

T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MOTORLU TAŞIT KAVRAMALARININ  
DİNAMİK DAVRANIŞININ FARKLI MODELLER İLE  
İNCELENMESİ**

-139945-

139945

Mak. Y. Müh. MUSTAFA UYSAL

DOKTORA TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

BURSA, 2003

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

T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

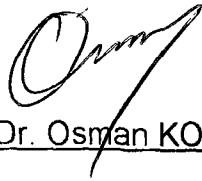
**MOTORLU TAŞIT KAVRAMALARININ  
DİNAMİK DAVRANIŞININ FARKLI MODELLER İLE  
İNCELENMESİ**

MUSTAFA UYSAL

DOKTORA TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

BURSA, 2003

Bu tez 03/03/2003. tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oyçokluğu ile kabul edilmiştir.



Prof. Dr. Osman KOPMAZ



Prof. Dr. Soner ALANYALI



Doç. Dr. Recep EREN



Doç. Dr. Emin Güllü



Doç. Dr. Reşat ÖZCAN

## ÖZ

Motorlu araçların hareket iletim hattının ilk ögesi olarak kullanılan mekanik kavramaların ortaya çıkışı, tarih bakımından otomobilin icat edildiği 19. y.y. son çeyreğine dayanır. Bu günkü diyafram yaylı modern tasarım ise 1937'de gerçekleştirilmiştir.

Motorlu taşıtlarda giderek artan konfor taleplerine paralel olarak bu tasarımda sürekli olarak iyileştirilmeler yapıla gelmektedir.

Mekanik kavramanın temel görevi motordan güç (hareket ve moment) iletimini kesmek veya sağlamak olduğu halde aynı zamanda taşıtın transmisyon sisteminde ortaya çıkan dişli takırtısı (gear rattling) ve çatırtı (chatter) gibi güç aktarma elemanlarındaki burulma elastikiyeti ve (mekanik) boşluklardan (backlash) kaynaklanan titreşimlerle de yakından ilgilidir. Bu nedenle kavramalar aynı zamanda güç aktarma hattındaki titreşimlerin frekans ve modlarının şekillendirilmesinde bir tür ayarlayıcı olarak kullanılmaktadır. Bu ayarlama etkisi kavrama plakası ile göbek arasında yerleştirilen helis yaylar ve sürtünme elemanlarıyla sağlanmaktadır. Bu bağlamda mekanik kavramanın dinamik davranışı incelenmek istendiğinde iki farklı yaklaşımda bulunmak mümkündür: Kavramanın vites değiştirme veya kalkış esnasında devreye girerken ortaya koyduğu geçici (transient) dinamik davranış ve kavrama gerçekleşmiş halde iken sergilediği dinamik davranış. Her iki durumda da güç aktarmanın bir ögesi olarak tahrik hattı üzerindeki diğer elemanlarla bir etkileşimi söz konusudur. Literatürdeki araştırmaların büyük kısmı kavramanın sağlandığı ikinci halin incelenmesine ilişkindir.

Transient davranış ile ilgili olarak bazı üretici firmaların iç eğitim notlarında bu bilgiler mevcuttur. Ancak bunlar da muhtemelen ticari endişelerle ayrıntıdan uzaktır. Bu gerçeğe istinaden bu çalışmada mekanik bir kavramanın kavrama gerçekleşinceye kadar geçici dinamik davranışının incelenmesi hedeflenmiştir. Böyle bir çalışma aynı zamanda çatırtı olayına, kavramanın temel

tasarımların parametrelerinin etkilerini inceleme imkanı verecektir. Bu amaçla kavrama elemanlarının ayrıntılı yer aldığı transmisyon hattının ayrık bir modeli kurulmuş, hareket denklemleri çıkarılmış ve bunların sayısal çözümü için bir MATLAB programı hazırlanmıştır. Ayrıca üç boyutlu mekanizma simülasyonuna imkan veren MSC/Visual Nastran Desktop yazılımı altında kavrama modeli oluşturulmuş ve çözümlenmiştir. Ayrık modelde bulunan sonuçlar literatürde rastlanan sonuçlarla uyumlu olduğu gibi üç boyutlu modelde de yumuşatma yayının etkisi açık bir şekilde görülmektedir. Bu çalışma esnasında kavramadaki geçici davranışın çok karmaşık olamayan ayrık bir modelle yeterli bir hassasiyetle incelenebileceği görülmüştür. Çatırtının azaltılması için kavrama parametrelerinin nasıl değiştirilmesi gerektiği bu modellerle tespit edilebilir.

**Anahtar kelimeler:** Mekanik kavrama, kavrama dinamiği, geçici davranış, mekanizma simülasyonu.

## ABSTRACT

From the historical viewpoint, the design and production of mechanical clutches which are used as the first element of transmission line of most motor vehicles today, goes back to the last quarter of the XIX. Century, in which the automobile was invented. The current, modern design with diaphragm spring was firstly introduced in 1937. Parallel to the comfort demands arisen more and more, many improvements have been made. While the main task of a mechanical clutch is to provide or interrupt power flow from the motor, clutch is closely related to vibrations of transmission system caused by torque fluctuations, backlash and torsional flexibility such as chatter or gear rattle. For this reason mechanical clutches are employed, at the same time, in modifying frequencies and modal shapes of power transmission line as a tuner. This tuning effect is provided by coil springs who generates a torsional spring effect, and friction lags located between friction plate and hub.

In this context, two different approaches are possible when one desires to study the dynamic behaviour of a mechanical clutch: First, the dynamic behaviour until the clutch engages, second, the steady state behaviour observed after engagement. In both cases, there is an interaction between clutch and other elements of drive line. Generally studies are handled on the stationery case, i.e. the behaviour of the system after engagement. Some manufacturers have been published several notes on transient behaviour and chatter phenomenon. However, these publications are far from being detailed, probably due to some commercial concerns. Motivated by this fact, the study of the transient behaviour of a mechanical clutch was previously aimed in the present work because it could make possible to examine how the design parameters of a clutch effects the chatter phenomenon. For this purpose, a discrete model with four degrees of freedom of the entire drive line has been established in which the clutch is included by considering almost all its basic elements. Based on this model, the engagements of motion have been derived. To solve these equations numerically, a MATLAB code has been written. Additionally, a 3-dimensional

simulation model has been developed and solved with the MSC/Visual Nastran Desktop mechanism simulation software. The results obtained by the discrete model are in good agreement with those found in the available literature. As in 3 dimensional model the effect of cushion spring can be observed clearly.

From this work, it has been understood that the transient behaviour of a mechanical clutch can be examined and evaluated to a certain level of accuracy level by means of quite simple discrete model provided that the clutch components are included in to the model as realistic as possible, and it can be determined how the clutch design parameters should be modified to decrease noise and vibrations called chatter.

**Key-words:** Mechanical Clutch, Clutch dynamics, Transient Behaviour, mechanism simulation.



<b>İçindekiler</b>	<b>Sayfa No</b>
<b>SİMGELER DİZİNİ</b>	v
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ</b>	viii
<b>1 GİRİŞ</b>	1
1.1. Taşıtlarda kavramanın tarihçesi	4
1.2. Terminoloji	7
1.3. Amaç ve Kapsam	11
<b>2 KAYNAK ARAŞTIRMASI</b>	12
<b>3 YÖNTEM VE MATERYAL</b>	15
3.1. Tek Plakalı Diyafram yaylı disk kavrama elemanları	17
3.2. Diyafram tip mekanik kavramalarda çalışma prensibi	26
3.3. Mekanik Kavramada Temel İşletme Karakteristikleri	27
3.3.1. Kavrama Yüğü Karakteristiğı	27
3.3.2. Baskı yayı yükleme karakteristiğı	29
3.3.3. Boşaltma yüğü karakteristiğı	30
3.3.4. Kavrama diski yumuşatma etkisi karakteristiğı	31
3.3.5. Kavrama burulma yayı karakteristiğı	32
3.3.6. Aşınma etkisi	34
3.4. Kavramanın dinamik davranışları	35
3.4.1. Kavramanın üzerindeki dinamik etkiler	35
3.4.2. Kavrama titreşimlerinin çeşitli durumları	39
3.4.3. Tutunma kaynaklı çatırtı	41
3.4.4. Çift kütleli kavrama tasarımı	44
3.5. Kavrama Kalitesi	45
3.5.2. Kavrama pedalı pozisyonu	45
3.5.3. Sürtünme elemanlarına gereksinim	47
3.6. Ayrık Dinamik Model	50
3.7. Kavrama mekanizmasına ait basit matematik model	52
<b>4 SAYISAL SONUÇLAR</b>	54
4.1. Kavrama ayrık modeli	54
4.2. Kavrama 3 boyutlu mekanizma modeli	65
<b>5 SONUÇ ve DEĞERLENDİRME</b>	81
<b>6 KAYNAKLAR</b>	
<b>7 EKLER</b>	
<b>8 ÖZGEÇMİŞ</b>	

## Kullanılan Semboller

Sembol	Açıklama
$K$	Emniyet katsayısı
$\theta_i$	Açısal dönme
$\dot{\theta}_i, \omega_i$	Açısal hız
$\ddot{\theta}_i, \alpha_i$	Açısal ivme
$a_i$	Katsayı
$t$	Zaman
$C_i$	Sönümlenme katsayısı
$K_i, k_i$	Lineer yay katsayısı
$H$	Histerisiz
$I_i$	Atalet momenti
$T$	Tork
$F$	Kuvvet
$R_i$	Yarıçap
$N$	Normal kuvvet
$\mu$	Sürtünme katsayısı
$p_0$	Basınç
$A$	Alan
$W$	İş
$\delta$	Küçük yer değiştirmeler
$\chi, x, \xi$	Öteleme, yer değiştirme
$K$	Rijiylik matrisi
$M$	Kütle matrisi
$F_p$	Pedal kuvveti



## ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil Adı</u>	<u>Sayfa</u>
	<u>No</u>
Şekil 1-1 Araç devri ile dişli oranları arasındaki ilişki	2
Şekil 1.2. Kavrama sisteminin şematik gösterimi	3
Şekil 1.3. Konik kavrama	4
Şekil 1.4. Tambur Kavrama	5
Şekil 1.5. Lamelli kavrama	6
Şekil 1.6 Kavrama elemanlarının dağılımı	7
Şekil 3.1. Klasik kavrama tipleri ve alt parçaları	15
Şekil 3.2. Diyafram tip kavrama mekanizması	16
Şekil 3.3. Kavrama temel elemanlarına ait şematik gösterim	17
Şekil 3.4. Kavrama kapağı grubu	18
Şekil 3.5. Baskı yayı görünümü	20
Şekil 3.6 Diyafram yay karakteristiği	20
Şekil 3.7. Baskı plakası ve diyafram yayı çalışması şeması	21
Şekil 3.8. Kavrama diski	21
Şekil 3.9. Kavrama plakası alt parçaları	22
Şekil 3.10. Kavrama tahrik mekanizması	25
Şekil 3.11. Diyafram tip mekanik kavramada hareket iletimi	26
Şekil 3.12. Baskı yayı karakteristiği	28
Şekil 3.13 Baskı yayının aşınan balataya göre değişimi	29
Şekil 3.14 Boşaltma yükü karakteristiği eğrisi	30
Şekil 3.15. Yumuşatma yayı ve yük eğrisi	31
Şekil 3.16. Yumuşatma yayı karakteristik eğrileri	32
Şekil 3.17. Burulma yay karakteristiği	33
Şekil 3.18 2 kademeli burulma yayı kullanılmış kavrama	33
Şekil 3.19. Baskı yükünün yeni ve aşınmış kavramadaki durumu	34
Şekil 3.20. Arkadan çekişli bir araçtaki frekans analizi	36
Şekil 3.21. 5 vitesli dişli kutusu ve kavrama şematik gösterimi	36
Şekil 3.22. 5 vitesli bir araca ait basit bir simülasyon modeli	37
Şekil 3.23. Taşıt titreşimleri	39
Şekil.3.24. Tutunma+kayma (stick-slip) titreşimlerini oluşturan sistem	41
Şekil 3.25. Sürtünme katsayısı düşme hızı	42
Şekil 3.26. Hareketli kütleye dış kuvvet uygulanması	43
Şekil 3.27. Tutunma çatırtısının kavramaya etkisi	43
Şekil.3.28 Çift kütleli kavrama şematik gösterimi	44
Şekil 3.29 Kavrama pedalı hareketleri	46
Şekil 3.30 Kavrama plakasında tork aktarımı	47
Şekil 3.31 Çok serbestlik dereceli sistemin şematik gösterimi	50
Şekil 3.32 Komple hareket iletim sistemine ait ayrık model gösterimi	51
Şekil 3.33 Kavrama elemanları şematik gösterimi	52
Şekil 3.34 Ötelenen kütlelerin şematik gösterimi.	53
Şekil 4.1. Kavrama analitik modeli	54

Şekil 4.2. Kullanılan motor tork eğrisi	55
Şekil 4.3. Kullanılan baskı yayı karakteristiği	56
Şekil 4.5. Sistem davranış eğrisi	58
Şekil 4.6. Burulma yay katsayısı değişmesiyle oluşan sistem cevabı	59
Şekil 4.7. Yumuşatma yayının değiştirilmesiyle oluşan sistem cevabı	60
Şekil 4.7. Sürtünme gradyanının artması durumu	61
Şekil 4.8. Atalet yükünün artırılması durumu	61
Şekil 4.9. Farklı negatif sürtünme gradyanları için sert yumuşatma yayı	62
Şekil 4.10. Devir sayısına göre kavrama davranışı değişimi	64
Şekil 4.11. Kavrama parçaları katı modelleri	66
Şekil 4.12. Burulma yayı montajı	67
Şekil 4.13 Montajı yapılmış katı model	68
Şekil 4.14. Kullanılan yumuşatma yayı karakteristik eğrisi	69
Şekil 4.15. Diyafram yayı karakteristik eğrileri	70
Şekil 4.16. Yumuşatma yayı karakteristik eğrileri	71
Şekil 4.17. Mevcut tasarım parametreleri altında kavrama davranışı	73
Şekil 4.18 Sertleştirilmiş yumuşatma yayı kullanımı	74
Şekil 4.19. Yumuşak yumuşatma yayı durumuna ait sistem davranışı	75
Şekil 4.20. Burulma yayı yumuşatılmış kavrama 1. yumuşatma yayı ile	77
Şekil 4.21. Sürtünme katsayısı izafi hıza göre azalması durumu	78
Şekil 4.22. Burulma yayı yumuşatılmış kavrama, 3. yumuşatma yayı ile	82

## 1. GİRİŞ

Makinalar; iş ve güç makinaları diye sınıflandırılabilirler. İş makinaları, öngörülen bir teknolojik/teknik görevi belirli hareketler eşliğinde kuvvet ve momentler uygulayarak gerçekleştiren sistemlerdir. Takım tezgahları, konveyörler, hard disk okuyucuları, taşıtlar bunlara örnek olarak verilebilir. Buna karşılık güç makinaları genelde iş makinalarını tahrik etmek, bunlara güç sağlamak amacıyla tasarlanmış makinalardır. Kabaca elektrik, hidrolik veya termokimyasal enerjiden mekanik enerji elde etmeye yararlar. Elektrik motorları, hidrolik motorlar, içten yanmalı motorlar, bu makinalar için hemen akla gelen örneklerdir. Pratikte iş makinaları makina, buları tahrikte kullanılan güç makinaları da güç kaynağı veya tahrik birimi veya motor diye adlandırılırlar.

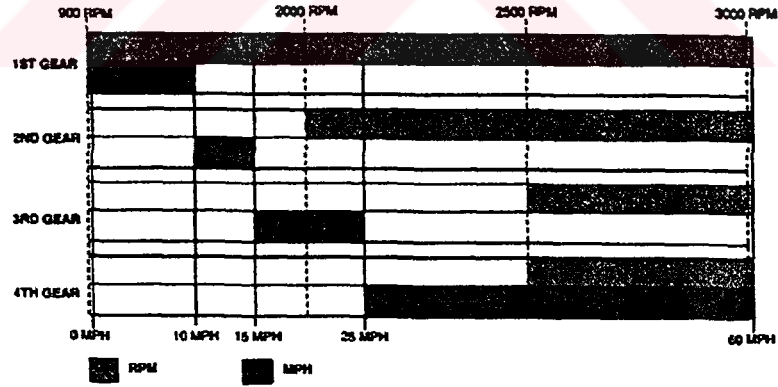
Bir makinanın güç kaynağı ile irtibatı kaplin veya kavrama adı verilen makina elemanı ile yapılır. Kaplinler güç kaynağı ile makina arasında genelde sürekli irtibat temin ederler, bu yüzden makinanın durdurulması için güç kaynağının durdurulması gerekir. Bununla birlikte bazı kavrama elemanlarında güç kaynağı durdurulmadanda kuvvet/moment iletimi kesilebilir. Bu yüzden kaplinler ve kavramalar ayrılamaz ve ayrılabilir kavramalar diye de adlandırılırlar. Şu halde kavramalar güç aktarımının kontrolüne imkan sağlarlar ve benzer bir görevi ifa eden frenler gibi sürtünmeli yüzeyler üzerinden moment aktarımı prensibine dayanırlar. Bu doğrultuda günümüzdeki motorlu kara taşıtlarının büyük kısmında içten yanmalı motor ile vites kutusu ve diferansiyelden oluşan hareket iletim (transmisyon) hattı arasında irtibatı sağlamak ve kesmek için kavramalar kullanılmaktadır. Halk dilinde otomatik vites diye adlandırılan güç aktarma sistemleri ise hidrolik esaslı kavramalardır.

Günümüzdeki taşıtlarda güç aktarma sistemi aşağıdaki elemanlardan oluşmaktadır:

1. Kavrama,
2. Vites kutusu,
3. Kardan mili (arkadan çekişli ve 4x4 çekişli vasıtalarda arka tekerleklere güç iletimi için)
4. Diferansiyel,
5. Akslar (dingil),
6. Tekerlekler.

Bütün bu elemanların kendilerine özgü biçim, kütle ve esneklikleri olup neticede güç aktarma sistemi muhtelif titreşimler yapmaya müsaittir. Tabii bu titreşimlerin baskın karakterde olanı genelde burulma (torsiyon) titreşimleridir, ancak bu titreşimler taşıt üzerinde mekanik (veya boyuna) titreşimler ve dişli gürültüsü şeklinde algılanır.

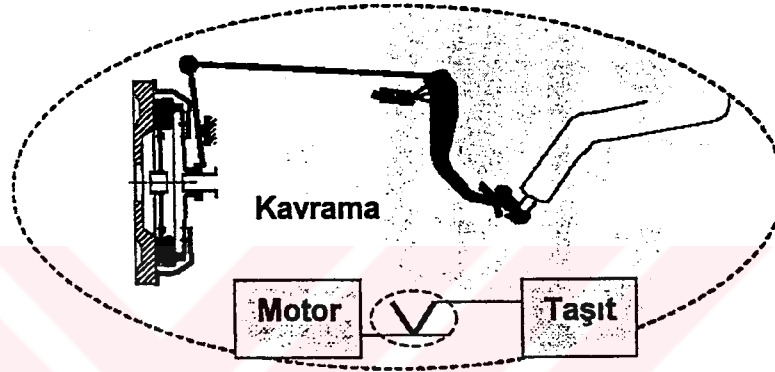
Araç üzerinde bir kavrama sistemine neden ihtiyaç duyulduğu konusunda daha detaylı bilgi verilmek gerekirse, bilindiği gibi motorlar 900 ilâ 5000 dev/dk hız ile dönerler. Motor bu hızla dönerken, peşi sıra çok büyük bir ataleti de harekete geçirmek ister.



