

**T.C.**  
**FIRAT ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YENİ TİP BİR MEKANİK DÖNEL DAMPERİN TASARIMI  
İMALATI VE BİLİNMEYEN BAZI KARAKTERİSTİK  
ÖZELLİKLERİNİN ARAŞTIRILMASI**

114393

**VEDAT SAVAŞ**

T.C. YÖKSEKÖĞRETİM KURULU  
DENEYİM VE GELİŞTİRME MERKEZİ

114393

**DOKTORA TEZİ**  
**MAKİNA EĞİTİMİ ANABİLİM DALI**

**ELAZIĞ**

**2001**

**T.C.**  
**FIRAT ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YENİ TİP BİR MEKANİK DÖNEL DAMPERİN TASARIMI İMALATI VE  
BİLİNMEYEN BAZI KARAKTERİSTİK ÖZELLİKLERİNİN  
ARAŞTIRILMASI**

**VEDAT SAVAŞ**

**DOKTORA TEZİ**  
**MAKİNA EĞİTİMİ ANABİLİM DALI**

***Bu tez, 28 / 05 / 2001 Tarihinde, Aşağıda Belirtilen Jüri Tarafından  
Oybirliği İle Başarılı Olarak Değerlendirilmiştir.***

(İmza)

(İmza)

(İmza)

**Danışman**

**Üye**

**Üye**

**Doç. Dr. Ali İNAN**

**Yrd. Doç. Dr. Orhan ÇAKIR**

**Yrd. Doç. Dr. Haşim PIHTILI**

Bu tezin kabulü, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun ...../...../.....  
tarih ve ..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

**ÖZET**

Doktora Tezi

**YENİ TİP BİR MEKANİK DÖNEL DAMPERİN TASARIMI İMALATI VE  
BİLİNMEYEN BAZI KARAKTERİSTİK ÖZELLİKLERİNİN  
ARAŞTIRILMASI****Vedat SAVAŞ**

Fırat Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Eğitimi Anabilim Dalı

2001, Sayfa 85

Santrifüj kavramalar merkezkaç ve sürtünme kuvvetleri olmak üzere, iki temel kuvvetin etkisi altında çalışırlar. Sürtünme kuvveti ve moment, devir sayısının karesi ile artar. Devir sayısına olan bu bağımlılık, santrifüj kavramaların hareketlerindeki doğal gecikme nedeniyle, motorun korunması açısından bir avantajdır. Santrifüj kavramalar, motorun ilk harekete yüksüz geçmesini ve devreye girme momentinin de küçük olmasını sağlarlar. Bu nedenle motorun, işletme şartlarına göre boyutlandırılması yeterli ve belirlenmiş güç ihtiyacı için motor boyutları küçültülmüş olur. Santrifüj kavramalar ayrıca başlangıç hareketini yumuşatır ve aşırı yüklerde de bir emniyet kavraması gibi çalışırlar.

Santrifüj kavramalar devir sayısına bağlı olarak çalıştığından, moment iletme işini, sürtünme elamanları yapar. Burada sürtünme elamanlarından maksadın; plaka, segman, bilya ve silindirik masura olarak hatırlatılmasında fayda vardır. Kavramaların iletebilecekleri moment miktarları; kavrama içerisindeki sürtünme elamanlarının kütlelerine, devir sayısına, ve kavramanın iç çapına bağlı olarak değişir. Bu tip kavramaların en büyük dezavantajı, kavramanın devreye girip çıkması ile çalışma esnasında meydana gelen sürtünmelerden ve titreşimlerden dolayı ömürlerinin azalmasıdır. Bu nedenle bakımı ve işletme imkanları güç olan sistemlerde kullanılacaksa bu dezavantajlarının göz önünde bulundurulması gerekir. Titreşimin ve sürtünmenin asgariye indirilmesi ancak damperleme elamanları kullanmak sureti ile

mümkündür. Bu da ek bir düzenek ilavesi ve işletme masraflarının ortaya çıkmasına sebebiyet vermektedir. Araştırma konusu olan bu kavramda ise bu tip sorunlar en aza indirgenmiştir.

Uzay tasarım sistemlerinde kullanılan radar ve çanak antenlerin döndürülmesinde ve bakımın güç olduğu uzay sistemlerinde zorunlu olarak kullanılması gereken kavramların dikkatle seçilmesi gereklidir

Bu çalışma ile, uzay sistemlerinde rahatlıkla kullanılabilir olan merkezkaç kavrama tipinde çalışan ve damperleme işlemi kavramının kendisi tarafından yapılan yeni tip bir mekanik dönel damperin performans karakteristiklerinin tayini ve güç aktarma kapasitesinin hesaplanmasına temel teşkil eden tasarım parametrelerinin saptanması yapılmıştır.

**Anahtar kelimeler :** Mekanik Damper, Kavrama, Histeresis



**SUMMARY**

PhD: Thesis

**DESIGN AND PRODUCTION OF A NEW TYPE MECHANICAL ROTARY  
DAMPER AND THE INVESTIGATION OF ITS UNKNOWN  
CHARACTERISTICS**

Vedat SAVAŞ

Institute of Science and Technology

Mechanical Education Department

2001, Page 85

Centrifugal clutches run using two fundamental force: a centrifugal forces and friction force. Friction force and torque increase with the square revolution for motor per minute This dependence on revolution is an advantage for the motor due to the natural delay in the revolution of the centrifugal clutches These clutches provide motor to start as unloaded and the starting torque to be small. Therefore the motor can be chosen according to the service conditions and the motor size, because smaller. Centrifugal clutches, additionally, ease the starting and behave as a safety clutch in overloaded conditions.

Since centrifugal clutches run depending on the revolution, the torque is transmitted by the friction elements. The friction elements can be in the shape of plate, billet, ring or cylinder. The magnitude of the torque which can be transmitted alter depending on the mass and revolution, of the friction elements and the inner diameter clutch. The biggest disadvantage of these clutch are relatively short service lives due to frictions and vibrations start-stop periods and service conditions. Thus this should be considered if there are difficulties in maintenance due to the service conditions. Reducing the friction and vibrations in these clutches are possible only by using dampers. This means, on the other hand, higher service costs. In this study these

problems (friction and vibration) were reduced to a minimum level by designing a new type a mechanical rotary damper.

In this study considering the clutches and dampers used in the space and satellite system, a new type mechanical rotary damper was designed and produced. The damper run as a centrifugal clutches and damps the vibrations itself. After producing the design parameter which were essential in calculating the performance characteristics and the load transmission capacity were determined.

**Key Words :** Mechanical Damper, Clutch, Hysteresis



## TEŞEKKÜR

Bu doktora çalıőmasının belirlenmesinde, yürütülmesinde ve irdelenmesinde, daha önceki çalıőmalarımızda olduğu gibi emeğini ve zamanını esirgemeyen danışman hocam Sayın Doç. Dr. Ali İNAN'a teőekkürlerimi sunarım.

Ayrıca deneysel çalışmaları yürütebilmem için gerekli laboratuvar imkanlarından faydalanmamı sağlayan Sayın Prof. Dr. Nazif DİNÇER'e ve gerekli cihazları veren Elazığ Teknik Bilimler Meslek Yüksek Okulu Elektrik Bölümü öğretim elamanlarına teşekkür ederim.



## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>Özet</b> .....	III
<b>Summary</b> .....	V
<b>Teşekkür</b> .....	VII
<b>İçindekiler</b> .....	VIII
<b>Şekilleri</b> .....	XI
<b>Resimler</b> .....	XII
<b>Tablolar</b> .....	XIV
<b>Semboller</b> .....	XV
<b>1. GİRİŞ</b> .....	1
1.2.Santrifüj Kavramaların özellikleri ve sınıflandırılması.....	3
1.2.1.Serbest Pabuçlu santrifüj kavramalar.....	4
1.2.2. Yay kontrollü serbest pabuçlu santrifüj kavramalar.....	5
1.2.3. Pabuçları mafsallı santrifüj kavramalar.....	6
1.2.4. Çelik bantlı santrifüj kavramalar.....	7
1.2.5. Civalı santrifüj kavramalar.....	8
1.2.6. Bilyalı santrifüj kavramalar.....	8
1.3. Damper mekanizmalarının sınıflandırılması.....	9
1.3.1. Akış vizkoz damperleri.....	9
1.3.2. Coulomb sürtünme damperleri.....	10
1.3.3. Eddy current damperleri.....	10
<b>2. MEKANİK DÖNEL DAMPER</b> .....	12
2.1. Genel tanıtma.....	12
2.2. Problemin ifadesi.....	13
<b>3. DENEY DÜZENEĞİNİN HAZIRLANMASI</b> .....	15
3.1. Damper malzemelerinin seçimi ve hazırlanması.....	15
3.1.1.Damper gövdesi.....	15
3.1.2.Yaprak yayların seçimi.....	15
3.1.3.Silindirlerin seçimi ve hazırlanması.....	19

3.1.4. Taşıyıcı ve kılavuz plakalar.....	19
3.2. Deney donatım düzeneğinde kullanılan bazı elamanların tanıtılması.....	19
3.2.1. Torna tezgahı .....	20
3.2.2. Elektro manyetik fren.....	21
3.2.3. Takometre.....	21
3.2.4. Mekanik ölçüm modülü.....	21
3.2.5. Plotter .....	22
3.3. ölçümler ve kontrol teknikleri.....	22
<b>4. YAPILAN DENEYLER VE SONUÇLARI.....</b>	<b>24</b>
4.1. Deney programı.....	24
4.2. Yaprak yayların uç profillerinin iletilen moment üzerine etkileri.....	25
4.3. Yaprak yayların uç profillerinin kavrama süresi üzerine etkileri.....	27
4.4. Silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafenin iletilen moment üzerine etkileri.....	28
4.5. Silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafenin kavrama süresi üzerine etkileri.....	30
4.6. Silindir ağırlığının iletilen moment üzerine etkileri.....	31
4.7. Silindir ağırlığının kavrama süresi üzerine etkileri.....	33
4.8. Silindir sayısının iletilen moment üzerine etkileri.....	34
4.9. Silindir sayısının kavrama süresi üzerine etkileri.....	35
4.10. Silindir çapının ve yaprak yaylar arasındaki mesafenin iletilen moment üzerine etkileri.....	37
4.11. Silindir çapının ve yaprak yaylar arasındaki mesafenin kavrama süresi üzerine etkileri.....	40
4.12. Silindir alın profilinin iletilen moment üzerine etkileri.....	42
4.13. Silindir alın profilinin kavrama süresi üzerine etkileri.....	43
4.14. Elastisite modülünün iletilen moment üzerine etkileri.....	44
4.15. Elastisite modülünün kavrama süresi üzerine etkileri.....	45
<b>5. TEORİK İRDELEME.....</b>	<b>47</b>
5.1. Giriş.....	47
5.2. Yaprak yaylar ve silindirler arasında meydana gelen kuvvetlerin hesaplanması.....	47

5.3. Deneysel çalışmaların kontrolü için hazırlanan programın akış şeması.....	57
5.4. Deneysel çalışmaların kontrolü için hazırlanan programın algoritması.....	58
5.5. Teorik moment formülünün çıkartılması.....	59
5.6. Genel hesaplamalar için hazırlanan programın akış şeması.....	63
5.7. Genel hesaplamalar için hazırlanan programın algoritması.....	64
<b>6. SONUÇLARIN İRDELENMESİ.....</b>	<b>65</b>
<b>7. GENEL SONUÇLAR.....</b>	<b>68</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>69</b>
<b>EKLER.....</b>	<b>71</b>
Ek 1. Yeni tip bir mekanik dönel damper.....	71
Ek 2. Damper gövdesi.....	72
Ek 3. Giriş ve çıkış mili.....	73
Ek 4. Ön ve arka yan kapak.....	74
Ek 5. Yaprak yay ve silindir.....	75
Ek 6. Silindir kılavuz plakası.....	76
Ek 7. 270 d/d daki plotter çıktısı-1.....	77
Ek 8. 270 d/d daki plotter çıktısı-2.....	78
Ek 9. 206 d/d daki plotter çıktısı.....	79
Ek 10. 185 d/d daki plotter çıktısı.....	80
Ek 11. 127 d/d daki plotter çıktısı.....	81
Ek 12. Genel program.....	82

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1. Serbest pabuçlu santrifüj kavrama.....	5
Şekil 1.2. Yay kontrollü santrifüj kavrama.....	6
Şekil 1.3. Pabuçları mafsallı santrifüj kavrama.....	7
Şekil 1.4. Çelik bantlı santrifüj kavrama.....	7
Şekil 1.5. Cıvalı santrifüj kavrama.....	8
Şekil 1.6. Bilyalı santrifüj kavrama.....	9
Şekil 1.7. Akış vizkoz damperi.....	9
Şekil 1.8. Coulomb sürtünme damperi.....	10
Şekil 1.9. Eddy current damperi.....	11
Şekil 2.1. Mekanik dönel damperin şematik resmi.....	12
Şekil 2.2. Yeni tip bir mekanik dönel damper.....	14
Şekil 3.1. Adyabatik ve izotermel gerilme-uzama eğrisi.....	16
Şekil 3.2. Elastik hisreteresis eğrisi.....	16
Şekil 3.3. Deney düzeneğinin şematik resmi.....	20
Şekil 3.4. Takometrenin ara mil kullanılarak kalibrasyonu.....	22
Şekil 3.5. Kavrama süresinin devir sayısı ile değişimi.....	23
Şekil 4.1. Yaprak yayların uç profilleri.....	25
Şekil 4.2. Yaprak yayların uç açılarının moment değişimine etkileri.....	26
Şekil 4.3. Yaprak yayların uç radiüslerinin moment değişimine etkileri.....	26
Şekil 4.4. Yaprak yayların uç radiüslerinin kavrama süresi değişimine etkileri .....	27
Şekil 4.5. Yaprak yayların uç açılarının kavrama süresi değişimine etkileri.....	28
Şekil 4.6. Silindir ve yaprak yay arasındaki mesafe.....	28
Şekil 4.7. Silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafelerin moment iletimine etkileri.....	30
Şekil 4.8. Silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafelerin kavrama süresine etkileri.....	31
Şekil 4.9. Silindirler.....	31
Şekil 4.10. Silindir ağırlıklarının moment iletimine etkileri.....	32
Şekil 4.11. Silindir ağırlıklarının kavrama süresine etkileri.....	33

<b>Şekil 4.12.</b> Silindir adedi moment değişim grafikleri.....	35
<b>Şekil 4.13.</b> Silindir adedi kavrama süresi değişim grafikleri.....	37
<b>Şekil 4.14.</b> Silindir ve yaprak yay arasındaki mesafe.....	38
<b>Şekil 4.15.</b> Moment – silindir çapı değişim grafikleri.....	40
<b>Şekil 4.16.</b> silindir çapına bağlı kavrama süresi değişim grafikleri.....	41
<b>Şekil 4.17.</b> Silindir alın profilleri.....	42
<b>Şekil 4.18.</b> Silindir alın profilinin iletilen moment üzerine değişimi.....	43
<b>Şekil 4.19.</b> Silindir alın profilinin kavrama süresine etkisi.....	44
<b>Şekil 4.20.</b> Elastik modülünün iletilen moment üzerine değişimi.....	45
<b>Şekil 4.21.</b> Elastik modülünün kavrama süresi üzerine değişimi.....	46
<b>Şekil 5.1.</b> 127 d/d daki damperin çalışma durumu .....	48
<b>Şekil 5.2.</b> 185 d/d daki damperin çalışma durumu .....	49
<b>Şekil 5.3.</b> 206 d/d daki damperin çalışma durumu.....	50
<b>Şekil 5.4.</b> 270 d/d daki damperin çalışma durumu.....	51
<b>Şekil 5.5.</b> Matematiksel modelin şematik resmi.....	52
<b>Şekil 5.6.</b> Yaprak yaya gelen kuvvetler.....	53
<b>Şekil 5.7.</b> Akış şeması .....	54
<b>Şekil 5.8.</b> Programın çizdiği şekil.....	55
<b>Şekil 5.9.</b> Teorik ve deneysel momentlerin değişimi.....	61
<b>Şekil 5.10.</b> Akış şeması.....	63

**TABLULARIN LİSTESİ**

Sayfa

<b>Tablo 3.1.</b> Kullanılan plastik malzemeler ve elastisite modülleri.....	19
<b>Tablo 3.2.</b> Silindir ağırlıkları .....	19
<b>Tablo 4.1.</b> Yaprak yay alın profilinin moment değişim değerleri.....	26
<b>Tablo 4.2.</b> Yaprak yay alın profilinin kavrama süresi değişim değerleri .....	27
<b>Tablo 4.3.</b> Silindir ve yaprak yay arasındaki mesafenin iletilen momente etkisi.....	29
<b>Tablo 4.4.</b> Silindir ve yaprak yay arasındaki mesafenin kavrama süresine etkisi .....	30
<b>Tablo 4.5.</b> Silindir ağırlığının iletilen momente etki değerleri.....	31
<b>Tablo 4.6.</b> Silindir ağırlığının kavrama süresine etki değerleri.....	32
<b>Tablo 4.7.</b> Silindir sayısının iletilen momente etki değerleri.....	33
<b>Tablo 4.8.</b> Silindir sayısının kavrama süresine etki değerleri.....	36
<b>Tablo 4.9.</b> 6.24 gr silindir ağırlığı için d ve t değişim değerleri.....	38
<b>Tablo 4.10.</b> Silindir çapının kavrama süresine etki değerleri.....	41
<b>Tablo 4.11.</b> Silindir alın profilinin iletilen moment üzerine etki değerleri.....	42
<b>Tablo 4.12.</b> Silindir alın profilinin kavrama süresi üzerine etki değerleri.....	43
<b>Tablo 4.13</b> Elastik modülünün iletilen moment üzerine değişim değerleri.....	45
<b>Tablo 4.14.</b> Elastik modülünün kavrama süresi üzerine etki değerleri.....	45
<b>Tablo 5.1.</b> Teorik ve deneysel değerlerin karşılaştırılması.....	61
<b>Tablo 5.2.</b> Hesaplanan dinamik moment değerleri.....	62

## SEMBOLLER VE BİRİMLERİN LİSTESİ

$\omega$  : Açısal hız (rad/sn)

$l$  : Yaprak yay boyu (mm)

$I$  : Yaprak yay atalet momenti ( $m^4$ )

$t$  : yaprak yaylar arasındaki mesafe (mm)

$c$  : Yaprak yaylar ile silindir arasındaki mesafe (mm)

$d$  : Silindir çapı (mm)

$D_1$  : Damper iç çapı (mm)

$R$  : Damper yarı çapı (mm)

$\delta$  : Yaprak yay deplasmanı (mm)

$\theta$  : Kavrama açısı ( $^\circ$ )

$P$  : Merkezkaç kuvvet (N)

$P_1$  : Yaprak yayı eğmeye çalışan kuvvet (N)

$p_2$  : İki ve daha sonraki yaprak yayların birinci yaprak yaya uyguladığı kuvvet (N)

$n$  : Çalışma devri (d/d)

$m$  : Silindir ağırlığı (gr)

$Md_{Teori}$  : Teorik moment (Nm)

$k_m$  : Yaprak yayların uç mesafesi (mm)

$k_s$  : Bir silindire tekabül eden yaprak yay sayısı (adet)

$k_u$  : Yaprak yay uç mesafesinin silindir merkezine olan mesafesi (mm)

$a$  : Teğet noktasının yaprak yay başlangıcına olan mesafesi (mm)

$E$  : Yaprak yayların elastisite modülü ( $N/mm^2$ )

$x$  : Teğet noktasının silindir merkezine olan mesafesi (mm)

$z$  : Silindir sayısı (adet)

$i$  : Yaprak yay sayısı (adet)

## 1.GİRİŞ

Kavrama denildiğinde aynı eksen üzerindeki milleri, birbiriyle veya kayış kasnağı, dişli çark gibi hareket mekanizmaları ile sıkı, oynar, çözülür – kapanır şekilde birleştiren ve çevirme momenti, dolayısıyla gücü ileten elamanlar akla gelir. Kavramalar, çok çeşitli olmakla beraber, çalışma guruplarına göre mekanik, manyetik ve hidrolik olarak, üç ana gurup altında toplanırlar. Güç iletim prensiplerine göre ise kaymalı ve kaymasız olarak iki ana guruba ayrılırlar (Schalitz,1968). Buna göre;

### A. Kaymasız Kavramalar

#### I. Devreye girmeyen kavramalar

1. Rijit kavramalar
2. Esnek kavramalar
  - a. Mekanizma hareketli kavramalar
  - b. Elastik kavramalar

#### II. Devreye giren kavramalar

1. Otomatik kavramalar
  - a. Santrifüj kavramalar
  - b. Dönel mekanik damper
  - c. Emniyet kavramaları
  - d. Tek yönlü kavramalar
2. Dışardan kumanda edilerek devreye giren kavramalar
  - a. Şekil bağlantılı kavramalar
  - b. Sürtünmeli kavramalar
  - c. Elektro mekanik kavramalar
  - d. Basınç kumandalı sürtünmeli kavramalar
    - Hidrolik kumandalı sürtünmeli kavramalar
    - Pnömatik kumandalı sürtünmeli kavramalar

### B. Kaymalı kavramalar

- I. Hidrolik kavramalar
- II. Dönme alanlı kavramalar

Bu kavramalar daha çok yerleştirilecekleri sistemlerin özellikleri, çalışma şartları ve ömürleri göz önüne alınarak seçilirler. Çalışma prensipleri incelendiğinde kullanıldığı yerlere göre bir takım problemlerin ortaya çıktığı ve bu problemlerin büyük bir çoğunluğunun da kavramanın ömrünü etkilediği bilinmektedir. Sistemlerdeki problemlerin başında; titreşim, yatak boşlukları ve tek nokta hasarları (fretting, slidding vb.) olarak tarif edilebilen problemlerin sebep olduğu, belirli bir ömür tüketiminden sonra ortaya çıkan bakım ve yenilenme gibi maliyetlerin giderilmesi veya azaltılması önemlidir.

Titreşimler, yatak boşlukları ve tek nokta hasarları sistemde darbeli ve gürültülü çalışmaya sebebiyet verirler. Özellikle kavramanın devreye girmesinde, devreden çıkmasında, ani yüklemelerde kavramanın kaymaya başlayacağı anda gürültülü ve dolayısıyla darbeli çalışma artar. Bu problemlerin dışında, sistemden kaynaklanan titreşimlerin de elemanlar üzerinden taşınması esnasında, yine aynı durum ile karşılaşılır. Yani sistemdeki titreşimler birbirleri üzerinden geçerek büyür. Bu nedenle sistemlere bazı sönümleme elemanları yerleştirmek gerekir. Bu elemanlar sayesinde darbe ve titreşim problemlerinin bir kısmının azaltılması yoluna gidilir. Böylece damperleme sağlanmış olunur.

Kavramalarda ise damperlemeyi sağlamak, yani gerek kavramanın devreye alınması ve çıkartılması esnasında, gerekse çalışma esnasında meydana gelebilecek tek nokta hasarlarının meydana getirebileceği titreşim ve gürültülü çalışmanın önüne geçebilmek için bazı tasarımlar geliştirilip kullanılmaktadır. Özellikle bu durum ömür probleminin önemli olduğu, bakım ve tamir probleminin zor olduğu durumlarda oldukça önemlidir. Bu sebeple, bu çalışma sistemdeki titreşimin absorbe edilmesi için histeresisin enerji yayılması prensiplerini kullanan mekanik döner damperin yeni bir tipinin tasarımı yapılarak, bilinmeyen bazı tanıtıcı özelliklerinin araştırılmasını kapsamaktadır. Genellikle mekanizmalarda damper sistemleri titreşimin yüksek olduğu kısımlara monte edilmektedir. Bazen de, özellikle otomotiv endüstrisinde, kavramanın arkasına takılmaktadır. Mekanik dönel damperde ise kavrama, damperleme görevini kendisi yapmaktadır(Burgess,1996).

Uzay tasarım sistemlerinde böylesi bir durum, uydu ve çanak antenlerinin her konumda düzenli bir hareket gerçekleştirmesi için böyle bir mekanizmanın gerekliliğini

ortaya koymuştur. Bu gibi durumlarda arzu edilmeyen yüksek seviyelere hızın ulaşmasını önlemek için bir damper mekanizmasına ihtiyaç vardır. Şuanda da uzay araştırma sistemlerinde dönel damperlerin üç tipi kullanılmaktadır. Bu tasarımların bir takım dezavantajları mevcuttur. ve kullanım esnasında meydana gelen tek nokta hasarları yani , sistem içerisinde en küçük bir noktada meydana gelebilecek bir hasarın, sistemin çalışmasını bozmayacak şekilde çalışmaya devam etmesi düşüncesi ışığı altında, uygulamada yeni bir mekanik döner damperin geliştirilmesini sağlamıştır(Burgess,1996).

Yeni tip bir mekanik dönel damperin bu konuda daha az duyarlı olmasının sebeplerinin başında ilerideki bölümlerde de açıklanacağı gibi damper mekanizmasında kullanılan malzemeler gelmektedir. Uygulama alanlarına bakıldığında damperleme mekanizmalarında, kuru sürtünme, viskoz ve elektrik akımı kullanılarak darbe ve titreşimlerin sönmülendirilmesi yapılmıştır. Ancak kullanılan bu damper mekanizmalarının, bir takım dezavantajlara sahip olması sebebi ile (Coulomb sürtünme damperin de aşınma, Viskoz damperde sıvı buharlaşması ve Eddy Current damperde ise meydana gelen elektrik akımının diğer cihazları etkilemesi gibi.) mekanik dönel damperin kullanım gerekliliği ortaya çıkmış ve bu çalışmada da damperin tanımlayıcı karakteristik özelliklerini belirlemek amacı ile deneyler yapılmıştır.

