışığı altında yerfıstıklarının ortasından yada uçlarından etkili eğilme momentleriyle kırılacağı belirlenmiştir.

Bu esasa göre kırma işlemini gerçekleştirecek düzenek besleyici ve kırıcı olmak üzere iki ana parça şeklinde tasarlanmıştır. Besleyici bir yürek-yay mekanizması aracılığıyla titreştirilen bir depo ve ona kaynaklı bir düzlem içinde yanyana sıralanmış borular kümesinden oluşmaktadır. Besleyicinin görevi yerfıstıklarının uzun eksenleri boyunca kırıcı levhalar üzerindeki çubuklar arasına sevkettirir.

Yürek profilinin belirlenmesi amacıyla ivmeli eğik düzlem üzerinde yerfıstığının hareketi incelenmiştir. Yay tasarımı yapılmış; besleyici tahrik mili güç gereksinimi hesaplanmıştır .

Besleyici borularından çıkan fıstığın hareketi sabit eğik levha üzerinde incelenerek krank devri belirlenmiştir. Bilinen krank devrine bağlı olarak krank mili tahrik motorunun gücü hesaplanmıştır.

Düzenek üzerinde çeşitli parametrelere göre besleme ve kırma deneyleri yapılmış, kırma veriminin yüksek olduğu değerler şöyle bulunmuştur: Besleyici-Kırıcı yataya göre  $85^{\circ}$ 'lik konumda, levhalar arası uzaklık 30,5 mm' iken besleyici ve kırıcı tahrik milleri sırasıyla 273 dev/dk ve 130 dev/dk'lık hızlarda dönmektedir.

Kırma sonunda elde edilen zedesiz içler çimlenme deneylerine tabi tutularak zedesiz tüm tanelerin % 97'sinin çimlendiği saptanmıştır. Bu sistemin diğer sistemlere göre iyi yanı çıkan içlerin tohumluk olarak kullanılabilir olmasıdır. Sistemin iyileştirme bekleyen yanları debinin düşük oluşu ve yarfıstığı sınıflandırmasının sisteme girmeden önce özenle yapılması şeklindedir.

## SUMMARY

Most of the Peanut production of Turkey comes from its Mediterranean region, especially from Adana, İçel, Hatay and Antalya provinces. An apparent price difference observed between the raw and processed peanuts points to the significance of the technological input in the economical evaluation of this product. In order to use harvested peanuts in the forms of seed, oil and simple eating, it is necessary that it be shelled. This necessity is fulfilled most rapidly through shelling machinery.

References on peanut shelling machinery have been reviewed and this literature survey has shown that no machinery, realizing shelling by applying bending moments at ends are existent.

In this study, the basic aim has been to find a machine which is capable of shelling the classified and cleaned peanuts by means of a new method. To serve the purpose of the study, bending experiments have been carried out with the most frequently encountered medium-size peanut samples out of Anamur, Antalya, Osmaniye, Silifke types, which are contained in Turkish Standards No: 310 (TS-310) and their fracture behaviours have been observed, determining at the same time some important physical and mechanical properties. By means of load v.s. deformation curves drawn and under the light of experiment observations it has been understood that peanut can be shelled through bending moments applied at ends or in the middle.

The unit to operate under the aforementioned principle has been designed to comprise mainly of two Parts: a feeder and a sheller. Feeder consists of a number of pipes welded together to form a plane and of a box driven by a cam mechanism. The task of the feeder is to channel peanuts along their long axes to the sheller through the pipes. Sheller, on the other hand, has two parallel plates on which round bars have been placed according to a certain model. One of the plates is fixed while the other is moved by a slider-crank mechanism.

In order to determine cam profile, peanut motion on the

accelerated slope has been analyzed. Required spring of the cam mechanism has been designed and the power requirement of the feeder drive has been calculated.

The crank revolution has been determined by investigating the motion of the peanuts, discharged out of the pipes, on the constantly inclined plate. The power of the motor needed to drive the crank was computed with the knowledge of the crank revolution.

Miscellaneous feeding and shelling tests have been performed on the set-up by varying several relevant parameters, and the valves leading to high shelling efficiencies have been found as such: the feeder-sheller units being at an inclination of  $85^{\circ}$  with respect to the horizontal, their respective drive shafts are to rotate at 273 rpm and 130 rpm, while the distance between the plates is 30-5 mm.

After the completion of the shelling procedure, all the undamaged kernels have been tested for germination and 97% of them have been observed to sprout: Therefore a major advantage of this system over the others is that shelled peanuts can be used as seedling. What are to be improved concerning the system, are that peanut feed rate is low and that relevant classification is to be done with care before the entrance of the peanuts into the system.

```

OPEN(6,FILE='KADUT',FORM='FORMATTED',STATUS='NEW ')
Bu Program Besleyicinin İvme(AD),Hız(V1),Deplasman(ST) Degerlerini
ve Yürek Profilinin Koordinatlarını(XP,YP) Hesaplar.
R1: Yürek Merkezini Merkez Kabul Eden ve Yürek Profili İçerisine
Çizilebilecek En Büyük Dairenin Yarıçapı (mm)
R2: Yuvarlanma Silindiri(Rulman) Yarıçapı (mm)
S0: Kam Stroku (mm)
I : Yüregın Dönme Açısı
AD: (mm/rad*rad)
V1: (mm/rad)
ST: (mm)
XC: Rulman Merkezinin X Koordinatı (mm)
YC: Rulman Merkezinin Y Koordinatı (mm)
FI: Basınç Açısı
R1=50.
R2=17.5
S0=20.
PI=3.1415927
DO 130 I=0,360,10
T=I*PI/180.
IF(I.GT.90) GO TO 10
AD=4.*S0/(PI*PI)
ST=2.*S0*(T/PI)**2
V1=4.*S0*T/(PI*PI)
GO TO 40
10 IF(I.GT.270) GO TO 20
AD =-4.*S0/(PI*PI)
ST=S0*(-2.*(T/PI)**2+4.*T/PI-1.)
V1=4.*S0/PI*(1.-T/PI)
GO TO 40
20 AD=4.*S0/(PI*PI)
ST=2.*S0*((T/PI)**2-4.*T/PI+4.)
V1=4.*S0/PI*(T/PI-2.)
40 R3=R1+ST+R2
XC=R3*COS(T)
YC=R3*SIN(T)
PC=SQRT(XC*XC+YC*YC)
FI=ATAN(V1/R3)*180./PI
GA=(I-FI)*PI/180.
XP=XC-R2*COS(GA)
YP=YC-R2*SIN(GA)
CA=SQRT(XP*XP+YP*YP)
WRITE(6,12) I,AD,ST,V1,XP,YP,CA
12 FORMAT(I3,2X,6(F7.3,2X))
30 CONTINUE
END

```

OPEN(6,FILE='KKOUT',FORM='FORMATTED',STATUS='NEW ')  
 Bu Program Kam YüzeYi-Rulman Temas Noktasındaki Kuvvetin  
 X Ekseni Doğrultusundaki Değeri(F23X),Basınç Açısı(FI) ve  
 Kam Milindeki Etkili Torku(T) Hesaplar.