Şekil 1-1 Araç devri ile dişli oranları arasındaki ilişki

Araçların yol üzerindeki hareket hızları bilindiği gibi çok düşüktür (Şekil 1.1). Örneğin 70 km/saat çizgisel hızla seyreden bir araç için 13" çapındaki bir tekerlek yol alırken ortalama açısal hız 450 dev/dk'ya tekabül etmektedir. Bununla birlikte hareketin kaynağı olan motordaki hızlar 4000-7000 devir/dk dır. Devir sayısında ihtiyaç duyulan bu indirgeme için dişli kutusu kullanmak kaçınılmaz bir zarurettir.

Değişik hız ihtiyaçlarına karşılık değişik devir sayıları doğacaktır. Bu devir sayılarının karşılanması için 1., 2., 3., 4. ve 5. kademe hız oranları (vitesler) geliştirilmiştir. Bu hız oranlarında sürekli olarak farklı hızlardaki motor ve dişli sisteminin senkronizasyonu gerekmektedir. Senkronizasyon işlemi genellikle 1 saniye'den az sürede olmaktadır. Bu işlem en az gürültü ile ve konfor bozucu etkilere yol açmaksızın gerçekleştirilebilmektedir. Bu devir sayısı ayarlama işleminde en önemli görev kavramaya düşmektedir.



Şekil 1.2. Kavrama sisteminin şematik gösterimi

Taşıtlarda motor ile transmisyon dişlileri arasında kavrama kullanılmasının temel amacı güç kaynağının hareketi durdurulmadan devreden çıkarılmasını sağlamaktır (Şekil 1.2) Vites değiştirme ve ilk harekette güç kaynağının devre dışı bırakılmasının sebepleri ise şöyle sıralanabilir:

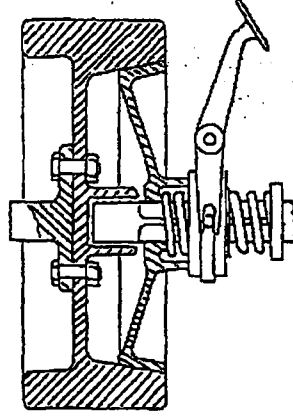
- İçten yanmalı motorların moment-devir sayısı karakteristiğini ideal güç karakteristiği ile uyumlu hale getirmek (yani her devirde motor gücünün sabit tutulması) için vites kutusu kullanılır. Bu nedenle moment ihtiyacına göre motordan alınan momentin büyütülmesi veya küçültülmesi gerekir. Bu ise mevcut dişli çiftlerinin değiştirilmesini gerektirir.
- İlk harekette tedrici bir kalkış hızı sağlamak için kavramaya ihtiyaç vardır.
- Yokuş yukarı ve düz yolda frenleme yapılacağında motorun devreden çıkarılması uygun olur. (Yokuş aşağı hareketle motorun kendisi gaz verilmediği sürece frenleme etkisi doğurur)

Kavrama, yukarıda sayılan hususlarda önemli bir görev ifa ettiği gibi, güç aktarma sistemindeki zorlanmış titreşimlerin bastırılmasında da sönümleyicilik rolünü üstlenir. Krank mili titreşimlerinin sönümlenmesi için son zamanlarda ağır vasıtaların yanısıra binek otomobillerde de konfor taleplerine paralel olarak damperler kullanılmaya başlanılmıştır. Bu sönümleyiciler krank milinin kavramanın aksi tarafındaki ucuna monte edilmektedir. Bunlar elastomer veya visko-elastik malzemelerden yapılmaktadır. Krank milinin diğer ucuna volan bağlanmaktadır ve volan ile vites kutusu giriş mili arasında kavrama yer almaktadır. Kavrama hadisesi gerçekleşip güç aktarımı başladıktan sonra bile yükleme şartlarındaki değişimler sebebiyle transmisyon hattında uyarılan burulma titreşimleri kavramadaki sürtünme elemanlarında titreşim kaynaklı mekanik enerjinin ısıya dönüşmesiyle sönümlenir. Kavramada mevcut yaylar da transmisyon hattının frekanslarını etkiler. Bu nedenle kavramanın güç aktarma hattı üzerinde bir ayarlama etkisinden (tuning effect) bahsedilir.

Transmisyon hattını oluşturan öğeler hakkında çalışmanın üçüncü bölümünde ayrıntılı bilgi verileceğinden bu bölümde kavramanın taşıtlarda kullanımına dair kısa bir tarihçe ve ilerideki bölümlere bir hazırlık olmak üzere kavrama terminolojisi vermekle yetinilecektir.

### **1.1. Taşıtlarda Kavramanın Tarihçesi**

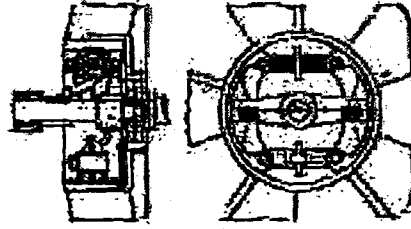
1863 yılında ilk taşıt kavraması Westone tarafından lamelli kavrama olarak tasarlanmıştır. 1867 yılında Fransız Julien Belleville, modern mekanik kavramaların en önemli öğelerinden birini oluşturan diyafram yayı (tabak yay) icat etmiştir. 1880-1895 yılları arasında işlev olarak daha güvenilir ve maliyeti daha düşük kavramalar geliştirilmiştir. 1889 yılında ise konik kavramaların ilkel bir tipi Daimler'in çelik tekerlekli aracında kullanılmıştır.



Şekil 1.3 Konik kavrama

1900'de "yıldız" biçimli tek diskli, balata malzemesi tahta olan bir kavrama piyasaya sunulmuştur. 1902'de tek baskı plakalı madeni balatalı disk kavramalar geliştirilmiştir. 1904'te grafitten balata malzemesi katkıları volana ve tek plakalı disk kavramanın baskı plakasına ilave edilmiştir. 1905'te konik ve disk kavramalarda alüminyum sürtünme malzemesi olarak kullanılmaya başlanılmıştır. 1905-1915 arası değişik ağırlıklı kavramalar ortaya çıkmıştır. 1906'da alternatif olarak çelik/bakır ve demir/bronz sürtünme malzemeleri çok plakalı disk kavramalarda kullanılmıştır. 1908'de çok plakalı disk kavramalarda tahta/demir sürtünme malzemesi olarak kullanılmıştır. 1911'de balataların volan ve baskı plakasına pimlendiği tek plakalı disk kavramalar imal edilmiştir. 1912'de yine aynı tip kavramada plakanın her iki tarafına meşin (deri) balatalar monte edilmeye başlanmıştır. 1914'teki kavramalar 1912'deki tasarımdan pim bağlantısı, bronz veya asbest sürtünme malzemesi gibi hususlarda farklılık arz etmektedir. 1924'e kadar daha ziyade sürtünme malzemeleri üzerinde çalışmalar yapılmıştır. 1925-1937 yılları arasında kavramalarda sessiz ve darbesiz çalışmayı sağlayacak tasarımlar üzerinde çalışılmıştır.

1925 sonrası bu amaçlı esnek baskı plakalı disk kavramalar geliştirilmiştir. 1937'ye kadar mevcut kavramalarda helisel yaylar kullanılmıştır. 1937'de modern kavramaların temelini teşkil eden bir adım atılarak diyafram yay kullanılmıştır.

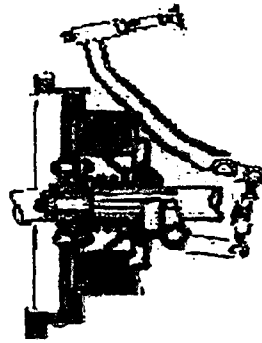


Şekil 1.4 Tambur Kavrama

Bununla birlikte bu kavramaların yaygın kullanımı 1960'larda başlamıştır. Şekil 1.3.'te ilk dönemde en yaygın tip olan konik kavrama gösterilmektedir. 1940'lı yıllarda ilk hidrodamper uygulamaları başlatılmıştır. 1950'li yıllarda kavramanın hareketi için değişik bir mekanik tahrik mekanizması oluşturulmuş, 1954'te ise hidrolik tahrik mekanizması kullanılmıştır.

1970'li yıllardaki petrol krizi sonucu daha küçük ve daha yüksek devirli araçların ortaya çıkmasıyla yüksek devirlerdeki titreşim olayları ortaya çıkmış ve önlemleri alınmaya çalışılmıştır.

1980'li yıllar aynı zamanda hidrolik iyileştirmelerle, sönümlenme etkisi, kayma sürtünmesi, santrifüj etkiler gibi problemler çözülmüştür (Shaver, 1998). 1982'den itibaren asbest içermeyen balata malzemeleri üretilmeye ve kullanılmaya başlanılmıştır.

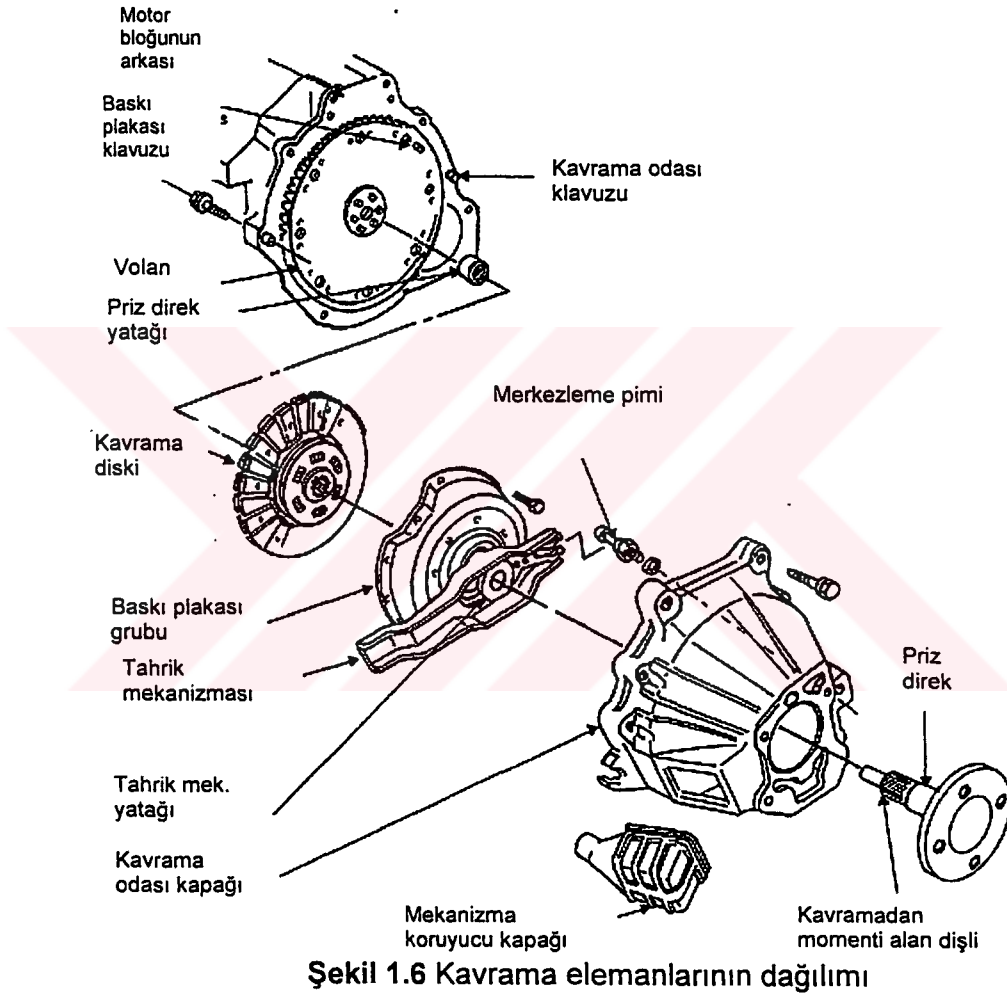


Şekil 1.5. Lamelli kavrama

Konik kavramaya alternatif olarak geliştirilen tambur kavrama ise Şekil 1.4'te gösterilmektedir. Şekil 1.5'te ise lamelli bir kavrama yer almaktadır. Burada çelik ve bronz sürtünme yüzeyleri eşleştirilmiştir.



Bu tür kavramalarda sürtünme yüzeylerinin yağda çalışmaları üzerinde verimin daha da iyi olduğu görülmüştür. Bütün bu uygulamalarda görülen helisel yay yerine daha sonraları baskı plakalarının ortalama çevrelerine çok sayıda helisel yay kullanılmaya başlanılmıştır. Günümüzdeki uygulamalarda ise baskı plakasının aksenal hareketi diyafram yayla kontrol edilmektedir.



## 1.2. Terminoloji

Kavrama elemanları (Şekil 1.6) veya işletme karakterlerinin tanımlanmasında gerek uluslararası literatürde gerekse piyasa terimlerinde farklılıklar bulunmaktadır. Bu alt bölüm, çalışmanın sonraki kısımlarında kullanılacak ifadelerin anlaşılmasına yardımcı olmak amacıyla kavrama ile ilgili

terminolojiye ayrılmıştır (Eriksson ve .Jacobson, 1999, Che-Wun Hong, 1995, Orzelowski, 1995).

**Aşınma emniyeti (Wear allowance)** : Kavramanın görevini tam olarak yapabilmesi için müsaade edilen emniyetli aşınma miktarı.

**Baskı yükü (Clamp Load)** : Kavrama plakasına baskı plakası tarafından uygulanan toplam yük.

**Boşalma noktası (Release point)**: Pedalın, kavramanın hareketi iletimini bıraktığı noktaya getirilmesidir.

**Boşluk (Backlash)**: Dişli dişleri arasındaki boşluk. Bu boşluklar genellikle gürültü sebebidir.

**Boştaki kavrama (disengaged)** : Kavrama üzerinden tork iletilmediği haldir. Bu durumda kavrama plakası volan ve baskı plakasından tam olarak ayrılmıştır.

**Çatırtı (Chatter, judder)** : Araç hareket halinde iken uygun olmayan devir değişimlerinde oluşan titreşim.

**Damper (Damping)**: Titreşen veya salınan bir sistemdeki enerjinin yutulmasına yarayan eleman.

**Dişli çatırtısı (Gear rattle)** : Araç hareket ederken vites dişlisinden gelen gürültü.

**Diyafram yayı (Diaphragm Spring)**: Baskı plakasına Kavrama yükünü uygulayan plaka şeklindeki yay.

**Durağan çatırtı (Neutral rattle)** : Bazı araçlarda motor rolantide çalışırken kavrama durağan halde iken dişlilerden gelen gürültü.

**Eksantriklik (Run out)**: Dönen kütlelerin merkezlerinin eksenden kaçık olması.

**Gövde titreşimi (Body boom)**: Bazı hareket iletim sistemi tahriğinden ve araç gövdesindeki rezonanstan kaynaklanan, sürücü tarafından da kolaylıkla hissedilen gürültü.

**Gürültü-Titreşim-Akustik (Noise-Vibration-Harshness)**: Araç üzerinde veya herhangi bir parçaya odaklı olarak incelenen gürültü/titreşim/akustik olayları.

**Histerezis (Hysteresis)** : Enerjinin bir durumdan başka bir duruma geçip tekrar başlangıçtaki durumuna geri dönmesi halinde oluşan iş kaybına denir.

**Isıl kapasite (Thermal capacity)**: Sürtünen yüzeylerin özelliklerini kaybetmeden taşıyabileceği ısı.

**Kapak bağlantı yayları (Drive straps)** : Kavrama kapağını baskı plakasına bağlayan metal elemanlar.

**Kapakta çökme (Cover deflection)** : Kavrama çalışırken veya montaj esnasındaki bir dış yük ile kapak üzerinde deformasyon oluşması.

**Kavrama diski (Clutch disc)**: Baskı plakası ile volan arasında sürtünme plakaları ile dönen parçalar grubu.

**Kavrama kapağı grubu (Clutch cover assembly)** : Kavrama kapağı, baskı yayı, baskı plakası ve diğer bağlantı elemanlarından oluşan grup.

**Kavrama muhafazası (Clutch housing)** : Motordan hemen sonra konik olarak yer alan genellikle alüminyumdan mamül kavramayı içinde bulunduran koruma kutusu.

**Kavrama boşalması (Clutch release)** : Kavrama plakasının volan ile baskı plakası arasında serbest olarak döndüğü, hareketin iletilmediği hal.

**Kavrama kaçırması, kayma (Clutch slip, slip)** Kavrama plakasının tam olarak ayrılmadığı, volandan farklı bir hızla dönmesine devam ettiği hal.

**Kavrama pedalı (Clutch Pedal)** : Kavramayı kontrol eden mekanik veya hidrolik sistemi devreye sokan/çıkarın, sürücünün kullandığı pedal.

**Kavrama plakası anma kalınlığı (Nominal gage)** : Yeni, kullanılmamış monte edilen kavramanın kalınlığı.

**Kavrama verimliliği (Clutch efficiency)**: Kavramadaki kayma oranının yüzde olarak ifadesidir.

**Kayma oranı (Slip ratio)** : motor hızının kavrama çıkış mili hızına oranıdır.

**Kayma zamanı (Slip time)**: Kavramanın başlamasından tam olarak yapılmasına kadar geçen süredir.

**Kuru sürtünmeli kavrama (Dry clutch):** Sürtünme parçalarının herhangi bir sıvı içinde çalışmadığı kavramalar.

**Lamelli kavrama (Multi-plate clutch):** İçerisinde birden fazla sürtünme plakası olan kavramalar.

**Metal balata (Metallic facings):** Sinterlenmiş metal sürtünme plakaları.

**Ömür (Durability) :** Sistem veya herhangi bir parçanın görevini tam olarak yaptığı mr.

**Pedal aktarma oranı (Pedal ratio) :** Pedalın mesnet noktasına göre baskı kuvvetinin hareket iletim ucuna aktarma oranı.