## 1.2. Santrifüj Kavramaların Özellikleri ve Sınıflandırılmaları

Santrifüj kavramalar, belirli bir devir hızında kendiliğinden devreye giren ve sürtünme ile moment ileten elamanlardır. Bu kavramalar ilk olarak endüstriye girip kullanıldığı zaman “starterler” olarak adlandırıldı. Starterler elektrik motoru ile çalıştırılan makinalara ön hareket vermekte kullanıldı. Santrifüj kavrama etkisini normal zaman içinde geciktirerek,yüklenmeden önce motorun devirlenmesine müsaade etmektedir. Böylece harekete başlama esnasında gerekli yüksek akım da azaltılmış olur. Motor gücü, harekete başlama gücünden ziyade işletme yükü için hesap edilir.Santrifüj kavramaların örnek uygulamaları için; fanlar, santrifüj makinaları, kompresörler, deliciler ve volanlı presler söylenebilir.

Bir santrifüj kavramada sürtünme momenti devir sayısının karesi ile orantılıdır. Tekstil makinaları, bükme ve eğirme makinaları, ve fırın konveyörleri gibi hassas

yükler için yumuşak hareket başlangıcı sağlarlar. Çakıl ve kum konveyörlerinde, sabit olan işletme devrine ulaşınca kadar ağır yüklerin gerektirdiği ilk moment ihtiyacından dolayı, konveyör bantlarının yırtılmadan ve çizilmeden korunması için kullanılırlar. Devreye girmesi merkezkaç kuvvete bağlı olduğundan, bir santrifüj kavrama nominal gücünden fazlasını iletmez. Eğer döndürülen makina çalışmaz veya işlemez hale gelirse kavrama kaymaya başlar, böylece makina veya işletme birimlerinin zarar görmesi engellenir.

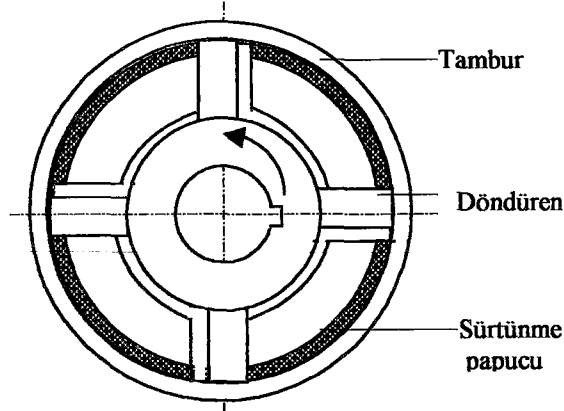
Santrifüj kavramalar, kendini döndüren millerden aldıkları etki ile devir sayısının karesine bağlı olarak kuvvet ve bunun sonucun da moment ilettiklerinden, kavrama içerisindeki sürtünme elamanlarının ağırlığı ve kavrama yarıçapının hesaplamalarda göz önüne alınması gerekir. Özellikle sürtünme elamanlarının şekilleri ve çeşitlerine göre santrifüj kavramaları guruplara ayırmak mümkündür. Buna göre;

1. **Santrifüj parçalı kavramalar:** Sürtünme elamanları plaka veya segman biçiminde olanlar.
2. **Dolgu malzemeli kavramalar:** Sürtünme parçaları toz, bilya veya silindir biçiminde olanlar olmak üzere iki guruba ayrılırlar.

### 1.2.1. Serbest pabuçlu santrifüj kavrama

Serbest pabuçlu santrifüj kavrama (Şekil 1.1), motorun çalıştırılması ile giriş elamanı ve dolayısıyla pabuçlar da dönmeye başlar. Döndüren kısım hızlandığında, kanatlı çark yuvaları içindeki pabuçlar merkezkaç kuvvet tesiri ile tambura doğru savrulurlar. Pabuçlar üzerindeki sürtünme malzemesi ve tambur arasındaki kayma, santrifüj kavrama çıkış momenti, döndüren kısmın momentine eşit oluncaya kadar devam edecektir.

Tam yük hızında, pabuç tambura kilitlenir ve kayma sona erer. Verilen bir motor devir sayısı için bir serbest pabuçlu santrifüj kavramanın nominal gücü tambur iç yüzeyi ve pabuç kaplaması arasındaki sürtünme katsayısı, pabuç kütlesi ve pabuç kütesinin ağırlık merkezinin, santrifüj kavrama dönme eksenine uzaklığının bir fonksiyonudur (Goodling,1977).



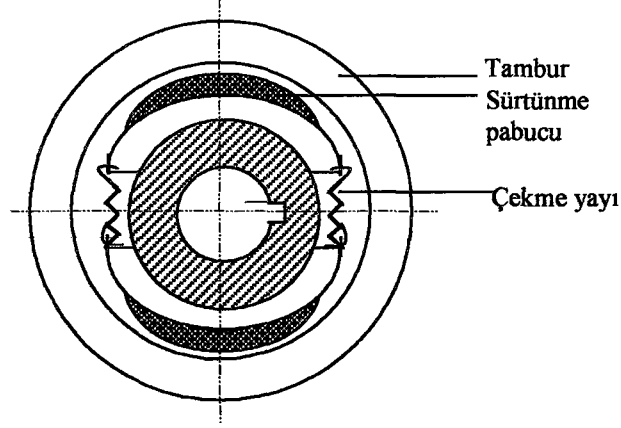
Şekil 1.1 Serbest pabuçlu santrifüj kavrama

Serbest pabuçlu santrifüj kavrama her iki yönde de moment iletebilir. Pabuçların değiştirilmesi kolaydır ve pabuçların sayısının değiştirilmesi veya farklı kütlelerdeki pabuçların kullanılması ile moment kapasitesi değiştirilebilir (Goodling, 1974)

### 1.2.2. Yay kontrollü pabuçlu santrifüj kavrama

Pabuçların dış doğru hareketi helisel çekme yayları tarafından kontrol edilir, böylece önceden belirlenen bir devir hızında devreye girme gerçekleşir. Yay kontrollü pabuçlu santrifüj kavramanın çalışma prensibi Şekil 1.2 de görülmektedir. Pabuçlar döndüren mil üzerindeki kavrama yarısına bağlanmıştır. Pabuçların dış yüzeyi sürtünme malzemesi ile kaplanmıştır. Döndüren mil dönmeye başladığında, pabuçlar merkezkaç kuvvetten dolayı dış doğru hareket ederler ve döndürülen mile bağlı olan tambur iç yüzeyine karşı baskı uygularlar. Moment, pabuç dış yüzeyine kaplanmış olan sürtünme malzemesi vasıtasıyla dış tambur üzerinden çıkış miline iletilir. Pabuçların dış doğru hareketi, bir veya daha çok çekme yayı vasıtasıyla kontrol edilir. İçten yanmalı motorlarda kullanıldığında, yay kontrollü pabuçlu santrifüj kavramanın devreye girme hızı, motor rölanti hızından daha yüksek hızda olacaktır (Sharma ve Aggarwal, 1976).

Elektrik motorlarını önceden belirlenen bir devir sayısına yüksüz olarak ivmelendirmede, sürtünme pabuçlarının geri çekilmesini sağlamada çok tabakalı yaprak yayların kullanıldığı santrifüj kavramalarda da kullanılmaktadır (Town, 1988). İletilen momentin kapasitesini arttırmak için yay kontrollü ve kam itici tertibatlı santrifüj kavramalar da kullanılmaktadır (Beach, 1962).



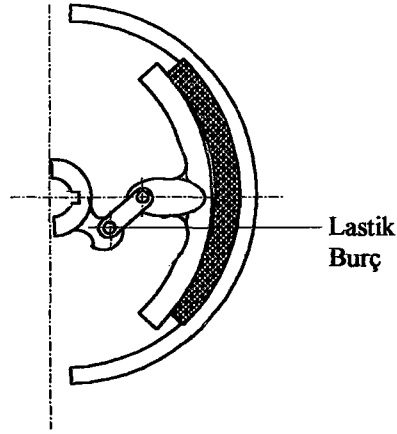
Şekil 1.2 Yay kontrollü pabuçlu santrifüj kavrama (Dittrich, Schunman, 1974)

### 1.2.3. Pabuçları mafsallı santrifüj kavrama

Pabuçları mafsallı santrifüj kavramada çelik muhafazalı lastik burç mümkün olduğunca darbeleri sönmlemek ve gürültüyü azaltmak için, mafsalların her ikisine de yerleştirilir (Şekil 1.3). Pabuçlar tambura baskı yapmaya başladığı zaman, pabuç ve tambur arasındaki sürtünme kuvveti iletilen momenti hızla yükseltir. Burcun yay etkisi paralellik, açısallık ve eksenel paralellik bozukluğunu denkleştirmeye yardım eder. Belirli işletim şartları altında 1,5 derecelik açisal paralellik bozukluğuna tam güçlerde müsaade edilir (Goodling, 1974).

Düşük devir sayılarında pabuçların tambur iç yüzeyine sürtünmemesi ve santrifüj kavramanın kaymaya başlamadan önce döndüren kavrama yarısının belirli bir devir sayısına kadar ivmelenmesi için pabuçları yaylı tasarlanan sistemleri de vardır.

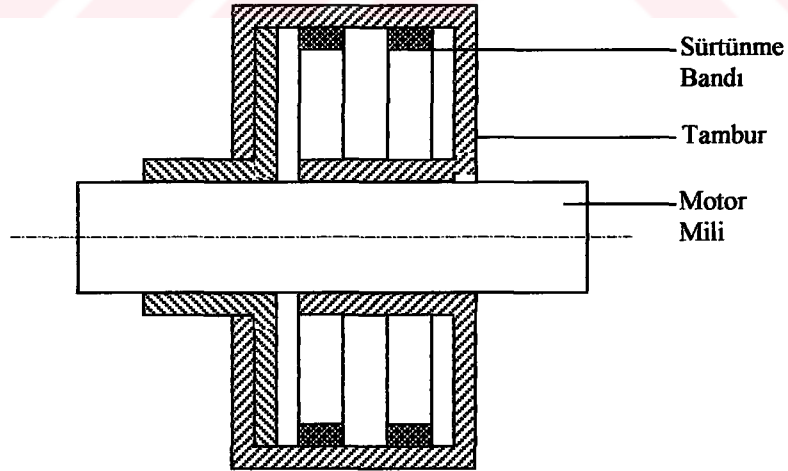
Pabuçlar bir yöndeki işletimlerde yöneltici pabuç ve diğer yöndeki işletimlerde sürüklenme pabucu olarak görev yaparlar (Proctor, 1961). Ayrıca pabuçları gövdeye bağlayan çelik bağlantının kullanılmadığı, yani pabuçların doğrudan döndüren elaman üzerindeki bir burca bağlanan, pabuçları mafsallı santrifüj kavrama konstrüksiyonları da mevcuttur.



Şekil 1.3 Pabuç mafsallı santrifüj kavrama (Spotts, 1964)

#### 1.2.4. Çelik Bantlı Santrifüj Kavrama

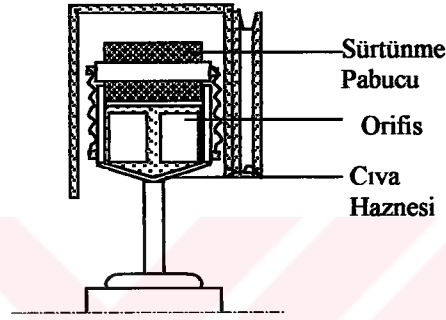
Çelik bantlı santrifüj kavrama, tambur, döndüren kavrama yarısına bağlı kılavuz ve çelik bantlardan ibarettir (Şekil 1.4). Bant tertibatı bir çelik bant üzerine haddelenmiş bir sürtünme malzemesinden takılmıştır ve esnek çelik yaprakların sayısı kavramanın nominal tasarımında ayarlanır. Döndüren kavrama yarısı üzerine bağlı kılavuzlar, çelik bant uçlarındaki çıkıntılara uyguladığı teğetsel kuvvetin sonucu dönen çelik bant kütlesi, merkezkaç kuvvetle tambura doğru itilerek moment iletilir (Goodling, 1977).



Şekil 1.4 Çelik Bantlı Santrifüj Kavrama

### 1.2.5. Civalı Santrifüj Kavrama

Civalı santrifüj kavramada döndüren kavrama yarısı dönmeye başladığında, civa haznesi üzerindeki radyal delik vasıtasıyla civa dışarı doğru akar. Civa, çekme yayları ile döndüren kavrama yarısına bağlı sürtünme pabuçlarını tambur iç yüzeyine doğru iter ve sürtünme ile moment iletilir (Şekil 1.4). Dönme durduğu zaman çekme yayları pabuçları geri çeker, sıkışan civa hazneye geri döner. Çekme yayı katsayısı, orifisin boyutu ve radyal deliğin uygun kombinasyonu ile civalı santrifüj kavramanın devreye girme süresi kontrol edilir (Goodling, 1974).

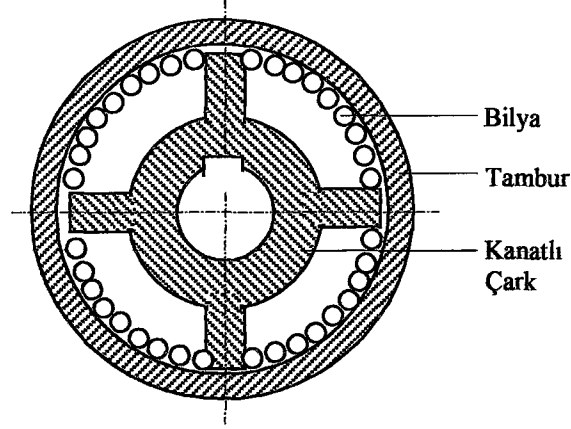


Şekil 1.5 Civalı santrifüj kavrama (Goodling, 1974)

Civalı santrifüj kavrama orifisindeki civa miktarı ile devreye girme süresi ayarlanır. Civa, civalı kavrama devreye girmeden önce, elektrik motorunun senkron sayısına ulaşmasına izin verir ve civa sistemi kaldırdığında, kavrama bir bir geleneksel ön gerilmeli kavramaya benzer. Yay sistemi kaldırıldığında, civalı santrifüj kavrama daha basit bir ön gerilmemiş santrifüj kavrama olur (John ve Richard, 1979).

### 1.2.6. Bilyalı Santrifüj Kavrama

Bilyalı santrifüj kavramada kanatlı çark motor miline bağlanmıştır ve hareketini buradan alır. Kanatlı çark bölmeleri içerisindeki bilyalar sıvı ve toz biçimindeki maddelerle yağlanmaktadır. Motor harekete başladığında bilyalar, merkezkaç kuvvetin etkisi ile tambur iç yüzeyine basınç uygularlar ve sürtünme ile moment iletilirler. Kaymasız bir kuvvet bağı ile moment iletimini sürdürürler (Schalitz, 1968).



Şekil 1.6 Bilyalı santrifüj kavrama (Schalitz, 1968)

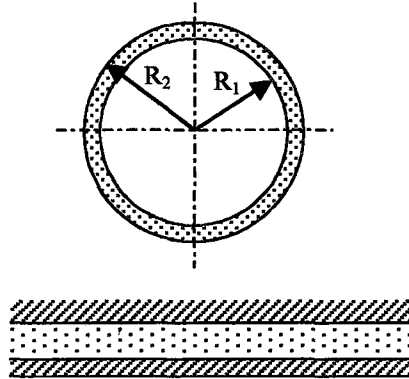
### 1.3. Damper mekanizmalarının sınıflandırılması

Uzay tasarım sistemlerinde kullanılan damper mekanizmalarının üç tipi mevcuttur. Bunlar ;

- 1- Akış viskoz damperleri,
- 2- Coulomb sürtünme damperleri,
- 3- Eddy current damperleri,

#### 1.3.1. Akış viskoz damperleri:

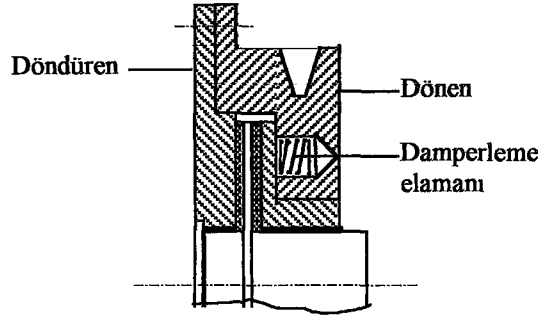
Akış viskoz damperleri viskoz akış kesme prensibine göre çalışır. Yani dar bir açıklık boyunca akışkanın bir viskoz akışa zorlandığı durumda mekanik enerjinin emilmesidir.



Şekil 1.7 Akış viskoz damperi

Viskoz damperler düşük basınçlara maruz kaldıklarında sıvı buharının sızmasına eğilimlidirler. Böylesi problemler düzensiz çevre şartlarında damper mekanizmasının çalışma zamanını kısaltmaktadır. Son zamanlarda bu dezavantajından dolayı uzay araçlarında bu damperleme yerini eddy current damper mekanizmasına bırakmıştır.

### 1.3.2. Coulomb Sürtünme Damperleri

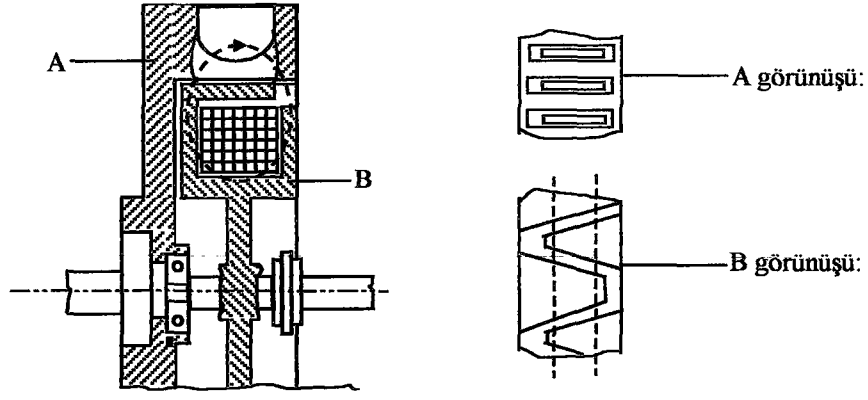


Şeki1.1.8 Coulomb sürtünme damperi (Newton vd., 1991)

Coulomb sürtünme damperleri bir fren balatasına karşı sürtünme bloklarını itmek için merkezkaç ivmesi kullanır. Coulomb sürtünme damperleri ağır çevre şartlarına sahip bir ortamda yani mekanizmanın sıcaklık, basınç ve neme karşı duyarlı olan yapısından dolayı performansının bozulmasına ve etkilenmesine eğilim gösterir.

### 1.3.3. Eddy Current Damperleri

Eddy current damperleri dinamo etki prensibine göre çalışır. Yani bir elektrik akımı meydana gelirken mekanik enerjinin emilmesidir. Bu damper mekanizması manyetik özellik ihtiva eden cihazları koruma gerektirebilen elektro motor kuvveti (EMK) ihtiyacından dolayı kullanım sahalarında bir takım problemler meydana getirir



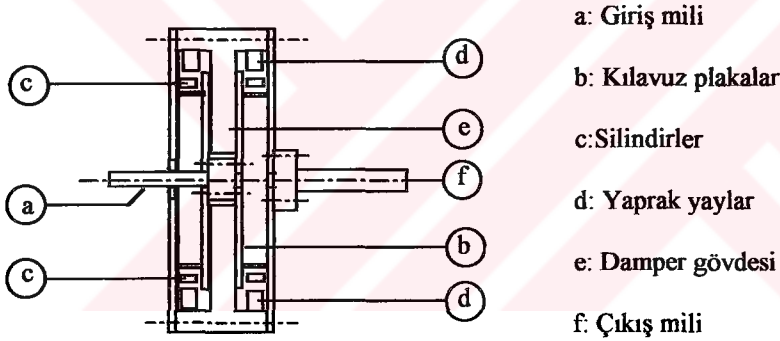
Şekil 1.9 Eddy current damperi (Newton vd., 1991)

Bütün bu akım tasarımlarına sahip ikinci büyük bir problemde bunların tek nokta hasarlarına karşı hassas olma eğilimleridir. Genellikle çok fazla extra aygıt ve extra donanım gerektirmesi, bunun sonunda extra bir kütlenin ortaya çıkmasına sebep olmaktadır. Bu akım problemleri göz önüne alınarak yeni bir tip mekanik dönel damper mekanizmasının geliştirilmesini hedeflemektedir.

## 2. MEKANİK DÖNEL DAMPER

### 2.1. Genel Tanıtma

Çalışma konusu plan mekanik dönel damperin şematik resmi Şekil 2.1 de görülmektedir. Damper mekanizması hareketini, (a) giriş milinden alır. Bu giriş miline (b) kılavuz plakaları bağlıdır ve bu kılavuz plakalarının üzerinde, içinde silindirlere kılavuzluk yapan 32 adet U yatakları çevre boyunca monte edilmiştir. (a) giriş milinin dönmesi ile, (b) kılavuz plakaları da birlikte döner. Bu dönel hareket ile birlikte (c) silindirleri merkezkaç kuvvet etkisi ile karşılarında bulunan ve damperin ana gövdesi (e) ye bağlı (d) yaprak yaylarına çarparlar. Artan devir ile beraber bu çarpma sonucunda (c) silindirleri, (d) yaprak yayları arasında girerek, yaprak yaylar ve U yatakları arasında kuvvet iletimi için bağlantı kurarlar. Sonuç olarak, (d) yaprak yayları, (e) gövdesini ve buna bağlı olan (f) milini çevirerek, giriş milinden gelen hareketi çıkış miline iletir.



Şekil 2.1. Mekanik dönel damperin şematik resmi

Mekanik dönel damper gövdesi üzerine 360 adet (d) yaprak yayı mevcuttur. Silindirlerin yaprak yaylara çarpması esnasında, yaprak yaylar salınım yaparak enerjiyi malzeme histeresisinden faydalanarak dağıtır.

Mekanik dönel damperin kilitlemesi şu aşamalara bağlıdır:

a) Çalışma esnasında merkezkaç ivmesi, silindirleri başlangıçta konsol yayların alınlarına çarptırarak deformasyona, titreşime ve dönmeye zorlar, böylelikle enerji dağıtılır.

b) Yaprak yaylar deforme olduğundan yaylardaki şekil değiştirme enerjisi içerisine, iç döndürme düzeneğinin bir kinetik enerji dönüşümü vardır ve titreşim esnasında enerji ısı formunda malzeme histeresis i boyunca dağıtılır (Burgess, 1996).

c) Yaprak yaylar eğilmedeki yükleri alabilecek şekilde düzenlenirler. Çünkü bu maksimum uygunluğu ve buna göre maksimum enerji depolama ve enerji yayma kapasitesini meydana getirir.

d) Silindirler, yaprak yayları eğerek aralarına girer, bunun sonucunda silindirlerin radyal yöndeki hareketi sona erdiğinde kilitleme sağlanmış olur.

e) Çıkış milinin aşırı yüklenmesi halinde kilitleme durumu bozularak damper kayma durumuna geçer. Aşırı yükleme kalktığında, damper tekrar kilitleme durumuna geçer.

Görüldüğü gibi mekanik dönel damper de, damperin rejim haline geçmesi durumunda damper içerisindeki elamanlar bir bütün oluşturmakta ve tek bir parça gibi hareket etmektedir. Ayrıca deney sonuçlarından da görülebileceği gibi kavrama süresi çok küçük bir zaman aralığında gerçekleşmekte, bu da sistemin devreye giriş ve çıkış esnasında zaman kaybını önlemektedir. Özellikle damperin rejim haline geçinceye kadar geçen zaman da silindirlerin yaprak yaylara çarpması ve bu esnada meydana gelecek ısının ve titreşimin yaprak yaylar tarafından absorbe edilmesi en önemli özelliklerinden biridir (Burgess, 1996).

## 2.2 Problemin ifadesi

Mevcut damper mekanizmalarının problemlerinden sakınmak için tasarımın amacı, tek nokta hasarları ve ağır çevre şartlarına karşı duyarlı olmayan yeni tip bir konstrüksiyonun geliştirilmesidir. Bu nedenle konuyu üç ana başlık altında toplayabiliriz :

- a) Damperin gücü,
- b) Damperin kavrama süresi,
- c) Aşırı yükte kayabilme.

Damper mekanizmasının işlevsel özelliklerine ve performansına etki eden tasarım parametrelerinin belirlenmesi için damperi meydana getiren bütün elamanların boyutlandırılması gerekmektedir. Bu parametrelerin sistemin özelliklerine etkisi,

b) Yaprak yaylar deforme olduğundan yaylardaki şekil değiştirme enerjisi içerisine, iç döndürme düzeneğinin bir kinetik enerji dönüşümü vardır ve titreşim esnasında enerji ısı formunda malzeme histeresis i boyunca dağıtılır (Burgess, 1996).

c) Yaprak yaylar eğilmedeki yükleri alabilecek şekilde düzenlenirler. Çünkü bu maksimum uygunluğu ve buna göre maksimum enerji depolama ve enerji yayma kapasitesini meydana getirir.

d) Silindirler, yaprak yayları eğerek aralarına girer, bunun sonucunda silindirlerin radyal yöndeki hareketi sona erdiğinde kilitleme sağlanmış olur.

e) Çıkış milinin aşırı yüklenmesi halinde kilitleme durumu bozularak damper kayma durumuna geçer. Aşırı yükleme kalktığında, damper tekrar kilitleme durumuna geçer.

Görüldüğü gibi mekanik dönel damper de, damperin rejim haline geçmesi durumunda damper içerisindeki elamanlar bir bütün oluşturmakta ve tek bir parça gibi hareket etmektedir. Ayrıca deney sonuçlarından da görülebileceği gibi kavrama süresi çok küçük bir zaman aralığında gerçekleşmekte, bu da sistemin devreye giriş ve çıkış esnasında zaman kaybını önlemektedir. Özellikle damperin rejim haline geçinceye kadar geçen zaman da silindirlerin yaprak yaylara çarpması ve bu esnada meydana gelecek ısının ve titreşimin yaprak yaylar tarafından absorbe edilmesi en önemli özelliklerinden biridir (Burgess, 1996).