EM: Besleyicinin Kütlesi (kg)

GE: Yerçekimi ivmesi (m/sn\*sn)

U1: Yatak-Mil Sürtünme Katsayısı

K : Yay Katsayısı (N/m)

OS: Yaya Verilen Ön Sıkıştırma (m)

AI: Besleyici Borularının Çizgisel ivmesi (m/sn\*sn)

FI: (o)

F23X: (N)

T : (N-m)

Verilen Diğer Büyüklükler MKS Birim Sistemindedir.

EM=6.

GE=9.81

U1=0.47

DL=0.405

R1=0.05

PI=3.1415927

R2=0.0175

K=8300.

SO=0.02

R4=R1+R2

OS=0.01

DO 200 JJ=55,85,10

J=JJ

IF (JJ.EQ.75) J=73

YA=J\*PI/180.

DO 500 I=0,360,10

TE=I\*PI/180.

IF (I.GT.90) GO TO 5

AI=7.3575

V1=4.\*SO\*TE/(PI\*PI)

ST=2.\*SO\*(TE/PI)\*\*2

TFI=V1/(R4+ST)

FI=ATAN(TFI)\*180./PI

BL=R4+ST+0.22

CL=BL+0.04

GO TO 14

5 IF(I.GT.180) GO TO 6

AI=-7.3575

V1=4.\*SO/PI\*(1.-TE/PI)

ST=SO\*(-2.\*(TE/PI)\*\*2+4.\*TE/PI-1.)

TFI=V1/(R4+ST)

FI=ATAN(TFI)\*180./PI

BL=R4+ST+0.22

CL=BL+0.04

GO TO 14

6 IF(I.GT.270) GO TO 7

AI=-7.3575

V1=4.\*SO/PI\*(1.-TE/PI)



```
ST=S0*(-2.*(TE/PI)**2+4.*TE/PI-1.)
TFI=V1/(R4+ST)
FI=ATAN(TFI)*180./PI
BL=R4+ST+0.22
CL=BL+0.04
GO TO 16
7 AI=7.3575
V1=4.*S0/PI*(TE/PI-2.)
ST=2.*S0*((TE/PI)**2-4.*TE/PI+4.)
TFI=V1/(R4+ST)
FI=ATAN(TFI)*180./PI
BL=R4+ST+0.02
CL=BL+0.04
GO TO 16
14 F23X=(K*(OS+ST)+EM*AI-EM*GE*SIN(YA)+U1*EM*GE*COS(YA))*(2.*DL+2.*
&(R4+ST)-CL-BL)/(CL-BL)/(1-U1*TFI*((BL+CL-2.*(R4+ST))/(CL-BL)))
GO TO 20
16 F23X=(K*(OS+ST)+EM*AI-EM*GE*SIN(YA)+U1*EM*GE*COS(YA))*(2.*DL+2.*
&(R4+ST)-CL-BL)/(CL-BL)/(1+U1*TFI*((BL+CL-2.*(R4+ST))/(CL-BL)))
20 T=(R4+ST)*F23X*TFI
WRITE (6,30) J,I,FI,F23X,T
30 FORMAT (I3,2X,I3,2X,3(F11.4))
500 CONTINUE
200 CONTINUE
STOP
END
```

OPEN(6,FILE='K1OUT',FORM='FORMATTED',STATUS='NEW ')  
 Bu Program Krank-Biyel ikilisinde Biyelin Açısal Hızını(w3),  
 Açısal İvmesini(BAI),Dört Nolu Uzun Doğrusal İvmesini(A4),  
 Biyel Pimlerinde Etkili Mafsal Kuvvetini(F34) ve Krank Milinde  
 Etkili Tork'un(TK),Krankın Her On Derece Dönmesindeki Değişimini  
 Hesaplar.

MKIR : Hareketli Kırıcı Levhanın Kütlesi (Kg)

WK : Krankın Açısal Hızı (rad/sn)

U3 : Kırıcı Levha-Yatak Sürtünme Katsayısı (-)

OA : Krank Yarı Çapı (m)

AB : Biyel Uzunluğu (m)

FF : Toplam Fıstık Direnç Kuvveti (N)

GE : Yer Çekimi İvmesi (m/sn\*sn)

I : Krankın Dönme Açısı (o)

EMKIR=14.

GE=9.81

U3=0.44

AB=0.175

OA=0.01325

PI=3.1415927

FF=2400.

WK=14.242

DO 500 I=0,360,10

TE=I\*PI/180.

BE=ASIN(OA\*SIN(TE)/AB)

W3=WK\*OA\*COS(TE)/(AB\*COS(BE))

BAI=(-WK\*\*2\*OA\*SIN(TE)+W3\*\*2\*AB\*SIN(BE))/(AB\*COS(BE))

A4=-WK\*\*2\*OA\*COS(TE)+W3\*\*2\*AB\*COS(BE)+BAI\*AB\*SIN(BE)

IF(I.GT.180) GO TO 250

F34=(-EMKIR\*A4+FF+U3\*EMKIR\*GE)/(COS(BE)-U3\*SIN(BE))

YUK=SIN(TE-BE)\*OA

TK=F34\*YUK

GO TO 450

250 F34=(-EMKIR\*A4-FF-U3\*EMKIR\*GE)/(COS(BE)+U3\*SIN(BE))

YUK=-SIN(TE-BE)\*OA

TK=-F34\*YUK

450 WRITE (6,20) I,W3,BAI,A4,F34,TK

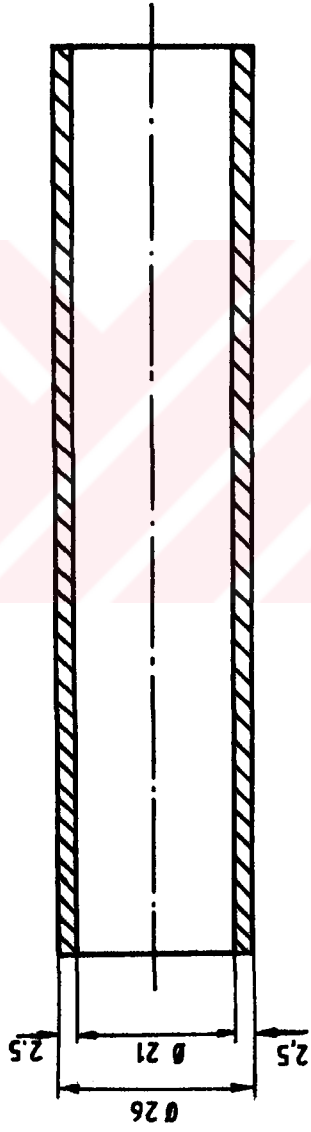
20 FORMAT (I3,2X,5(F12.3))