**Pedal boşluğu (Clutch Pedal Free play) :** Tahrik sistemini harekete geçirmeden önceki pedalın katettiği yol.

**Pedal kuvveti (Pedal effort) :** Kavrama pedalını bastırmak için gerekli kuvvet değeridir.

**Pedal mesafesi (Pedal travel) :** Pedalın hiç bir engel olmadan katedebileceği mesafe.

**Pedal titreşimi (Pedal growl) :** Motordan kavramaya iletilen, pedaldan da hissedilen titreşimlerdir.

**Priz direkt (Input shaft) :** Kavramadan dişli kutusuna hareketi ileten ana mil.

**Seramik plakalar (Cerametallic facing):** Seramik ve metal karışımından oluşan sürtünme yüzeyi (balata).

**Sürtünme Yüzeyleri, balata (Facing-s-) :** Kavrama diskine bağlı volan ve baskı plakasına sürtünen yüzey parçaları.

**Tahrik sistemi (Actuation System) :** Kavramayı kontrol etmek için kullanılan mekanizma.

**Tork (Torque):** Motorun ürettiği döndürme momenti.

**Yumuşatma (Cushion):** Kavramanın sert olmasını engellemek için sürtünme elemanlarıyla sönümlenmesi yapılır.

**Yumuşatma yayı (Cushion spring):** Sürtünme plakaları arasındaki ondulasyonlu levha yayıdır.

**Çatırtı (Chatter, Judder, Shudder)** ile dişli takırtısı (gear rattle) kavramaları temelinde benzer titreşim durumlarını ifade etmekle birlikte çatırtı, kavramanın devreye girmesi esnasında buna mukabil dişli takırtısı ise kavrama devrede iken transmisyon hattında oluşan

### 1.3. Amaç ve Kapsam

Bu çalışmada konvansiyonel bir mekanik kavramanın herhangi bir viteste boşa alındıktan sonra tekrar devreye girmesine, yani kavrama olayının tamamen gerçekleşmesine kadar geçen sürede ortaya koyduğu geçici (transient) davranışı ve buna, kavramayı oluşturan temel elemanların fiziki parametrelerinin etkilerinin incelenmesi, daha düzgün bir kavrama sürecinin sağlanması için uygun parametre değerlerini verecek tarzda kavrama elemanlarının tasarım alternatiflerinin geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Çalışmada mekanik kavramalar ile ilgili bir tarihçe, kısa bir terminoloji, kavramaların güç aktarımı/kesimi ve tekrar sağlama şeklindeki birincil görevlerine ilave olarak taşıttaki tüm hareket iletim sisteminin burulma titreşimlerini kontrol etmedeki rolüne ilişkin bilgi verilmiş, kavrama elemanlarının fiziki özellikleri, pratik verilerle ayrıntılı anlatılmış ve nihayet geçici davranışı incelemek üzere ayrık bir model kurulup bununla ilgili bir MATLAB kodu hazırlanmıştır. Karşılaştırma yapabilmek amacıyla MSC/Visual Nastran Desktop ortamında da görsel canlandırılabilir bir model oluşturulmuştur. Bulunan sayısal çözümler ayrıca değerlendirilmiş ve irdelenmiştir.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Kavramaya ilişkin çalışmalar, önceki bölümde de belirtildiği gibi otomobilin tarihiyle başlamıştır. Kavramanın titreşime etkisi B.I.C.E.R.A.'nın burulma titreşimlerine ilişkin yayınında incelenmektedir (B.I.C.E.R.A. 1958). Mekanik kavrama elemanları ile kavramanın dinamik davranışına ait son yıllarda ele alınan kapsamlı bir kitap bulunmaktadır (SAE 1997). Ancak bu eserde de kavramanın transmisyon hattı titreşimleri ele alınmakta, geçici (transient) davranışına ait bilgi verilmemektedir. Kavramanın hareket iletiminin önemli bir unsuru olarak ele alındığı otomotiv genel amaçlı kitaplarda da bu tür bilgiler bulmak mümkündür (Morellar 2000). Kavramayı meydana getiren elemanlar hakkındaki çalışmaların pek çoğu ticari hüviyette olduklarından bu alanda özgün bilgilere pek ulaşılamamaktadır. Ancak kavrama üreticisi bazı firmaların kendi iç eğitim malzemelerinin içinde kavrama elemanları tasarım kriterleri hakkında nispeten ayrıntılı bilgiler bulunmaktadır (LUK 1998), ( Valeo 1998). Ayrıca kavramanın bakım ve kullanım şartları, kavramada ortaya çıkan problemler hakkında basılı veya internet yayınlarına da rastlanmaktadır (BWD 1996-1999).

LUK sempozyum notları arasında yer alan bir makalede çatırtı (Chatter, judder) olayı ele alınmakta ve gerçek çatırtının kavramada kaçırmanın vuku bulunduğu sırada ortaya çıktığı, kavramanın gerçekleşmesinden sonra hareket iletim sistemindeki dinamik davranışın gerçek çatırtı olayıyla karıştırıldığına dikkat çekilmektedir.(Albers ve Heret, 1998). Bu konudaki detaya 3. bölümde tekrar temas edilecektir.

Yapılan literatür araştırması göstermiştir ki, kavrama dinamiğine ait çalışmalar daha ziyade transmisyon sistemindeki burulma titreşimlerini denetleyici etkisini incelemeye yöneliktir. Bu çalışmada ise kavrama olayının dinamiğinin incelenmesi hedeflenmiştir. Bununla birlikte konuyla belirli bir ilgi bağı olduğundan kavrama ile ilgili çalışmalardan önemli olanlarına kısaca değinilecektir.

Drexli (1987), hareket iletim sisteminde meydana gelen burulma titreşimlerinin sebeplerini incelemiş, bulduğu sonuçları testlerle doğrulamış ve titreşimlerin azaltılması amacıyla ilgili tasarım alternatiflerini vermiştir. Couderc ve arkadaşları (1998) transmisyon titreşimlerini sonlu elemanlara dayalı bir yazılım geliştirerek incelemişler ve buldukları sonuçların deneylerle uyumluluğunu göstermişler, transmisyon hattının doğal frekanslarını çok büyük hassasiyetle hesaplamışlardır. Orzelevski (1995) burulma titreşimlerini zayıflatmada kullanılan yayların seçiminde kullanılacak bir alternatif yaklaşım geliştirmiştir. Gaillard ve Singh (2000) kavramanın damper özelliğiyle temsil edildiği 5 serbestlik dereceli ayrık bir modelle transmisyon titreşimlerini incelemişlerdir.

Küçükay ve Beck (1994), konforun ön planda olduğu taşıtlarda kullanılan elektronik kumandalı kavramayı ele almışlar ve kontrol modelinin kavrama performansını nasıl etkilediğini araştırmışlardır. Fujimoto ve arkadaşları (1987) nonlineer bir ayrık model yardımıyla rölantideki çatırtıyı incelemişler ve çözüm önerileri sunmuşlardır. Sebulke (1999), klasik kavrama ile çift volanlı kavrama arasındaki farkları incelemiş, testlerle de desteklediği çalışmasında yeni tasarımın lehine sonuçlar elde etmiştir.

Son on sene zarfında hareket iletiminde insan faktörünün devre dışı bırakılmasına yönelik çalışmalarda artış görülmektedir. Bu çerçevede Hong (1995) taşıt hareket aktarma sistemini simüle eden bir program geliştirmiştir ve bunun testlerle uyumluluğunu göstermiştir. Rabeih ve Crolla (1996) sürtünme, sönüm ve burulma katsayılarının seçiminin titreşimlere etkisini incelemişlerdir. Eriksson ve Jacobson (1999) otomatik sürücü sistemine temel oluşturacağına inandıkları ve gerçek ölçüm sonuçları ile uyumlu bir simülasyon programı geliştirmişlerdir.

Bunların dışında sonlu elemanlar paketleri yardımıyla kavrama elemanlarının analiz edildiği çalışmalar da vardır. Örneğin Shaver (1997) kavrama kapağının mukavemet analizini sonlu elemanlar metoduyla yapmış ve optimum tasarımı gerçekleştirmeye çalışmıştır. Keza Ullman (1998) çalışmasında kavrama plakalarındaki gerilme dağılımlarını sonlu elemanlarla incelemiş ve sonuçları deneylerle doğrulamıştır.

Özellikle son yıllarda mekanizma simülasyonu ile kontrol sistemleri yazılımlarının birlikte kullanımına örnek uygulamalar da yapılmıştır. Çoğu ticari uygulamada kullanılan bu yazılımlar ile yapılan çözümlerde sistem davranışı daha üretim yapılmadan önce ele alınmıştır (Arborio ve ark. 2002), (Yeongching ve ark. 1999), (Sheng ve ark. 2000).

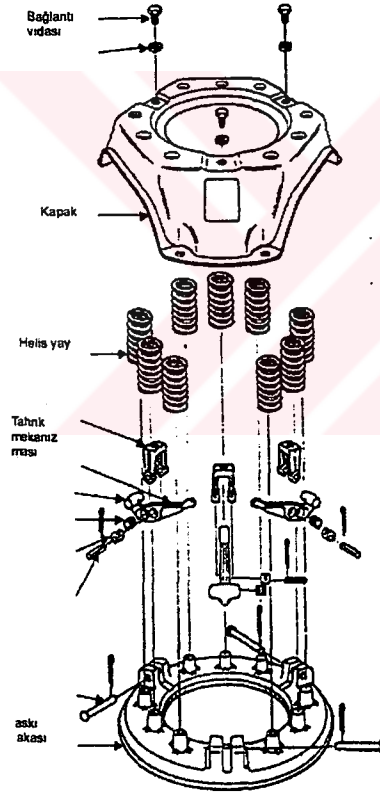
Kavramanın geçici davranışının incelenmesine yönelik çalışmaların olmayışı bu çalışmada konu olarak ele alınmasını motive edici önemli bir faktör olmuştur.



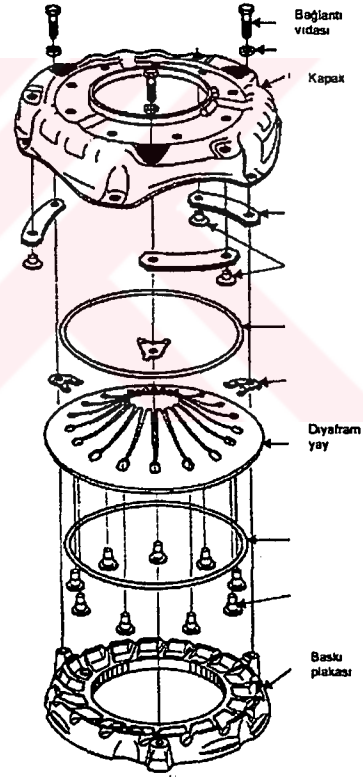


### 3. YÖNTEM ve MATERYAL

1930'larda etkinlik, performans ve dayanıklılık çok önemliydi. Kuru sürtünmeli disk kavramalar pratikte uzun ömürlü ve tasarım kolaylığı olan elemanlardı. Kavramanın boyutları büyük olduğundan aynı zamanda ısıl problemler de oluşmamaktaydı. Bir çok avantajlarına rağmen bu sistemde bir açma mekanizmasına ihtiyaç duyulması, yüksek baskı kuvvetine ihtiyaç duyulması vb. olumsuz durumlar bu tip kavramaların daha fazla kullanımını engellemiştir. Tahrik mekanizması olarak sargı (helis) yaylı sistemler ve manivela sistemleri bu yüzden çok fazla kullanılmamıştır, Şekil 3.1.a



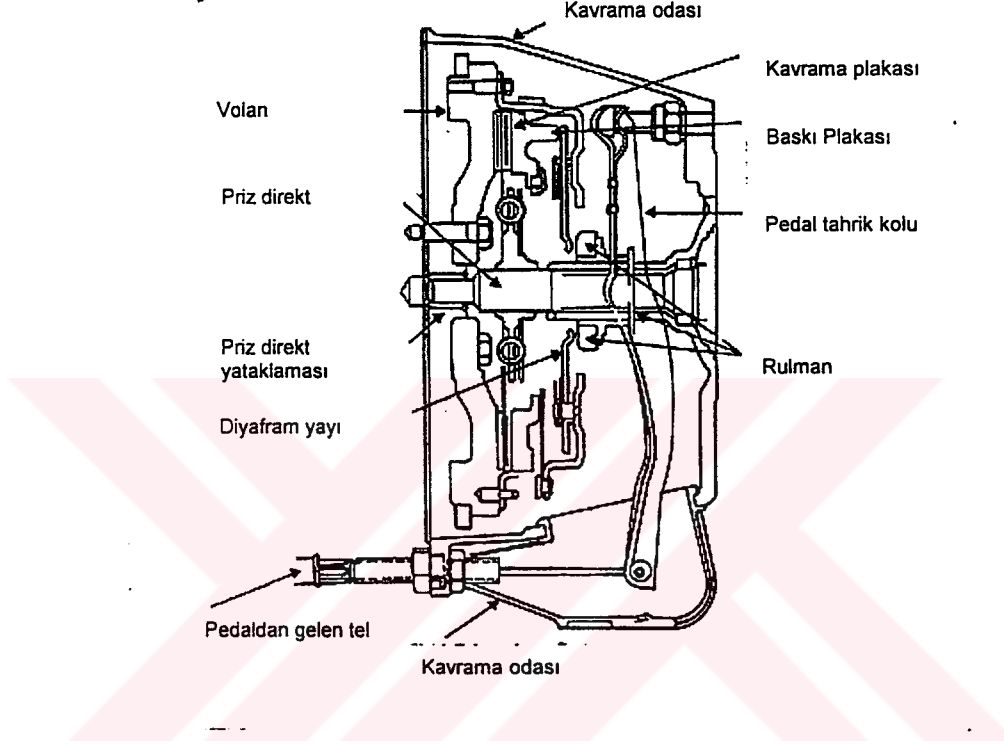
a) Helisel sargı yaylı kavrama



b) Diyafram yaylı kavrama

Şekil 3.1. Klasik kavrama tipleri ve alt parçaları

Julien Belleville'nin diyafram yayının kullanılmaya başlanmasıyla kavramalarda yeni bir çağır açılmıştır. Günümüzde de bir çok yerde baskı yayı "Belleville Yayı" veya "Diyafram Yayı" adıyla anılmaktadır. Özellikle çok hafif ve az yer kaplayışı bu kavrama tipini en çok tercih edilir hale getirmiştir. Şekil 3.2'de diyafram yaylı bir mekanik kavramanın kesit resmi görülmektedir.

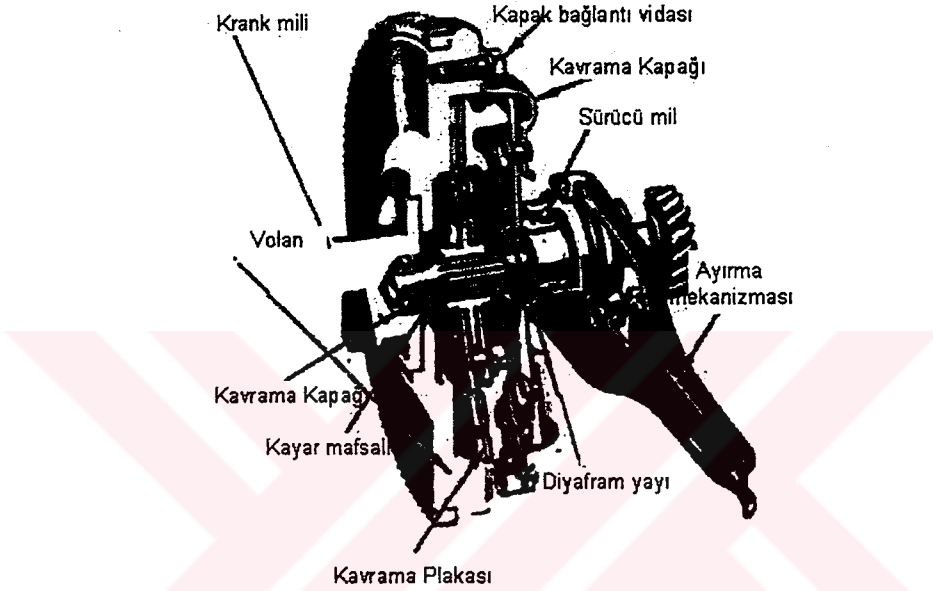


Şekil 3.2. Diyafram tip kavrama mekanizması

Hassas çalışma, basit montaj, ısı dayanıklılık ve plakanın fan etkisi oluşturmasından dolayı soğutma kolaylığı bu tasarımın önemli avantajlarındandır. Bu tip kavramalarda açma mekanizması kavramanın üzerindedir. Yüksek kavrama yükü gereksiniminde dahi baskı yayının karakteristiğinden dolayı düşük pedal kuvvetleri yeterli olmaktadır. Sonuçta balatalarda, diyafram tipi baskı yayı vasıtasıyla çok iyi bir ayırma ve birleştirme sağlanır.

### 3.1. Tek Plakalı Diyafram Yaylı Disk Kavrama Elemanları

Bu bölümde ilk tasarıma göre bazı değişikliklere uğrayarak kullanılabilecek gelen tek baskı plakalı, diyafram yaylı disk kavramayı oluşturan ana parçalar resim ve şekiller yardımıyla açıklanacaktır. Ayrıca kavrama ile ilişkili ve taşıt konforunu etkileyen bazı dinamik olaylara değinilecektir.



Şekil 3.3. Kavrama temel elemanlarına ait şematik gösterim

Şekil 3.3'te söz konusu kavramaya ait bir kesit resmi gösterilmektedir. Bu şekildeki ana parçalar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

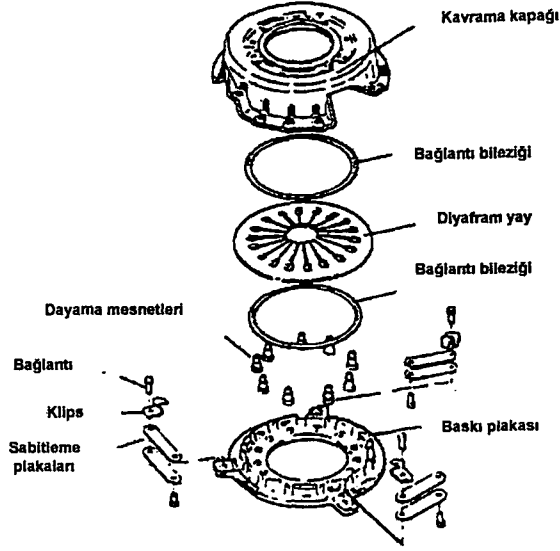
1. Krank mili (Crankshaft)
2. Volan (Flywheel)
3. Kavrama tespit civataları (Clutch mounting bolts)
4. Kavrama kapağı (Clutch cover)
5. Kavrama diski (Clutch disc)
6. Kavrama rulmanı (Release bearing)
7. Kavrama çatalı (Release fork)
8. Kayar mafsal (Quill)
9. Vites kutusu giriş mili (transmission input shaft)
10. Vites kutusu giriş mili yatağı (Pilot bearing)

**Krank mili (Crankshaft):** volanla irtibatlıdır ve pistonun öteleme hareketini dönme hareketine çeviren temel elemandır.

**Volan (Flywheel):** Volan krank milinin hemen ucuna bağlanmıştır. Volan, motor hareketini dengelemek için kullanılır, bu yüzden çoğunlukla motor hareket analizlerinde motor ile birlikte ele alınır. Öte yandan volan, kavramanın da bir parçası olduğundan kavrama ile ilgili analizlerde de rol alır. Volan, hareket iletim sistemi içerisinde enerji regülatörü olarak görev yapmasına karşılık aynı zamanda kavrama plakasının sürtünerek dönme hareketini aldığı bir parçadır. Volan üzerinde sürtünme özeliğini arttıracak, aynı zamanda aşınma özeliğini azaltacak malzeme geliştirmeleri yapılmaktadır.