## 2.2 Problemin ifadesi

Mevcut damper mekanizmalarının problemlerinden sakınmak için tasarımın amacı, tek nokta hasarları ve ağır çevre şartlarına karşı duyarlı olmayan yeni tip bir konstrüksiyonun geliştirilmesidir. Bu nedenle konuyu üç ana başlık altında toplayabiliriz :

- a) Damperin gücü,
- b) Damperin kavrama süresi,
- c) Aşırı yükte kayabilme.

Damper mekanizmasının işlevsel özelliklerine ve performansına etki eden tasarım parametrelerinin belirlenmesi için damperi meydana getiren bütün elamanların boyutlandırılması gerekmektedir. Bu parametrelerin sistemin özelliklerine etkisi,

### **3. DENEY DÜZENEGİNİN HAZIRLANMASI**

#### **3.1. Damper Malzemelerinin Seçimi ve Hazırlanması**

Yeni tip mekanik dönel damper yapı itibarı ile basit ve sağlamdır. Çünkü damperleme işlemi malzeme hacmi içerisinde meydana gelmekte ve bu nedenle hassas toleranslar ve yüklemeye gerek duyulmamaktadır.

Ayrıca çok fazla damperlemeye sahip olan damperleme elamanları tek nokta hasarlarına karşı toleranslıdır (Burgess,1996). Damper mekanizmasını meydana getiren ve damperin temel çalışma prensiplerini oluşturan elamanların özelliklerini şöyle açıklayabiliriz

##### **3.1.1. Damper gövdesi**

Bu araştırmada mekanik dönel damperin karakteristik özelliklerinin belirlenmesi amacı ile, kullanma yeri ve amacı dikkate alınarak damper gövdesinde malzeme olarak polietilen kullanıldı. Bu nedenle damper gövdesi daha hafif oldu. Damper gövdesi dönel tabla üzerine yerleştirilerek freze tezgahında yaprak yayların geçeceği kanallar açıldı. Daha sonra damper gövdesi uygun bir torna aynasına bağlanarak torna tezgahında işlendi.

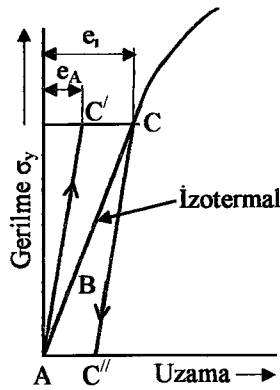
##### **3.1.2. Yaprak yayların seçimi ve hazırlanması**

Yaprak yaylar için de malzeme seçiminde polimerik malzemeler kullanıldı. metallerdeki elastik davranışlar oda sıcaklığında çok düşüktür .Ancak polymeric malzemeler için aynı ortamdaki elastiklik daha büyüktür. Şayet bir numune sabit bir ısıda ve elastik sınırlar içerisinde belirli bir çekme hızında gerilmeye maruz bırakılırsa Şekil 3.1 deki (A B C ) yolunu izleyecektir ve numunedeki şekil değiştirme miktarı e olacaktır. kuvvet kalktığında (C B A ) yolu üzerinden başlangıç noktasına geri dönecektir. Ancak malzeme hızlı bir şekilde C noktasındaki gerilmeye zorlanırsa, numune içerisindeki ısı dengesini muhafaza edemeyeceğinden dolayı numune sıcaklığı

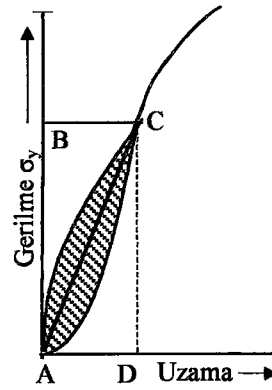
artacak ve numune (A C ) yolu yerine (A C' ) yolunu izleyecektir. Numunede meydana gelen şekil değiştirme miktarı  $e_1$  olacaktır. Hızlı yükleme şartları altında dinamik yüklemdeki malzemenin elastik modülü, yavaş yüklemdeki elastik modülden daha büyüktür. Bu noktada,  $\sigma_y$  de belli bir süre bekletildiğinde (C' C ) yolunu ısı yayılımından dolayı geçecek ve numune sıcaklığı bir miktar artacaktır. Eğer bu noktada yük ansızın kaldırılırsa numune (C C'') yolunu adyabtit olarak izleyecektir. Yani ısıyı dağıtmayacaktır, numune sıcaklığı bir miktar daha artacaktır. Numune çevresindeki ısı transferi olayı ve gerilmeler (C'' A )yolu boyunca ısı çekilmesi ile azalacaktır. Ancak sürekli bir çevrim olduğu yani yüklemenin devamlı yapılıp kaldırıldığı durumlarda elastik histeresis halkası (AC' - CC'' - A )yolunu izleyerek kapanacaktır. Şekil 3.2 deki gibi bir halka meydana gelecektir, buna histeresis halkası denir. Buradaki taralı alan numunenin iç sürtünmesi ile dinamik yükleme boyunca ısı şeklinde çevreye yaydığı deformasyon enerjisidir.

Histeresis halkasını içine alan bölgenin çok küçük olabilmesine karşın uygulanan bir zaman periyodunda dağıtılan toplam enerjinin çevrimin herhangi bir periyodunda histeresis alanını meydana getirdiği için hızlı titreşime maruz kalan bir malzemede bu enerji yayılımı önemli bir özelliktir. Bu elastik histeresis ışığında ısı dağıtılır ve titreşim damperlenir.

Histeresis halkası altında kalan alan gerilmenin uygulanıp kaldırıldığı durumdaki frekansın bir fonksiyonu olacaktır. Eğer frekans çok yavaş ise çevrim daima tamamen izotermal olur ve histeresis halkası ile kapatılan alan çok küçük olur.



Şekil 3.1. Adyabatik ve izotermal gerilme uzama eğrisi



Şekil 3.2. Elastik histeresis eğrisi

Yükleme ve boşaltma çok yüksek bir frekans da olursa olay daima adyabatiktir ve kapatılan alan yine çok küçük olur. Ancak histeresis alanının çok büyük olduğu durumlar ara frekanslardır.

Termoelastik etki titreşim enerjisinin malzeme tarafından iç enerji olarak yayıldığı çoğu mekanizmalardan biridir. Kristalin yapılarda elastik olmayan etki meydana getirmeyen diğer mekanizmalar; gerilme kaynaklı ara yer ve yer değiştiren katı atomların sırası, tane sınırı kayması, dislokasyon hareketi ve kristallerin elastik anizotropisinden kaynaklanan kristalin geçişli termal akışlar ve kristalinler arası termal akışlardır.

Polimerlerde bunlar dönme, nem emilmesi ve diğer etkilerin bir tipi olarak artar. Bu çoğu enerji dağıtma etkileri iç sürtünmenin başlama şekline göre gruplandırılabilir. Çok küçük gerilmeler altında enerji dağıtılmasının doğru bir şekilde ölçülmesi, düzensiz katılaşıp, içerisinde çökelti meydana gelmiş yapılarda önemlidir.

İç sürtünme  $\delta$  genellikle logaritmik azalma ile açıklanır.  $\delta$  için farklı açıklama , iç sürtünme çalışmaları için kullanılan deneyin şekline bağlı olarak geliştirilir. İç sürtünme sıklığı belli bir amplitüd ile hareket edebilen bir sistem ile ölçülür ve daha sonra serbestçe bozular. ( $A_t$ ) zamanındaki herhangi bir amplitüd için,

$$A_t = A_0 e^{-\beta t}$$

yazılabilir. Burada  $\beta$  indirgeme katsayısıdır. Logaritmik azalma sıralı amplitüdülerin oranının logaritmasıdır ve

$$\delta = \ln \frac{A_n}{A_{n+1}}$$

ile ifade edilir.

Eğer iç sürtünme amplitüde bağımlı değilse titreşim çevriminin bir adedine karşı  $\ln A$  'nın bir kısmı lineer olur ve bu durumda eğrinin sıçraması azalır. Numunenin sabit bir amplitüde gösterdiği zorlanmış titreşim durumu çevrim başına titreşimdeki kesirli azalmaz ve;

$$\delta = \frac{\Delta W}{2W}$$

dır. Burada  $\Delta W$  her bir çevrimde kaybolan enerji ve  $W$  her bir çevrimdeki toplam titreşim enerjisidir. Eğer her bir çevrim enerjisinin bir miktarı numune üzerinde tekrarlanırsa rezonans meydana gelir (Keyser, 1986).

Bu şekiller incelendiğinde malzeme yükleme ve boşaltmaya maruz bırakıldığında mekanik enerjisinin ısı enerjisine dönüşümü olayının malzemedeki histeresis veya malzemenin iç sürtünmesinde meydana geldiği ve bu değerlerin de malzemedeki malzemeye değiştiği aşikardır. Bundan dolayı damperlemenin meydana gelebilmesi için daha büyük gerilme ve şekil değiştirme değerleri gereklidir. Yüksek bir damperleme kapasitesi rezonans şartlarındaki titreşim amplitüdündeki sınırlamalarda ve bundan dolayı yorulma kusurlarının azaltılmasında önemlidir.

Moment iletiminde kullanılacak yaprak yayların malzemeleri ve elastik modül değerleri, Tablo 3.1. de görülmektedir. Malzemeler standart normlara göre imal edildikten sonra çekme işlemine tabi tutularak elastik modüller tespit edilmiştir. Burada yaprak yayların, elastik modül değişiminin etkileri incelenmiştir. Yaprak yaylar damper gövdesi içerisine  $t=3$  mm,  $t=4$  mm ve  $t=6$  mm aralıklar ile yerleştirilerek silindir çapı ve düzenekteki yerleşim aralığının etkisi araştırılmıştır.

Ayrıca yaprak yayların boyutları, matematiksel modeli net bir şekilde belirlemek amacı ile değiştirilerek ve özellikle silindir ile yaprak yay arasındaki boşluğun iletilen momente etkisi incelenmiştir. Yaprak yayların alın profili başlangıçta dikdörtgen olup daha sonra alın profilinin etkisini araştırmak amacı ile sırası ile Şekil 5.1 de görüldüğü gibi açılı ve dairesel olarak imal edilip, moment ve kavrama süresine etkileri araştırılmıştır.

Yaylara çarparak kuvvet meydana getirecek olan silindirler teflon malzemesinden yapıp, deneylerde altı farklı ağırlıkta (Tablo 3.2.) ve çapları 15mm, 17.5 mm ve 20 mm olan üç farklı silindir kullanılmıştır. Daha sonra silindirlerin geometrisi altıgen ve sekizgen yapıp, deneylerde silindir geometrisinin etkisi araştırılmıştır.

**Tablo 3.1.** Kullanılan plastik malzemeler ve elastisite modülleri

Plastik malzemenin cinsi	Elastisite modülü (N/mm <sup>2</sup> )
Polyester	1245
Asetat	1136
Polipropilen	1009
Polietilen	949

### 3.1.3. Silindirlerin seçimi ve hazırlanması

Yaprak yaylara çarparak moment iletimini sağlayan silindirler teflon malzemesinden imal edilip hassas terazide tartılarak ağırlıkları dengelendi. Ayrıca silindir şeklinin etkisini araştırmak amacı ile, silindirlerin geometrileri değiştirildi (Şekil 4.17). Silindir çaplarının etkisinin araştırılması için de, silindir ağırlıkları sabit olmak şartı ile silindir çapları da değiştirildi.

**Tablo 3.2.** Silindir ağırlıkları

Silindir ağırlığı (gr)					
2.40	3.18	6.32	8.01	9.96	13.01

### 3.1.4. Taşıyıcı ve kılavuz plakalar

Taşıyıcı ve kılavuz plakalar mikadan yapıldı. Silindirlere kılavuzluk yapan silindir yatakları da özel bir kalıp yapılarak kılavuz plakalar üzerine yapıştırıldı.

## 3.2. Deney Düzenğinde Kullanılan Bazı Elamanların Tanıtılması:

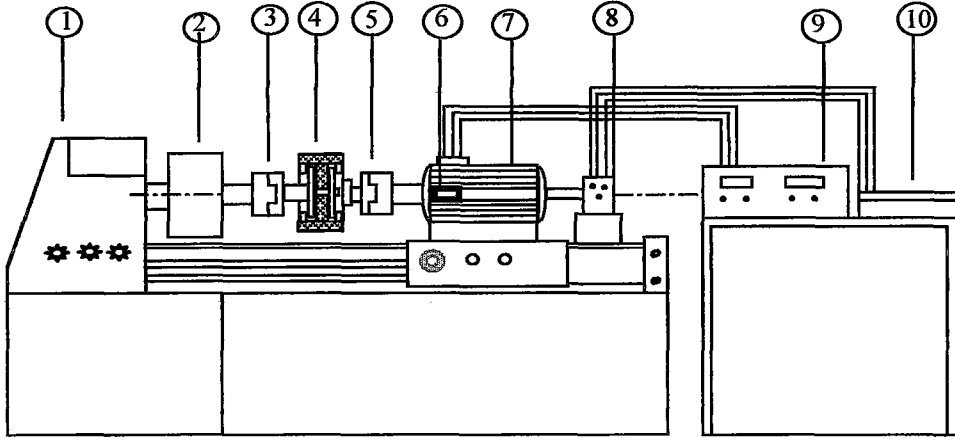
3.2.1. Torna tezgahı

3.2.2. Elektro manyetik fren

3.2.3. Takometre

### 3.2.4. Mekanik güç ölçüm modülü

### 3.2.5. Plotter



- 1-)Torna tezgahı
- 2-) Torna aynası
- 3-) Elastik kaplin
- 4-) Damper
- 5-) Elastik kaplin

- 6-) Strain-gage
- 7-) Elektro manyetik fren
- 8-) Takometre
- 9-) Mekanik güç ölçüm modülü
- 10-) Plotter

Şekil 3.3 Deney düzeneğinin şematik resmi

### 3.2.1. Torna tezgahı :

Microwelly markalı ve TY-700 modeli 3 kW gücünde, 45...2500 d/d devir aralıklarında çalışmaktadır. Deneylerde torna tezgahının seçilmesinin sebebi ise, hız ayar kademelerinin uygunluğu ve verimin daha yüksek olmasıdır. Elektro manyetik fren ve takometre de torna kızakları üzerine monte edilmiştir. Ancak hız ayarları kontrol edilirken, torna üzerinde yazılı olan hız değerlerinin tutmadığı belirlenmiş ve deneyler gerçek hız çıktıklarına göre yapılmıştır.

Deneylerde kullanılması gereken ve damperin kullanıldığı yerdeki gerçek çalışma devri olan 206 d/d nın ölçülmesi içinde elektrik motoru çıkışına farklı bir kasnak yapılarak takılmıştır.

### 3.2.2. Elektro manyetik fren

DELORENZO markalı ve DL 1019M modeli, 1 kW gücünde ve 3000 d/d ya kadar hızlanabilen elektro manyetik frenin çalışma prensibi şöyledir: Test edilecek kavramanın çıkış miline takılan ve iletken malzemeden yapılmış bir disk ikaz akımı, ayarlanabilen bir elektro mıknatısın, manyetik akım alanının etkisi altında bırakılır. Bu elektromıknatısa ikaz akımı verildiğinde, ve kavrama çalıştırıldığında, bu disk de dönmeye ve manyetik alan içerisindeki manyetik akım hatlarını kesmeye başlayacaktır. Bunun sonucunda iletken gövdesinde değişken yönlerde indüksiyon akımları meydana gelecektir. Bu nedenle diskin içinde jül etkisi nedeni ile yayılan gücün tamamı bütünüyle frenleme gücünü oluşturur ve elektro mıknatısın dönmekte olan diske hareket yönünün aksi yönünde, bir tork artışı sağlar, dolayısıyla bir frenleme gerçekleştirilir.

Bu elektro manyetik frenin üzerine, moment ölçmek için DL 2006 E Modelli, 150 N' a kadar ölçüm yapabilen elektronik strain-gage monte edilmiştir.

### 3.2.3. Takometre

Deney düzeneğinin son kısmına takılan takometre (0...15 V) hareketini elektro manyetik frenden almakta ve bir gerilim üreterek bir kablo bağlantısı ile, X-Y plotterine enerji vermektedir.

### 3.2.4. Mekanik güç ölçüm modülü

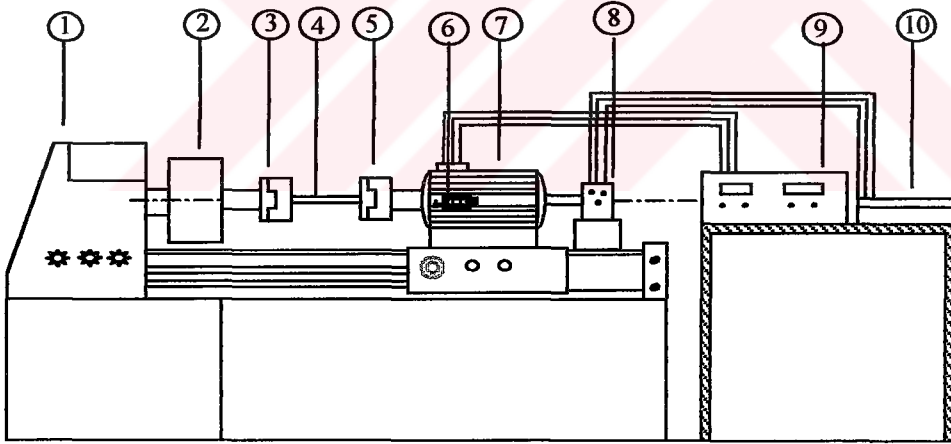
DELORENZO markalı ve 10051 YOK modeli, 0 ila 220 V fren beslemesi ikazı yapabilen mekanik güç ölçüm modülü, elektronik olarak, hız ölçümü ve Nm cinsinden moment ölçümü yapabilmektedir. Cihaz üzerinde moment kalibrasyonu yapılabilmekte ve yüklemeler bölüntülü el tamburundan yapılmaktadır. Elektro manyetik frenin ürettiği akım strain gage den geçerek mekanik güç ölçüm modülünde Nm cinsinden sayısallaştırılmaktadır.

### 3.2.5. Plotter

LEYBOLD Markalı ve SE 790 Modelli XY plotter'ı 0÷250 V arasında çalışabilen elektro mıknatıs ile kağıt tutma özelliğine sahiptir. Plotter üzerinde X eksenini zaman değişkenini belirlemekte ve Y ekseninde devir değişkenini belirlemektedir.

### 3.3. Ölçümler ve Kontrol Teknikleri

Deneylere başlamadan önce kurulan deney setinin kalibrasyonu ve test edilmesi gerekmektedir. Bunun için torna aynası ile elektro manyetik fren arasına önce bir mil yerleştirilerek (Şekil 3.4), sonra da damper kilitlenip yerleştirilerek (Şekil 3.3), farklı devir sayılarında torna tezgahı çalıştırılıp mekanik güç ölçüm modülü üzerinde sıfırlama yapılarak ölçümler alındı (Şekil 3.5).



1- Torna tezgahı

2- Üniversal Torna aynası

3- Elastik kaplin

4- Kalibre mili

5- Elastik kaplin

6- Strain gage

7- Elektro manyetik fren

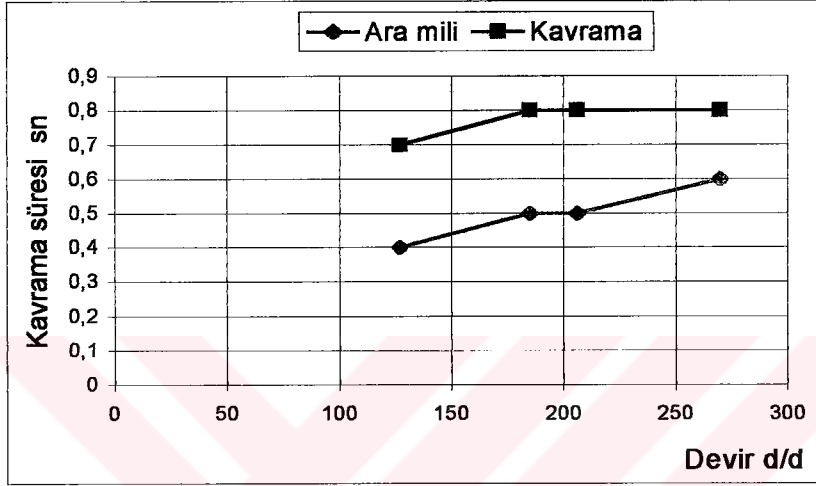
8- Takometre

9- Mekanik güç ölçüm modülü

10- Plotter

Şekil 3.4 Takometrenin ara mil kullanılarak kalibrasyonu

Deneyler sonucunda bulunacak olan kavrama süresi değerlerinin belirlenmesi için Şekil 3.4 deki deney seti üzerine ara mili takılarak ve Şekil 3.3 deki deney seti üzerine de damper rijitlenip takılarak, çalışma devirlerinde sürekli rejim haline geçinceye kadar olan zamanlar ölçülmüştür(Şekil 3.5). Ölçülen ara mili zaman değerleri, damper kavrama süresi değerlerinden çıkartılmış ve yine Şekil 3.5 deki kavramanın zaman değerleri de dinamik moment hesabında kullanılmıştır.



Şekil 3.5 Kavrama süresinin devir sayısı ile değişimi

Deneyler yapılırken damper içerisine yerleştirilen ağırlıkların değişmesinden dolayı meydana gelebilecek hataları önlemek amacı ile bütün deneylerde damper devreye girdikten sonra, mekanik güç ölçüm modülü üzerinde sıfırlama yapıldığından, damperin dinamik momentinin de ölçülen momentlere ilave edilmesi gerekmektedir.

## 4. YAPILAN DENEYLER VE SONUÇLARI

### 4.1. Deney Programı

Kavramanın performansının çok sayıda değişkenlerin etkisinde olduğuna işaret edilmişti. Tüm değişkenlerin etkilerini bir arada izlemek mümkün olmadığından, değişkenler önem sırasına konarak sistematik bir incelemeye el veren bir program düzenlendi. Kavrama mekanik bir sistem olduğundan, önce değişkenler ana guruplar altında toplandı.

#### 1 ) Konstrüktif değişkenler :

- 1 ) Yaprak yayların uç profillerinin iletilen moment üzerine etkileri
- 2 ) Yaprak yayların uç profillerinin kavrama süresine etkileri
- 3 ) Silindir ve Yaprak Yaylar Arasındaki Mesafenin İletilen Moment Üzerine Etkisi.
- 4 ) Silindir ve Yaprak Yaylar Arasındaki Mesafenin Kavrama Süresi Üzerine Etkisi
- 5 ) Silindir Ağırlığının İletilen Moment Üzerine Etkisi.
- 6 ) Silindir Ağırlığının kavrama süresine etkileri
- 7 ) Silindir Adedinin İletilen Moment Üzerine Etkisi
- 8 ) Silindir Adedinin kavrama süresine etkileri
- 9 ) Silindir Çapının ve Yaprak Yaylar Arası Mesafenin İletilen Momente Etkisi
- 10 ) Silindir Çapının ve Yaprak Yaylar Arası Mesafenin kavrama süresine etkileri
- 11 ) Silindir Alın Profilinin İletilen Moment Üzerine Etkisi.
- 12 ) Silindir Alın Profilinin kavrama süresine Üzerine etkileri
- 13 ) Elastik modülün iletilen moment Üzerine etkileri
- 14 ) Elastik modülün kavrama süresine etkileri

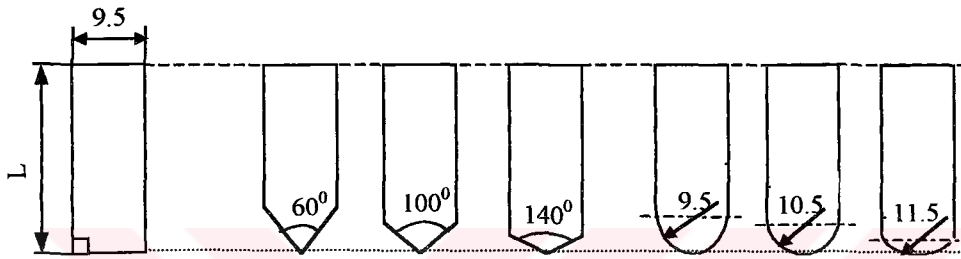
#### 2 ) Diğer değişkenler :

- 1 ) Giriş milinin devri .
- 2 ) Çıkış miline uygulanan moment .

Kavramanın performans özelliklerinin sağlıklı bir irdelemesini yapabilmek için, her gurubun içindeki değişkenlerin optimum değerlerinin saptanmasına ve bu değerler kullanılarak performansının irdelenmesine elveren bir program ortaya kondu. Kavramanın performansını etkileyen değişkenler içinde konstrüktif değişkenleri değiştirmenin ve bunu geniş bir aralığı içine alacak şekilde yapabilmenin güçlüğü ortadadır.

## 4.2. Yaprak Yayların Uç profillerinin İletilen Moment Üzerine Etkileri

Yaprak yay alın profilinin iletilen moment ve kavrama süresine etkisini araştırmak için, damper elamanlarının boyutlarını değiştirmemek şartı ile sadece yaprak yayların silindir ile temas eden, dik alın yüzey profilleri değiştirildi. Bunun için alın profillerine  $\alpha = 60^\circ$ ,  $\alpha = 100^\circ$  ve  $\alpha = 140^\circ$  lik açılar verilerek ve yine alın profillerine  $r = 4.75$ ,  $r = 5.25$  ve  $r = 5.75$  mm 'lik yarı çaplı radiüsler verilerek çalışmalar yapıldı (Şekil 4.1) .Bu ve bundan sonraki deneylerde yaprak yayların kalınlıkları 0.3 mm alındı.