500 CONTINUE

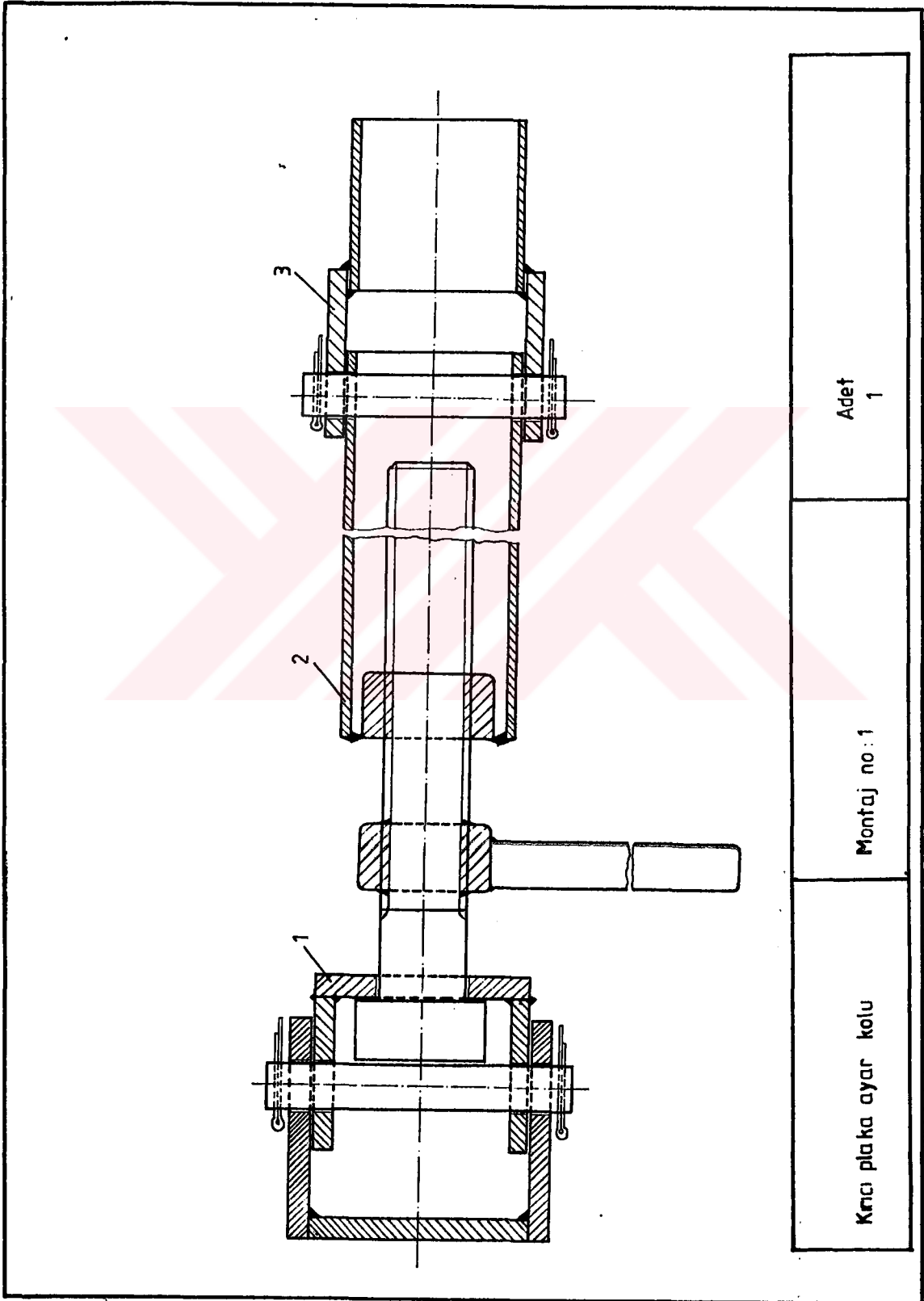
STOP

END

**EK-IV. DÜZENEKLE İLGİLİ TEKNİK RESİMLER**



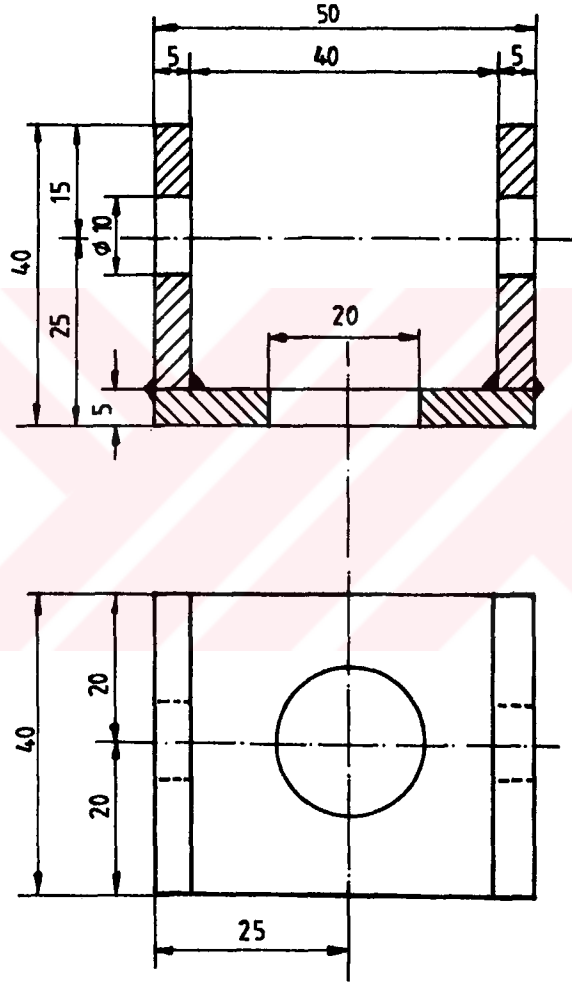
Ölçek 1:1	Fışık çıkış borusu	Montaj no:1	Adet 17
--------------	--------------------	-------------	------------



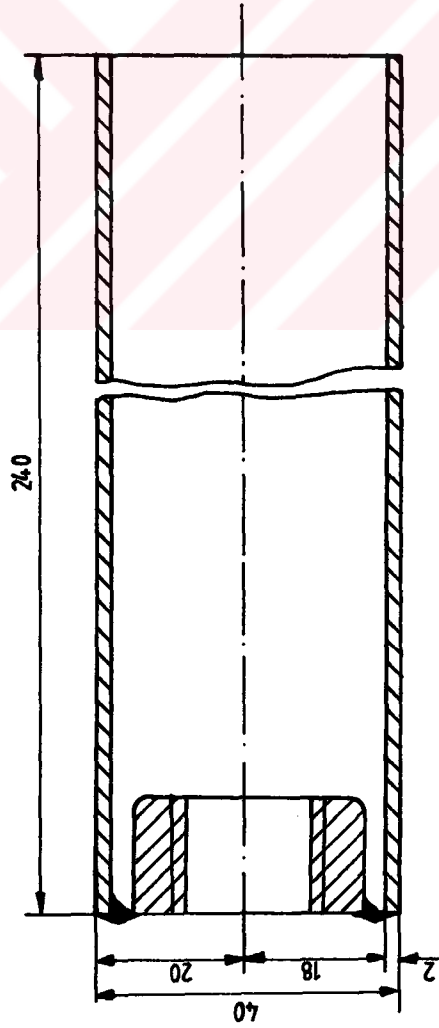
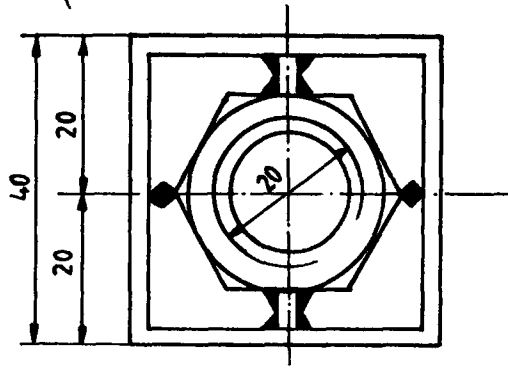
Adet  
1