**Kavrama kapağı (Clutch Cover):** Kavrama kapağı grubu kavramanın temel elemanıdır. Kavrama kapağı volana civatalar ile bağlanmış olup volan ile birlikte dönmektedir. Kavramanın diğer elemanları kavrama kapağı üzerinde monte edilmiştir. Genelde dökme veya dövme metalden imal edilmektedir. Doğrudan volana bağlıdır ve kavramanın temel elemanları kapak üzerine monte edilir. Diyafram yayın hareketine mesnet teşkil ettiğinden dolayı mukavim bir yapıya sahiptir.

**Kavrama kapak grubu** Şekil 3.4'te bir kavrama kapağı grubunun alt parçaları verilmektedir. Kapak grubu esas itibariyle kavrama kapağı, diyafram yay, baskı plakası ile diyafram yayın kapağa bağlanmasını sağlayan istinat halkaları, raptiye pimleri ve nihayet baskı plakasını kapağa irtibatlandıran askı elemanlarından (veya kulakçık) ibarettir. Kavrama kapağı grubu yerine baskı plakası grubu da denilmektedir. (baskı plakası grubu veya pratikteki adıyla baskı kompleksi)



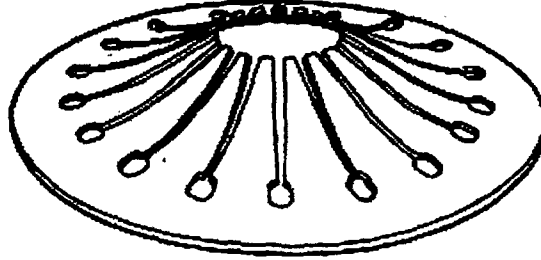
Şekil 3.4. Kavrama kapağı grubu

**İstinat halkası** (Fulcrum ring): Diyafram yayın görevini yerine getirmesi için istinat noktası oluşturan ve kavrama kapağıyla desteklenen halkadır. Diyafram yayın ön veya arka tarafında birer adet yer alır.

**Diyafram yay -baskı yayı-** (Diaphragm spring): Kavrama kapağı ile baskı plakası arasına yerleştirilmiştir. Baskı yayı, kavrama kapağından mesnet olarak baskı plakasına basar. Baskının sürekli olabilmesi için baskı plakasının baskı yayı ile birleştiği nokta yuvarlatılmıştır. Bu mekanizma ile, kavrama yayına debriyaj pedalından gelen baskı kuvveti B/A oranında artırılarak iletilir (Kavrama yükü). Kavrama yükü ve ayırma yükü için bu durumda B/A oranı kadar farklı bir giriş yüküne ihtiyaç duyulur. Baskı plakasına tutunma yükü uygulayan elemandır. Kavrama hareketini sağlamak için kullanılan konik şekilde oluşturulmuştur.

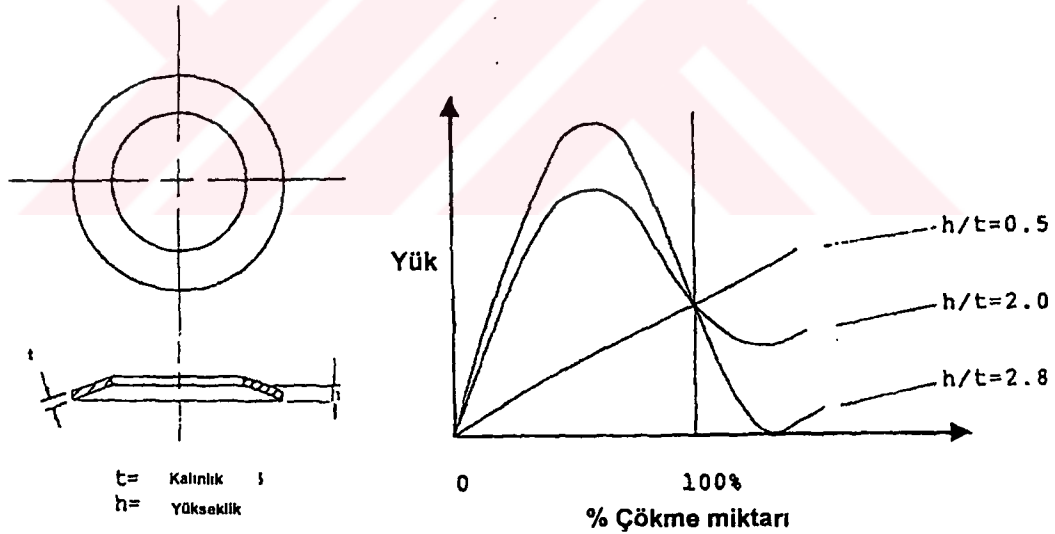
1867 yılında Julien Belleville'nin patent aldığı baskı yayı günümüzde de mekanik kavramaların büyük bir çoğunluğunda kullanılmaktadır (Şekil 3.5.). Tek bir yay elemanı ile bir çok mekanik parçanın görevi bu şekilde görülmektedir. Bu tür imali ve maliyeti düşük ve hafif bir parça olması sebebiyle kendinden önceki tasarımlara karşı tercih edilmiştir. Aynı zamanda baskı yayı ile küçük bir

yerdeğiştirme ile yüksek bir kuvvet elde edilebilmektedir, böylelikle büyük moment iletme yeteneği kazanılmıştır.



Şekil 3.5. Baskı yayı görünümü

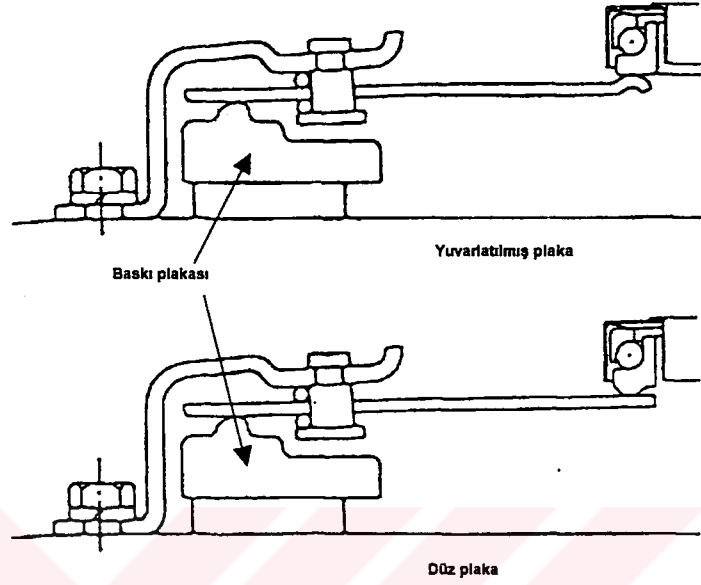
Diyafram yay, yapısı ve çalışması gereği lineer olmayan bir yay özeliğini haizdir. Yay karakteristiği Şekil 3.6'da verilmiştir. Yay karakteristiklerini değiştirmek için yay kalınlığını, baskı mesafesini veya saç kesim desenini değiştirmek mümkündür.



Şekil 3.6 Diyafram yay karakteristiği

**Baskı plakası (Pressure plate):** Baskı yayından iletilen kuvvetin kavrama plakasına aktarılmasında kullanılan baskı plakası ile ilgili şematik gösterim Şekil.3.7'de verilmiştir. Şekilde kavrama kapağı grubu içerisinde baskı plakası ve diyafram yayı çalışması ayrıntılı olarak görülmektedir. Değişik tasarımlarda

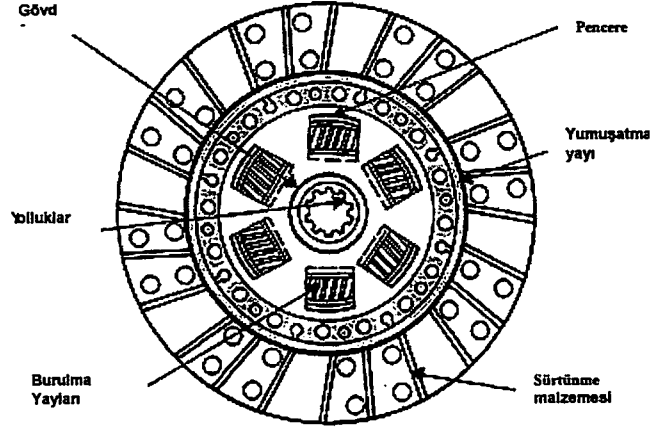
diyafram yayı, kapak üzerinde veya baskı plakası üzerinde çalışmasını kolaylaştırmak üzere yuvarlatma işlemleri yapılmaktadır.



Şekil 3.7. Baskı plakası ve diyafram yayı çalışması şeması

Kavrama plakasını volan ile birlikte sıkıştırma görevi bu parça üzerindedir. Kavrama esnasında durağan olan bu parça, baskı yayının ötelemesi ile kavrama plakasını volana doğru sıkıştırmaya başlar. Bu esnada sürtünme etkisi ile dönmeye başlar.

Sürtünme değerinin statik sürtünme katsayısını aştığı durumda blokaj oluşur ve volan ile aynı hızda dönmeye başlar. Kavrama yayının hareketlerinde atlama olmaması için baskı plakası ile kavrama yayının birleştiği nokta yuvarlatılmıştır.

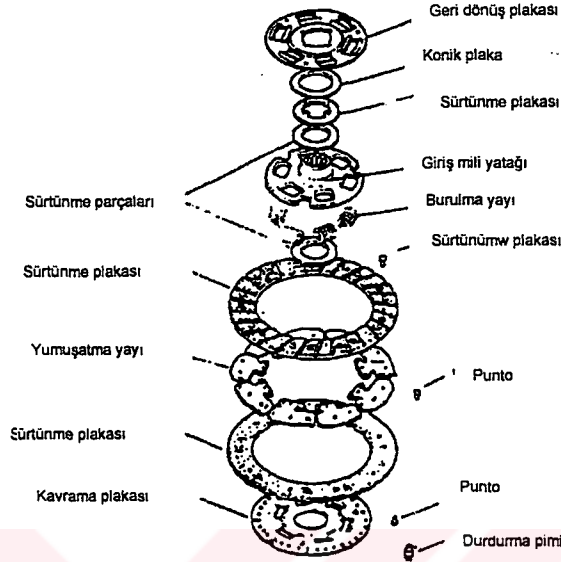


Şekil 3.8. Kavrama diski

**Kavrama diski** (Clutch disc) : Buna kavrama disk grubu da denir. Şekil 3.8'de kavrama disk grubu gösterilmektedir. Burada temel parçalar: geciktirme plakası, kavrama plakası, kamalı göbek, balata dizgeleri, yumuşatma yayı (dantel veya ondüleli sac da denir) ve bunların bağlanmasında kullanılan perçinler ve krank burulma titreşimlerinin transmisyona aktarılmasını engelleyen burulma etkili helis yaylardır. Burada ilgili parçaların tanımları ve montaj ilişkilerine değinilecektir.

Kavrama plakası veya kavrama diski; metal göbek ve çepeçevre sürtünme elemanları ile kaplanmış bir parçadır(Şekil 3.9). Çift taraflı sürtünme elemanlarının arasında ondülasyonlu yay bulunmaktadır. Diskin göbeği dikdörtgen kesitli yolluklardan oluşmuş olup bu yolluklar vasıtasıyla Vites giriş dişlisine hareket iletilir. Bu geçiş elemanında 0.05 mm kadar boşluk bulunmaktadır. Bu boşluk dolayısıyla içerisindeki mil rahatlıkla eksenini boyunca hareket edebilmektedir.





Şekil 3.9. Kavrama plakası alt parçaları

Baskı plakasının volan ile senkronizasyonu için sürtünme katsayısı yüksek ve aşınma değeri düşük olan plakaların üzerine çakıldığı, momentin üzerinden aktarıldığı parçadır. Üzerinde şu alt parçalar bulunmaktadır: 1. Sürtünme plakaları, 2. Ondülasyonlu yumuşatma yayı, 3. Burulma yayları, 4. Hareket iletim milinde aksel hareket serbestliği sağlayan dişi dişli.

Kavrama işlemi sürtünme prensipleri ile gerçekleştirilmektedir. Sürtünmenin olduğu kısım ise kavrama plakasıdır. Motor devrinin sıfırdan 5000 devirlere hatta son yıllarda 8000 devirlere kadar çıktığı düşünülür ise sürtünme esnasında oluşabilecek enerjinin mertebesi çıkarılabilir. Bu durumda sürtünme işleminin sürekliliğini sağlayacak ve aşınma etkisini en aza indireyecek malzeme özellikleri halen araştırma konusudur. Başlangıçta ahşap malzemeler ile yapılan kavrama plakaları sonraları çelik malzemeye ve asbest içerikli malzemeye dönüştürülmüştür. Günümüzde ise sağlığa zararlı olması sebebiyle asbest malzemeler tamamıyla bırakılmış, yerine farklı kimyasal yöntemler ile oluşturulmuş malzeme kullanılmaktadır.

Kavrama plakası üzerinde ısı etkileri azaltmak üzere havalandırma kanalları açılmıştır. Yüksek devirlerde bu kanallar fan etkisi oluşturarak hava ile kısmi soğutma sağlanmaktadır.

Kavrama plakası, sürtünmenin olduğu volan ve kavrama plakası olmak üzere iki yüzeye dairesel şekilde ve karşılıklı olarak pimler ile birleştirilir.

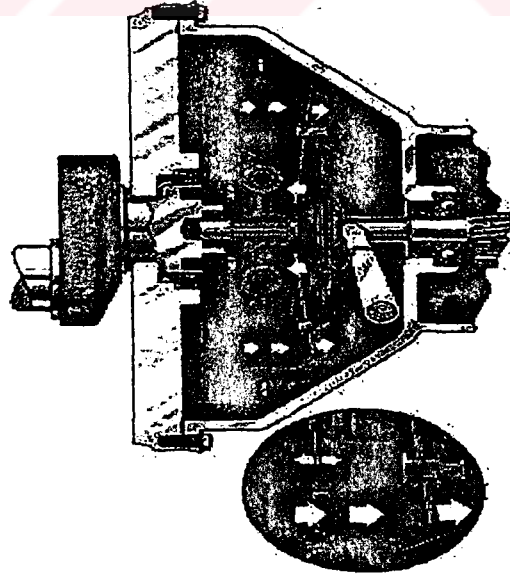
**Yumuşatma yayı (Cushion spring):** Sürtünme plakaları arasında ise kavramanın sert bir şekilde olmasını engelleyecek yumuşatma yayı bulunmaktadır. Yumuşatma yayı çevre boyunca ondülasyona sahiptir ve aksel doğrultuda lineer olarak çalışır. Genellikle 0.6-1 mm kalınlığında saç malzemedен oluşup yüksek yaylanma özeliği kazandırılmıştır. Sürtünme plakalarının arasındaki bu yay üzerindeki ondülasyon, plaka akseline dik olarak bakıldığında görülebilir. Yumuşatma yayı çepeçevre olmayıp kademeli olarak genellikle çevrede altı parçadan oluşmaktadır. Bunun sebebi hem imalat kolaylığı hem de kavrama esnasında malzeme sıkışmasını önleyerek uygunsuz kavramayı engellemektir.

Yumuşatma yayı üzerindeki ondülasyonlar sadece balatalar arasındadır. Yumuşatma yayının gövdeye yakın olan kısmı tamamıyla düz bir geometriye sahiptir. Blokaj esnasında sürtünme plakaları üzerinden geçen moment, yumuşatma yayı tarafında gövdeye iletilir. Ancak buradan doğrudan mil üzerine hareket iletimi olmaz. Sac üzerinde burulma yönünde çalışan lineer yuvarlak yayların taşınmasına imkan verecek yuva bulunmaktadır. Bu yayların bir ucu yumuşatma yayı kısmına diğer ucu ise kavrama plakası gövdesine iletilmek üzere ikinci bir dairesel saç parçasına dayanmaktadır. Yumuşatma yayının mil akseline yakın olan düz kısmı karşılıklı pimler ile bağlanarak çift taraflı olarak mile dokunmadan dönme sağlayacak şekilde boşta yataklanmıştır. İki plaka arasında ise mile iletimi sağlayacak ikinci saç parçası bulunmaktadır. Tüm hareket iletim sisteminde oluşan burulma titreşimi etkisi burulma yönünde çalışan bu yaylar ile kontrol edilmektedir. Bu yayları yataklayan saçlar arasında ise sönümleme görevi görecek sürtünme elemanları yerleştirilmiş olup çalışma esnasında histerezis kayıpları oluştururlar. Bazı durumlarda bu yaylar iki sıra olarak yapılmış olup bu etki kademeli olarak alınmaktadır. Özellikle birinci kademe yaylar çok yumuşak

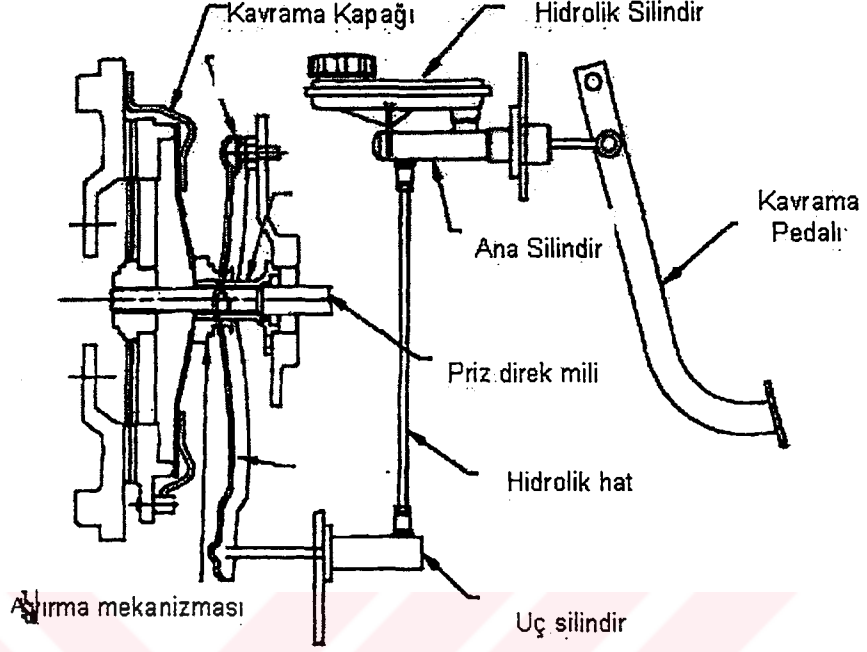
seçilerek rölanti çatırtısı (idle chatter) önlenmekte, hareket esnasında ise daha rijit olan ana burulma yayları devreye girmektedirler.

İkinci saç plakaya iletilen moment, hareket iletim sistemine bir dişli ile aktarılır. Bu dişli, hareket iletim mili ile eş eksenli monte edilmiş olup çok az bir boşluğa sahiptir. Genellikle kare profile sahip dişler klavuzlama ve hareket iletimini aynı anda sağlarlar. Bu dişler kavrama plakasının mil eksenini etrafında dönmesine ve kavrama esnasında volana doğru aksnel yönde hareket etmesine imkan tanır.