Şekil 4.1 Yaprak yayların uç profilleri

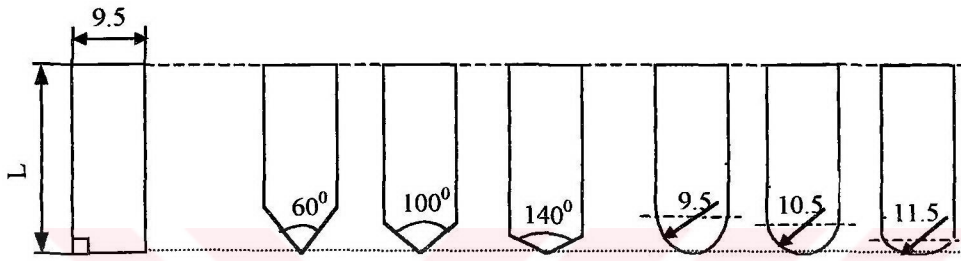
Yapılan deneylerin grafikleri incelendiğinde, alın kesiti dik olan yaprak yaylı kavramanın daha fazla moment ilettiği, açılı ve radiüslü yaprak yayların moment iletiminin daha düşük olduğu görüldü. Bunun sebebi yaprak yayların uç kısımlarına verilen geometrik şekillerin, uç kısımlardaki atalet momentini zayıflattığı bunun neticesinde ise silindirlerin yaprak yaylar arasında tutunamaması olduğu belirlendi. Uç açısı  $60^\circ$  olan yaprak yay ile uç radiüsü 4.75 mm olan yaprak yayın, diğerlerine göre daha az moment ilettiği görüldü. Diğerlerinin ise biraz daha büyük moment ilettiği tespit edildi.

Sonuç olarak mekanik dönel damperde moment iletimi göz önüne alındığında, dik alın kesitli yaprak yayların kullanılması gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Bundan sonraki parametrelerin araştırılmasında dik alın kesitli yaprak yay kullanılmasına karar verildi.

Bu deneylerde 8.01 gr ağırlığındaki silindirler kullanıldı.

## 4.2. Yaprak Yayların Uç profillerinin İletilen Moment Üzerine Etkileri

Yaprak yay alın profilinin iletilen moment ve kavrama süresine etkisini araştırmak için, damper elamanlarının boyutlarını değiştirmemek şartı ile sadece yaprak yayların silindir ile temas eden, dik alın yüzey profilleri değiştirildi. Bunun için alın profillerine  $\alpha = 60^\circ$ ,  $\alpha = 100^\circ$  ve  $\alpha = 140^\circ$  lik açılar verilerek ve yine alın profillerine  $r = 4.75$ ,  $r = 5.25$  ve  $r = 5.75$  mm 'lik yarı çaplı radiüsler verilerek çalışmalar yapıldı (Şekil 4.1) .Bu ve bundan sonraki deneylerde yaprak yayların kalınlıkları 0.3 mm alındı.



Şekil 4.1 Yaprak yayların uç profilleri

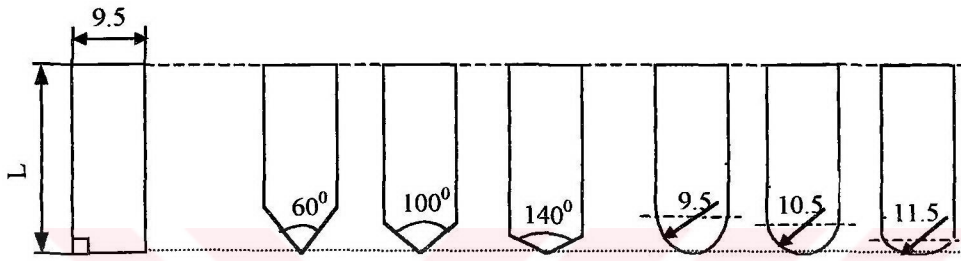
Yapılan deneylerin grafikleri incelendiğinde, alın kesiti dik olan yaprak yaylı kavramanın daha fazla moment ilettiği, açılı ve radiüslü yaprak yayların moment iletiminin daha düşük olduğu görüldü. Bunun sebebi yaprak yayların uç kısımlarına verilen geometrik şekillerin, uç kısımlardaki atalet momentini zayıflattığı bunun neticesinde ise silindirlerin yaprak yaylar arasında tutunamaması olduğu belirlendi. Uç açısı  $60^\circ$  olan yaprak yay ile uç radiüsü 4.75 mm olan yaprak yayın, diğerlerine göre daha az moment ilettiği görüldü. Diğerlerinin ise biraz daha büyük moment ilettiği tespit edildi.

Sonuç olarak mekanik dönel damperde moment iletimi göz önüne alındığında, dik alın kesitli yaprak yayların kullanılması gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Bundan sonraki parametrelerin araştırılmasında dik alın kesitli yaprak yay kullanılmasına karar verildi.

Bu deneylerde 8.01 gr ağırlığındaki silindirler kullanıldı.

## 4.2. Yaprak Yayların Uç profillerinin İletilen Moment Üzerine Etkileri

Yaprak yay alın profilinin iletilen moment ve kavrama süresine etkisini araştırmak için, damper elamanlarının boyutlarını değiştirmemek şartı ile sadece yaprak yayların silindir ile temas eden, dik alın yüzey profilleri değiştirildi. Bunun için alın profillerine  $\alpha = 60^\circ$ ,  $\alpha = 100^\circ$  ve  $\alpha = 140^\circ$  lik açılar verilerek ve yine alın profillerine  $r = 4.75$ ,  $r = 5.25$  ve  $r = 5.75$  mm 'lik yarı çaplı radiüsler verilerek çalışmalar yapıldı (Şekil 4.1) .Bu ve bundan sonraki deneylerde yaprak yayların kalınlıkları 0.3 mm alındı.



Şekil 4.1 Yaprak yayların uç profilleri

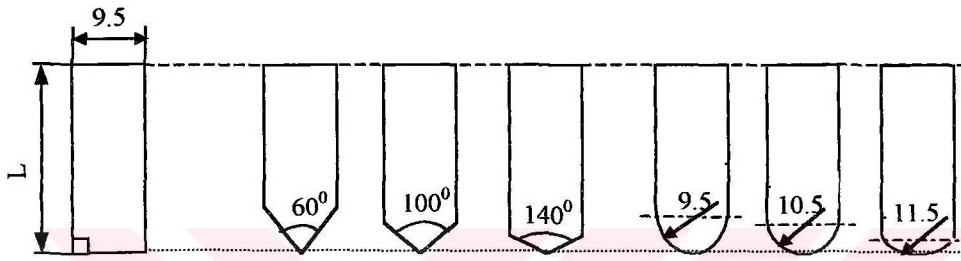
Yapılan deneylerin grafikleri incelendiğinde, alın kesiti dik olan yaprak yaylı kavramanın daha fazla moment ilettiği, açılı ve radiüslü yaprak yayların moment iletiminin daha düşük olduğu görüldü. Bunun sebebi yaprak yayların uç kısımlarına verilen geometrik şekillerin, uç kısımlardaki atalet momentini zayıflattığı bunun neticesinde ise silindirlerin yaprak yaylar arasında tutunamaması olduğu belirlendi. Uç açısı  $60^\circ$  olan yaprak yay ile uç radiüsü 4.75 mm olan yaprak yayın, diğerlerine göre daha az moment ilettiği görüldü. Diğerlerinin ise biraz daha büyük moment ilettiği tespit edildi.

Sonuç olarak mekanik dönel damperde moment iletimi göz önüne alındığında, dik alın kesitli yaprak yayların kullanılması gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Bundan sonraki parametrelerin araştırılmasında dik alın kesitli yaprak yay kullanılmasına karar verildi.

Bu deneylerde 8.01 gr ağırlığındaki silindirler kullanıldı.

## 4.2. Yaprak Yayların Uç profillerinin İletilen Moment Üzerine Etkileri

Yaprak yay alın profilinin iletilen moment ve kavrama süresine etkisini araştırmak için, damper elamanlarının boyutlarını değiştirmemek şartı ile sadece yaprak yayların silindir ile temas eden, dik alın yüzey profilleri değiştirildi. Bunun için alın profillerine  $\alpha = 60^\circ$ ,  $\alpha = 100^\circ$  ve  $\alpha = 140^\circ$  lik açılar verilerek ve yine alın profillerine  $r = 4.75$ ,  $r = 5.25$  ve  $r = 5.75$  mm 'lik yarı çaplı radiüsler verilerek çalışmalar yapıldı (Şekil 4.1) .Bu ve bundan sonraki deneylerde yaprak yayların kalınlıkları 0.3 mm alındı.



Şekil 4.1 Yaprak yayların uç profilleri

Yapılan deneylerin grafikleri incelendiğinde, alın kesiti dik olan yaprak yaylı kavramanın daha fazla moment ilettiği, açılı ve radiüslü yaprak yayların moment iletiminin daha düşük olduğu görüldü. Bunun sebebi yaprak yayların uç kısımlarına verilen geometrik şekillerin, uç kısımlardaki atalet momentini zayıflattığı bunun neticesinde ise silindirlerin yaprak yaylar arasında tutunamaması olduğu belirlendi. Uç açısı  $60^\circ$  olan yaprak yay ile uç radiüsü 4.75 mm olan yaprak yayın, diğerlerine göre daha az moment ilettiği görüldü. Diğerlerinin ise biraz daha büyük moment ilettiği tespit edildi.

Sonuç olarak mekanik dönel damperde moment iletimi göz önüne alındığında, dik alın kesitli yaprak yayların kullanılması gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Bundan sonraki parametrelerin araştırılmasında dik alın kesitli yaprak yay kullanılmasına karar verildi.

Bu deneylerde 8.01 gr ağırlığındaki silindirler kullanıldı.

Buradaki mesafenin artması ile esasen moment iletimi için kuvveti karşılayan ve silindirlere kılavuzluk yapan dayamalar ile silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafenin önemli olduğu da belirlendi. Bu nedenle maksimum moment için minimum mesafenin gerekli olduğu sonucuna varıldı.

Aksi durumda silindirler yataklar arasına daha rahat girebilecek ve kilitlenme diye tarif ettiğimiz yani silindirlerin yuvalarını terk etmesi olayı ortaya çıkacaktır. Silindirler emniyetli bir şekilde maksimum momentlerini Şekil 4.6. daki eksenler çakıştığında iletmektedir.

Şayet (1) nolu eksen (2) nolu eksenin üzerine çıkarsa, silindirlerde döndürme momenti etkisi ile kendi yatağının üzerine çıkmaya çalışmakta, bu ise mekanik dönel damperin çalışmasını bozmaktadır.

**Tablo 4.3.** Silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafenin iletilen momente etkisi

Devir (d/d)	Moment (Nm)		
	0.3 mm boşluk	0.9 mm boşluk	1.5 mm boşluk
270	0.83	0.53	0.4
206	0.48	0.31	0.25
185	0.37	0.2	0.17
127	0.15	0.03	0.03

Sonuç olarak c mesafesinin mümkün olduğu kadar küçük alınması gerekmektedir. Tablo 4.3 incelendiğinde, maksimum momentin  $c=0.3$  mm ' lik mesafe aralığında elde edildiği görülmektedir.

Bundan sonraki deneylerde c mesafesi 0.3 mm alındı.

Buradaki mesafenin artması ile esasen moment iletimi için kuvveti karşılayan ve silindirlere kılavuzluk yapan dayamalar ile silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafenin önemli olduğu da belirlendi. Bu nedenle maksimum moment için minimum mesafenin gerekli olduğu sonucuna varıldı.

Aksi durumda silindirler yataklar arasına daha rahat girebilecek ve kilitleme diye tarif ettiğimiz yani silindirlerin yuvalarını terk etmesi olayı ortaya çıkacaktır. Silindirler emniyetli bir şekilde maksimum momentlerini Şekil 4.6. daki eksenler çakıştığında iletmektedir.

Şayet (1) nolu eksen (2) nolu eksenin üzerine çıkarsa, silindirlerde döndürme momenti etkisi ile kendi yatağının üzerine çıkmaya çalışmakta, bu ise mekanik dönel damperin çalışmasını bozmaktadır.

**Tablo 4.3.** Silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafenin iletilen momente etkisi

Devir (d/d)	Moment (Nm)		
	0.3 mm boşluk	0.9 mm boşluk	1.5 mm boşluk
270	0.83	0.53	0.4
206	0.48	0.31	0.25
185	0.37	0.2	0.17
127	0.15	0.03	0.03

Sonuç olarak c mesafesinin mümkün olduğu kadar küçük alınması gerekmektedir. Tablo 4.3 incelendiğinde, maksimum momentin  $c=0.3$  mm ' lik mesafe aralığında elde edildiği görülmektedir.

Bundan sonraki deneylerde c mesafesi 0.3 mm alındı.

Buradaki mesafenin artması ile esasen moment iletimi için kuvveti karşılayan ve silindirlere kılavuzluk yapan dayamalar ile silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafenin önemli olduğu da belirlendi. Bu nedenle maksimum moment için minimum mesafenin gerekli olduğu sonucuna varıldı.

Aksi durumda silindirler yataklar arasına daha rahat girebilecek ve kilitleme diye tarif ettiğimiz yani silindirlerin yuvalarını terk etmesi olayı ortaya çıkacaktır. Silindirler emniyetli bir şekilde maksimum momentlerini Şekil 4.6. daki eksenler çakıştığında iletmektedir.

Şayet (1) nolu eksen (2) nolu eksenin üzerine çıkarsa, silindirlerde döndürme momenti etkisi ile kendi yatağının üzerine çıkmaya çalışmakta, bu ise mekanik dönel damperin çalışmasını bozmaktadır.

**Tablo 4.3.** Silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafenin iletilen momente etkisi

Devir (d/d)	Moment (Nm)		
	0.3 mm boşluk	0.9 mm boşluk	1.5 mm boşluk
270	0.83	0.53	0.4
206	0.48	0.31	0.25
185	0.37	0.2	0.17
127	0.15	0.03	0.03

Sonuç olarak c mesafesinin mümkün olduğu kadar küçük alınması gerekmektedir. Tablo 4.3 incelendiğinde, maksimum momentin  $c=0.3$  mm ' lik mesafe aralığında elde edildiği görülmektedir.

Bundan sonraki deneylerde c mesafesi 0.3 mm alındı.

Buradaki mesafenin artması ile esasen moment iletimi için kuvveti karşılayan ve silindirlere kılavuzluk yapan dayamalar ile silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafenin önemli olduğu da belirlendi. Bu nedenle maksimum moment için minimum mesafenin gerekli olduğu sonucuna varıldı.

Aksi durumda silindirler yataklar arasına daha rahat girebilecek ve kilitleme diye tarif ettiğimiz yani silindirlerin yuvalarını terk etmesi olayı ortaya çıkacaktır. Silindirler emniyetli bir şekilde maksimum momentlerini Şekil 4.6. daki eksenler çakıştığında iletmektedir.

Şayet (1) nolu eksen (2) nolu eksenin üzerine çıkarsa, silindirlerde döndürme momenti etkisi ile kendi yatağının üzerine çıkmaya çalışmakta, bu ise mekanik dönel damperin çalışmasını bozmaktadır.

**Tablo 4.3.** Silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafenin iletilen momente etkisi

Devir (d/d)	Moment (Nm)		
	0.3 mm boşluk	0.9 mm boşluk	1.5 mm boşluk
270	0.83	0.53	0.4
206	0.48	0.31	0.25
185	0.37	0.2	0.17
127	0.15	0.03	0.03

Sonuç olarak c mesafesinin mümkün olduğu kadar küçük alınması gerekmektedir. Tablo 4.3 incelendiğinde, maksimum momentin  $c=0.3$  mm ' lik mesafe aralığında elde edildiği görülmektedir.

Bundan sonraki deneylerde c mesafesi 0.3 mm alındı.

Buradaki mesafenin artması ile esasen moment iletimi için kuvveti karşılayan ve silindirlere kılavuzluk yapan dayamalar ile silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafenin önemli olduğu da belirlendi. Bu nedenle maksimum moment için minimum mesafenin gerekli olduğu sonucuna varıldı.

Aksi durumda silindirler yataklar arasına daha rahat girebilecek ve kilitleme diye tarif ettiğimiz yani silindirlerin yuvalarını terk etmesi olayı ortaya çıkacaktır. Silindirler emniyetli bir şekilde maksimum momentlerini Şekil 4.6. daki eksenler çakıştığında iletmektedir.

Şayet (1) nolu eksen (2) nolu eksenin üzerine çıkarsa, silindirlerde döndürme momenti etkisi ile kendi yatağının üzerine çıkmaya çalışmakta, bu ise mekanik dönel damperin çalışmasını bozmaktadır.

**Tablo 4.3.** Silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafenin iletilen momente etkisi

Devir (d/d)	Moment (Nm)		
	0.3 mm boşluk	0.9 mm boşluk	1.5 mm boşluk
270	0.83	0.53	0.4
206	0.48	0.31	0.25
185	0.37	0.2	0.17
127	0.15	0.03	0.03

Sonuç olarak c mesafesinin mümkün olduğu kadar küçük alınması gerekmektedir. Tablo 4.3 incelendiğinde, maksimum momentin  $c=0.3$  mm ' lik mesafe aralığında elde edildiği görülmektedir.

Bundan sonraki deneylerde c mesafesi 0.3 mm alındı.

#### 4.8. Silindir Adedinin İletilen Moment Üzerine Etkisi

İdeal silindir sayısının belirlenmesi için yapılan deneyleri damper mekanizmasının boyutları sınırlamaktadır. Bu durumda damper mekanizmasının içerisine bu deneydeki damper çapına bağlı olarak yerleştirilebilecek silindir sayısı damperin her bir yüzeyi için azami 16 adettir. Deneyler, 8.01 gr ağırlık ve  $d=20$  mm çapındaki silindirlerle yapıldı.

Tablo 4.7. Silindir sayısının iletilen momente etki değerleri

Devir (d/d)	32 Silindir				24 Silindir				16 Silindir			
	Moment (Nm)				Moment (Nm)				Moment (Nm)			
	8.01 (gr)	6.32 (gr)	3.18 (gr)	2.40 (gr)	8.01 (gr)	6.32 (gr)	3.18 (gr)	2.40 (gr)	8.01 (gr)	6.32 (gr)	3.18 (gr)	2.40 (gr)
270	0.83	0.53	0.32	0.13	0.58	0.3	0.28	kavramadı	0.44	0.25	kavramadı	---
206	0.48	0.26	0.15	0.051	0.36	0.17	0.04	kavramadı	0.29	0.11	kavramadı	---
185	0.37	0.17	0.1	0.02	0.29	0.13	kavramadı	kavramadı	0.17	0.07	kavramadı	---
127	0.15	0.08	0.04	kavramadı	0.09	kavramadı	kavramadı	kavramadı	kavramadı	kavramadı	kavramadı	---

Bu nedenle damper içerisine bir değişken olarak girecek ve matematiksel modelin kurulmasında belirleyici değişkenlerden biri olan silindir sayısı için 32 , 24 ve 16 adet silindir kullanıldı. Grafiklerden de görülebileceği gibi maksimum moment en fazla silindir sayısında gerçekleşti. Silindir sayısı azaldıkça damper kaymaya başladı.

#### 4.8. Silindir Adedinin İletilen Moment Üzerine Etkisi

İdeal silindir sayısının belirlenmesi için yapılan deneyleri damper mekanizmasının boyutları sınırlamaktadır. Bu durumda damper mekanizmasının içerisine bu deneydeki damper çapına bağlı olarak yerleştirilebilecek silindir sayısı damperin her bir yüzeyi için azami 16 adettir. Deneyler, 8.01 gr ağırlık ve  $d=20$  mm çapındaki silindirlerle yapıldı.

Tablo 4.7. Silindir sayısının iletilen momente etki değerleri

Devir (d/d)	32 Silindir				24 Silindir				16 Silindir			
	Moment (Nm)				Moment (Nm)				Moment (Nm)			
	8.01 (gr)	6.32 (gr)	3.18 (gr)	2.40 (gr)	8.01 (gr)	6.32 (gr)	3.18 (gr)	2.40 (gr)	8.01 (gr)	6.32 (gr)	3.18 (gr)	2.40 (gr)
270	0.83	0.53	0.32	0.13	0.58	0.3	0.28	kavramadı	0.44	0.25	kavramadı	---
206	0.48	0.26	0.15	0.051	0.36	0.17	0.04	kavramadı	0.29	0.11	kavramadı	---
185	0.37	0.17	0.1	0.02	0.29	0.13	kavramadı	kavramadı	0.17	0.07	kavramadı	---
127	0.15	0.08	0.04	kavramadı	0.09	kavramadı	kavramadı	kavramadı	kavramadı	kavramadı	kavramadı	---

Bu nedenle damper içerisine bir değişken olarak girecek ve matematiksel modelin kurulmasında belirleyici değişkenlerden biri olan silindir sayısı için 32 , 24 ve 16 adet silindir kullanıldı. Grafiklerden de görülebileceği gibi maksimum moment en fazla silindir sayısında gerçekleşti. Silindir sayısı azaldıkça damper kaymaya başladı.

#### 4.8. Silindir Adedinin İletilen Moment Üzerine Etkisi

İdeal silindir sayısının belirlenmesi için yapılan deneyleri damper mekanizmasının boyutları sınırlamaktadır. Bu durumda damper mekanizmasının içerisine bu deneydeki damper çapına bağlı olarak yerleştirilebilecek silindir sayısı damperin her bir yüzeyi için azami 16 adettir. Deneyler, 8.01 gr ağırlık ve  $d=20$  mm çapındaki silindirlerle yapıldı.

Tablo 4.7. Silindir sayısının iletilen momente etki değerleri

Devir (d/d)	32 Silindir				24 Silindir				16 Silindir			
	Moment (Nm)				Moment (Nm)				Moment (Nm)			
	8.01 (gr)	6.32 (gr)	3.18 (gr)	2.40 (gr)	8.01 (gr)	6.32 (gr)	3.18 (gr)	2.40 (gr)	8.01 (gr)	6.32 (gr)	3.18 (gr)	2.40 (gr)
270	0.83	0.53	0.32	0.13	0.58	0.3	0.28	kavramadı	0.44	0.25	kavramadı	---
206	0.48	0.26	0.15	0.051	0.36	0.17	0.04	kavramadı	0.29	0.11	kavramadı	---
185	0.37	0.17	0.1	0.02	0.29	0.13	kavramadı	kavramadı	0.17	0.07	kavramadı	---
127	0.15	0.08	0.04	kavramadı	0.09	kavramadı	kavramadı	kavramadı	kavramadı	kavramadı	kavramadı	---

Bu nedenle damper içerisine bir değişken olarak girecek ve matematiksel modelin kurulmasında belirleyici değişkenlerden biri olan silindir sayısı için 32 , 24 ve 16 adet silindir kullanıldı. Grafiklerden de görülebileceği gibi maksimum moment en fazla silindir sayısında gerçekleşti. Silindir sayısı azaldıkça damper kaymaya başladı.

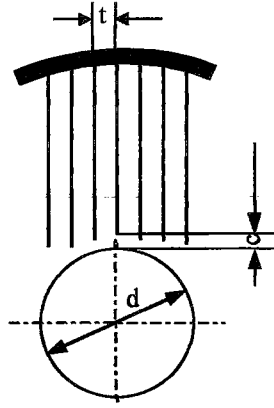
#### 4.8. Silindir Adedinin İletilen Moment Üzerine Etkisi

İdeal silindir sayısının belirlenmesi için yapılan deneyleri damper mekanizmasının boyutları sınırlamaktadır. Bu durumda damper mekanizmasının içerisine bu deneydeki damper çapına bağlı olarak yerleştirilebilecek silindir sayısı damperin her bir yüzeyi için azami 16 adettir. Deneyler, 8.01 gr ağırlık ve  $d=20$  mm çapındaki silindirlerle yapıldı.

Tablo 4.7. Silindir sayısının iletilen momente etki değerleri

Devir (d/d)	32 Silindir				24 Silindir				16 Silindir			
	Moment (Nm)				Moment (Nm)				Moment (Nm)			
	8.01 (gr)	6.32 (gr)	3.18 (gr)	2.40 (gr)	8.01 (gr)	6.32 (gr)	3.18 (gr)	2.40 (gr)	8.01 (gr)	6.32 (gr)	3.18 (gr)	2.40 (gr)
270	0.83	0.53	0.32	0.13	0.58	0.3	0.28	kavramadı	0.44	0.25	kavramadı	---
206	0.48	0.26	0.15	0.051	0.36	0.17	0.04	kavramadı	0.29	0.11	kavramadı	---
185	0.37	0.17	0.1	0.02	0.29	0.13	kavramadı	kavramadı	0.17	0.07	kavramadı	---
127	0.15	0.08	0.04	kavramadı	0.09	kavramadı	kavramadı	kavramadı	kavramadı	kavramadı	kavramadı	---

Bu nedenle damper içerisine bir değişken olarak girecek ve matematiksel modelin kurulmasında belirleyici değişkenlerden biri olan silindir sayısı için 32 , 24 ve 16 adet silindir kullanıldı. Grafiklerden de görülebileceği gibi maksimum moment en fazla silindir sayısında gerçekleşti. Silindir sayısı azaldıkça damper kaymaya başladı.

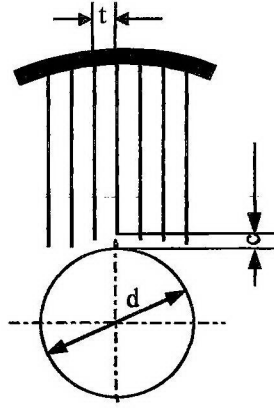


Şekil 4.14 Silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafe

Yaprak yaylar arası  $t=4$  mm lik deney sonuçlarına bakıldığında, silindir çapı küçüldükçe iletilen momentin azaldığı tespit edildi. Bunun nedeninin ise yaprak yaylar arasındaki mesafe ile silindir çapı arasında bir oranın bulunduğu ve silindir çapı küçüldükçe, özellikle yüksek devirlerde silindirlerin kanatlar arasına daha kolay girdiği bunun neticesinde ise kilitlenme diye tarif ettiğimiz çalışma bozukluğunun ortaya çıktığı belirlendi. Düşük devirlerde ise bu özellikten dolayı moment miktarında bir artış meydana gelmektedir. Ancak kanatlar arası mesafeyi küçültüp, silindir çapını da daha büyük seçmek gerektiğinde, daha büyük devirlerde çalışmak gerektiği sonuç olarak söylenebilir.