Montaj no: 1

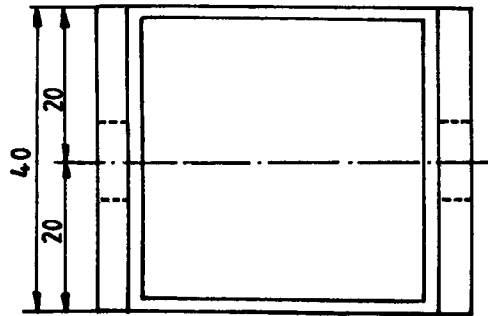
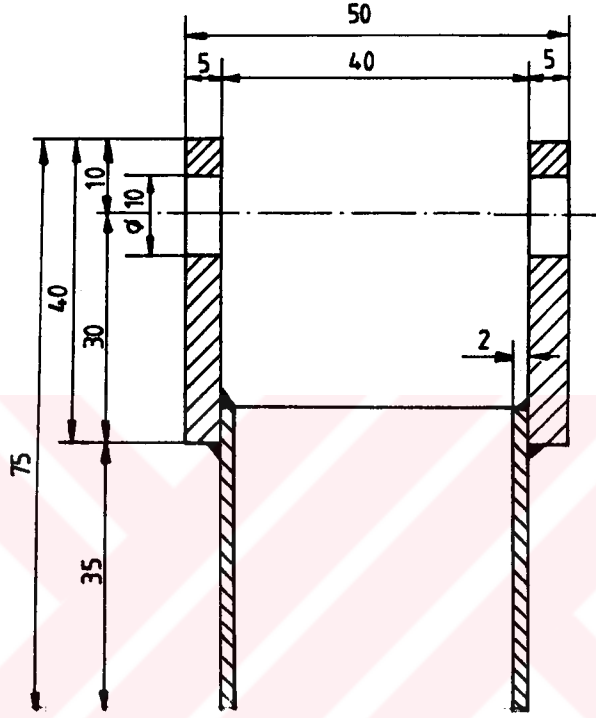
Kıncı plaka ayar kolu



Ölçek 1:1	Erkek mafsals	Montaj no:1 Parça no :1	Adet 1
--------------	---------------	----------------------------	-----------

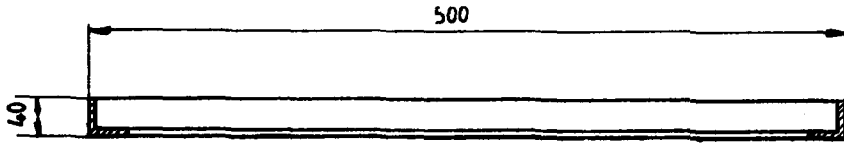


Ölçek 1:1	Ayar profili	Montaj no : 1 Parça no : 2	Adet 1
--------------	--------------	-------------------------------	-----------

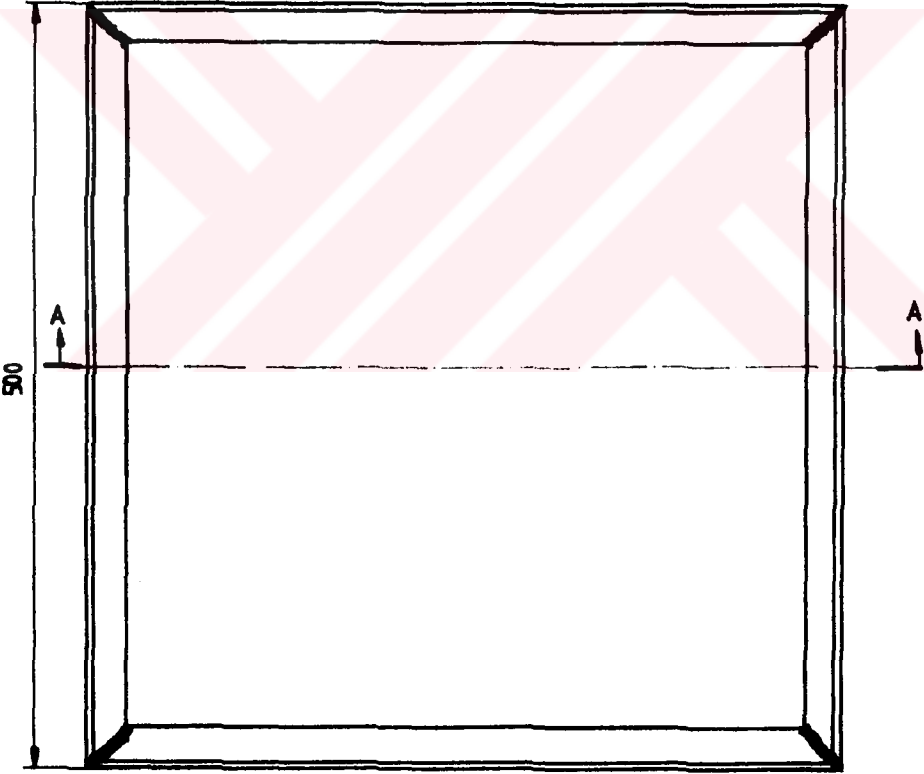


Ölçek 1:1	Dişi mafsâl	Montaj no: 1 Parça no : 3	Adet 1
--------------	-------------	------------------------------	-----------