**Kavrama yükleme/boşaltma mekanizması :** Kavrama işleminin yerine getirilmesi için veya kavramanın boşa çıkarılması için kullanılan kavrama yükleme boşaltma mekanizması sürücünün sol ayağı altında yer alan debriyaj pedalından tahrik alır. Debriyaj pedalından kavramaya kadar olan mesafede önceleri rijit çubuklar kullanılmasına karşılık günümüzde esnek teller kullanılmaktadır. Bu tel vasıtasıyla kavrama çatalı diye anılan parçaya iletilen yerdeğişirmeler mil üzerine yataklanmış manivela sayesinde baskı yayını ileriye geriye hareket ettirecek kuvveti doğururlar. Kullanılan bu tel aynı zamanda araç üzerinde oluşan titreşimleri de sönümleyerek tahrik esnasındaki titreşimleri de sönümlemektedir.



Şekil 3.11. Diyafram tip mekanik kavramada hareket aktarımı



Şekil 3.10. Kavrama tahrik mekanizması

Mekanizma önceleri gövdeye bronz malzemeden yapılmış kuru sürtünmeli sistem ile yataklanırken günümüzde rulman ile yataklama yapılmaktadır. Bazı uygulamalarda bu hareket iletimi hidrolik olarak yapılmasına karşılık çoğunlukla Şekil 3.10'daki hidro-mekanik hareket sistemi kullanılmaktadır.

### 3.2. Diyafram Tip Mekanik Kavramalarda Çalışma Prensibi

Günümüzde diyafram tip mekanik kavramalar çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu tasarımın tercih edilmesinin başlıca sebepleri; basit, dairesel ve simetrik bir tasarım olması ve az yer kaplamasıdır. Şekil 3.11'de görüldüğü gibi motor ile dişli kutusu arasında çalışan kavramanın prensibi şu şekilde verilebilir.

Krank mili ucuna vida ile bağlanmış olan volan krank ile aynı hızda döner. Volana rijit bağlı Kavrama kapağında volan ile birlikte döner. Kavrama kapağına monte edilen diyafram yayı ve baskı plakası da volan ile aynı hızda dönerler. Kavrama boşta iken kavrama plakası volan ile baskı plakası arasında serbesttir ve volandan hareket almaz. Bu durum kavrama pedalına sonuna kadar basıldığında oluşur. Kavrama pedalı bırakıldığında mekanizma ile diyafram yayı geriye gelerek

baskı plakası üzerinde kavrama için gerekli kuvvet oluşturur. Kavrama plakası, baskı plakası ile volan tarafına sıkıştırılır. Boşluğu alınan kavrama plakası üzerindeki sürtünme plakaları volan ve baskı plakası yüzeyleri arasında sıkışarak tutunmaya çalışır. Tutunmanın birden sert olmaması için yumuşatma yayı devreye girer. Kavrama plakası bir müddet sonra iyice sıkışarak volan ile baskı plakası arasında, onlar ile aynı hıza ulaşmaya çalışır. Bu sırada kavrama plakasına aktarılan tork, burulma yaylarının üzerinden geçerek oradan kavrama plakası göbeğine ve daha sonra klavuzlu vites dişlisi giriş miline iletilir.

Kavramanın devreden çıkarılması esnasında yukarıdaki süreç tersine cereyan eder ve rulman kavrama tarafına ilerleyerek diyafram yayını boşaltır ve baskı plakası da üzerindeki yük kalkınca geriye doğru açılır. Bu durumda kavrama plakası boşta kalarak hareket iletimi kesilir.

### 3.3.Mekanik Kavramada Temel İşletme Karakteristikleri:

Kavrama parçalarının ve kavramanın komple hareket iletim sistemindeki performansının değerlendirilmesinde belirli karakteristik eğrilerden faydalanılır. Aşağıda bu temel eğriler ve ifade ettikleri kavramlar hakkında bilgiler verilmektedir.

#### 3.3.1. Kavrama Yüğü Karakteristiğı:

Kavrama üzerinde en belirgin ve en önemli karakteristik yük karakteristiğıdir. Motor momentinin tamamının nakledilebilmesi için kavrama yükünün doğru tanımlanması gerekir.

Kavramanın kilitli olduğu durumda kavrama tüm motor momentini aktaracaktır. Bu yüzden kavrama yükü değeri basit olarak sürtünme kuvveti etkisinden çıkarılabilir:

$$\tau = F \times r_o \quad (3.1)$$

$$F_s = \mu \times F_N \quad (3.2)$$

$\tau$ : Tork,

$F$ : Kuvvet,

$F_N$ : Normal kuvvet, kavrama kuvveti

$r_o$ : Sürtünen yüzeylerin yarıçapı

$\mu$ : Sürtünme katsayısı

Buradan hareketle kavrama kuvveti şu şekilde bulunabilir;

$$F_N = \frac{\tau_m}{\mu \times r_o \times n} \quad (3.3)$$

$\tau_m$ : Motor torku,

$n$ : Sürtünen yüzey sayısı,

Motor tarafından üretilen tork belirli bir kayıp ile iletilir:

$$K = \frac{\tau_K}{\tau_m} \quad (3.4)$$

$K$ : Tork aktarma oranı,

$\tau_K$ : Motorun tork kapasitesi,

Son olarak Kavrama Kuvveti denklemi şu şekilde çıkarılır:

$$F_N = \frac{MT \times K}{N \times SK \times Rg} + BY + (MO \times YY) \quad (3.5)$$

$BY$ : Balata yükü; balatalardan uygulanan baskı kuvveti,

$YY$ : Yataklama ön yükü; Kavrama bağlantısı için uygulanan yük-kavrama yükünün tersi,

$MO$ : Manivela oranı,

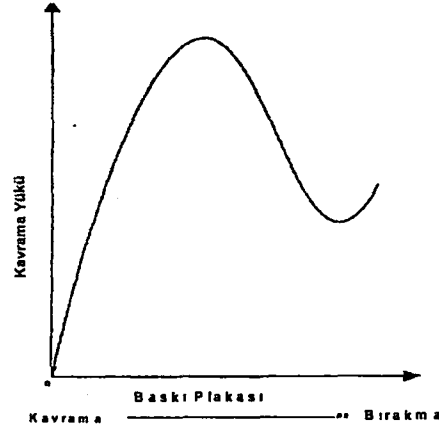
$MT$ : Maksimum Motor Torku,

$Rg$ : Dönme yarıçapı; Sürtünen yüzeylerin dönme merkezleri,

$SK$ : Sürtünme katsayısı,

$N$ : Sürtünen yüzey sayısı.

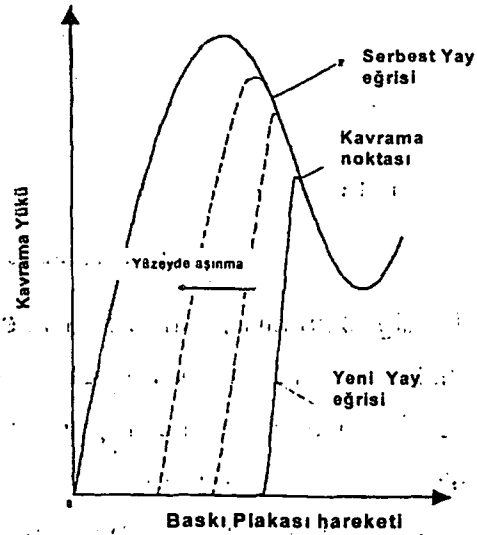
Buradan hesaplanan değer, minimum kavrama yüküne karşılık gelmektedir. Görüldüğü gibi kavrama yükü kavrama üzerinden taşınmış yük olarak ele alınmıştır. Kaçırma veya enerji yutulması dikkate alınmamıştır.



Şekil 3.12. Baskı yayı karakteristiği

### 3.3.2. Baskı yayı yükleme karakteristiği:

Baskı yayının yük eğrisi, sarımlı yaylardaki gibi lineer olmayıp, Şekil 3.12'deki gibidir. Balatalar olmadan baskı yayının üzerinden alınmış ölçümlerden çıkarılmış eğri görülmektedir. Bu şekildeki eğri "serbest hal" eğrisi olarak anılır. Kavrama yükü baskı plakaları ile alındığında, yani baskı plakasının tam sıkıştığı andaki durumda, sıkıştırılmış durumdaki kavrama plakası yükü ortaya çıkar ki buna "yeni kavrama hali" denir (Şekil 3.13).



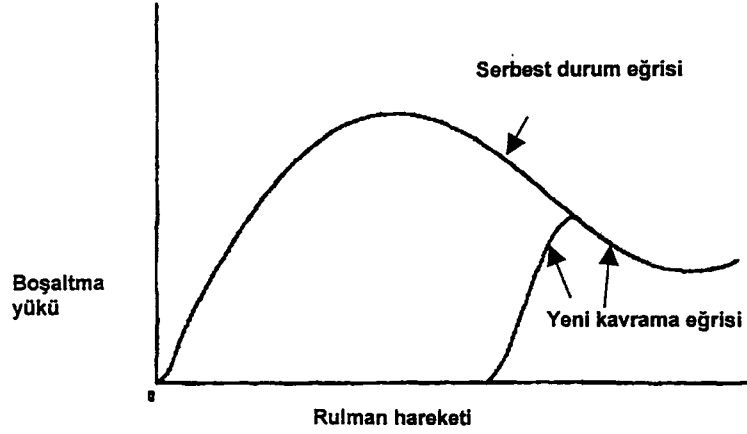
Şekil 3.13 Baskı yayının aşınan balataya göre değişimi

Serbest hal eğrisi ile yeni kavrama eğrisinin çakıştığı nokta tam kavramanın olduğu noktadır. Değişik kavrama kuvvetleri için yeni kavrama eğri aileleri çıkarmak mümkündür. Şekil 3.13'den de görüleceği gibi aşınmış kavrama plakalarında kavrama yükü değeri sola kaymakta ve artmaktadır. Buna mukabil kavramayı ayırmak için gerekli pedal kuvveti de artacaktır. Buradan hareketle araç üzerindeki herhangi bir kavramada plaka aşındıkça kavrama yükü değişecektir; bir başka deyişle plaka kalınlığı değiştirilerek değişik kavrama yükleri elde edilebilir ancak maksimum malzeme gerilmesinin bu duruma engel teşkil edeceği unutulmamalıdır. Bir çok araç kavramasında baskı yayının yerdeğiştirme miktarı 2 mm. kadardır. Şekil 3.12 ve Şekil 3.13'te kavrama yükünün maksimum noktaya ulaştığı eğriler verilmektedir. Aynı zamanda kavrama yüzeyinin küçülmesiyle de kavrama yükü değişir. Normalde kavrama diskinin üzerindeki kavrama yükü bu şekilde değil kavrama plakası içerisindeki yumuşatma mekanizmasının fonksiyonu şeklindedir.

### **3.3.3. Boşaltma yükü karakteristiği**

Boşaltma yükü, kavrama üst plakasını geri çekmek için gerekli kuvvettir. Bu kuvvet genellikle boşaltma mekanizmasından uygulanır. Boşaltma yükü Belleville yayının bir fonksiyonu şeklindedir. Boşaltma yükü de kavrama yük eğrisinin benzeridir (Şekil 3.14). Temel karakteristikleri ve davranışı da kavrama yükünün aynıdır. Burada da değişik kavrama yüzeylerinde değişik boşaltma eğrileri yakalamak mümkündür.



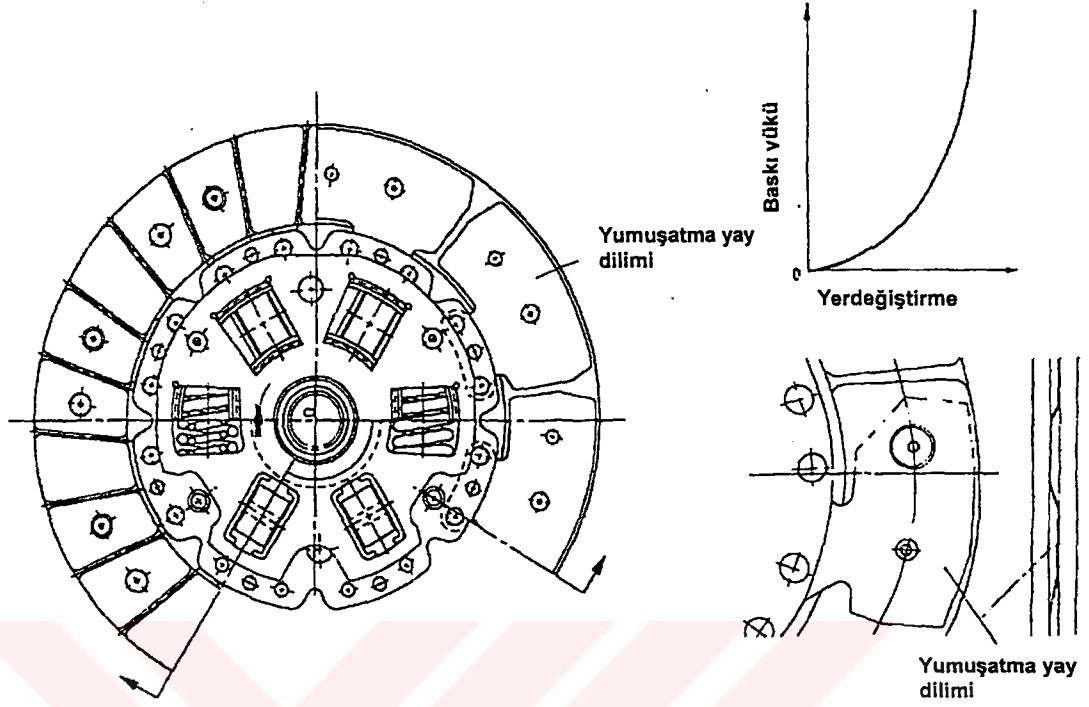


**Şekil 3.14** Boşaltma yükü karakteristiği

Boşaltma yükü karakteristiği debriyaj pedalı çalışma aralığını belirler. Yüksek boşaltma yükü gerektiğinde buna uygun debriyaj pedalı geliştirmek gerekecektir. Debriyaj pedalına basıldığında yüksek bir boşaltma yükü elde edilecektir. Pedalı daha da bastırıldığında boşaltma yükü azalmaya başlayacaktır. Bu baskı plakasının karakteristiğinden kaynaklanmaktadır.

#### **3.3.4. Kavrama diski yumuşatma yayının karakteristiği**

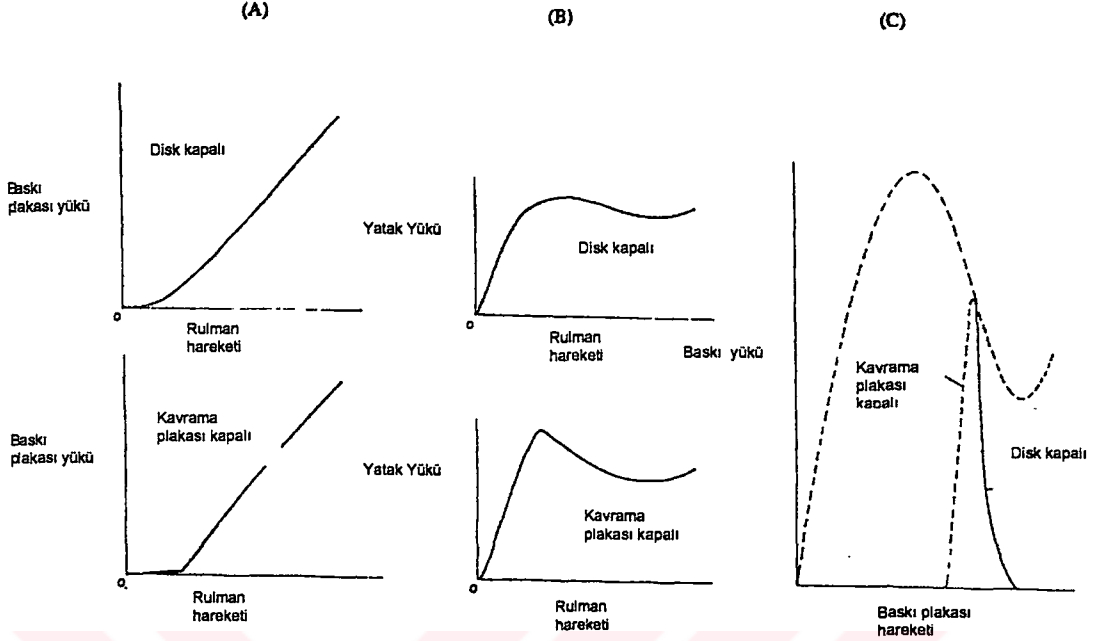
Yukarıda anlatılan durumlar baskı plakasının altına rijit bloklar yerleştirildiğinde sözkonusudur. Bu blokların kalınlığı yeni kavrama noktasındaki baskı plakasının ortalama kalınlığına eşittir. Özellikle otomobil kavramalarında sürtünen yüzeylerin arasında yumuşatma (cushion) yayı sıkıştırılmıştır. Bu yumuşatma yayı, sürücünün rahat bir kavrama yapabilmesini sağlar. Yumuşatma yayı grafiği Şekil 3.15'te görülmektedir.



Şekil 3.15. Yumuşatma yayı ve yük eğrisi

Şekil 3.16'da baskı plakasının üzerindeki kavrama yumuşatma etkisini göstermektedir. Şekildeki karakteristik eğriler baskı yayının altına kavrama plakasını temsilen koyulan rijit plakalar konmasıyla yapılan testlerden çıkarılır. Bu rijit plakalar yeni bir kavramanın sıkıştırılmış nominal kalınlığına eşittir. Bu değere yeni kavrama değeri (new gage) denir.

Yumuşatma yayı, kavrama plakası ve volan arasında bir yay vazifesi görür. Bu yay aynı zamanda boşaltma esnasında oluşan aksenal motor titreşimlerini de üzerine alır.