Tablo 4.9 6.32 gr silindir ağırlığı için  $d$  ve  $t$  değişim değerleri

Devir (d/d)	6.32 (gr) silindir ağırlığı için Moment (Nm) değerleri					
	Yaprak yaylar arası mesafe $t=4$ mm			Yaprak yaylar arası mesafe $t=3$ mm		
	$\varnothing d=20$ mm	$\varnothing d=17.5$ mm	$\varnothing d=15$ mm	$\varnothing d=20$ mm	$\varnothing d=17.5$ mm	$\varnothing d=15$ mm
270	0.53	Kilitlendi	Kilitlendi	0.35	0.37	0.42
206	0.26	0.30	Kilitlendi	0.16	0.18	0.30
185	0.17	0.22	Kilitlendi	0.10	0.11	0.15
127	0.08	0.10	0.12	Kavramadı	0.02	0.05

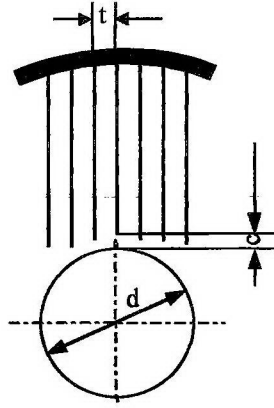


Şekil 4.14 Silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafe

Yaprak yaylar arası  $t=4$  mm lik deney sonuçlarına bakıldığında, silindir çapı küçüldükçe iletilen momentin azaldığı tespit edildi. Bunun nedeninin ise yaprak yaylar arasındaki mesafe ile silindir çapı arasında bir oranın bulunduğu ve silindir çapı küçüldükçe, özellikle yüksek devirlerde silindirlerin kanatlar arasına daha kolay girdiği bunun neticesinde ise kilitlenme diye tarif ettiğimiz çalışma bozukluğunun ortaya çıktığı belirlendi. Düşük devirlerde ise bu özellikten dolayı moment miktarında bir artış meydana gelmektedir. Ancak kanatlar arası mesafeyi küçültüp, silindir çapını da daha büyük seçmek gerektiğinde, daha büyük devirlerde çalışmak gerektiği sonuç olarak söylenebilir.

Tablo 4.9 6.32 gr silindir ağırlığı için  $d$  ve  $t$  değişim değerleri

Devir (d/d)	6.32 (gr) silindir ağırlığı için Moment (Nm) değerleri					
	Yaprak yaylar arası mesafe $t=4$ mm			Yaprak yaylar arası mesafe $t=3$ mm		
	$\varnothing d=20$ mm	$\varnothing d=17.5$ mm	$\varnothing d=15$ mm	$\varnothing d=20$ mm	$\varnothing d=17.5$ mm	$\varnothing d=15$ mm
270	0.53	Kilitlendi	Kilitlendi	0.35	0.37	0.42
206	0.26	0.30	Kilitlendi	0.16	0.18	0.30
185	0.17	0.22	Kilitlendi	0.10	0.11	0.15
127	0.08	0.10	0.12	Kavramadı	0.02	0.05

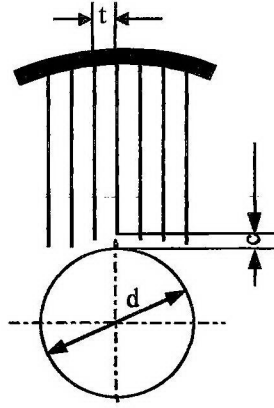


Şekil 4.14 Silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafe

Yaprak yaylar arası  $t=4$  mm lik deney sonuçlarına bakıldığında, silindir çapı küçüldükçe iletilen momentin azaldığı tespit edildi. Bunun nedeninin ise yaprak yaylar arasındaki mesafe ile silindir çapı arasında bir oranın bulunduğu ve silindir çapı küçüldükçe, özellikle yüksek devirlerde silindirlerin kanatlar arasına daha kolay girdiği bunun neticesinde ise kilitlenme diye tarif ettiğimiz çalışma bozukluğunun ortaya çıktığı belirlendi. Düşük devirlerde ise bu özellikten dolayı moment miktarında bir artış meydana gelmektedir. Ancak kanatlar arası mesafeyi küçültüp, silindir çapını da daha büyük seçmek gerektiğinde, daha büyük devirlerde çalışmak gerektiği sonuç olarak söylenebilir.

Tablo 4.9 6.32 gr silindir ağırlığı için  $d$  ve  $t$  değişim değerleri

Devir (d/d)	6.32 (gr) silindir ağırlığı için Moment (Nm) değerleri					
	Yaprak yaylar arası mesafe $t=4$ mm			Yaprak yaylar arası mesafe $t=3$ mm		
	$\varnothing d=20$ mm	$\varnothing d=17.5$ mm	$\varnothing d=15$ mm	$\varnothing d=20$ mm	$\varnothing d=17.5$ mm	$\varnothing d=15$ mm
270	0.53	Kilitlendi	Kilitlendi	0.35	0.37	0.42
206	0.26	0.30	Kilitlendi	0.16	0.18	0.30
185	0.17	0.22	Kilitlendi	0.10	0.11	0.15
127	0.08	0.10	0.12	Kavramadı	0.02	0.05



Şekil 4.14 Silindir ve yaprak yaylar arasındaki mesafe

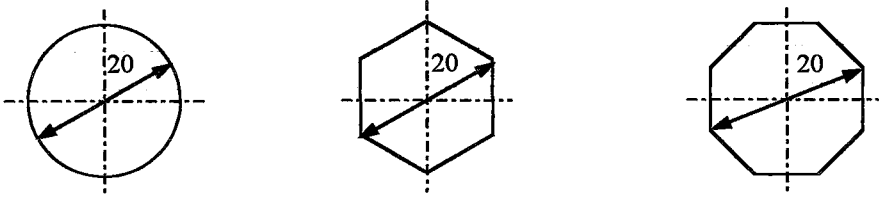
Yaprak yaylar arası  $t=4$  mm lik deney sonuçlarına bakıldığında, silindir çapı küçüldükçe iletilen momentin azaldığı tespit edildi. Bunun nedeninin ise yaprak yaylar arasındaki mesafe ile silindir çapı arasında bir oranın bulunduğu ve silindir çapı küçüldükçe, özellikle yüksek devirlerde silindirlerin kanatlar arasına daha kolay girdiği bunun neticesinde ise kilitlenme diye tarif ettiğimiz çalışma bozukluğunun ortaya çıktığı belirlendi. Düşük devirlerde ise bu özellikten dolayı moment miktarında bir artış meydana gelmektedir. Ancak kanatlar arası mesafeyi küçültüp, silindir çapını da daha büyük seçmek gerektiğinde, daha büyük devirlerde çalışmak gerektiği sonuç olarak söylenebilir.

Tablo 4.9 6.32 gr silindir ağırlığı için  $d$  ve  $t$  değişim değerleri

Devir (d/d)	6.32 (gr) silindir ağırlığı için Moment (Nm) değerleri					
	Yaprak yaylar arası mesafe $t=4$ mm			Yaprak yaylar arası mesafe $t=3$ mm		
	$\varnothing d=20$ mm	$\varnothing d=17.5$ mm	$\varnothing d=15$ mm	$\varnothing d=20$ mm	$\varnothing d=17.5$ mm	$\varnothing d=15$ mm
270	0.53	Kilitlendi	Kilitlendi	0.35	0.37	0.42
206	0.26	0.30	Kilitlendi	0.16	0.18	0.30
185	0.17	0.22	Kilitlendi	0.10	0.11	0.15
127	0.08	0.10	0.12	Kavramadı	0.02	0.05

#### 4.12. Silindir Alın Profilinin İletilen Moment Üzerine Etkisi

Silindir alın profilinin damper mekanizması üzerindeki etkisini araştırmak amacı ile, damper mekanizmasının diğer bütün değişkenlerini sabit tutulup, sadece silindirlerin yaprak yaylara temas eden alın profilleri daire , altıgen ve sekizgen yapıldı (Şekil 4.17).



Şekil 4.17 Silindir alın profilleri

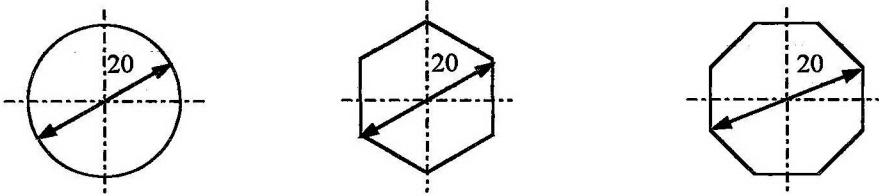
Deney sonuçlarına bakıldığında devir sayısına bağlı olarak , özellikle yüksek devir sayılarında daire kesitli silindirlerin daha yüksek moment ilettikleri , daha düşük devirlerde ise tıpkı yaprak yaylar arasındaki mesafe ve silindirler ile yaprak yaylar arasındaki mesafe deneylerinde görüldüğü gibi sekizgen kesitli silindirler erken kavrama yaptıkları için daha büyük moment ilettiler. Altıgen silindirlerin daha az moment iletmelerinin sebebi ise ; bu kesitteki silindirlerin yine daha önce de kilitlenme diye tarif ettiğimiz, damper mekanizmasının çalışmasını belirli bir moment değerinin üzerinde gerçekleştirememesidir.

Tablo 4.11. Silindir alın profilinin iletilen moment üzerine etki değerleri

Devir (d/d)	Moment (Nm)		
	Daire	Altıgen	Sekizgen
270	0.83	Kilitledi	Kilitledi
206	0.48	0.36	0.42
185	0.37	0.24	0.26
127	0.15	0.04	0.05

#### 4.12. Silindir Alın Profilinin İletilen Moment Üzerine Etkisi

Silindir alın profilinin damper mekanizması üzerindeki etkisini araştırmak amacı ile, damper mekanizmasının diğer bütün değişkenlerini sabit tutulup, sadece silindirlerin yaprak yaylara temas eden alın profilleri daire , altıgen ve sekizgen yapıldı (Şekil 4.17).



Şekil 4.17 Silindir alın profilleri

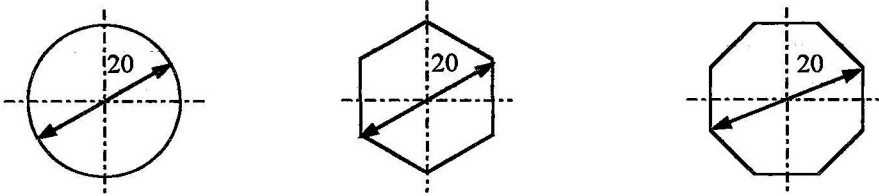
Deney sonuçlarına bakıldığında devir sayısına bağlı olarak , özellikle yüksek devir sayılarında daire kesitli silindirlerin daha yüksek moment ilettikleri , daha düşük devirlerde ise tıpkı yaprak yaylar arasındaki mesafe ve silindirler ile yaprak yaylar arasındaki mesafe deneylerinde görüldüğü gibi sekizgen kesitli silindirler erken kavrama yaptıkları için daha büyük moment ilettiler. Altıgen silindirlerin daha az moment iletmelerinin sebebi ise ; bu kesitteki silindirlerin yine daha önce de kilitlenme diye tarif ettiğimiz, damper mekanizmasının çalışmasını belirli bir moment değerinin üzerinde gerçekleştirememesidir.

Tablo 4.11. Silindir alın profilinin iletilen moment üzerine etki değerleri

Devir (d/d)	Moment (Nm)		
	Daire	Altıgen	Sekizgen
270	0.83	Kilitledi	Kilitledi
206	0.48	0.36	0.42
185	0.37	0.24	0.26
127	0.15	0.04	0.05

#### 4.12. Silindir Alın Profilinin İletilen Moment Üzerine Etkisi

Silindir alın profilinin damper mekanizması üzerindeki etkisini araştırmak amacı ile, damper mekanizmasının diğer bütün değişkenlerini sabit tutulup, sadece silindirlerin yaprak yaylara temas eden alın profilleri daire , altıgen ve sekizgen yapıldı (Şekil 4.17).



Şekil 4.17 Silindir alın profilleri

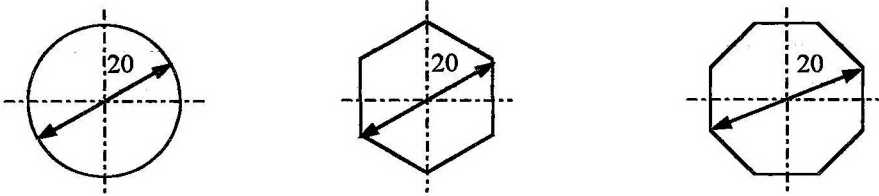
Deney sonuçlarına bakıldığında devir sayısına bağlı olarak , özellikle yüksek devir sayılarında daire kesitli silindirlerin daha yüksek moment ilettikleri , daha düşük devirlerde ise tıpkı yaprak yaylar arasındaki mesafe ve silindirler ile yaprak yaylar arasındaki mesafe deneylerinde görüldüğü gibi sekizgen kesitli silindirler erken kavrama yaptıkları için daha büyük moment ilettiler. Altıgen silindirlerin daha az moment iletmelerinin sebebi ise ; bu kesitteki silindirlerin yine daha önce de kilitlenme diye tarif ettiğimiz, damper mekanizmasının çalışmasını belirli bir moment değerinin üzerinde gerçekleştirememesidir.

Tablo 4.11. Silindir alın profilinin iletilen moment üzerine etki değerleri

Devir (d/d)	Moment (Nm)		
	Daire	Altıgen	Sekizgen
270	0.83	Kilitledi	Kilitledi
206	0.48	0.36	0.42
185	0.37	0.24	0.26
127	0.15	0.04	0.05

#### 4.12. Silindir Alın Profilinin İletilen Moment Üzerine Etkisi

Silindir alın profilinin damper mekanizması üzerindeki etkisini araştırmak amacı ile, damper mekanizmasının diğer bütün değişkenlerini sabit tutulup, sadece silindirlerin yaprak yaylara temas eden alın profilleri daire , altıgen ve sekizgen yapıldı (Şekil 4.17).



Şekil 4.17 Silindir alın profilleri

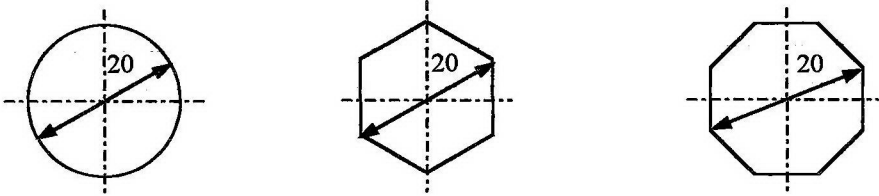
Deney sonuçlarına bakıldığında devir sayısına bağlı olarak , özellikle yüksek devir sayılarında daire kesitli silindirlerin daha yüksek moment ilettikleri , daha düşük devirlerde ise tıpkı yaprak yaylar arasındaki mesafe ve silindirler ile yaprak yaylar arasındaki mesafe deneylerinde görüldüğü gibi sekizgen kesitli silindirler erken kavrama yaptıkları için daha büyük moment ilettiler. Altıgen silindirlerin daha az moment iletmelerinin sebebi ise ; bu kesitteki silindirlerin yine daha önce de kilitlenme diye tarif ettiğimiz, damper mekanizmasının çalışmasını belirli bir moment değerinin üzerinde gerçekleştirememesidir.

Tablo 4.11. Silindir alın profilinin iletilen moment üzerine etki değerleri

Devir (d/d)	Moment (Nm)		
	Daire	Altıgen	Sekizgen
270	0.83	Kilitledi	Kilitledi
206	0.48	0.36	0.42
185	0.37	0.24	0.26
127	0.15	0.04	0.05

#### 4.12. Silindir Alın Profilinin İletilen Moment Üzerine Etkisi

Silindir alın profilinin damper mekanizması üzerindeki etkisini araştırmak amacı ile, damper mekanizmasının diğer bütün değişkenlerini sabit tutulup, sadece silindirlerin yaprak yaylara temas eden alın profilleri daire , altıgen ve sekizgen yapıldı (Şekil 4.17).



Şekil 4.17 Silindir alın profilleri

Deney sonuçlarına bakıldığında devir sayısına bağlı olarak , özellikle yüksek devir sayılarında daire kesitli silindirlerin daha yüksek moment ilettikleri , daha düşük devirlerde ise tıpkı yaprak yaylar arasındaki mesafe ve silindirler ile yaprak yaylar arasındaki mesafe deneylerinde görüldüğü gibi sekizgen kesitli silindirler erken kavrama yaptıkları için daha büyük moment ilettiler. Altıgen silindirlerin daha az moment iletmelerinin sebebi ise ; bu kesitteki silindirlerin yine daha önce de kilitlenme diye tarif ettiğimiz, damper mekanizmasının çalışmasını belirli bir moment değerinin üzerinde gerçekleştirememesidir.

Tablo 4.11. Silindir alın profilinin iletilen moment üzerine etki değerleri

Devir (d/d)	Moment (Nm)		
	Daire	Altıgen	Sekizgen
270	0.83	Kilitledi	Kilitledi
206	0.48	0.36	0.42
185	0.37	0.24	0.26
127	0.15	0.04	0.05

## 5.TEORİK İRDELEME

### 5.1. Giriş

Silindirler yaprak yaylara karşı hareket ederken, başlangıçta konsol kiriş gibi çalışan yaprak yayların, silindir çapına, yapraklar arası mesafeye ve yaprak boyuna bağlı olarak, eğrisel bir şekil değiştirdiği ortaya çıkmış bunun neticesinde ise konsol kirişin denkleminin her defasında değiştiği belirlenmiştir Bu nedenle mekanik dönel damperin teorik modellenmesi yapılırken, sistem iki aşamada düşünüldü.

- 1) Damperin kavramaya başladığı anda silindirlerin yaprak yaylar ile temas etmeye başlaması ve bu hareket sonucunda yaprak yayların davranışının belirlenmesi,
- 2) Silindirlerin yaprak yaylara yaptırdığı deplasman ve dönmenin belirlenmesi,

Matematiksel modelin kurulmasını ve sistemin çalışma şeklinin tamamen anlaşılabilmesi için, elastisite modülü  $E=1245 \text{ N/mm}^2$  olan yaprak yayların kullanılması esas alınarak, damperin tüm çalışma devirlerinde fotoğrafları çekilerek incelendi (Şekil 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, 5.5).

### 5.2. Yaprak Yaylar ve Silindir Arasında Meydana Gelen Kuvvetlerin Hesaplanması

Burada yaprak yayların bir konsol kiriş gibi davrandığı düşünülerek ve sistemin simetrik olduğundan faydalanılarak alt alta gelen i tane konsol kirişin tek bir kuvvet altında yapmış olduğu deplasmanlar, dönmeler, sınır şartları ve uygulanan kuvvetler hesaplanmıştır. Sistem dinamik çalıştığı için, adım adım statik sisteme çevrilerek hesaplamalar yapılmıştır. Her bir adımda verilen program hassasiyet faktörünü, süre ve bilgisayar hızı sınırlamaktadır.

## 5.TEORİK İRDELEME

### 5.1. Giriş

Silindirler yaprak yaylara karşı hareket ederken, başlangıçta konsol kiriş gibi çalışan yaprak yayların, silindir çapına, yapraklar arası mesafeye ve yaprak boyuna bağlı olarak, eğrisel bir şekil değiştirdiği ortaya çıkmış bunun neticesinde ise konsol kirişin denkleminin her defasında değiştiği belirlenmiştir Bu nedenle mekanik dönel damperin teorik modellenmesi yapılırken, sistem iki aşamada düşünüldü.

- 1) Damperin kavramaya başladığı anda silindirlerin yaprak yaylar ile temas etmeye başlaması ve bu hareket sonucunda yaprak yayların davranışının belirlenmesi,
- 2) Silindirlerin yaprak yaylara yaptırdığı deplasman ve dönmenin belirlenmesi,

Matematiksel modelin kurulmasını ve sistemin çalışma şeklinin tamamen anlaşılabilmesi için, elastisite modülü  $E=1245 \text{ N/mm}^2$  olan yaprak yayların kullanılması esas alınarak, damperin tüm çalışma devirlerinde fotoğrafları çekilerek incelendi (Şekil 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, 5.5).

### 5.2. Yaprak Yaylar ve Silindir Arasında Meydana Gelen Kuvvetlerin Hesaplanması

Burada yaprak yayların bir konsol kiriş gibi davrandığı düşünülerek ve sistemin simetrik olduğundan faydalanılarak alt alta gelen i tane konsol kirişin tek bir kuvvet altında yapmış olduğu deplasmanlar, dönmeler, sınır şartları ve uygulanan kuvvetler hesaplanmıştır. Sistem dinamik çalıştığı için, adım adım statik sisteme çevrilerek hesaplamalar yapılmıştır. Her bir adımda verilen program hassasiyet faktörünü, süre ve bilgisayar hızı sınırlamaktadır.

## 5.TEORİK İRDELEME

### 5.1. Giriş

Silindirler yaprak yaylara karşı hareket ederken, başlangıçta konsol kiriş gibi çalışan yaprak yayların, silindir çapına, yapraklar arası mesafeye ve yaprak boyuna bağlı olarak, eğrisel bir şekil değiştirdiği ortaya çıkmış bunun neticesinde ise konsol kirişin denkleminin her defasında değiştiği belirlenmiştir Bu nedenle mekanik dönel damperin teorik modellenmesi yapılırken, sistem iki aşamada düşünüldü.

- 1) Damperin kavramaya başladığı anda silindirlerin yaprak yaylar ile temas etmeye başlaması ve bu hareket sonucunda yaprak yayların davranışının belirlenmesi,
- 2) Silindirlerin yaprak yaylara yaptırdığı deplasman ve dönmenin belirlenmesi,

Matematiksel modelin kurulmasını ve sistemin çalışma şeklinin tamamen anlaşılabilmesi için, elastisite modülü  $E=1245 \text{ N/mm}^2$  olan yaprak yayların kullanılması esas alınarak, damperin tüm çalışma devirlerinde fotoğrafları çekilerek incelendi (Şekil 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, 5.5).

### 5.2. Yaprak Yaylar ve Silindir Arasında Meydana Gelen Kuvvetlerin Hesaplanması

Burada yaprak yayların bir konsol kiriş gibi davrandığı düşünülerek ve sistemin simetrik olduğundan faydalanılarak alt alta gelen i tane konsol kirişin tek bir kuvvet altında yapmış olduğu deplasmanlar, dönmeler, sınır şartları ve uygulanan kuvvetler hesaplanmıştır. Sistem dinamik çalıştığı için, adım adım statik sisteme çevrilerek hesaplamalar yapılmıştır. Her bir adımda verilen program hassasiyet faktörünü, süre ve bilgisayar hızı sınırlamaktadır.

## 5.TEORİK İRDELEME

### 5.1. Giriş

Silindirler yaprak yaylara karşı hareket ederken, başlangıçta konsol kiriş gibi çalışan yaprak yayların, silindir çapına, yapraklar arası mesafeye ve yaprak boyuna bağlı olarak, eğrisel bir şekil değiştirdiği ortaya çıkmış bunun neticesinde ise konsol kirişin denkleminin her defasında değiştiği belirlenmiştir Bu nedenle mekanik dönel damperin teorik modellenmesi yapılırken, sistem iki aşamada düşünüldü.

- 1) Damperin kavramaya başladığı anda silindirlerin yaprak yaylar ile temas etmeye başlaması ve bu hareket sonucunda yaprak yayların davranışının belirlenmesi,
- 2) Silindirlerin yaprak yaylara yaptırdığı deplasman ve dönmenin belirlenmesi,

Matematiksel modelin kurulmasını ve sistemin çalışma şeklinin tamamen anlaşılabilmesi için, elastisite modülü  $E=1245 \text{ N/mm}^2$  olan yaprak yayların kullanılması esas alınarak, damperin tüm çalışma devirlerinde fotoğrafları çekilerek incelendi (Şekil 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, 5.5).

### 5.2. Yaprak Yaylar ve Silindir Arasında Meydana Gelen Kuvvetlerin Hesaplanması

Burada yaprak yayların bir konsol kiriş gibi davrandığı düşünülerek ve sistemin simetrik olduğundan faydalanılarak alt alta gelen i tane konsol kirişin tek bir kuvvet altında yapmış olduğu deplasmanlar, dönmeler, sınır şartları ve uygulanan kuvvetler hesaplanmıştır. Sistem dinamik çalıştığı için, adım adım statik sisteme çevrilerek hesaplamalar yapılmıştır. Her bir adımda verilen program hassasiyet faktörünü, süre ve bilgisayar hızı sınırlamaktadır.