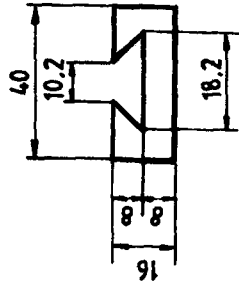




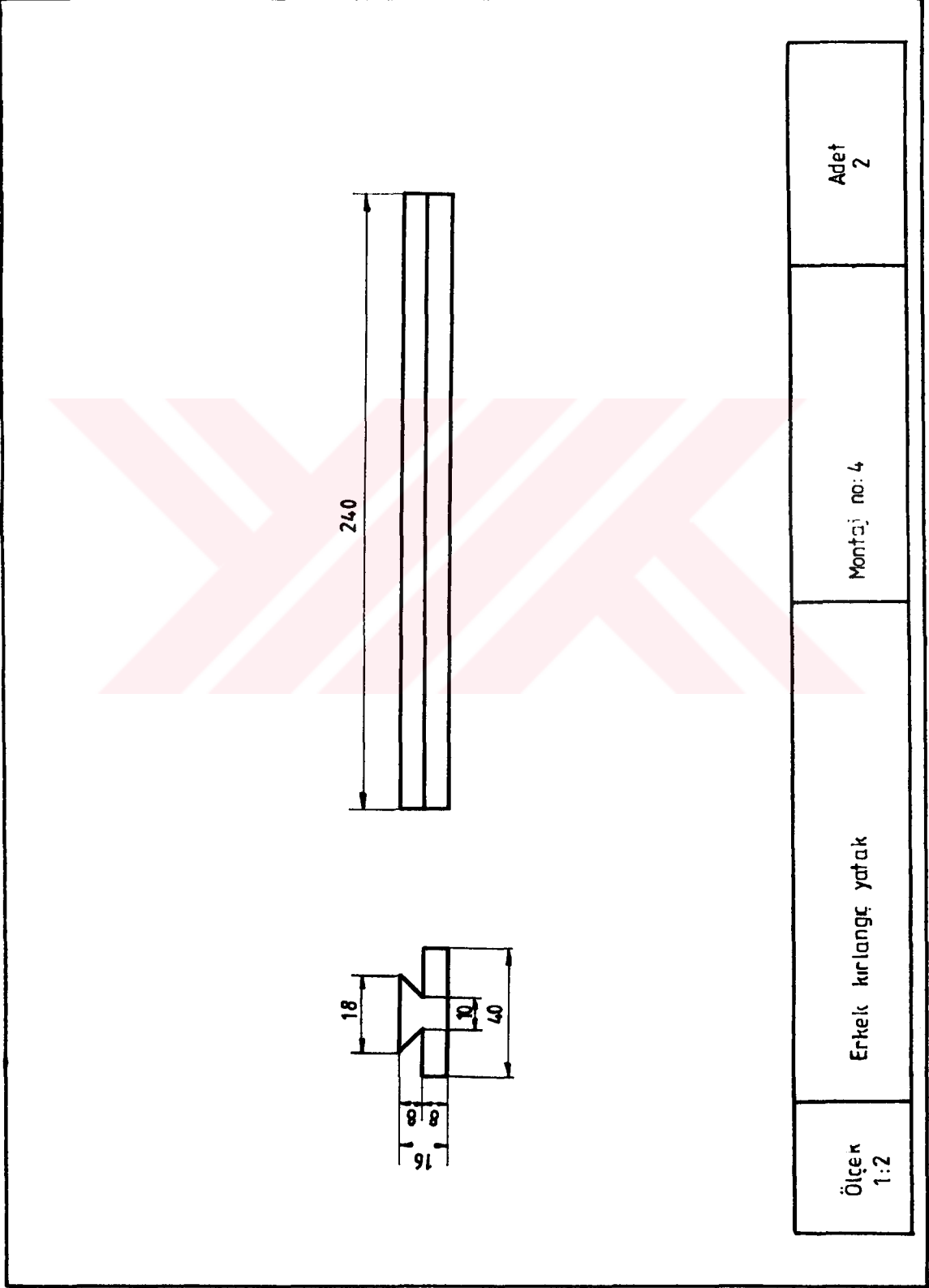
A-A GÖRÜNÜŞ

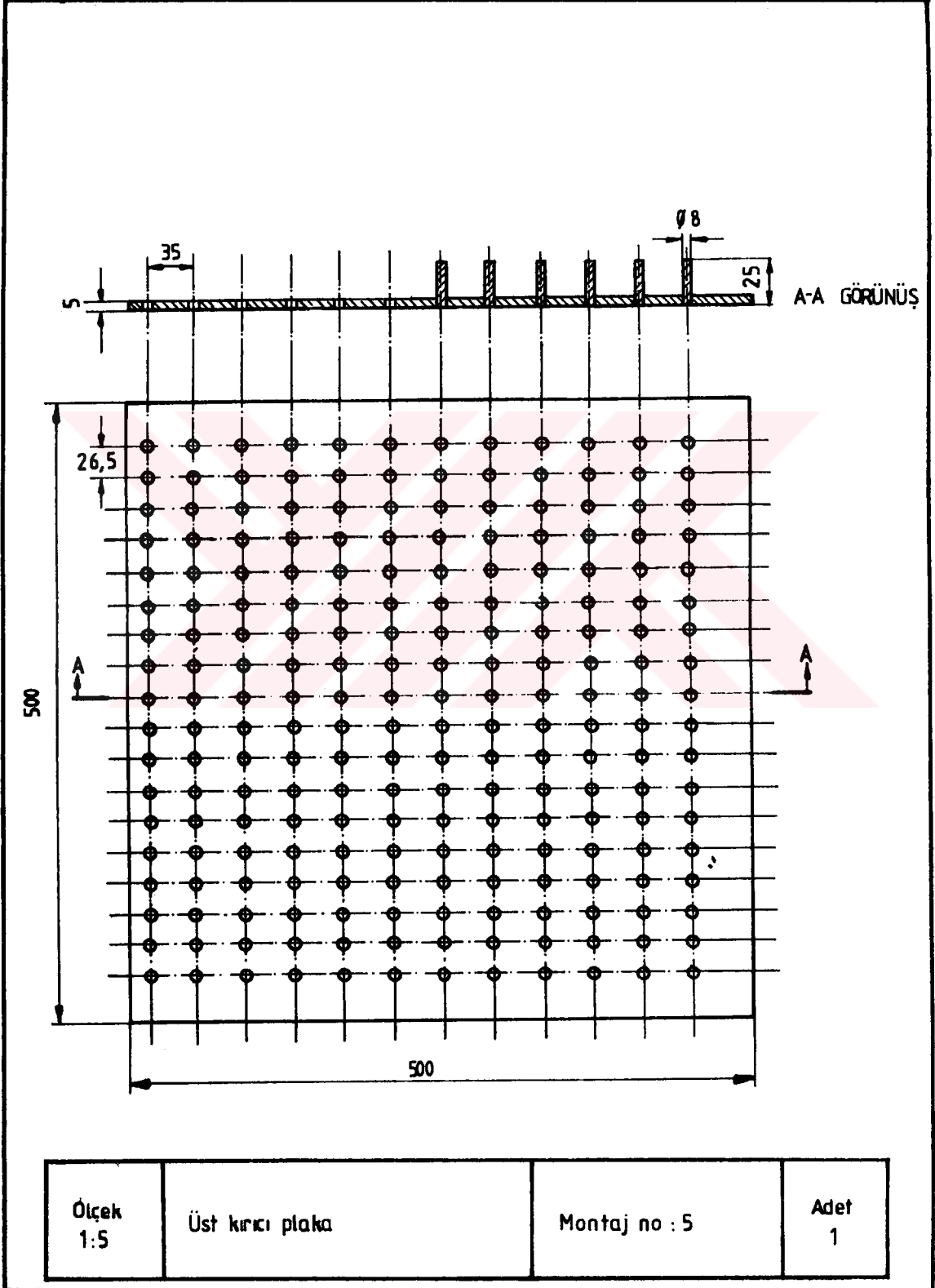


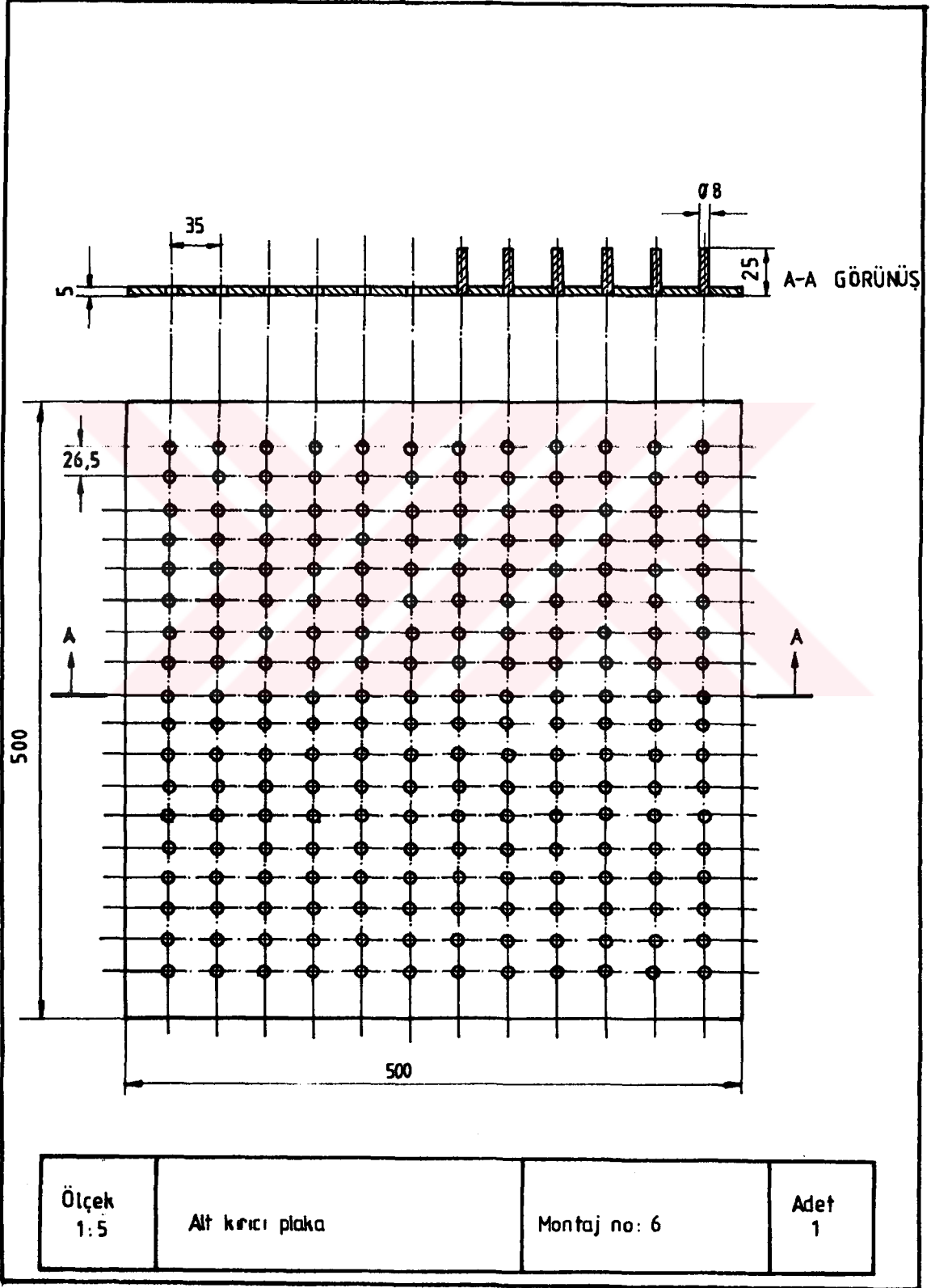
Ölçek 1:5	Plaka çerçevesi	Montaj no: 2	Adet 2