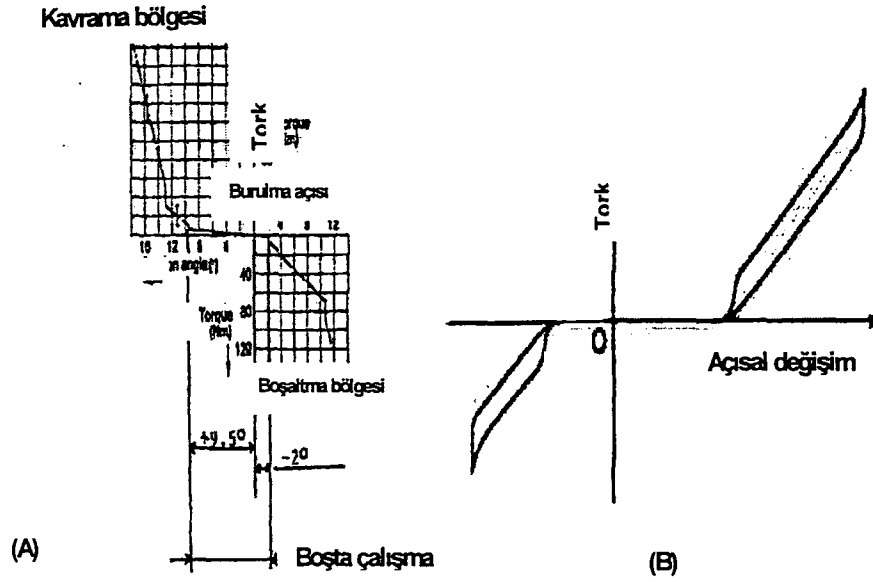
Şekil 3.16. Yumuşatma yayı karakteristik eğrileri

### 3.3.5. Kavrama burulma yayı karakteristiği

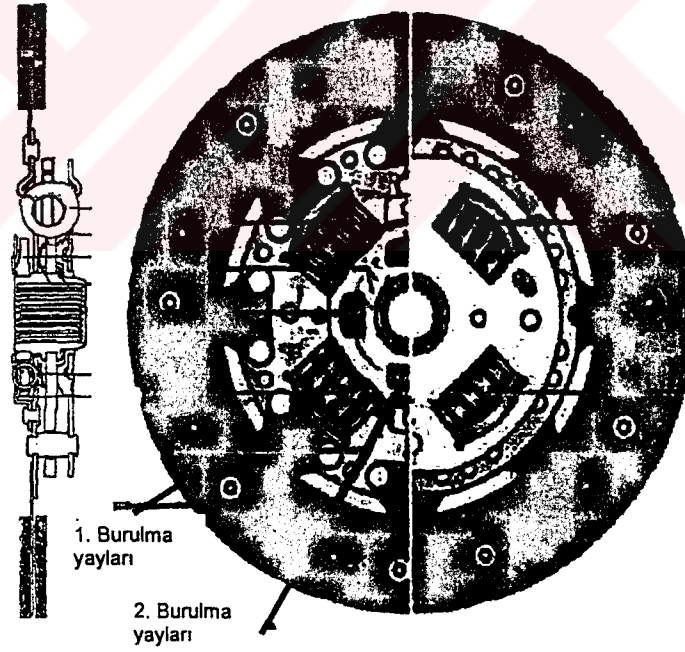
Kavrama burulma yayınının, komple hareket sisteminin dengeleyici bir elemanı olarak görev yaptığını önceki bölümlerde değinilmişti. Doğrusal çalışan helisel silindirik yaylar, Şekil. 3.17'deki gibi burulma yayı etkisi oluştururlar.

Şekil 3.17 (A)'da teorik olarak burulma yayınının çalışması verilmiştir. Şekil 3.17(B)'de de test sonucu çıkan değerler görülmektedir.

Burulma yaylarınının hemen etrafında titreşimleri sönmölemek üzere sürtünme elemanları monte edilmiştir. Bu elemanlar kavrama ve boşalma esnasında devreye girerek burulma enerjisinin ısı şeklinde tüketilmesini sağlarlar.



Şekil 3.17. Burulma yay karakteristiği

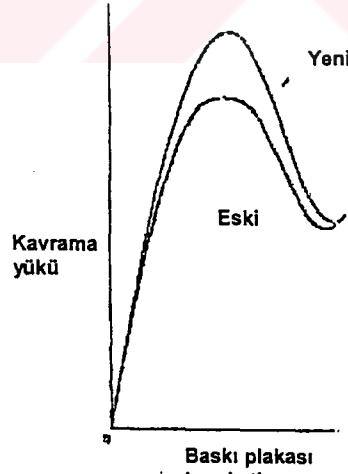


Şekil 3.18 2 kademeli burulma yayı kullanılmış kavrama

Son yıllarda dişli gürültülerini azaltmak amacıyla iki kademeli helisel yaylar kullanılmaktadır. Bu yaylardan birincisi yumuşak bir karaktere sahiptir ve kavrama esnasında ilk bu yay devreye girer. Bu yaylar ile dişli boşlukları ve rölanti devri titreşimleri sönümlenir. Sürüş esnasında ise 2. kademe yaylar devreye girer. Daha sert olan bu yaylar sürüş esnasında oluşan burulma titreşimlerini sönümler. Şekil 3.17'(A)da burulma yaylarının devreye girişi görülmektedir. Şekil 3.18'de ikinci yayların sıralanışı gösterilmiştir.

### 3.3.6. Aşınma etkisi

Önceki bölümlerde kavrama karakteristiklerinden bahsederken aşınma durumu, sürtünen yüzeyler üzerinde değerlendirilmekte idi. Pratikte kavrama plakası yani balatalar, tüm kavrama elemanları içerisinde en fazla aşınmaya maruz kalan kısımdır. Bununla birlikte kavrama kapağı da benzer aşınma problemleri ile karşı karşıyadır. Öncelikle baskı yayı ile baskı plakası sürtünen yüzeyi aşınmaya maruz kalabilmektedir. Bu yüzden baskı yayının dinamik yüklemeler altındaki yorulma etkisindeki ömrü (ısı ve çevrimsel yorulma) kavrama yükü eğrisini de değiştirmektedir,(Şekil 3.19).



Şekil 3.19. Baskı yükünün yeni ve aşınmış kavramadaki durumu

Kavrama yayı normalde sürtünen yüzeyler vasıtasıyla maksimum motor momentini aktarmak için tasarlanmıştır. Bununla birlikte aşırı yük durumunda

kullanıldığı takdirde baskı yayındaki yük değerinin düşmesi veya toplam ömrünün azalması gibi olumsuz neticeler doğabilir.

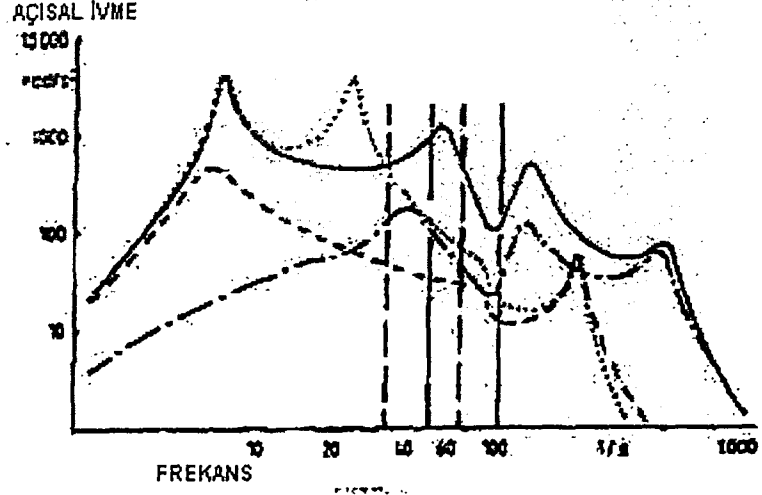
Normalde kavrama plakası ile volan üzerinde kullanılan sürtünme malzemesinin cinsine göre bir aşınma görülür. Bazı organik temelli sürtünme elemanları çok az bir aşınma doğururlar (0.05mm'den küçük). Ancak bazı abrazif organik malzemeler ve serametalik malzemeler yüksek miktarda aşınmalar doğurabilirler (1mm'den büyük). Baskı plakası veya volan üzerindeki her aşınma kavrama karakteristiğini ve sürtünen yüzeylerin ömrünü değiştirecektir.

Tüm bu aşınma etkileri kavrama karakteristiklerini değiştirmektedir. Baskı yayının veya mesnet noktalarının ısıtılma işlemi olması da aşınma etkisinden dolayı kavrama karakterini etkilemektedir. Her ne kadar kavrama fonksiyonunda çok önemli bir değişikliğe sebep olmasa da bu durum kavrama kalitesini etkileyen faktörlerdendir.

### **3.4. Kavramanın Dinamik Davranışları**

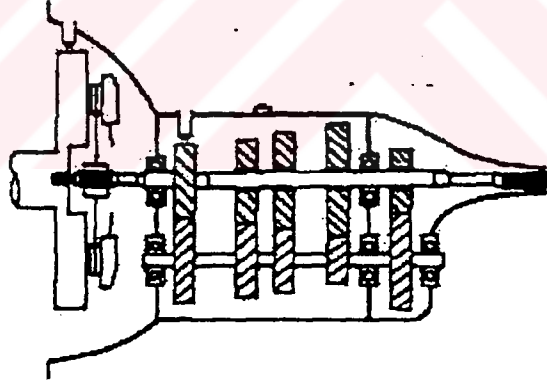
#### **3.4.1. Kavramanın üzerindeki dinamik etkiler**

Mekanik kavramalı araç üzerinde yapılan testlerde, titreşim etkilerinin çoğunlukla vites dişlilerindeki ani çarpışma etkilerinden kaynaklandığı görülmüştür. Bu tahrikler şaft, yataklar ve kavrama odası kutusunun doğal frekanslarıyla çakışmasıyla dişli çatırtısı adı verilen rezonans hadisesini doğurur. Normal sürüş koşullarında araçlardaki hareket iletim sistemi doğal frekansı genelde 80 Hz.'in altındadır. Ateşleme sırası genelde hareket iletim sisteminin doğal frekanslarını tahrik etmede temel etkindir. 6 silindirli araçlarda 3. mertebeden tahrikler, 4 silindirli araçlarda ise 2. mertebeden tahrikler bu etkileri doğurur. Şekil 3.20'de arkadan çekişli bir araca ait bir frekans harmonikleri analizi görülmektedir. Bu eğri üzerinde 1000 ile 2000 dev/dak arasındaki dişli kutusu üzerindeki rezonans durumu görülebilir.



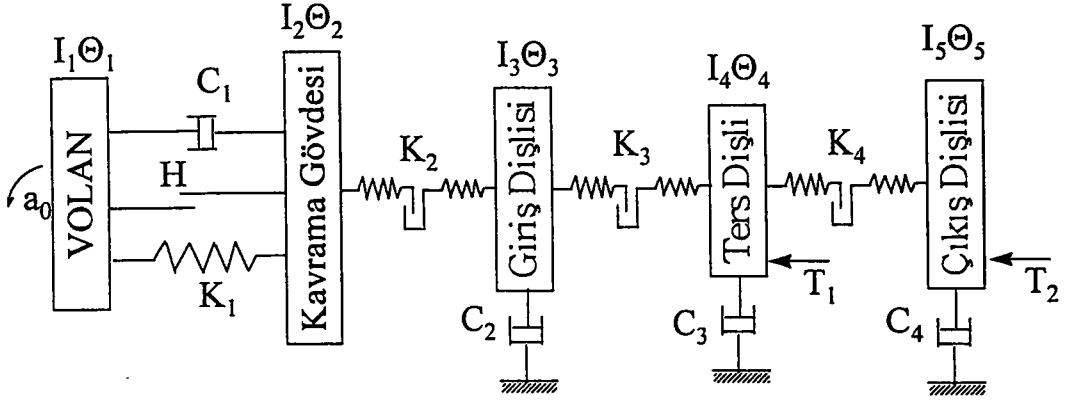
Şekil 3.20. Arkadan çekişli bir araçtaki frekans analizi

Şekil 3.21'de 5 vitesli bir dişli kutusu ve kavrama sistemine ait şematik gösterim verilmektedir.



Şekil 3.21. 5 vitesli dişli kutusu ve kavrama şematik gösterimi

Şekil 3.22'de ise bu sisteme ait 5 serbestlik dereceli basit bir simülasyon modeli verilmektedir (Ray Shaver, 1997). Bu modelde dişlilerde oluşan nonlineer histerezis (H) ve burulma yayı etkileri(K) de gösterilmiştir.



Şekil 3.22. 5 vitesli bir araca ait basit bir simülasyon modeli.

Bu şekil yardımıyla her bir eleman için temel hareket denklemleri aşağıdaki gibi verilir:

Kavrama tarafında hareket denklemi;

$$I_2 \ddot{\theta}_2 + C_1(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) + K_1(\theta_2 - \theta_1) + K_2(\theta_2 - \theta_3) \pm \frac{H}{2} = 0 \quad (3.6)$$

Giriş dişlisi için hareket denklemi:

$$I_3 \ddot{\theta}_3 + C_2 \dot{\theta}_3 + K_2(\theta_3 - \theta_2) + K_3(\theta_3 - \theta_4) = 0 \quad (3.7)$$

Ters dişli için hareket denklemi:

$$I_4 \ddot{\theta}_4 + C_3 \dot{\theta}_4 + K_3(\theta_4 - \theta_3) + K_4(\theta_4 - \theta_5) + T_1 = 0 \quad (3.8)$$

Çıkış dişlisi için hareket denklemi:

$$I_5 \ddot{\theta}_5 + C_4 \dot{\theta}_5 + K_4(\theta_5 - \theta_4) + T_2 = 0 \quad (3.9)$$

şeklinde yazılabilir (Meirovitch,1967).



Histerisiz torkun değişimi için ise aşığıdaki denklem verilebilir.

$$\begin{aligned} \theta_2 - \theta_1 < 0 \dots \text{için} - H \\ \theta_2 - \theta_1 > 0 \dots \text{için} + H \end{aligned} \quad (3.10)$$

- $a_0$  : açısai yerdeğiştirmenin genliği,  
 $C$  : Viskoz sönümlleme katsayısı,  
 $H$  : Kavrama içerisindeki histerisiz kayıpları,  
 $I$  : Kütle atalet momenti,  
 $T$  : Dişliye etki eden tork,  
 $\theta$  : Açısai yer değiştirme  
 $\dot{\theta}$  : Açısai hız,  
 $\ddot{\theta}$  : Açısai ivme,

Yukarıdaki hareket denklemlerini sıfır yapan değerlerde sistemin rezonansa girdiği bilinmektedir. Sistemi tahrik eden etkiler için aşığıdaki temel kaynaklardan söz edilir:

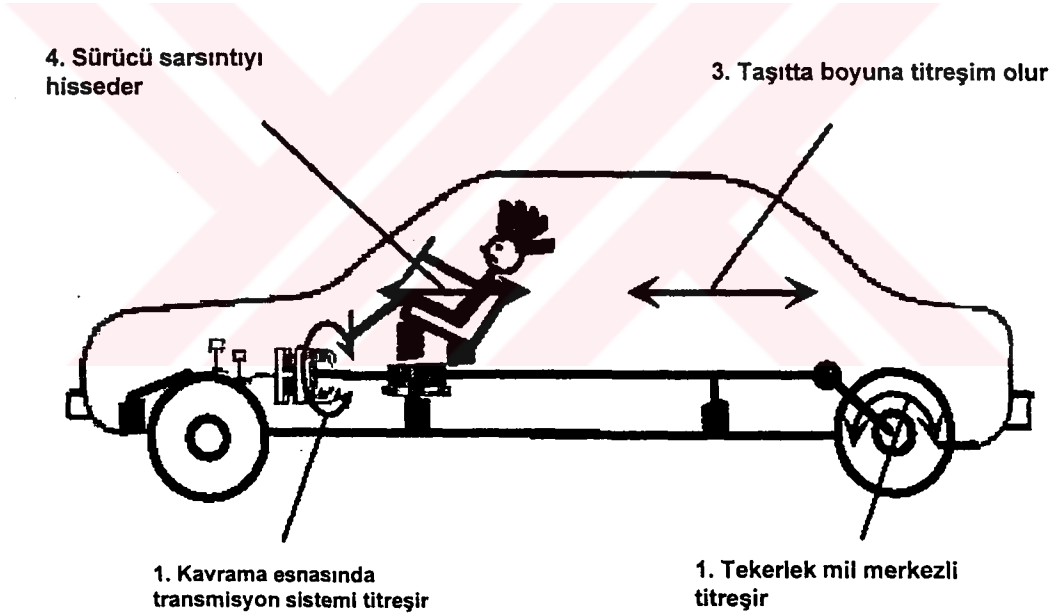
1. Dönen motorun volan üzerindeki etkisi,
2. Kavramanın burulma titreşimleri etkisi,
3. Kavrama elemanlarının boşluk etkileri,
4. Dişli mekanizmasındaki tahrik etkileri,
5. Dişli kutusundaki dönen kütlelerin etkisi.

Bu etkilerden en önemlisi kavrama burulma titreşimleri etkileri olarak verilebilir. Uzun yıllar burulma titreşimi etkilerinin dengelenmesi için çalışmalar yapılmıştır. Genellikle, motordan gelen değişik tahrik harmoniklerinin azaltılması veya boşlukların kaldırılması mümkün değildir. Kavrama torkunun artırılması bu etkileri azaltır, ancak diğer performans karakteristikleri zayıflar. Özellikle hareket iletim mekanizmasındaki titreşimlerin debriyaj üzerinden dengelenmesi bir endüstri geleneği olmuştur.

Genel taşıt performansını arttırmak için, hareket iletim sistemi daha hafif döner kütleler ile en az titreşim ve gürültü etkili tasarımlardan oluşturulmuştur.

### 3.4.2. Bilinen Kavrama Titreşimleri

Yeni bir taşıt tasarlanırken tüm hareket iletim sisteminin işlevini tam olarak yapabilmesi için optimize edilmesi gerekir. Bu elemanlar bir araya gelerek taşıt hareket iletimini oluşturduklarında genel sistem davranışının ayrıca incelenmesi gerekmektedir. Bu durumda sistem üzerindeki bazı elemanlar komple sistemin ayar elemanı olarak vazife görür. Sistem üzerinde ayar elemanı olarak vazife gören genellikle kavrama elemanıdır. Kavrama, kendi işlevini yaparken üzerindeki tasarım parametreleri (yaylar, sürtünme katsayıları, sönümlenme katsayıları v.b.) değiştirilerek komple hareket iletim sistemindeki uygunsuzluklar da ayarlanır. Şekil 3.23'teki gibi bir taşıt iletim sisteminde genelde aşağıdaki dişli çatırtıları karşımıza çıkmaktadır:



Şekil 3.23. Taşıt titreşimleri

- Sürüş hali çatırtısı,
- Düşük hızda sürüş hali çatırtısı,
- Düşük torkta sürüş çatırtısı,
- Rölanti çalışma çatırtısı,
- Pedala fasılalı basmada oluşan çatırtı.

### **Sürüş hali çatırtısı:**

Araç hareket halinde iken değişik hız konumlarında değişik dişli oranlarında çalıştırılması gerekir. Özellikle yüksek devirlere çıkıldığında dişli oranı arttırılmadığı yani vites büyütülmediği takdirde araç hareketi için gerekli tork sağlanamadığından dişlilerden tırlama sesi gelir. Buna sürüş hali çatırtısı denir. Bu tür tork değişikliklerinde burulma titreşimi önleyici damperler kullanılır. Ancak yine de sürücünün müdahalesine ihtiyaç duyulur.

### **Düşük hızda sürüş hali çatırtısı:**

Araç düz yolda sürülürken düşük bir moment ihtiyacı duyulur. Buna karşılık yüksek dişli oranında sürüş yapıldığı takdirde vites dişlilerinden çatırtı gelir, bu duruma düşük hız çatırtısı denir. Bu durum uygun olmayan titreşim damperi seçiminde de karşımıza çıkabilir.