## 5.TEORİK İRDELEME

### 5.1. Giriş

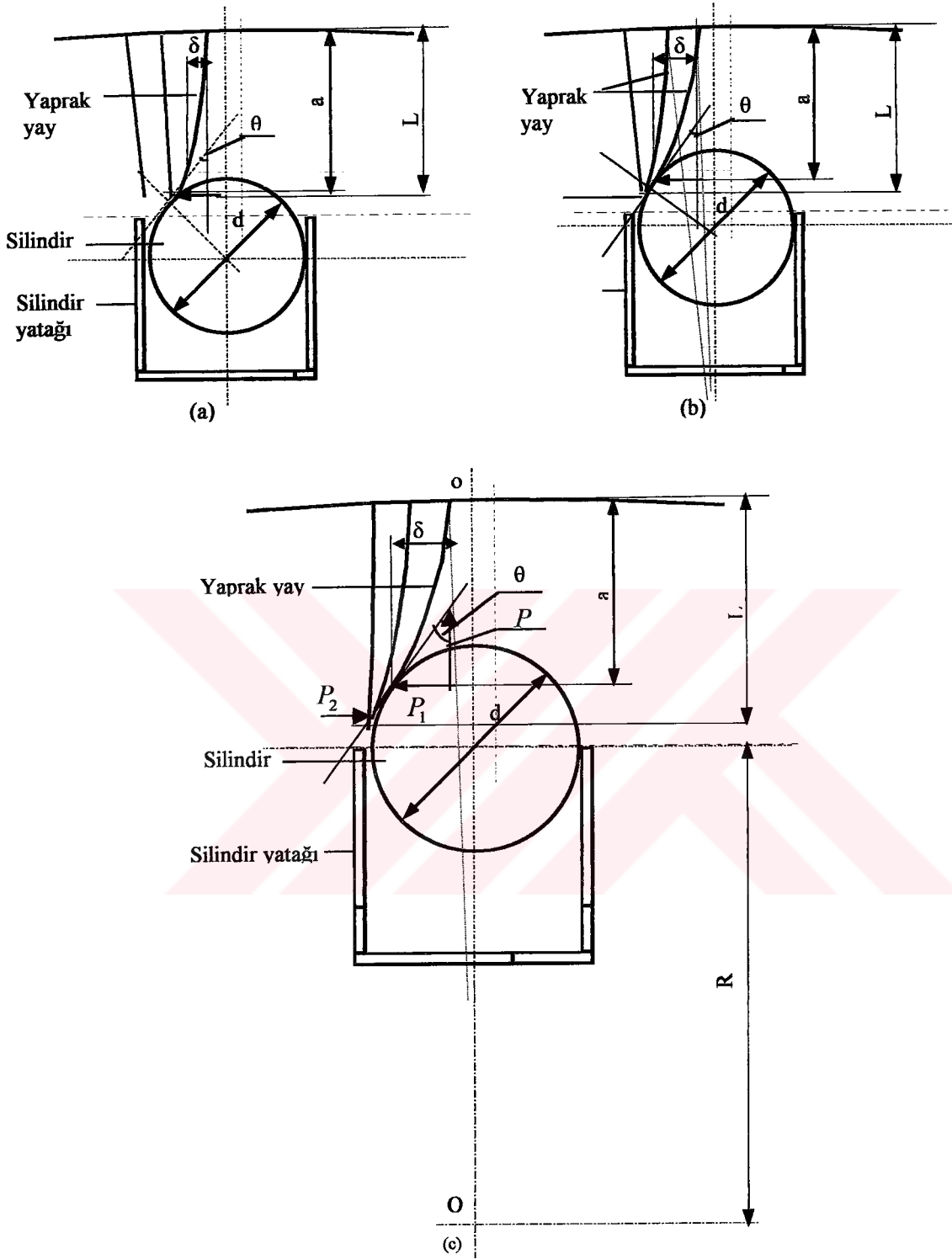
Silindirler yaprak yaylara karşı hareket ederken, başlangıçta konsol kiriş gibi çalışan yaprak yayların, silindir çapına, yapraklar arası mesafeye ve yaprak boyuna bağlı olarak, eğrisel bir şekil değiştirdiği ortaya çıkmış bunun neticesinde ise konsol kirişin denkleminin her defasında değiştiği belirlenmiştir Bu nedenle mekanik dönel damperin teorik modellenmesi yapılırken, sistem iki aşamada düşünüldü.

- 1) Damperin kavramaya başladığı anda silindirlerin yaprak yaylar ile temas etmeye başlaması ve bu hareket sonucunda yaprak yayların davranışının belirlenmesi,
- 2) Silindirlerin yaprak yaylara yaptırdığı deplasman ve dönmenin belirlenmesi,

Matematiksel modelin kurulmasını ve sistemin çalışma şeklinin tamamen anlaşılabilmesi için, elastisite modülü  $E=1245 \text{ N/mm}^2$  olan yaprak yayların kullanılması esas alınarak, damperin tüm çalışma devirlerinde fotoğrafları çekilerek incelendi (Şekil 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, 5.5).

### 5.2. Yaprak Yaylar ve Silindir Arasında Meydana Gelen Kuvvetlerin Hesaplanması

Burada yaprak yayların bir konsol kiriş gibi davrandığı düşünülerek ve sistemin simetrik olduğundan faydalanılarak alt alta gelen i tane konsol kirişin tek bir kuvvet altında yapmış olduğu deplasmanlar, dönmeler, sınır şartları ve uygulanan kuvvetler hesaplanmıştır. Sistem dinamik çalıştığı için, adım adım statik sisteme çevrilerek hesaplamalar yapılmıştır. Her bir adımda verilen program hassasiyet faktörünü, süre ve bilgisayar hızı sınırlamaktadır.



Şekil 5.5 Matematiksel modelin şematik resmi

- a) Tek yapraklı yayın devreye girmesi
- b) İki yapraklı yayın devreye girmesi
- c) Üç yapraklı yayın devreye girmesi

Damperin dairesel şekli nedeniyle yaprak yay eksenleri, damper merkezine doğrudur. Bu sebepten hesaplanacak olan konsol kirişler birbirlerine paralel değil de damper iç çapına ve yaprak yay sayısına göre belirli bir açı ile yerleştirilmiştir. Bu durum Şekil 5.5 göz önüne alınarak, programda aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir;

$D_1$  damper iç çapı ve  $d$  silindir çapı ise

$k_m$  yaprak yayların uçları arasındaki mesafe

$$k_m = \frac{\pi D_1}{\sum k_s}, \quad (5.1)$$

bir silindire tekabül eden yaprak yay. adedi,

$$k_s = \frac{d}{k_m}, \quad (5.2)$$

dir.

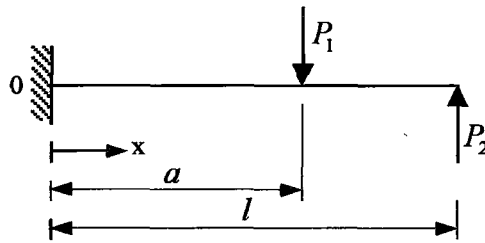
$l$  yaprak yayın uzunluğu

$k_u$  da yaprak yayın  $\delta$  doğrultusundaki doğrultmanı ise

$$k_u = (k_s - 1)k_m + \frac{k_m}{2} - \frac{k_m l}{D_1} \quad (5.3)$$

bulunup program döngüsü içerisine yerleştirilmiştir.

Damperin çalışma prensibi incelendiğinde silindirler ilk yaprak yay ile temas etmeye başladıktan sonra, temas eden ilk yaprak yayın uç noktasından ikinci yaprak yaya deplasman verildiği tespit edilmektedir. Bu işlem  $k_s$  ye bağlı olarak değişmektedir. Bu nedenle birinci yaprak yayın elastik dönme ve sehim denklemi hesaplanmıştır.



Şekil 5.6 Yaprak yaya gelen kuvvetler

Şekil 5.6 daki  $P_1$  kuvveti, silindirin birinci yaprak yaya uyguladığı normal kuvettir.  $P_2$  birinci yaprak yayın arkasındaki yaprak yayların birinci yaprak yaya uyguladığı zıt yönlü kuvvetlerin toplamıdır.  $a$  Silindirin, birinci yaprak yaya teğet olarak değdiği mesafedir.  $l$  ise birinci yaprak yayın arkasındaki yaprak yayların uç noktasındaki mesafedir. Buradan genel denklemler,

$$0 \leq x < a \longrightarrow M_x^a = -P_1(a-x) + P_2(l-x) \quad (5.4)$$

$$a \leq x < l \longrightarrow M_x^b = p_2(l-x) \quad (5.5)$$

$0 \leq x < a$  aralığı için, dönme ve sehim denklemleri;

$$M_x^a = -P_1a + P_1x + P_2l - P_2x \quad (5.6)$$

$$\theta_x^a = \frac{1}{EI} \int_0^a M_x^a dx = (-P_1ax + P_2 \frac{x^2}{2} + P_2lx - P_2 \frac{x^2}{2} + C_1) / EI \quad (5.7)$$

$$\delta_x^a = \frac{1}{EI} \int_0^a \theta_x^a dx = (-P_1a \frac{x^2}{2} + P_1 \frac{x^3}{6} + P_2 \frac{lx^2}{2} - P_2 \frac{x^3}{6} + C_1x + C_2) / EI \quad (5.8)$$

sınır şartları ;

$$\left. \begin{array}{l} x=0 \text{ için } \theta_x(x)=0 \\ x=0 \text{ için } \delta_x(x)=0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} C_1=0 \\ C_2=0 \end{array}$$

buradan  $0 - a$  aralığı için  $C_1$  ve  $C_2$  değerleri, denklem (5.8) de yazılırsa;

$$\delta_{0-a} = [P_1(\frac{x^3}{6} - a \frac{x^2}{2}) + P_2(\frac{lx^2}{2} - \frac{x^3}{6})] / EI \quad (5.9)$$

elde edilir, ve  $0 - a$  aralığı için  $C_1$  değeri denklem (5.7) de yazılırsa;

$$\theta_0^a = [-P_1ax + P_1 \frac{x^2}{2} + P_2lx - P_2 \frac{x^2}{2}] / EI \quad (5.10)$$

elde edilir.

$a < x < l$  aralığı için dönme ve sehim denklemleri;

$$\theta_x^l = \frac{1}{EI} \int_a^l M_x^l dx = \int_a^l (P_2 l - P_2 x) dx = P_2 l x - P_2 \frac{x^2}{2} + C_3 \quad (5.11)$$

$$\theta_x^l = \frac{1}{EI} (P_2 l x - P_2 \frac{x^2}{2} + C_3) \quad (5.12)$$

bulunur, ve

$$\delta_x^l = \int_a^l \theta_x^l dx = \int_a^l (P_2 l x - P_2 \frac{x^2}{2} + C_3) dx \quad (5.13)$$

$$\delta_x^l = \frac{1}{EI} (P_2 \frac{l x^2}{2} - P_2 \frac{x^3}{6} + C_3 x + C_4) \quad (5.14)$$

bulunur.

$$x = a \text{ için } \theta_x^a = \theta_x^l$$

$$x = a \text{ için } \delta_x^a = \delta_x^l$$

buradan

$$P_2 l x - P_2 \frac{x^2}{2} + C_3 = -P_1 a x + P_1 \frac{x^2}{2} + P_2 l x - P_2 \frac{x^2}{2} \quad (5.15)$$

$$x = a \text{ için}$$

$$C_3 = -P_1 \frac{a^2}{2} \quad (5.16)$$

bulunur.

$$\delta_x^a = \delta_x^l \text{ eşitliğinden;}$$

$$P_2 \frac{l x^2}{2} - P_2 \frac{x^3}{6} - P_1 \frac{a^2}{2} x + C_4 = -P_1 a \frac{x^2}{2} + P_1 \frac{x^3}{6} + P_2 \frac{l x^2}{2} - P_2 \frac{x^3}{6} \quad (5.17)$$

$$x = a \text{ için}$$

$$P_2 \frac{la^2}{2} - P_2 \frac{a^3}{6} - P_1 \frac{a^3}{2} + C_4 = -P_1 \frac{a^3}{2} + P_1 \frac{a^3}{6} + P_2 \frac{la^2}{2} - P_2 \frac{a^3}{6} \quad (5.18)$$

$$C_4 = P_1 \frac{a^3}{6} \quad (5.19)$$

bulunur,  $C_3$  değeri denklem (5.12) de, ve  $C_3$  ve  $C_4$  değeri de denklem (5.14) de yerine konup düzenlenirse;

$a-l$  aralığı için kiriş dönme denklemi;

$$\theta_x' = [P_2(lx - \frac{x^2}{2}) - P \frac{a^2}{2}] / EI \quad (5.20)$$

$a-l$  aralığı için kiriş sehim denklemi;

$$\delta_x' = [P_2(\frac{lx^2}{2} - \frac{x^3}{6}) + P_1(\frac{a^3}{6} - \frac{a^2}{2}x)] / EI \quad (5.21)$$

bulunur.

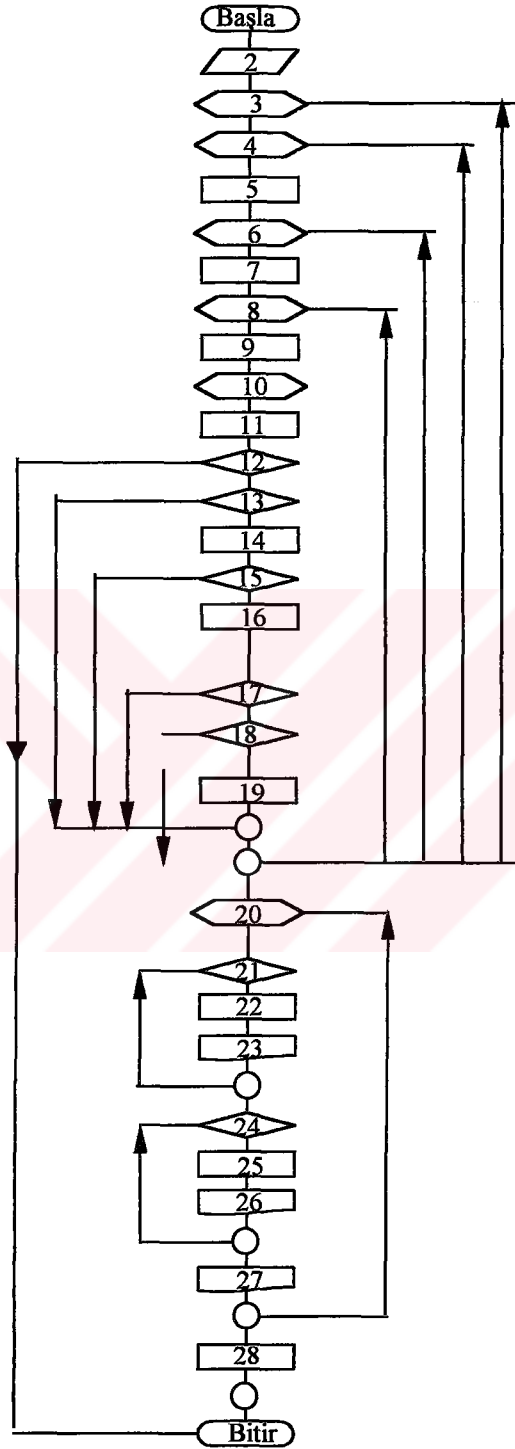
İkinci ve diğer yaprak yaylar için de,  $0-a$  aralığı için geliştirilen denklem,  $0-l$  aralığında alınıp  $P_2$  yükü çıkartıldığında bulunan denklem (5.20) ve denklem (5.21) e denklem (5.3) eklendiğinde mevcut sistemin adım adım statik modellemesi oluşturulur. Modellemenin silindir ile birlikte çalışmasını sağlamak için de yukarıda çıkartılan denklemler ile damperde kullanılan silindirlerin denklemi ve bu denklemin türevi alınmıştır.

$$y_a = \sqrt{r^2 - (x - x_0)^2} \quad (5.23)$$

$$y_a' = -(x - x_0) \quad (5.24)$$

Konsol kirişin eğrilik denklemleri ile silindirin denkleminin türevleri eşit olacak şekilde bir microsoft excell programının, visual basic programlama dili ile çalışan macro programı yapılmıştır (Şekil.5.7).

### 5.3. Deneysel Çalışmaların Kontrolü İçin Hazırlanan Programın Akış Şeması

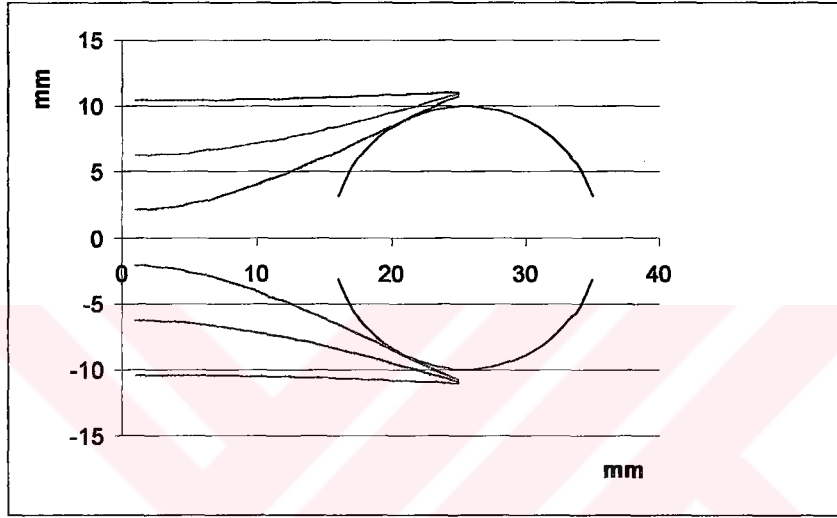


Şekil 5.7 Akış şeması

#### 5.4. Deneysel Çalışmaları Kontrol Etmek İçin Hazırlanan Programın algoritması

- 1) Programa başla
- 2) Kavrama çapı, yaprak yay sayısı,yaprak yay boyu, silindir çapı, elastisite modülü, atalet momenti, program hassasiyetini gir.
- 3) Hassasiyet miktarı kadar silindiri ilerlet.
- 4) Şekil 5.7 de silindir merkezini yaprak yaya doğru ilerlet.
- 5) Şekil 5.6 daki  $x$  ve  $a$  değerini  $l$  ye kadar arttır.
- 6)  $P_1$  yük attırımı yap.
- 7) İki ve daha sonraki yaprak yaylardaki yük sıfırken  $x=l$  için denklem (5.9) u hesapla.
- 8) İki nolu yaprak yaydaki yük arttırımını yap.
- 9)  $x=l$  için denklem (5.21) ü hesapla.
- 10) 3 nolu yaprak yaydaki yük arttırımını yap.
- 11) İkinci ve üçüncü yaprak yaya gelen yüklerin toplamını ve 1. yaprak yaya gelen yükü, denklem (5.21) de yerine koy.
- 12) Birinci yaprak yayın uç deplasmanını,ikinci çubuğun uç deplasmanına eşitle.
- 13) Üçüncü yaprak yayın uç deplasmanı birinci yaprak yaya eşitse,
- 14) (5.15) denklemini hesapla
- 15) Şayet  $x$  miktarı silindir çapından küçükse,
- 16) Daire denklemi ve daire denkleminin türevini hesapla (denklem 5.23 ve 5.24)
- 17) Denklem 5.9 ve denklem 5.23 eşitse,
- 18) Denklem 5.10 ve denklem 5.24 eşitse,
- 19) Değişken atamalarını yap.
- 20)  $x=0$  dan,  $x=l + \frac{d}{2}$  ye kadar  $x$  i arttır.
- 21)  $x < l$  ise,
- 22) Birinci yaprak yay için denklem (5.9) ü hesaplayıp,iki ve sonraki yaprak yaylar için denklem (5.21) ü hesapla
- 23) Deplasmanları yazdır.
- 24)  $x$  daire sınırları içinde ise,

- 25) Daire denklemini hesapla (denklem 5.23)
- 26) Değişkenleri yaz.
- 27)  $x$  değerini yaz ve grafik çiz.
- 28) Değişkenleri sıfırla.
- 29) Programı bitir.



Şekil 5.8 Programın çizdiği şekil.

Programın çizmiş olduğu Şekil 5.8 ile Şekil 5.4 karşılaştırıldığında, deney sonuçlarını kontrol etmek için hazırlanan programın benzeştiği görülmektedir.

### 5.5. Teorik Moment Formülünün Çıkartılması

Damper mekanizması sonuçta bir merkezkaç kavrama prensibine göre çalıştığından, Şekil 5.5-a kullanılarak kavramanın ileteceği teorik momenti aşağıdaki gibi yazabiliriz; Damperin dönmesi ile Silindirlerin  $m$  kütlesi tarafından meydana gelen merkezkaç kuvvet;

$$P = m\omega^2 R \quad (5.25)$$

Merkezkaç kuvvetin silindirin yaprak yaylara değdiği teğet noktasındaki açı  $\theta$  ise, o zaman Şekil 5.5 e göre silindirin yaprak yaylara uyguladığı yatay ve dikey kuvvetler;

$$P_1 = \frac{P}{2} \tan \theta \quad (5.26)$$

$$P_1 = \frac{1}{2} m \omega^2 R \tan \theta \quad (5.27)$$

$$Md_{Teori} = 2P_1 R \quad (5.28)$$

Denklem (5.26), denklem (5.28) de yerine konursa,

$$Md_{Teori} = m \omega^2 R^2 \tan \theta \quad (5.29)$$

olur.  $\omega$  değeri denklem (5.29) da yerine konursa,

$$Md_{Teori} = m \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2 R^2 \tan \theta \quad (5.30)$$

yazılabilir, damper içerisindeki silindir sayısını  $z$  ile gösterirsek,

$$Md_{Teori} = m \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2 R^2 z \tan \theta \quad (5.31)$$

teorik moment elde edilir., dinamik moment sürtünme momenti denklem (5.31) e ilave edilirse;

$$Md_{Teori} = m \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2 R^2 z \tan \theta + M_f + M_s \quad (5.32)$$

Genel teori moment denklemini elde edilir.

Program içerisinde silindirin teğeti ile yaprak yayın teğetinin çakıştığı açı  $\theta = 25.1^\circ$  bulunmuştur. Böylece teorik moment formülündeki  $\theta$  açısı tespit edilmiştir. Şekil 5.7 de akış diyagramı verilerek hazırlanan program ile deneylerde bulunan değerlerin kontrolü ve doğruluğu amaçlanmıştır.

Hazırlanan programdan elde edilen  $\theta = 25.1^\circ$  ile damper konstrüksiyon büyüklüklerinden  $R = 0.095m$ ,  $m = 8.01gr$  ve  $z = 32adet$ , denklem (5.31) de yerine konulup, teorik moment değerleri hesaplanarak deneysel moment değerleri

Merkezkaç kuvvetin silindirin yaprak yaylara değdiği teğet noktasındaki açı  $\theta$  ise, o zaman Şekil 5.5 e göre silindirin yaprak yaylara uyguladığı yatay ve dikey kuvvetler;

$$P_1 = \frac{P}{2} \tan \theta \quad (5.26)$$

$$P_1 = \frac{1}{2} m \omega^2 R \tan \theta \quad (5.27)$$

$$Md_{Teori} = 2P_1 R \quad (5.28)$$

Denklem (5.26), denklem (5.28) de yerine konursa,

$$Md_{Teori} = m \omega^2 R^2 \tan \theta \quad (5.29)$$

olur.  $\omega$  değeri denklem (5.29) da yerine konursa,

$$Md_{Teori} = m \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2 R^2 \tan \theta \quad (5.30)$$

yazılabilir, damper içerisindeki silindir sayısını  $z$  ile gösterirsek,

$$Md_{Teori} = m \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2 R^2 z \tan \theta \quad (5.31)$$

teorik moment elde edilir., dinamik moment sürtünme momenti denklem (5.31) e ilave edilirse;

$$Md_{Teori} = m \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2 R^2 z \tan \theta + M_f + M_s \quad (5.32)$$

Genel teori moment denklemi elde edilir.

Program içerisinde silindirin teğeti ile yaprak yayın teğetinin çakıştığı açı  $\theta = 25.1^\circ$  bulunmuştur. Böylece teorik moment formülündeki  $\theta$  açısı tespit edilmiştir. Şekil 5.7 de akış diyagramı verilerek hazırlanan program ile deneylerde bulunan değerlerin kontrolü ve doğruluğu amaçlanmıştır.

Hazırlanan programdan elde edilen  $\theta = 25.1^\circ$  ile damper konstrüksiyon büyüklüklerinden  $R = 0.095m$ ,  $m = 8.01gr$  ve  $z = 32adet$ , denklem (5.31) de yerine konulup, teorik moment değerleri hesaplanarak deneysel moment değerleri

**Tablo 5.2.** Hesaplanan dinamik moment değerleri

Devir (d/d)	$M_{Dinamik}$ (Nm)
270	0.0683
206	0.0520
185	0.0468
127	0.0321

Bu teorik moment ifadesinde esas problem  $\theta$  değerinin belirlenmesidir.  $\theta$  değişken değeri, silindirin yaprak yaya kuvvet uygulaması neticesinde, yaprak yaylarda meydana gelen elastik dönme miktarıdır. Mekanizmada silindirler devamlı yaprak yaylar ile temas edip, bu yaprak yaylar üzerinde artan devir sayısına bağlı olarak hareket etmektedir. Dolayısıyla  $\theta$  elastik dönme açısı daima damper parametrelerinin etkisinde değişmektedir. Ancak  $\theta$  elastik dönme açısı netice olarak damperin kavrama açısıdır ve damper elamanlarının değişimine bağlıdır.