--------------	-----------------	--------------	-----------

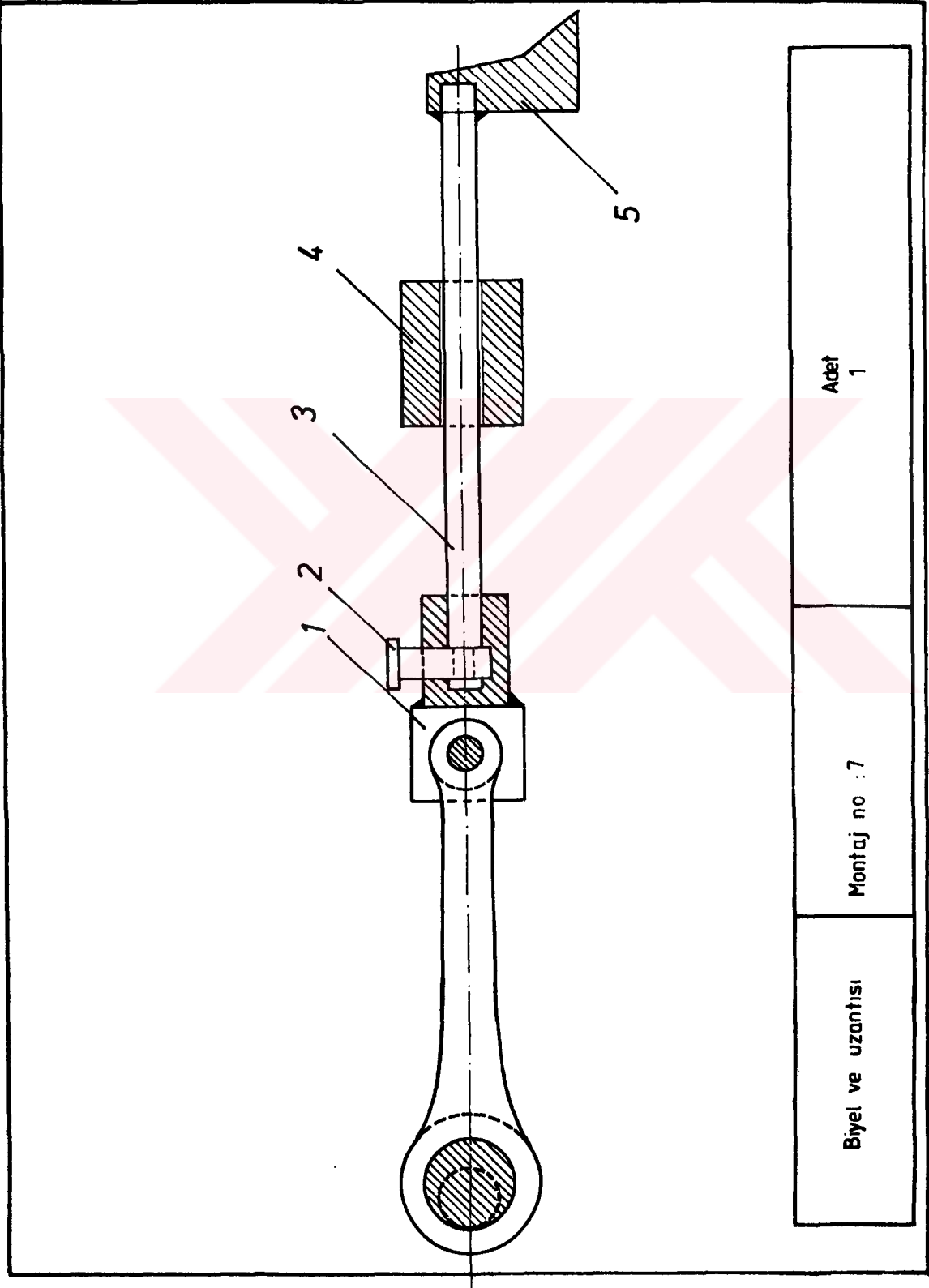


Ölçek 1:2	Dişi kırılmalı yatacak	Montaj no: 3	Adet 2
--------------	------------------------	--------------	-----------