### **Düşük torkta sürüş hali çatırtısı:**

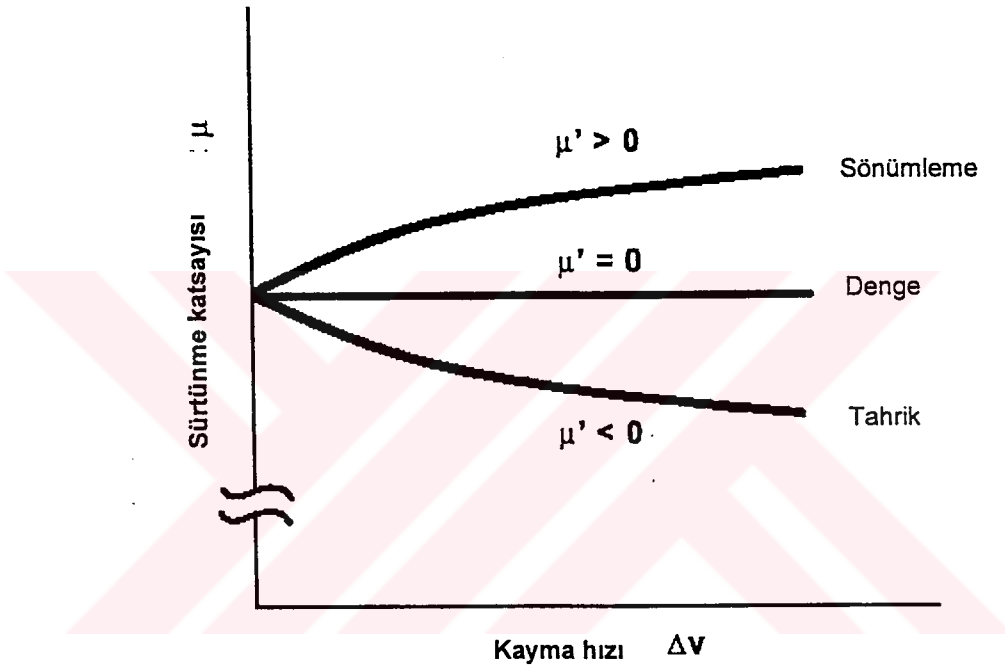
Aracın çok düşük torkta sürüşünde dişlilerden çatırtı sesi gelir. Bu durum genellikle burulma yay katsayılarının düşük olmasından kaynaklanır. Çoğunlukla dizel araçlarda bu çatırtı tipi gözlenir.

### **Boşta çalışma çatırtısı:**

Araç rölantide çalıştırılırken eğer kavrama devrede ise motorun ateşleme sırasından dolayı oluşan burulma titreşimlerinin etkisi ile dişli üzerinden çatırtı sesleri duyulur. Bunu önlemek için genellikle burulma yay katsayısı çok düşük olan ikinci bir yay sisteme ilave edilir. Böylelikle rolanti devirlerindeki boşlukları ve titreşimleri daha esnek olan bu yaylar alır ve yüksek devirlere çıkıldıkça asıl sert olan burulma yayı devreye girer. Aynı zamanda bu devirlerde oluşan rezonans da bu çatırtının sebebi olabilir. Bu durumda yayların hemen yanında olan sürtünme elemanları ile bu titreşimlerin sönmelenmesi gerçekleştirilir.



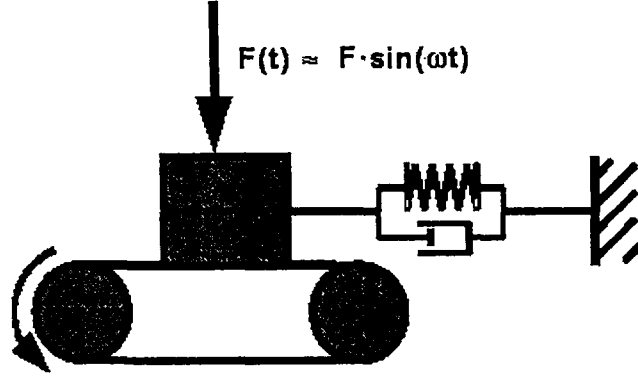
dönüşünün tersi yönde boşalır. Bu şekilde ardışık olarak tekrar eden hareketler titreşim oluştururlar. Bu durum, dinamik sürtünme katsayısı statik sürtünme katsayısından düşük olduğunda veya dinamik sürtünme katsayısının, kayma hızının artmasıyla ani düşüşüyle oluşur. Bu durumda sürtünme katsayısının düşme hızı önem taşır. Şekil 3.25'de sürtünme katsayısının düşüş hızıyla ilgili ( $\mu' = d\mu/d\Delta V$ ) üç hal verilmiştir.



Şekil 3.25. Sürtünme katsayısı düşme hızı

1. durumda sürtünme katsayısı, izafi hızla birlikte artan sürtünme katsayısı sistem enerjisini yutar ve titreşim sönümlenir.
2. durumda sürtünme katsayısı izafi hızla değişmediğinden, sistem doğal olarak hareket eder, denge durumu oluşuncaya kadar titreşim oluşur ve sonra dengelenir.
3. durumda sürtünme katsayısı izafi hızla azaldığında kütlelerin geri dönüşü esnasında enerji sürekli artar ve titreşim artarak devam eder.

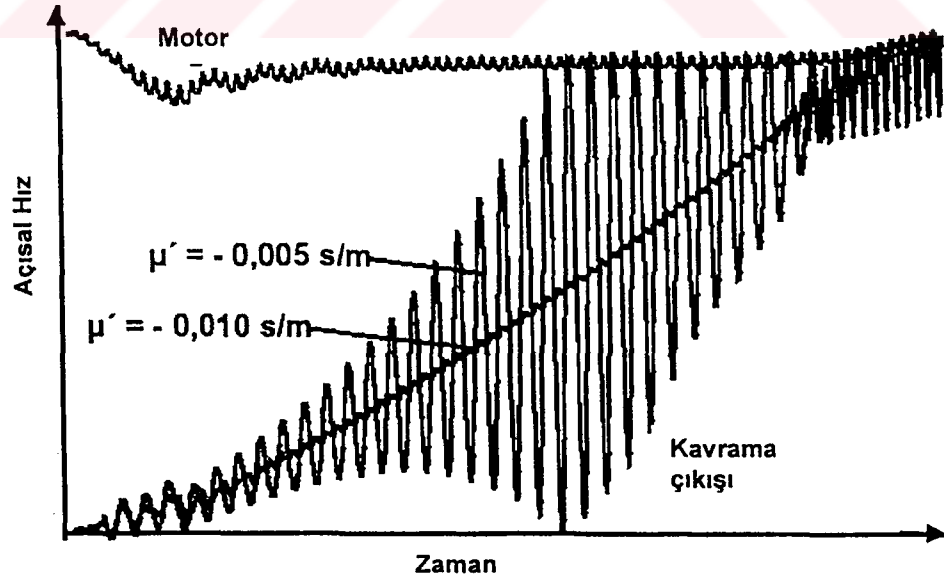
Hareketli plakaya yani kavrama plakasına dışarıdan periyodik bir kuvvetin uygulanması durumunda da tutunma titreşimleri ortaya çıkar, Şekil 3.26.



Şekil 3.26. Hareketli kütleyle dış kuvvet uygulanması

Bu durumda dışarıdan uygulanan kuvvetin frekansının sistemin doğal frekansı ile çakışması halinde rezonans oluşur.

Tutunma titreşiminin kavramaya etkisi Şekil 3.27'de verilen hız/zaman eğrisiyle görülebilir (Luk 2000).



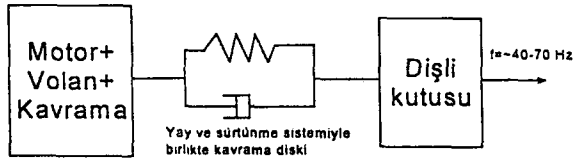
Şekil 3.27. Tutunma çatırtısının kavramaya etkisi

### 3.4.4. İki kütleli kavrama tasarımı:

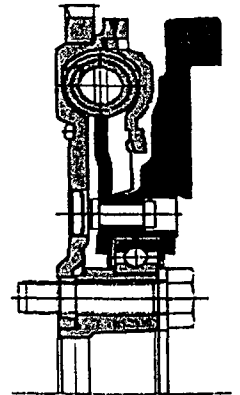
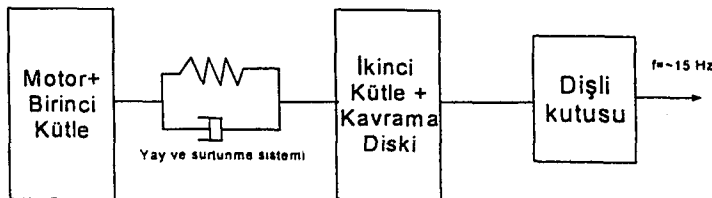
Düşük devirlerdeki rezonans frekansında oluşan titreşimleri engellemek için sisteme ilave bir kütle katarak serbestlik derecesinin bir artırılarak kritik frekansı ikiye bölme düşünülmüştür. Bu maksatla geliştirilen iki kütleli kavramalar alçak frekans geçirici filtre (lowpass filter) gibi çalışır, yani motor tarafından gelen düşük frekanslı tahrikleri yutar. Volan kütlelerinin bir kısmı baskı plakası tarafına aktarılarak sistemin serbestlik derecesi bir artırılır ve frekans kayması sağlanır. Şeki.3.28'de bu tür bir model gösterilmiştir. Ancak bu tür kavramalarda yüksek atalet momentleri, beraberinde enerji depoladığından bazı durumlarda oluşan titreşimler, damperi kırabilir. Bu problemlerin çözümü için de yüksek yay katsayıları, damper yakınında titreşim elemanları ve yüksek kapasiteli viskoz damperler kullanılmaktadır. Çift kütleli damper ile, vites kutusu içerisinde çok düşük viskoziteli yağ kullanımında dahi vuruntu oluşmamakta, otomobilin içerisinde de çok düşük seviyelerde (2-8 dB) gürültü kaydedilmektedir.

Klasik kavrama sistemlerinde dişli vurunurları ve kavrama gürültülerinin önüne geçmek için; volan atalet momentinin optimizasyonu, burulma damperinin karakteristiklerinin değiştirilmesi, hareket sistemindeki boşlukların alınması, dişli kutusu titreşimlerinin yüksek dereceden viskoz damperler ile alınması, dişli kutusu çıkış dişlisi üzerine titreşim damperi konulması türünden çalışmalar yapılmaktadır.

#### 1. Klasik Tasarım



#### 2. İki kütleli Volan



Şekil.3.28 Çift kütleli kavrama şematik gösterimi

### 3.5.Kavrama Kalitesi

Taşıtlarda kullanılan kavrama sistemlerinin temel görevi motor ve el ile değiştirilen vites sistemi arasında kesilebilir bir bağlantı oluşturmaktadır. Bu özellikle içten yanmalı motorlar için ilk hareket esnasında minimum yük altında çalıştırılmasını sağlamak için gerekli bir şarttır. Aynı zamanda vites değiştirme esnasında da motordan gelen hareketin kesilmesi gereklidir. Bu işlem her devir için sağlanabilmelidir.

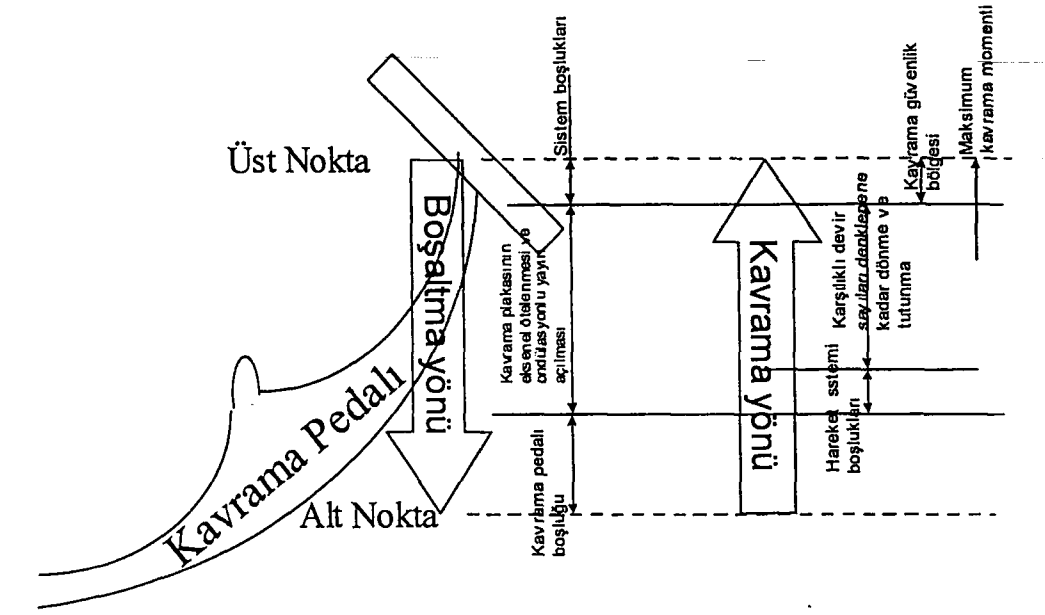
Kavrama işlemini yönlendirenin sürücü olmasına mukabil kavrama işleminin mümkün olduğu kadar sürücünün yeteneğinden bağımsız olması istenir. Yıllardır bu özelliği kavramaya kazandırmak için iyileştirme çabaları süregelmektedir.

Kavrama kendi başına yukarıdaki tanımlar doğrultusunda görev yapan bir sistem olup, bir çok dış etkilerden de etkilenebilen bir yapıya sahiptir. Motordan tekerlekler kadar giden komple hareket iletim sistemi üzerindeki kütle, yay ve tahrik etkileri, kavrama üzerinde doğrudan etkilidir. Örneğin tekerleklerden gelen taşıma yükü değeri, kavrama yükünü etkilemekte veya komple sistemin dinamik karakterlerinden dolayı kavrama üzerinde rezonansa yol açabilmektedir. Bu bölümde kavrama kalitesini etkileyen bu etkilerin kaynakları ve çözümleri üzerinde durulacaktır.

#### 3.5.1. Kavrama pedalı pozisyonu

Kavrama pedalının pozisyonu genelde pedalın yüksekliği olarak tarif edilir. Çoğunlukla yukarıda kavrayan veya aşağıda kavrayan pedal tanımı motordan hareket aktarımının, pedalın hangi yüksekliğinde başladığına göre tarif edilir. Şüphesiz bu yükseklik ergonomik olarak belirlenir ve mekanik olarak ayarlanabilir. Bu yüzden bir araçtan diğer bir araca kavrama pedalının yüksekliği değişebilir. Bununla birlikte kavrama pedalının boştaki yüksekliği, yani üzerine baskı uygulanmamış yüksekliği ayak boyunu geçmeyecek şekilde belirlenir.





Şekil 3.29 Kavrama pedalı hareketleri

Çoğunlukla sürücü, ayak topuğunu mesnet gibi kullanarak kavrama pedalına, parmak uçları ile kuvvet uygular. Bu durumda boşaltma esnasında pedala kuvvet uygulaması için sürücünün ayağını rahat bir şekilde kullanabilmesi istenir. Dolayısıyla debriyaj pedalı hareketine çok sınırlı bir mesafe tahsis edilmiştir. Debriyaj pedasının hareketi için tanımlanan bu mesafeye pedal yolu denir ki ergonomik olarak bu yol, ortalama erkek ayağının (210 mm) veya kadın ayağının (160 mm) %5'i kadar mesafede tespit edilmiştir. Bu değerler ortalama bir otomobilde 150 mm civarındadır. Ülkeden ülkeye bu şartlar değişmekle birlikte 175 mm'yi aşmadığı görülmüştür.

Kavrama pedalına basılırken öncelikle kavramaya hareket ileten sistemin boşluğu alınır. Arkasından balatalar arasındaki ondülasyonlu yayı boşalmağa başlar ve bir noktada sürtünme plakasının volandan ayrılmasıyla hareket iletimi kesilir. Ayrılmanın ilk başladığı noktadan sonra ayrılmanın tamamlanmasına kadar alınan mesafe çok kısadır, Şekil.3.29. Aksi durumda ise yani debriyajdan ayak kaldırılırken ise öncelikli olarak ilk tutunmalar ile hareket iletim sistemindeki boşluklar alınır. Ancak bu çok zayıf bir tutunmadır. Ondülasyonlu sacın da etkisi ile

yumuşak bir şekilde volan ile kavrama plakası bir müddet farklı devirlerde dönerek senkronizasyona çalışır. Ne zaman ki blokaj olur ve statik sürtünme katsayısı değerine ulaşılır, bu noktada maksimum motor momenti iletile başlar.

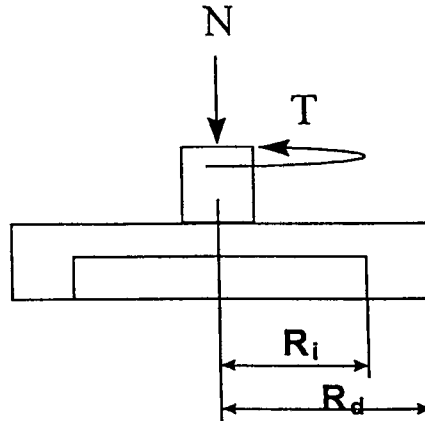
### 3.5.3. Sürtünme elemanları

3.5.4. Mekanik kavramalar sürtünme prensibine göre çalışırlar. Sürtünen yüzeyler üzerinden moment aktarımı sağlanır. Özellikle yüksek devirlerde çalışma esnasında oluşan aşırı ısınma beraberinde ısı gerilmeleri doğurmaktadır. Bu durumda dahi sürtünme elemanlarının görevini yapması beklenir. Sürtünme elemanında beklenen özellikler sırasıyla aşağıdaki gibidir:

- Sürtünme elemanları enerjiyi ısı şekline dönüştürüp bu ısıyı yapının hasar görmemesi için dışarı atarlar.
- Nemli ortamlarda sürtünen yüzeylerdeki ısıyı düşürerek malzeme içerisine alırlar ve oradan havaya verirler
- Kayma esnasında istenen sürtünme seviyesinde birbirlerini aşındırmadan tutunmayı sağlar.
- Yay etrafına yerleştirilmiş sürtünme elemanları kavrama esnasında histerezis oluşturarak titreşimi sönümlerler.

Motor momenti, sürtünme kuvveti değeri ( $f_s = \mu \cdot N$ ) cinsinden ifade edilirse:

$$T = F \times R = \mu \cdot N \times R \quad (3.11)$$



Şekil 3.30 Kavrama plakasında tork aktarımı

Burada R; sürtünen yüzeyin dönme merkezine olan mesafesi olarak ifade edilir.

Kavrama yüzeyinde oluşan ortalama basınç:

$$\rho_0 = \frac{N}{A} = \frac{N}{\pi(R^2_d - R^2_i)} \quad (3.12)$$

dA diferansiyel eleman alanı olmak üzere bu alanda oluşan diferansiyel normal kuvvet;

$$dN = \rho_0 dA, \quad (3.13)$$

olur. Bu yüzey vasıtasıyla aktarılacak diferansiyel tork ise;

$$dT = r(\mu dN) = r(\mu \rho_0 dA) \quad (3.14)$$

şeklinde bulunur. Tüm balata yüzeyi üzerinde bu hesaplama yapıldığında kavramanın moment taşıma kapasitesi aşağıdaki gibi bulunur:

$$N = \int_{(A)} dN = \int_{R_i}^{R_d} \int_0^{2\pi} \mu \rho_0 r dr d\theta = \mu \rho_0 (R^2_d - R^2_i) \quad (3.15)$$

$$T_{\max} = \frac{2\pi\mu}{3} \rho_0 (r^3_d - r^3_i) \quad (3.16)$$

$$T_{\max} = (\mu N) \frac{2}{3} \left[ \frac{R^3_d - R^3_i}{R^2_d - R^2_i} \right] \quad (3.17)$$

$$R_0 = \left[ \frac{R^3_d - R^3_i}{R^2_d - R^2_i} \right] \quad (3.18)$$

Kavrama üzerinde iki taraflı balata olduğu düşünülür ise kavramanın moment taşıma kapasitesi şu şekilde bulunur;

$$T_{\max} = (\mu N) R_0 \quad (3.19)$$

Burada;

- $\mu$  : Sürtünme katsayısı, değişken bir değer olup çoğunlukla kavramanın daha önceki kullanım ömrüne bağlıdır.
- N : Kullanım miktarı ve sıcaklığa bağlı değişkenlik arzeder. Disk kalınlığındaki küçük değişiklikler ve aşırı kullanımdan dolayı yüksek sıcaklık, kavrama yükü değerini değiştirir.
- $R_0$  : Yukarıda verildiği gibi bu değer ısı hasarları ve kavrama yüzey genişliği ile değişir. Genellikle moment taşıma kapasitesi teorik olarak ve ilk kavrama yükünün tayini için verilir.