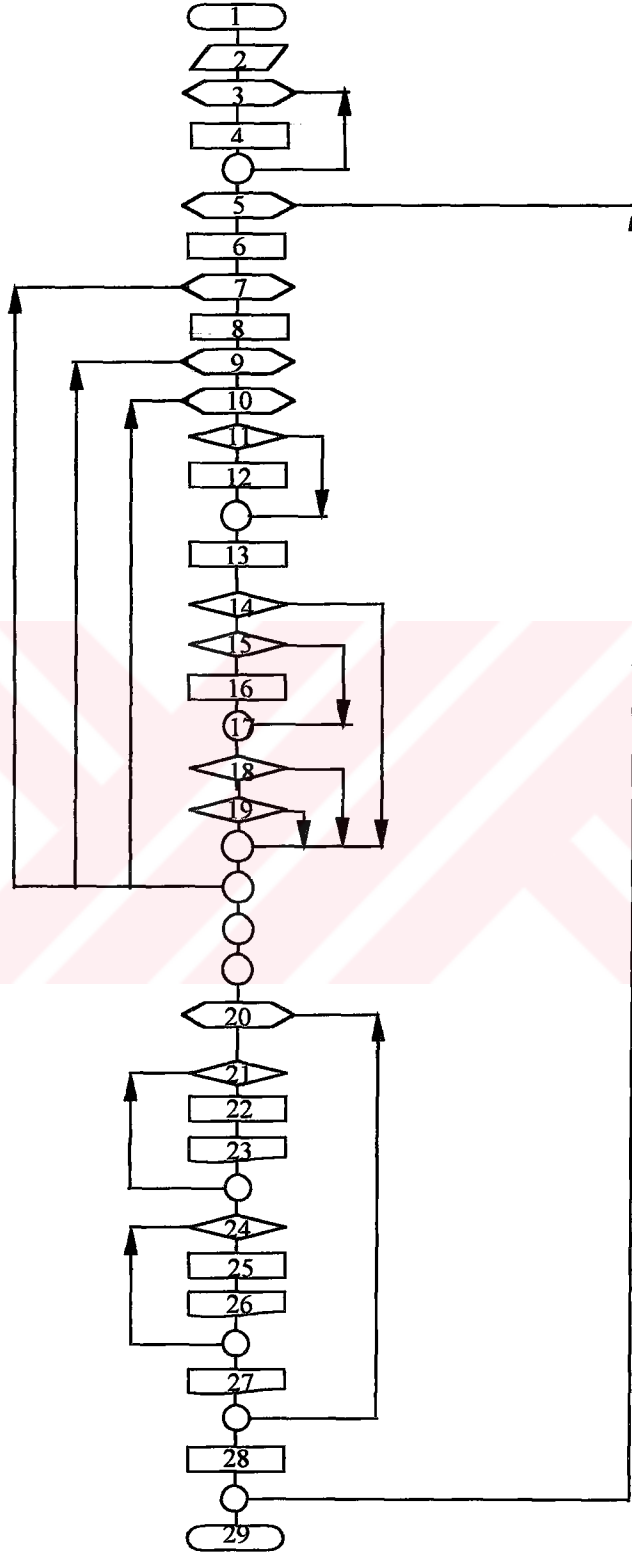
Deneysel sonuçların kontrolünden sonra, genel çözümler için aynı program üzerinde düzenleme yapılarak, program geliştirilmiştir (Şekil 5.10). Genel programa dışardan damper ile ilgili büyüklükler girildiğinde, program; damperin yeni verilere göre kavrama açısını ve yaprak yay boyunu vermektedir. Buradan bulunacak  $\theta$  değeri, denklem (5.32) de yerine konarak  $m$  silindir kütlesi bulunmaktadır.

Bu noktadan hareketle genel programın hazırlanması yoluna gidilmiştir. Genel programda amaçlanan durumu şöyle açıklayabiliriz;

1- Dışardan verilen kavrama büyüklüklerinin genel programda çalıştırılması ile elastik sınırlar içinde kalabilecek yaprak yayların boyu ve  $\theta$  elastik dönme açısı tespit edilmelidir.

2- Bulunan  $\theta$  elastik dönme açısı denklem (5.32) de yerine konularak damper içerisinde kullanılacak silindirlerin ağırlıkları tespit edilmelidir.

### 5.6. Genel Hesaplamalar İçin Hazırlanan Programın Akış Şeması



Şekil 5.10 Akış şeması

### 5.7. Genel Hesaplamalar İçin Hazırlanan Programın Algoritması

- 1) Programa başla.
- 2) Değişkenleri gir.
- 3) yaprak yay sayısına göre arttırım yap.
- 4) yaprak yay uç mesafelerini hesapla.
- 5) yaprak yay boyunu arttır.
- 6) Silindir merkezi ve silindir merkez başlangıcını hesapla.
- 7) Şekil 5.6 daki  $x$  değerini arttır.
- 8) Şekil 5.6 daki  $a$  değerine atama yap.
- 9) Birinci yaprak yayın deplasmanını arttır.
- 10) Yaprak yay sayısının  $n$  kadar arttırımını yap.
- 11) (Birinci yaprak yayın deplasmanı)  $\leq$  ( $n$ . yaprak yayın deplasmanı) ise
- 12) Birinci yaprak yayın  $P_1$  değerini hesapla.
- 13) Denklem (5.21) den  $P_2$  yi hesapla, denklem (5.9) dan birinci yaprak yayın deplasmanını hesapla, denklem (5.10) dan birinci yaprak yayın dönmesini hesapla.
- 14) Şayet  $\sum P = P_2$  ise
- 15) Şayet  $x \leq d$  ise
- 16) Daire denklemini ve daire denkleminin türevini hesapla. ((5.23) ve (5.24)).
- 17) Şayet birinci yaprak yayın uç deplasmanı, ikinci yaprak yayın uç deplasmanına eşitse,
- 18) Şayet birinci yaprak yayın  $a$  noktasındaki teğet açısı dairenin teğeti ile eşitse,
- 19) Yeni atamalar yap.
- 20)  $x = 0$  dan,  $x = l + \frac{d}{2}$  ye kadar  $x$  i arttır.
- 21)  $x < l$  ise,
- 22) Birinci yaprak yay için denklem (5.19) ü hesaplayıp, iki ve sonraki yaprak yaylar için denklem (5.21) ü hesapla
- 23) Deplasmanları yazdır. 24)  $x$  daire sınırları içinde ise,
- 25) Daire denklemini hesapla. 26) Değişkenleri yaz.
- 27)  $x$  değerini yaz ve grafik çiz. 28) değişkenleri sıfırla. 29) Programı bitir.

## 6. SONUÇLARIN İRDELENMESİ

Deneylere başlamadan önce bir deney programının hazırlanması ve bu deney programında bir sıranın takip edilerek, bu sıra içerisinde en ideal bulunan değerlerin göz önüne alınıp, araştırmaya devam edilmesi; hem araştırmayı çabuklaştırdı hem de kavrama için aranan karakteristiklerin rahat bir şekilde bulunmasına sebep oldu. Bu karakteristikler bir sıra içerisinde irdelenirse.;

Şekil 4.2 den 4.5 e kadar olan grafiklerden, kavrama süresi önemli olan yerlerde uç açısı ve uç yarıçapı küçük yapraklı yaylara sahip olan kavramalar, moment iletimi önemli olan yerlerde ise, uç açısı ve uç yarıçapı büyük olan yapraklı yaylara sahip kavramaların daha uygun olacağı gözlemlendi.

Şekil 4.7 ve 4.8 incelendiğinde; yaprak yay uçlarının silindirlere yakın olmasının hem kavrama süresini hem de iletilen momenti iyileştirdiği, ancak bu mesafenin büyümesi yukarıdakinin aksine hem kavrama süresini hem de iletilen momenti kötüleştirdiği gözlemlendi. Bunun sebebi ara boşluğun artmasının silindirlerin yaprak yayların arasına hemen girmesini zorlaştırdı ve bazı durumlarda da kavramanın kavramayarak kayma yaptığı gözlemlendi. Bu kayma olayı, yaprak yayların boy uzunluklarının silindir çapından büyük olduğu durumlarda kendini gösterdi.

Şekil 4.10 ve 4.11 incelendiğinde, silindir ağırlıklarının artmasının kavrama süresini çabuklaştırdığı ve iletilen momenti büyüttüğü görüldü. Bu sonucun doğal olduğu, çünkü merkezkaç kuvvete ağırlığın birinci dereceden etki etmesi sonucunda meydana geldiği söylenebilir. Burada deney için hazırlanan 280 mm çapındaki kavramada kullanılan 20 mm çapındaki teflon silindirlerin ağırlıklarını arttırmak için, silindirler içerisine preslenen silindirik Ç1020 malzemesi ile silindir ağırlığı en fazla 13.1 grama kadar çıkarılabildi. Bunun üzerine, silindir geometrik ölçüleri elvermediğinden çıkılamadı. Ancak yoğunluğu daha fazla olan kurşun ile de deneylerin tekrarlanması istendi, ancak kullanılan silindirik teflon malzemesinin içerisine kurşun eritilerek döküldüğünde teflon malzemesinin geometrik şeklinin bozulduğu görüldü. Bu sebepten de bu denemeden vazgeçildi. Şayet kavrama çelik malzemedan imal edilirse, bu şekildeki bir denemenin daha iyi sonuç vereceği kanaatine varıldı.

Şekil 4.12 ve 4.13 incelendiğinde, silindir sayısının artmasının hem iletilen momenti büyüttüğü hem de kavrama süresini küçülttüğü görüldü. Ancak silindir sayısının daha fazla artırılmasına kavramanın ölçüleri izin vermediğinden, bu sayı en çok 32 adete kadar çıkartılabildi.

Şekil 4.15 ve 4.16 incelendiğinde, silindir ağırlıkları sabit ve çapları farklı alınarak deney yapıldığında çap/kanat aralığı  $d/t=5$  olduğu zaman hem en büyük momentin iletiği hem de en küçük kavrama süresinin elde edildiği görüldü.

Şekil 4.18 ve 4.19 incelendiğinde, silindir alın profili olarak seçilen daire, altıgen ve sekizgen şekillerden; momenti en fazla daire kesitli, en az da altıgen kesitli silindirini ilettiği görüldü. Bunun anlamı silindirlerde, ağırlık sabit tutulmadığından en ağır silindirini daire kesitli en hafif silindirini de altıgen kesitli olması ile yorumlandı. Moment iletiminin tersine, kavramanın çıkış miline 0.24 Nm lik moment uygulayarak kavrama süresi tespit edildiğinde de altıgen alın profil silindirlerin daha kısa sürede kavradıkları görüldü. Bunun nedeni, düzgün altıgenin anahtar ağız denilen paralel yüzeyleri arasındaki mesafenin köşegen uzunluğundan veya daire çapından küçük olması, kanatlar arasında daha çabuk girmesini kolaylaştırdı, bu da kavrama süresini küçülttü.

Elastisite modülünün, iletilen moment üzerindeki etkileri Şekil 4.20 ve 4.21 e bakılırsa, burada elastisite modülü düşük olan yaprak yayların düşük devirlerde daha büyük momentler ilettiği yüksek devirlerde ise kilitlendiği görüldü. Bunun nedeni, yaprak yayların yumuşaklığı, düşük devirlerde silindirlerin kavramanın merkezinden itibaren en son uzaklığa çıkmasına müsaade etmesi, daha yüksek devirlerde ise silindirlerin gidecek mesafesi kalmadığından, daha büyük momentleri iletemedikleri ile yorumlandı. Bunun aksine, yüksek devirlerde de daha sert yani elastisite modülü büyük olan yaprak yaylar daha büyük moment iletmektedirler. Sonuç olarak kavrama süresi önemli olmayan yerlerde büyük elastisite modülüne sahip yaprak yaylar, kavrama süresi önemli olan yerlerde de daha küçük elastisite modülüne sahip olan yaprak yayların kullanılması tavsiye edilebilir.

Kavrama durumunun nasıl olduğunu görüntüleyebilmek ve teorik durumun açıklanmasına yardımcı olabilmek için, dakikada 127, 185, 206 ve 270 devirlerde kavramanın çıkış miline 0.10 Nm lik sabit bir moment ve elastisite modülü  $1245 \text{ N/mm}^2$  olan yaprak yaylar kavramaya takılarak fotoğrafları çekildi (Şekil 5.1, 5.2, 5.3, 5.4). Bu

fotoğraflarda kavrama durumu ve yaprak yayların biri birine yaptığı destekler görüntülendi. Bu düşüncenin ışığı altında kurulan teorik model ve yapılan bilgisayar programlarının çözümü neticesinde elde edilen teorik sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasında minimum %2, maksimum %7 arasında bir sapma olduğu görüldü.

Burada her iki durumun birbirine tam yaklaşmamasının nedeni; teorik modelde silindir ile yaprak yaylar arasındaki sürtünmenin göz önüne alınmamasından kaynaklandığı ve ileride yapılacak bir çalışmada da hazırlanacak bilgisayar programında bu durum dikkate alındığı takdirde teorik ve deneysel bulunan değerlerin biri biri üzerine tam çakışacağı söylenebilir.

Kavramanın diğer bir dezavantajı da çok düşük bir moment iletimi olduğudur. Bu moment iletiminin büyütülebilmesi için de kavrama çapının ve devir sayısının daima büyük alınması gerektiği göz önüne alınmalıdır. Bu da konstrüksiyonun büyük olacağı anlamına gelmektedir.

## 7. GENEL SONUÇLAR

Bu araştırmada elde edilen yeni tip bir mekanik dönel dampere ait karakteristiklerin sonuçları, aşağıda özetlenmiştir.

- 1) Kavrama da en uygun yaprak yay alın profili için deney sonuçlarına bakıldığında, belirleyici olarak iletilen moment büyüklüğü göz önüne alındığında  $180^0$  uç açılı yaprak yaylar etkilidir. Ancak kavrama süresi bir belirleyici büyüklük olarak göz önüne alındığında ise  $60^0$  lik uç açılı yaprak yay ile  $r=4.75$  mm lik uç radiüslü yaprak yaylar daha etkilidir.
- 2) Silindir alın profilleri dikkate alındığında, dairesel alın profilli silindirler, sekizgen ve altıgen olanlara nazaran daha büyük moment iletmektedirler. Ancak kavrama süresi dikkate alınırsa altıgen alın profilli silindirler daha etkilidir.
- 3) Silindirler ve yaprak yaylar arasındaki mesafenin iletilen moment üzerinde etkisi önemlidir. Bu mesafenin olabildiğince minimum alınması gerektiğini deney sonuçları göstermektedir.
- 4) Silindir sayısı; iletilen moment ve kavrama süresi üzerinde genel de belirleyici bir özellik olduğundan, kavramanın konstrüksiyonu göz önüne alınarak, maksimum sayıda silindir yerleştirilmesi gerektiği deney sonuçlarından görülmektedir.
- 5) Silindir çapları ile yaprak yaylar arasındaki mesafenin oranı 5 olduğu zaman, en büyük momentin ve en küçük kavrama süresinin meydana geldiği tespit edilmiştir.
- 6) Yaprak yayların atalet momentleri, elastisite modülleri, boyları ve yaprak yaylar arasındaki mesafe ile silindir çaplarının etkileri, Şekil 5.10 da akış Şeması verilen bir microsoft excell programının, visual basic programlama dili ile çalışan bir macro programı tarafından belirlenebilmektedir.
- 7) Macro basic-excel programı ile aynı zamanda ideal  $\theta$  elastik dönme açısı bulunarak, bu aının denklem 5.32 ye yerleştirilmesi ile belirleyici bir kavrama büyüklüğü olan silindir ağırlığı tespit edilebilmektedir.
- 8) Kavrama iki yönlü ve bütün eğimlerde çalışabilmektedir.
- 9) G deneyleri esnasında kavramada ısınma olmadığı grlmştir.

**KAYNAKLAR**

BEACH, K., (1962). Try These Formulas For Centrifugal Clutches. Product Engineering. July 9, pp 56-57

BURGESS,S.C.,(1996). The Design And Analysis Of a Novel Rotary Damping Mechanism,7<sup>th</sup> Int. Machine Design And Product. Conf., Sept. 11-13 METU, Ankara pp. 905-913

DITTRICH, D., SCHUNMANN, O., (1974). Anwendungen der Antriebstechnik Band II: Kaupplungen. Graphischer Betrieb. Mainz.

DIETER, G.E. (1988) Mechanical Metallurgy, McGraw. Hill

GOODLING, E.C., (1974) Fighting High Energy Costs With Centrifugal Clutches. Machine Design. 46, 119-124.

GOODLING, E.C., (1977). Trailing Shoe Type Centrifugal Clutch-Design Principle And Characteristics. American Society Of Mechanical Engineers. Sept26-30,7.

John ,St., RICHARD, C.,(1979). Centrifugal Clutch Basic. Power Transmission Design. 21. 52-55.

KEYSER,A. C. (1986) Materials Science in Engineering, A Bell & Howell Company.

NEWTON,K., STEEDS, W. AND GARRET,T.K. (1989). The Motor Vechile, BH Company

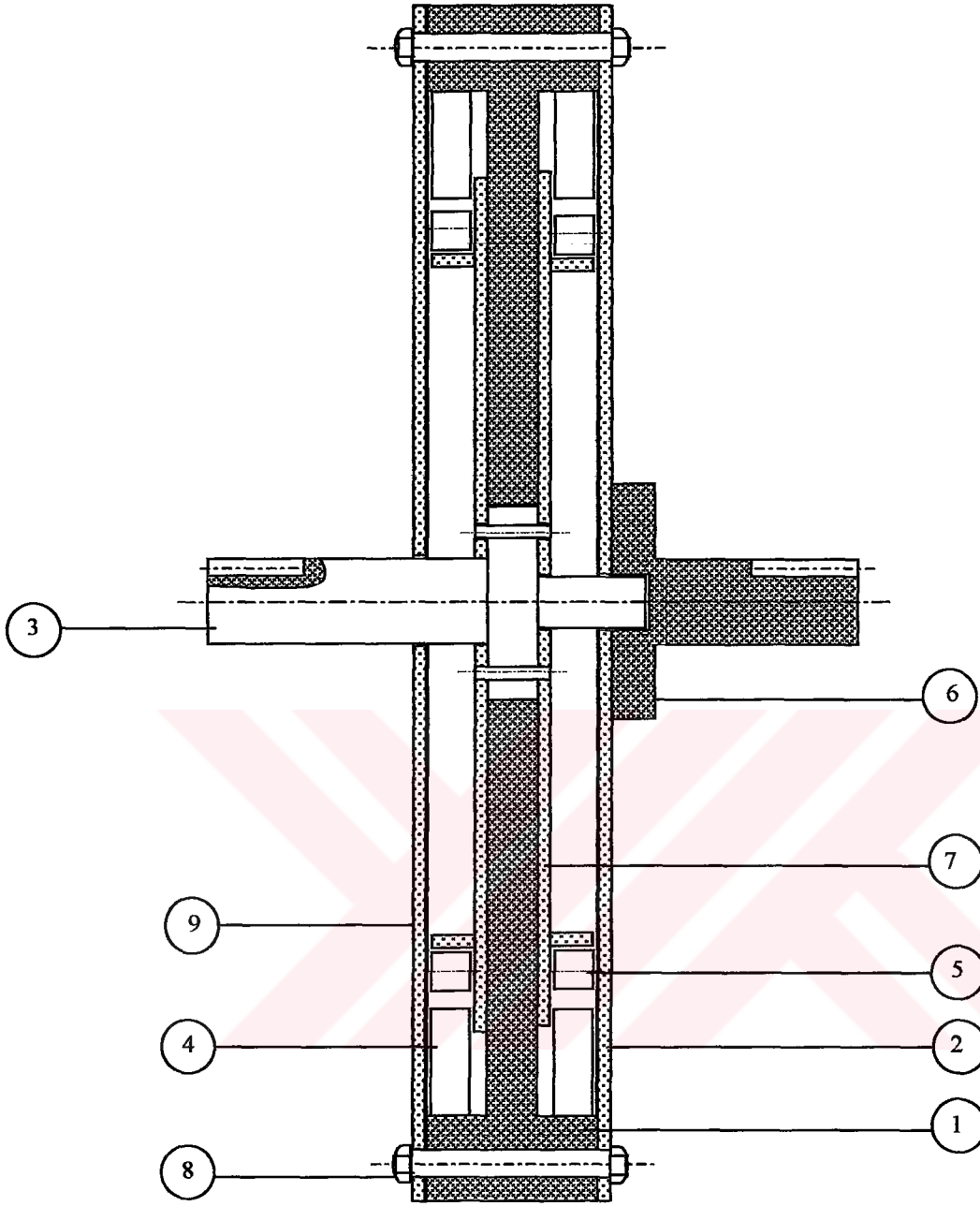
PROCTOR, J., (1961). Selection Clutches For Mechanical Drives. Product Engineering. June 19,43-58

SCHALITZ, A., (1968). Kupplung Atlas. A. G. T. Verlag Georg Thum. Württ.

SHARMA , P.C., AGGARWAL, D.K., (1976) A Text Book Of Mechanical Engineering Design – Katson Publishing Hause, Ludhiana.

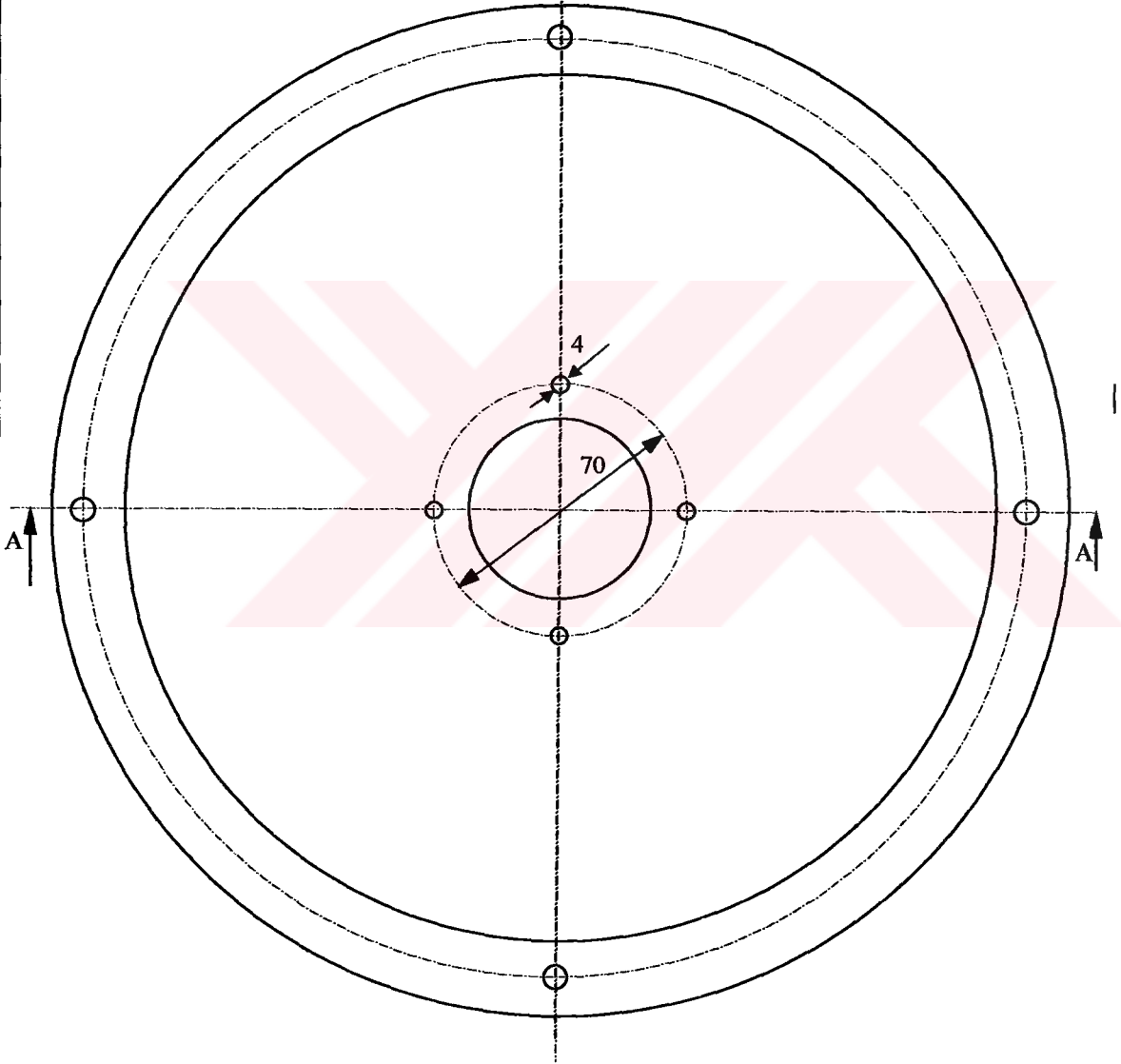
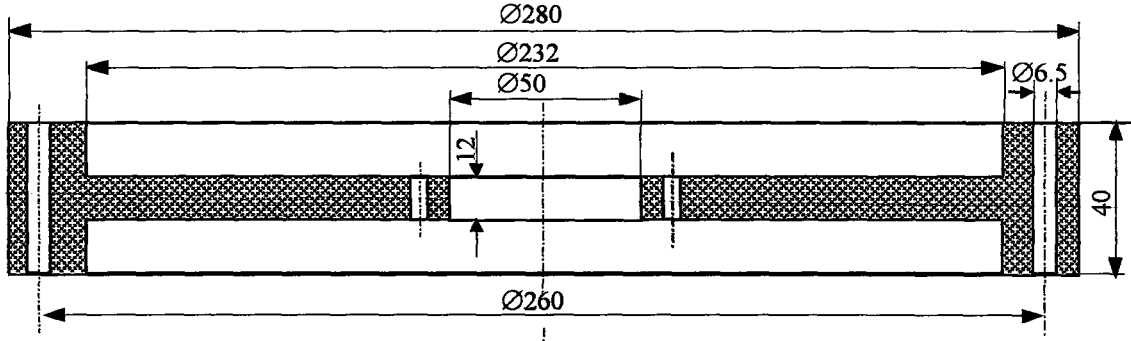
TOWN,H.C., (1988). Clutches For Machine Control. Power International. 34,247-249.