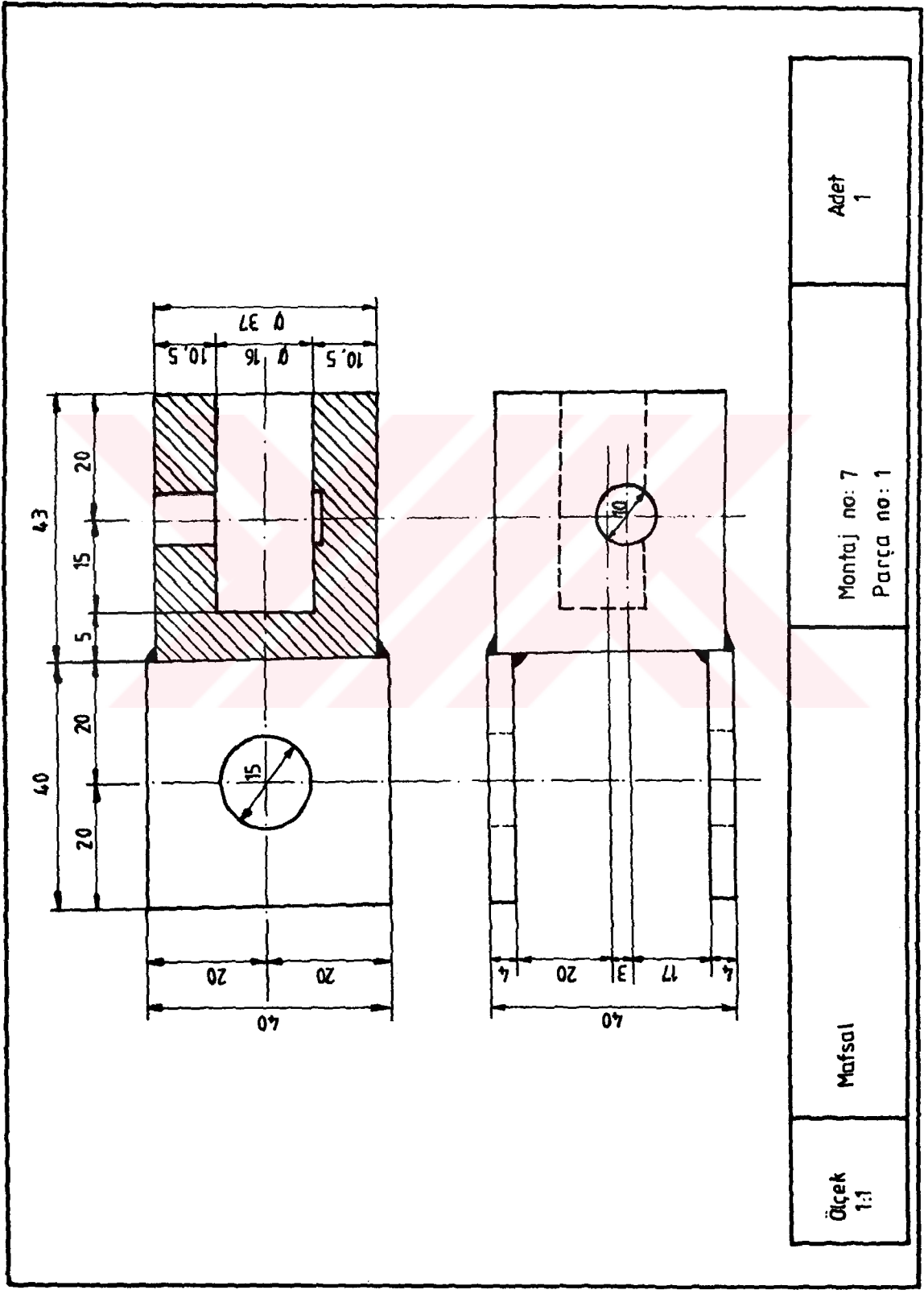


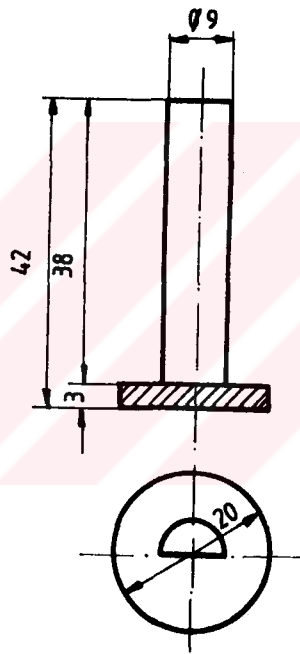






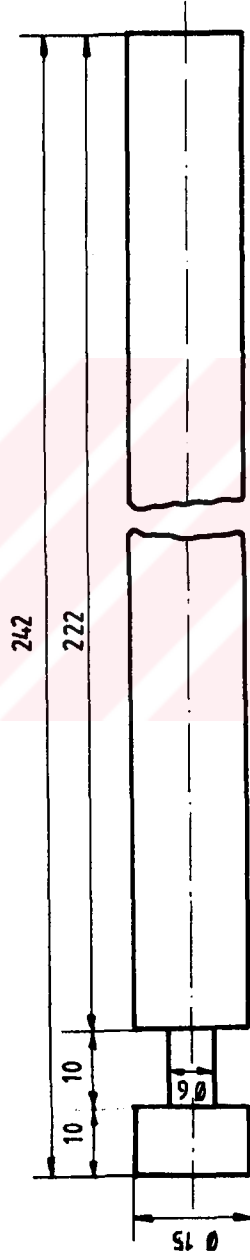
Biyel ve uzantısı	Montaj no : 7	Adet 1
-------------------	---------------	-----------