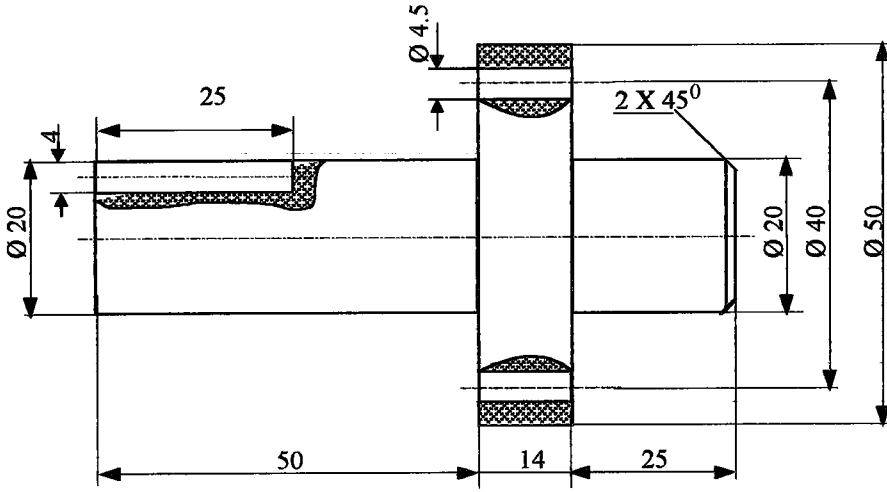


9	Arka yan kapak	1	DT-01-09	Mika
8	Altı köşe başlı cıvata ve somunlar M6*0.75	12	DT-01-08	Piyasadan
7	Silindir Kılavuz plakası	2	DT-01-07	Mika
6	Çıkış mili	1	DT-01-06	Teflon
5	Silindirler	32	DT-01-05	Teflon
4	Yaprak Yaylar	360	DT-01-04	Polietile-Polistiren-vs
3	Giriş Mili	1	DT-01-03	Teflon
2	Ön yan kapak	1	DT-01-02	Mika
1	Damper Gövdesi	1	DT-01-01	Polietilen
Parça no	Parçanın adı	Adedi	Resim no	Malzeme
Çizen	Yük. Müh. Vedat SAVAŞ		FIRAT ÜNİVERSİTESİ	
Kontrol	Doç. Dr. Ali İNAN		TEKNİK EĞİTİM FAKÜLTESİ	
Ölçek : 1:2	<b>YENİ TİP BİR MEKANİK DÖNEL DAMPER</b>			Proje no : DT-01-00

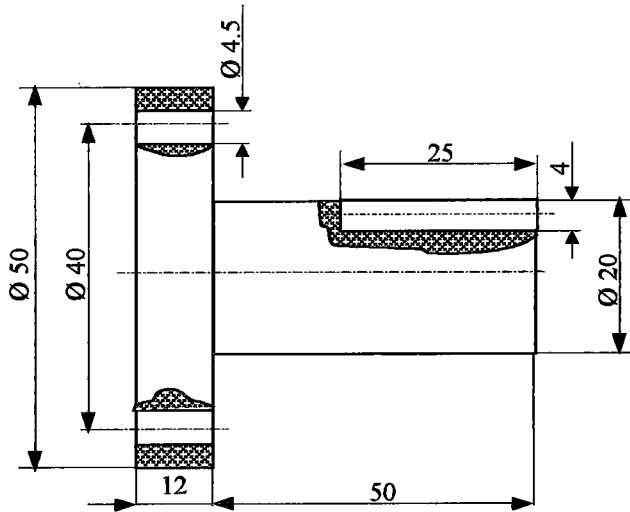
A-A Kesiti



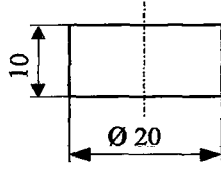
1:2	Damper gövdesi	1	1	DT-01-01	Polietilen
Ölçek	Parça ad 1	Parça no	Adedi	Resim no	Malzemesi



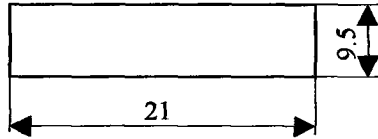
1:2	Giriş Mili	3	1	DT-01-03	Teflon
Ölçek	Parçanın adı	Parça no	adedi	Resim no	Malzeme



1:2	Çıkış Mili	6	1	DT-01-06	Teflon
Ölçek	Parçanın adı	Parça no	adedi	Resim no	Malzeme



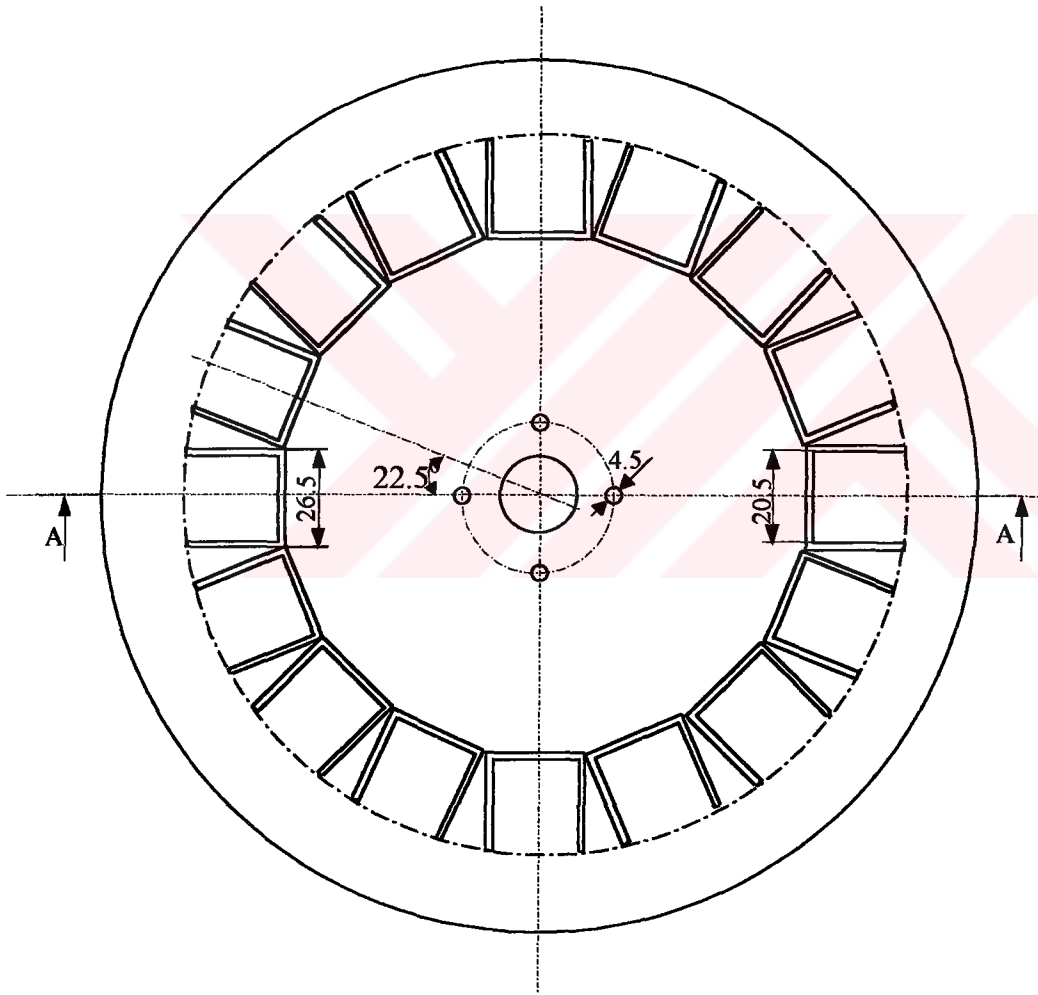
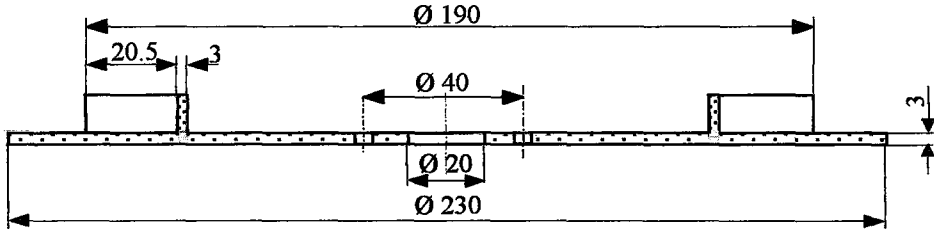
1:1	Silindir	5	32	DT-01-05	Teflon
Ölçek	Parça adı	Parça no	Adedi	Resim no	Malzemesi



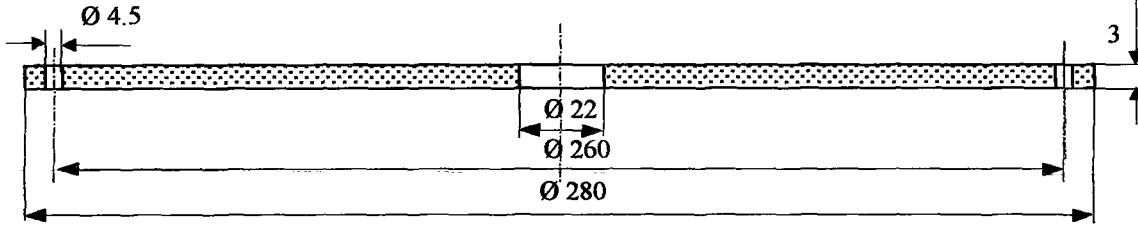
Yaprak Yay Kalınlığı = 0.3 mm

1:1	Yaprak yay	4	360	DT-01-04	Polyester
Ölçek	Parça adı	Parça no	Adedi	Resim no	Malzemesi

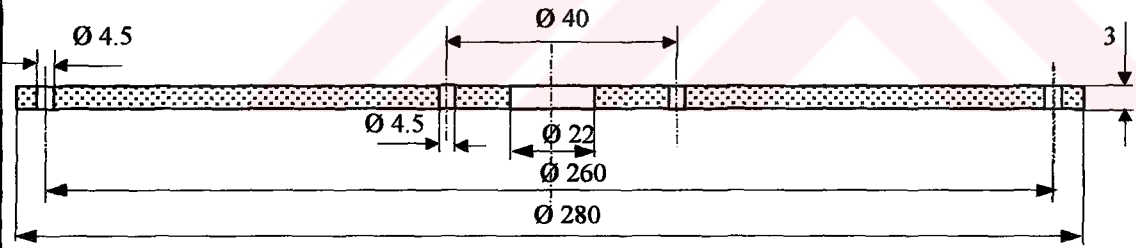
A-A Kesiti:



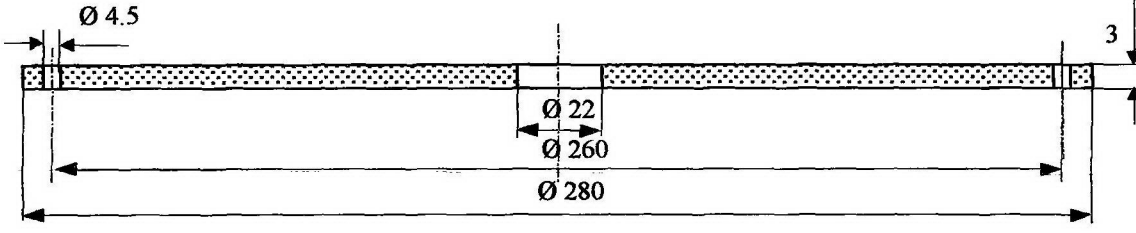
1:2	Silindir kılavuz plaka	7	1	DT-01-07	Mika
Ölçek	Parçanın adı	Parça no	adedi	Resim no	Malzeme



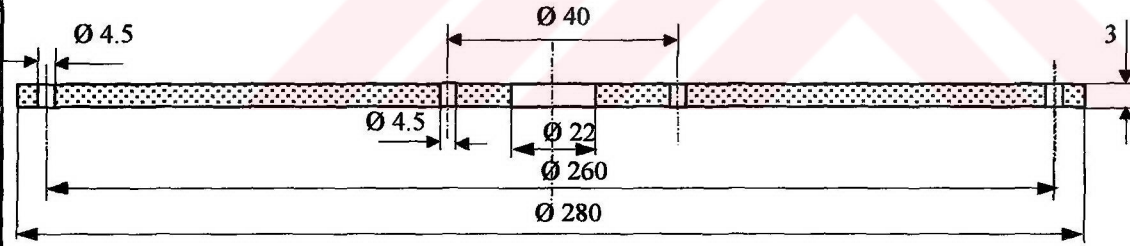
1:2	Ön yan kapak	2	1	DT-01-02	Mika
Ölçek	Parçanın adı	Parça no	Adedi	Resim no	Malzeme



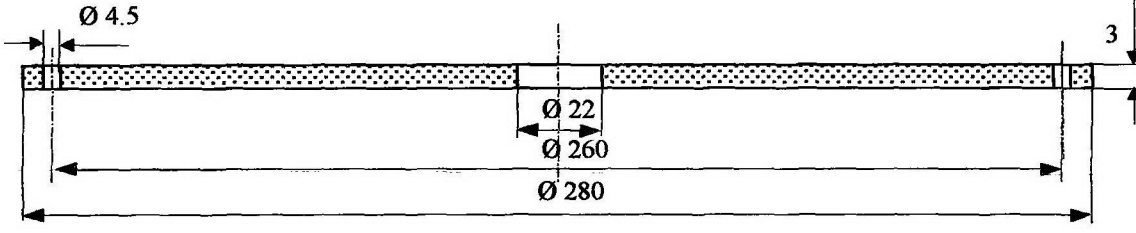
1:2	Arka yan kapak	9	1	DT-01-09	Mika
Ölçek	Parçanın adı	Parça no	Adedi	Resim no	Malzeme



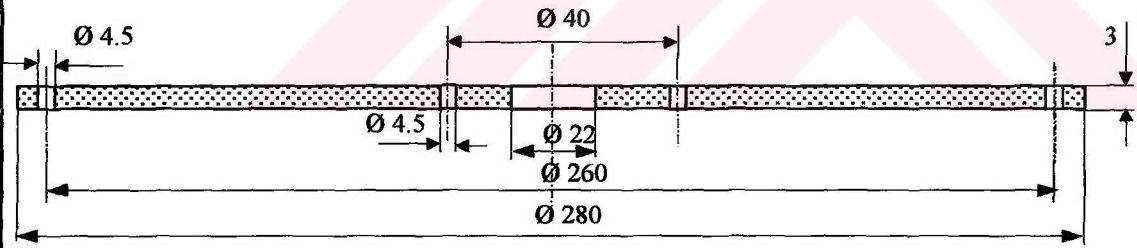
1:2	Ön yan kapak	2	1	DT-01-02	Mika
Ölçek	Parçanın adı	Parça no	adedi	Resim no	Malzeme



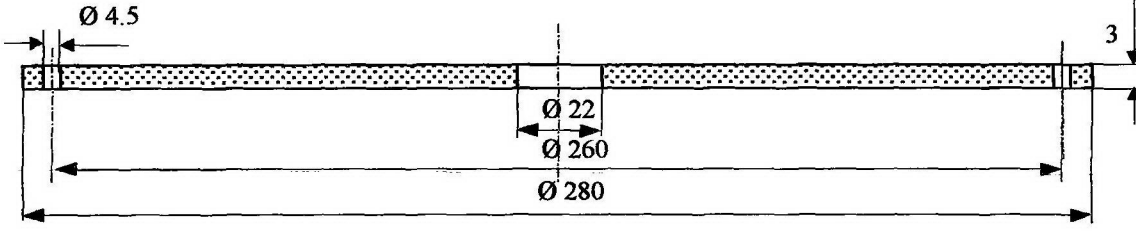
1:2	Arka yan kapak	9	1	DT-01-09	Mika
Ölçek	Parçanın adı	Parça no	Adedi	Resim no	Malzeme



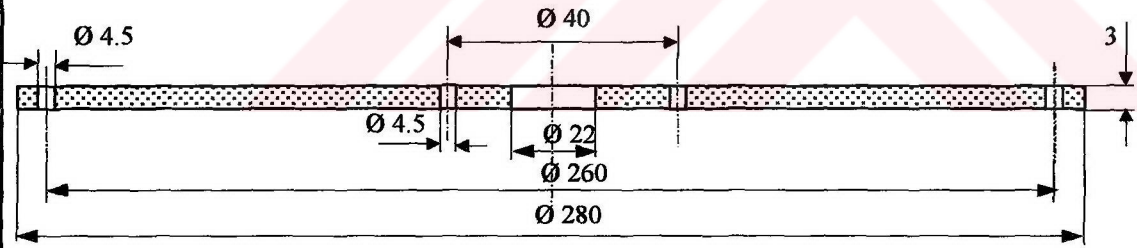
1:2	Ön yan kapak	2	1	DT-01-02	Mika
Ölçek	Parçanın adı	Parça no	adedi	Resim no	Malzeme



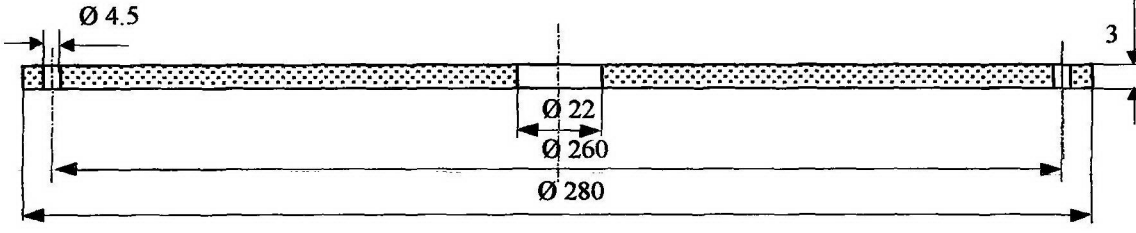
1:2	Arka yan kapak	9	1	DT-01-09	Mika
Ölçek	Parçanın adı	Parça no	Adedi	Resim no	Malzeme



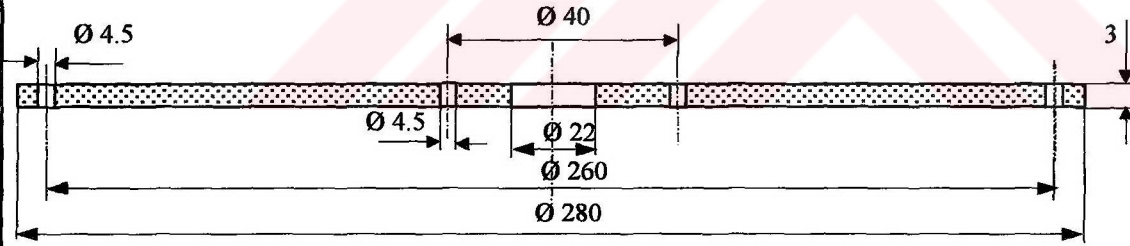
1:2	Ön yan kapak	2	1	DT-01-02	Mika
Ölçek	Parçanın adı	Parça no	adedi	Resim no	Malzeme



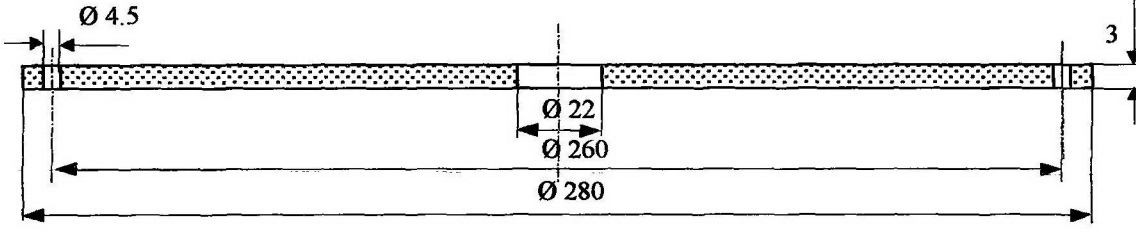
1:2	Arka yan kapak	9	1	DT-01-09	Mika
Ölçek	Parçanın adı	Parça no	Adedi	Resim no	Malzeme



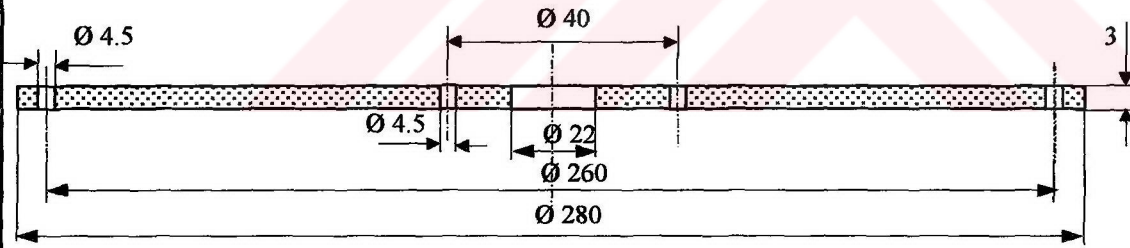
1:2	Ön yan kapak	2	1	DT-01-02	Mika
Ölçek	Parçanın adı	Parça no	adedi	Resim no	Malzeme



1:2	Arka yan kapak	9	1	DT-01-09	Mika
Ölçek	Parçanın adı	Parça no	Adedi	Resim no	Malzeme



1:2	Ön yan kapak	2	1	DT-01-02	Mika
Ölçek	Parçanın adı	Parça no	Adedi	Resim no	Malzeme



1:2	Arka yan kapak	9	1	DT-01-09	Mika
Ölçek	Parçanın adı	Parça no	Adedi	Resim no	Malzeme

```

' Makro1 Makro
' Makro Yük kontrollü program
'
Cells.Select
Selection.ClearContents
Range("A1").Select

Dim Ku(50)
Dim P(50)
Dim yk(50)
Dim pp(50)

z = 0
Ks = 10
Pi = 3.141592654
Dk = Range("veriler!A2").Value
Ks = Range("veriler!B2").Value
p1 = Range("veriler!C2").Value
d = Range("veriler!D2").Value / 2
E = Range("veriler!E2").Value
I = Range("veriler!F2").Value
t = Range("veriler!G2").Value
Km = D1 * Pi / Ks 'Kanat mesafesi
For nn = 1 To m
Ku(nn) = ((nn - 1) * Km + Km / 2 - (2 * Km / 2 * L) / D1) 'n. yaprak yay uç mesafesi
Next nn
P2 = 0
P3 = 0
P4 = 0
P5 = 0
a = 0
x = 0
' Ku Yaprak yay uç mesafesi ucu mesafesi
Range("A1").Select
For L = 20 To 30 Step 0.1
tt = L - r
x0 = L
For x1 = tt To L Step t
x = x1
a = x1

For ky1 = -Ku(2) To -(Ku(m) + Ku(1)) Step -0.1
'ky1 → x=L noktasındaki uç deplasmanı
pt = 0
For n = 1 To m
If ky1 <= -Ku(n + 1) Then
P(n + 2) = (ky1 + Ku(n + 1)) / ((L * L ^ 2 / 2 - L ^ 3 / 6) / (E * I))
Else

```

```

Exit For
End If
Pt = Pt + P(n + 2)

Next n
P2 = (ky1 - P1 * (L ^ 3 / 6 - a * L ^ 2 / 2) / (E * I) + Ku(1)) / ((L * L ^ 2 / 2 - L ^ 3 / 6) /
(E * I))
y1 = (P1 * (x ^ 3 / 6 - a * x ^ 2 / 2) + P2 * (L * x ^ 2 / 2 - x ^ 3 / 6)) / (E * I) - (Km / 2 -
(2 * Km / 2 * (x)) / D1)
YT1 = (P1 * (x ^ 2 / 2 - a * x) + P2 * (L * x - x ^ 2 / 2)) / (E * I) + Km / D1

If P2 <= -(Pt) + 0.01 And P2 >= -(Pt) - 0.01 Then

If x1 <= x0 + R Then
yy2 = -Sqr((R ^ 2) - (x1 - x0) ^ 2)
YT2 = -(x0 - x) / (yy2 + 0.0000000001)
End If
tet = Abs(yT1) - Abs(YT2)
If y1 > (yy2 - 0.01) And y1 < (yy2 + 0.01) Then
If tet < 0.01 Then
If tet > -0.01 Then
xx0 = x0
ytt1 = YT1

pp1 = P1
pp2 = P2
pp(3) = P(3)
pp(4) = P(4)
pp(5) = P(5)
aa = a
nn = n
GoTo graph
End If
End If
End If
End If
Next ky1
Next x1
Next L
graph:
z = 0
For x2 = 1 To (L + 10)
xx = x2
zzz = zzz + 1
If x2 <= L Then
yk1 =  $\delta(x)$ , fonksiyonu
yk1 = (pp1 * (x2 ^ 3 / 6 - aa * x2 ^ 2 / 2) + pp2 * (L * x2 ^ 2 / 2 - x2 ^ 3 / 6)) / (E * I) -
(Km / 2 - (2 * Km / 2 * (x2)) / D1)

```

```

ActiveCell(zzz, 4).Value = yk1
For mm = 2 To nn
yk(mm) = pp(mm + 1) * (L * x2 ^ 2 / 2 - x2 ^ 3 / 6) / (E * I) - ((mm - 1) * Km + Km / 2
- (2 * Km / 2 * (x2)) / D1)
ActiveCell(z, mm + 3).Value = yk(mm)
ActiveCell(z, 11).Value = pp1
ActiveCell(z, 12).Value = ytt1
ActiveCell(z, 13).Value = L
Next mm
End If
If xx >= xx0 - R And xx <= xx0 + R Then
Yd1 = -Sqr((R ^ 2) - (xx - xx0) ^ 2)
Yd2 = Sqr((R ^ 2) - (xx - xx0) ^ 2)
ActiveCell(z, 2).Value = yr1
ActiveCell(z, 3).Value = yr2
End If
ActiveCell(z, 1).Value = x2

Next x2
Range("A1:J75").Select
Charts.Add
ActiveChart.ChartType = xlXYScatterSmoothNoMarkers
ActiveChart.SetSourceData Source:=Sheets("hesaplamalar").Range("A1:J75"), PlotBy
_
:=xlColumns
ActiveChart.Location Where:=xlLocationAsObject, Name:="Grafik"
With ActiveChart
.HasTitle = False
.Axes(xlCategory, xlPrimary).HasTitle = False
.Axes(xlValue, xlPrimary).HasTitle = False
End With
ActiveWindow.Visible = False
Windows("esas1.xls").Activate
' Range("hesaplamalar!A1:J75").Select
End Sub

Sub veri()
" veri Makro
' Makro veri girme alt programi.
'Range("veriler!A1:G1").Select
ActiveSheet.ShowDataForm
ActiveSheet.ShowDataForm
End Sub

Sub Makro1()
" Makro1 Makro
Sheets("veriler").Select
End Sub

```

```
Sub Makro2()  
,  
' Makro2 Makro  
'Sheets("hesaplamalar").Select  
End Sub  
Sub Makro3()  
,  
' Makro3 Makro  
Sheets("Grafik").Select  
End Sub
```