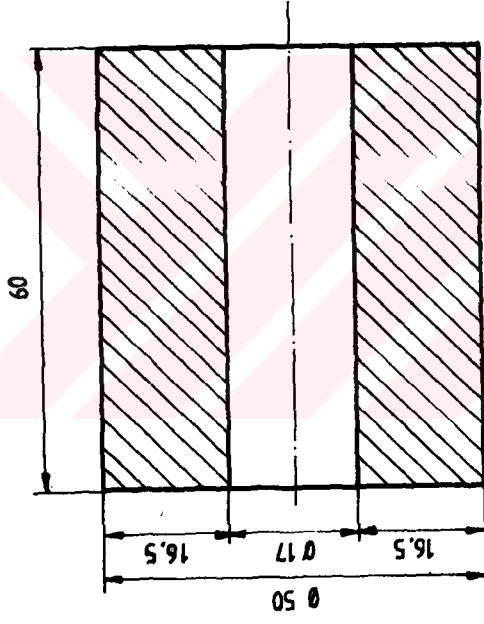


Ölçek 1:1	Pim	Montaj no : 7 Parça no : 2	Adet 1
--------------	-----	-------------------------------	-----------

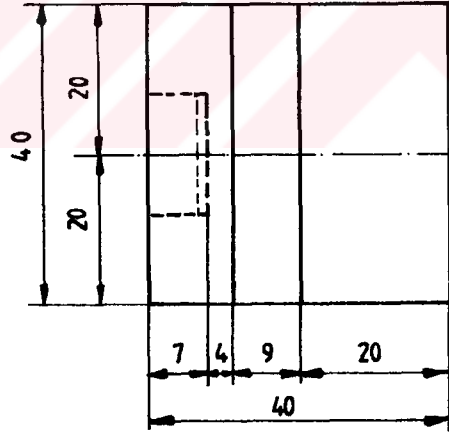
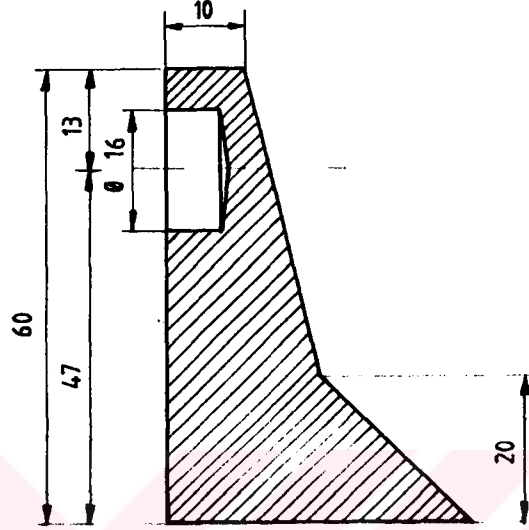




Çizim 1:1	Mil	Montaj no: 7 Parça no: 3	Adet 1
--------------	-----	-----------------------------	-----------



Ölçek 1:1	Burç	Montaj no: 7 Parça no: 4	Adet 1
--------------	------	-----------------------------	-----------



Ölçek 1:1	Dirsek	Montaj no : 7 Parca no : 5	Adet 1
--------------	--------	-------------------------------	-----------

## KAYNAKLAR

- AKÇALI, I.P., 1984. Çeşitli Yürek Mekanizmalarında Yüzey Eğitilerinin Hesapla Bulunması. Tübitak 1. Ulusal Makina Teorisi Simpozyumu. O.D.T.Ü., ANKARA.
- BAŞBAKANLIK DEVLET İSTATİSTİK ENSTİTÜSÜ. 1987. Türkiye İstatistik Yıllığı.
- BÜYÜKNİSAN, M., 1987. Yerfıstığı Kıрма Mekanizması Tasarım ve İmalatı. Ç.Ü., Makina Mühendisliği Bölümünde Yapılan Makina Projesi. ADANA.
- DAVIDSON, J.I., J.R., WHITAKER, T.B., DICKENS, J.W., 1982. Grading, Cleanig, Storage, Shelling and Marketing of Peanut in The United States. Edited by H.E.Pattee and C.T. Young Peanut Science and Technology Chap 15., Texas.
- DAVIDSON, J.I., J.R., 1979. Mechanical Cleanout Devices for Commercial Type Peanut Shellers. Summer Meeting of ASAE, CSAE Univ. of Manitoba, Canada, June 24-27.
- DEVLET İSTATİSTİK ENSTİTÜSÜ. 1979. Tarımsal Yapı ve Üretim. No 941.
- ELİŞ, S., 1987. Yerfıstığı Kıрма Makinası. Ç.Ü. Makina Mühendisliği Bölümünde Yapılan Makina Projesi. ADANA.
- GEREN, N., 1987. Karşıt Döner Silindirli Yerfıstığı Temizleme ve Sınıflandırma Makinası Tasarımı. Ç.Ü. Mühendislik Fakültesinde Yapılan Master Tezi. ADANA.
- KADAYIFÇILAR, S., USLU, M., 1981. Yerfıstığı Hasat ve Harman Makinaları. Türkiye Zirai Donatım Kurumu Mesleki Yayınları. ANKARA.
- KİPER, H., 1986. Yerfıstığı Sürtünme Katsayısının Deneysel Olarak Saptanması. Ç.Ü. Makina Mühendisliği Bölümünde yapılan Bitirme Ödevi. ADANA.

- MOHSENIN, N.N., 1970. Physical Properties of Plant and Animal Materials. Gordon and Breach Science Publishers Inc. New York.
- PERSON, N.K., 1975. Grading Procedures Peanut Production in Texas The Texas A and M University Agricultural Experiment College Station, Jan. RM3 S. 96-104.
- SINGH, G., THONGSAWATWONG,P., 1983. Evaluation and Modification of two Peanut Shellers. AMA. 14 . No: 3, S.33-50.
- SHIGLEY,J.E., 1963. Mechanical Engineering Design. Mc.Graw-Hill Book Company, Inc. TOKYO. S.294.
- TS-310, 1972. TÜRK STANDARTLARI YERFİSTİĞİ (KABUKLU ve İÇ).
- YAPI VE KREDİ BANKASI A.Ş., 1966. Türkiye'de Yağlı Tohumlar. Piyasa Etüdleri. No: 4.
- WOODROOF,J.G., 1983. Peanuts, Production, Processing and Products. 3.rd. Edition. AVI Publishing Comp. Inc. Westport, CONNECTICUT.

## TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans Tez çalışmamın yürütülmesini üstlenerek, çalışmalarım sırasında, gerek teorik gerekse imalatta'taki problemlere çözüm bulunmasında değerli yardımlarını esirgemeyen büyük ilgi ve anlayışla yön veren sayın hocam Doç.Dr.f.Deniz AKÇALI'ya sonsuz şükranlarımı sunar, teşekkür ederim.



## ÖZGEÇMİŞ

1961 yılında Adana İli Pozantı İlçesinde doğdum. İlk, Orta ve Lise öğrenimimi Adana'da tamamladım. 1980 yılında Ç.Ü., Fen Edebiyat Fakültesi, Kimya Bölümüne girdim. 1981 yılında bu fakülteden ayrılarak aynı Üniversitenin Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makina Bölümüne kayıt oldum. 1985 yılında Makina Mühendisi Ünvanıyla mezun oldum.

Mezuniyet sonrası Ç.Ü., Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümünde Yüksek Lisans çalışmalarına başladım. Halen, aynı Bölümde Arş.Gör. olarak çalışmaktayım.



**Y. G.**  
Yükseköğretim Kurulu  
Dokümantasyon Merkezi