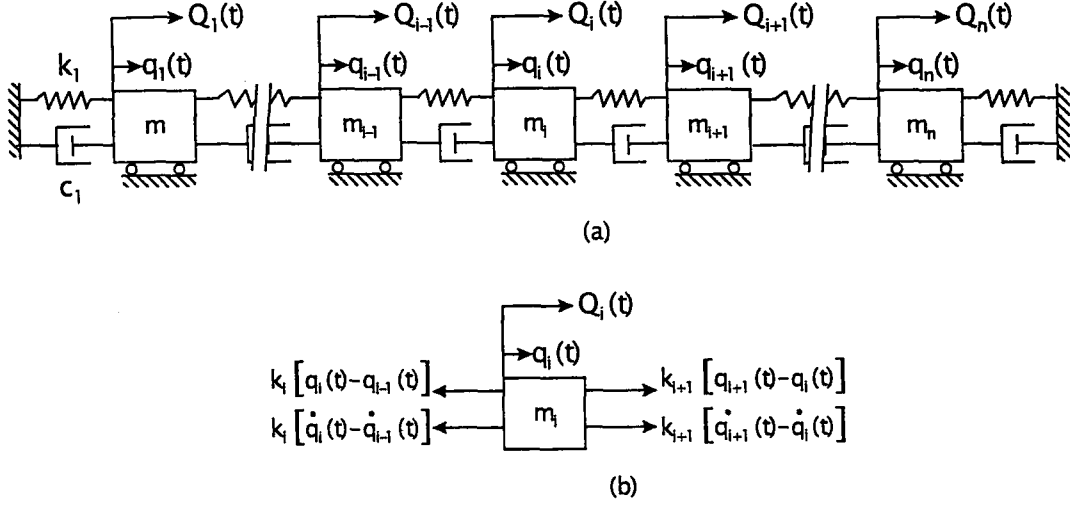
### 3.6. Ayrık Dinamik Model

Makinaların çeşitli çalışma koşulları altında dinamik etkilerden dolayı oluşan gerilme etkileri analizi sürekli yapılır. Bu tür problemlerden bazıları: millerin burulma titreşimleri, türbin kanatlarının ve türbin disklerinin titreşimi, millerin yüksek hızda dönmeleri, tren raylarının titreşimi, tekrarlı yüklerden dolayı köprülerin titreşimi ve fıskiyelerin titreşimi v.b. şeklinde sayılabilir ve genel olarak bu problemler titreşim teorisi adı altında incelenir.

Mekanik sistemlerin dinamik davranışının incelenmesinde çeşitli yöntemler önerilmiştir. Newton'un hareket prensipleri yoluyla veya Lagrange'in enerji yöntemi yoluyla kurulan hareket denklemleri çeşitli kritik durumlar için incelenir ve yapıların dinamik davranışları hususunda hüküm verilir (Thomson 1975).

Newton prensipleri tekil parçacıklar için formülasyon sağlar. Newton'un 2. Prensibi, parçacıkların hareketi ile ilgili diferansiyel denklem önerir. Birden fazla parçacık durumunda ise her bir parça için ayrı ayrı denklem yazılması gerekir. Newton prensibi ile yapılan çözümlerde kuvvetler ve momentler dengesi ön planda incelenir.

Analitik mekanik olarak adlandırılan diğer bir yaklaşım ise Leibnitz veya Lagrange prensipleri olarak bilinir ve bu yöntemde de tüm sistem ile ilgili kinetik enerji ve iş denklemleri önerilir. Newton yönteminde sistemde oluşan başlangıç gerilmeleri veya reaksiyon kuvvetlerinin önceden bilinmesi gerekir. Bununla birlikte analitik mekanikte ise bu kuvvetler sonucu oluşan kinematik ilişki incelenir. Bu kinematik ilişkiler Lagrange veya Hamilton prensiplerindeki gibi koordinat sistemlerinden bağımsız olarak verilir (Meirovitch 1967).



Şekil 3.31 Çok serbestlik dereceli sistemin şematik gösterimi

Şekil 3.31'deki çok serbestlik dereceli sistem için hareket denklemi şu şekilde yazılır:

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = \{Q(t)\} \quad (3.20)$$

burada  $[M]$ ,  $[X]$  ve  $[K]$  sırasıyla kütle, sönümlenme ve rijitlik matrisleri olarak anılır. Bu matrisler, aerodinamik, jiroskopik veya hidrodinamik etkiler olmadıkça simetriktir.

Bu denklemde sönümlenme etkisi ve dış kuvvetlerin etkisi ihmal edilirse daha önce verildiği gibi sisteme ait hareket denkleminin çözümü  $\varpi$  parametresi cinsinden yazılabilir.

$$[K]\{u\} = \omega^2 [M]\{u\} \quad (3.21)$$

veya

$$([K] - \omega^2 [M])\{u\} = \{0\} \quad (3.22)$$

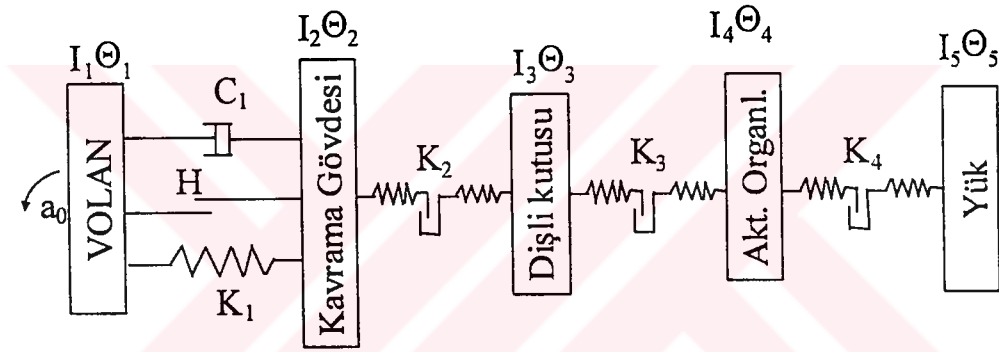
şeklinde trivyal (sıfırdan farklı) olmayan çözümleri sağlayan  $\omega$  değerleri bulunabilir. Trivyal olmayan çözümler için parantez içerisindeki değerleri sıfır yapan determinant değerlerine bakılır.

$$\Delta(\omega^2) = |[K] - \omega^2 [M]| = \{0\} \quad (3.23)$$

Burada  $\Delta(\omega^2)$  değeri sistemin kökleri, sistemin kritik değerleri veya frekansları olup bu probleme de özdeğer problemi denir.

### 3.7. Kavrama mekanizmasına ait basit matematik model:

Kavrama üzerinde yapılan çalışmaların hemen hemen tamamında kavramanın komple hareket iletim sisteminin bir dengeleyicisi olarak görülmesinden dolayı volandan itibaren tekerleğe kadar olan tüm elemanların bir arada ele alındığı modeller kullanılmıştır. Bu modellere bir örnek Şekil 3.23'de verilmiştir. Burada döner kütlelerin ele alındığı modelde kavrama sadece yay ve damper olarak ele alınmıştır. Bununla birlikte dişli kutusundaki her bir dişli de titreşim kaynağı olarak görüldüğünden ayrı ayrı olarak ele alınmıştır. Bu modelin hemen arkasına şaft , tekerlekler ve yük değerleri de ilave edildiğinde komple hareket iletim sistemine ait ayrık model Şekil 3.32'deki gibi kurulabilir.



Şekil 3.32 Komple hareket iletim sistemine ait ayrık model gösterimi

Görülebileceği üzere Şekil 3.32'deki modelin hareket denklemi Şekil 3.23'deki model ile aynı yapıdadır. Bu model üzerinde gerek görüldüğünde çalışmanın hassasiyetini arttırmak ve belirli parçalara odaklanmak üzere ilaveler yapılabilir. Ancak Şekil 3.32'deki model için hareket denklemleri aynen 3.4.1 bölümündeki gibi çıkarılabilir:

$$\theta_1 = a_0 \sin \omega t \quad (3.24)$$

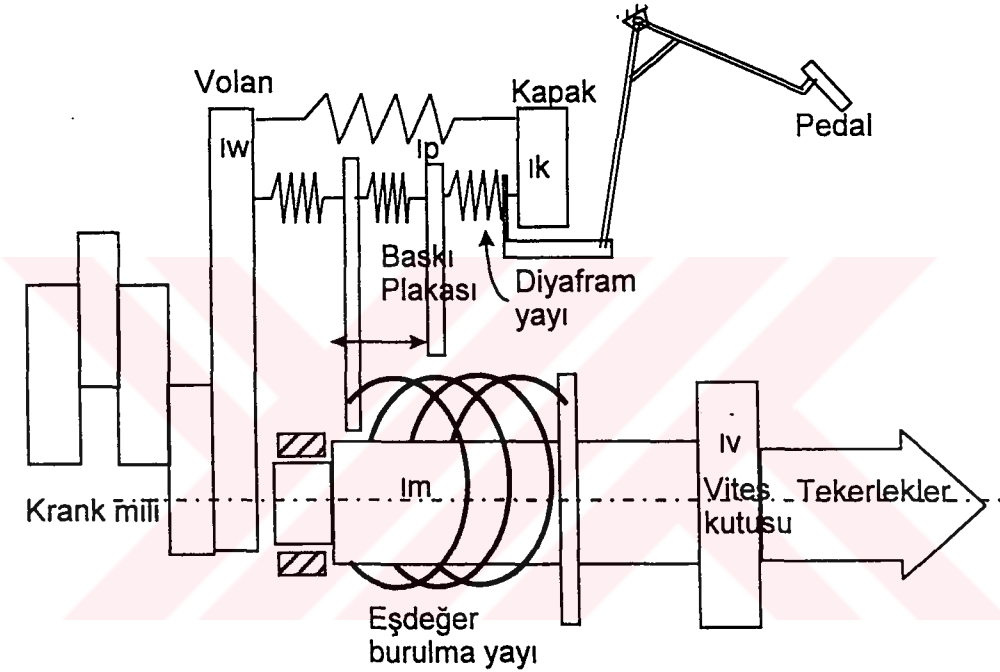
$$I_2 \ddot{\theta}_2 + K_1(\theta_2 - \theta_1) + K_2(\theta_2 - \theta_3) \pm \frac{H}{2} = 0 \quad (3.25)$$

$$I_3 \ddot{\theta}_3 + K_2(\theta_3 - \theta_2) + K_3(\theta_3 - \theta_4) = 0 \quad (3.26)$$

$$I_4 \ddot{\theta}_4 + K_3(\theta_4 - \theta_3) + K_4(\theta_4 - \theta_5) + T_1 = 0 \quad (3.27)$$

$$I_5 \ddot{\theta}_5 + K_4(\theta_5 - \theta_4) + T_2 = 0 \quad (3.28)$$

Şekil 3.32'deki model, dönen kütleleri kapsayan bir model olup 3.24-3.28 arasındaki denklem takımı çözüldüğünde sistem üzerindeki burulma titreşimleri hakkında bilgi sahibi olunabilir. Bununla birlikte kavrama üzerinde bir de ötelenen kütlelerden söz etmek gerekir. Şekil 3.33'te kavrama içerisindeki ötelenen ve dönen kütleleri temsilen şematik bir gösterim verilmiştir. Tasarladığımız bu gösterimde kavrama içerisindeki hem dönen hem de ötelenen kütleleri bir arada görmek mümkündür.

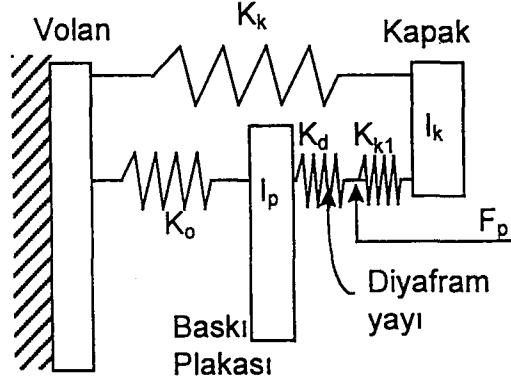


Şekil 3.33 Kavrama elemanları şematik gösterimi

Bu şekilde hareketle kavramadaki ötelenen kütleleri gösteren ayrık model basit olarak Şekil 3.34'deki gibi verilebilir.

Burada Volan sabit kalan kısım olarak görüldüğünden ankastre olarak gösterilmiş.  $K_k$ , Kapak rijitliğini temsil etmekte,  $I_k$  Kapak atalet momentini vermektedir.  $K_0$  Eşdeğer diyafram yay katsayısını temsil etmekte ve  $I_p$  Baskı plakası atalet momentini vermektedir.  $K_d$  ise Diyafram yayın yay özeliğini vermekte olup  $K_{k1}$  ise

Kapakтан дүшен бир микта рижитлик катсыыы оларак алынмиştır.  $F_p$  ise kavrama pedalından uygulanan baskı kuvvetidir.



Şekil 3.34 Ötelenen kütlelerin şematik gösterimi

Benzer şekilde ötelenen kütleler için hareket denklemi de aşağıdaki gibi çıkarılabilir.

$$\begin{aligned} m_p \ddot{x}_1(t) + (k_o + k_{dk})x_1(t) - k_2 x_2(t) &= 0 \\ m_k \ddot{x}_2(t) - k_2 x_1(t) + (k_{dk} + k_k)x_2(t) &= 0 \end{aligned} \quad (3.29)$$

Bu sisteme ait kütle ve katılık matrisleri;

$$M = \begin{bmatrix} m_p & 0 \\ 0 & m_k \end{bmatrix}, K = \begin{bmatrix} k_o + k_{dk} & -k_{dk} \\ -k_{dk} & k_{dk} + k_k \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

olup bu sistemin doğal frekansları ;

$$\Delta(\omega^2) = \begin{vmatrix} 2K - \omega^2 M & -K \\ -K & 2K - 2\omega^2 M \end{vmatrix} = 0 \quad (3.31)$$

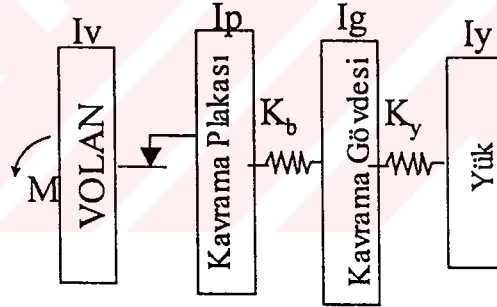
denklemini çözülerek bulunur.



## 4. SAYISAL SONUÇLAR

Bu çalışmada kavramanın geçici davranışı için geliştirilen ve MATLAB yazılımında denklemleri çözülen ayrık model ile üç boyutlu MSC/Visual Nastran Desktop 2001 ortamında oluşturulup çözümlenen modeller açıklanacak ve bunlar yardımıyla elde edilen sonuçlar aktarılacaktır. Her iki modelde de TOFAŞ/FIAT 131 serisi araçlarında kullanılan diyafram yaylı kavramaların tasarım parametrelerinden yararlanılmıştır. Birinci model kavrama sürecinde ortaya çıkan titreşimleri, ikinci model ise yumuşatma yayının etkisini açıkça ortaya koymaktadır.

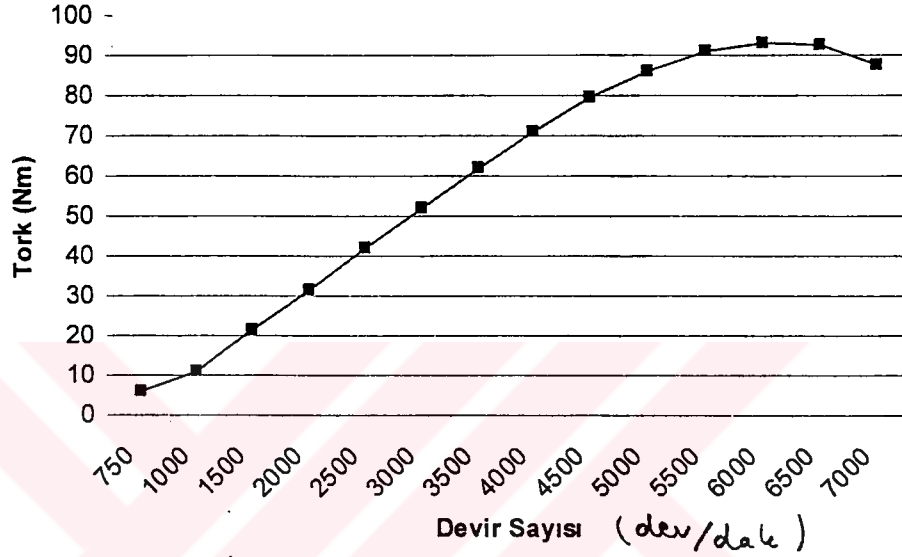
### 4.1. Kavrama Ayrık Modeli



Şekil 4.1. Kavrama analitik modeli

Hareket iletim sistemine dair basit model Şekil 4.1.'de gösterilmiştir. Transmisyon hattı dört serbestlik dereceli semi-definit (rijit dönmeye müsait) bir sistem olarak modellenmiştir. Volan ile balatalar arasında burulma esnekliği olmadığı kabul edilmiştir. Aradaki ilişki sürtünme kuvvetleriyle sağlanmaktadır. Balata sacı (kavrama plakası) ile priz direk milinin bağlantılı olduğu göbek arasında eşdeğer bir burulma yayı vardır. Esasen bu eşdeğer yay iki eleman arasında yerleştirilmiş helis yaylarla sağlanır. Kavrama plakası ve göbek arasında ayrıca bir kuru sürtünme mekanizması daha vardır. Bu, özel elemanlarla kasden oluşturulmuştur. Kavrama sonrası tahrik hattı titreşimlerini inceleyen çalışmalarda volan ve kavrama plakası tekparça kabul edilerek bununla göbek arasına burulma yayı ve histerezis dahil edilmektedir. !

Mamafih burada geçici davranış incelenmekte ve bu esnada volan ile kavrama plakası arasındaki sürtünme daha baskın nitelikte olduğundan harekete ilave bir sürtünme etkisi modele katılmamıştır. Modeldeki son atalet priz direk miline indirgenmiş taşıt ataletini temsil etmektedir. İkisi arasındaki eşdeğer yay ise vites kutusu, kardan şaftı, aksların vites kutusu girişine indirgenmiş bileşke esnekliğini yansıtmaktadır.



Şekil 4.2. Motor Tork Karakteristiği

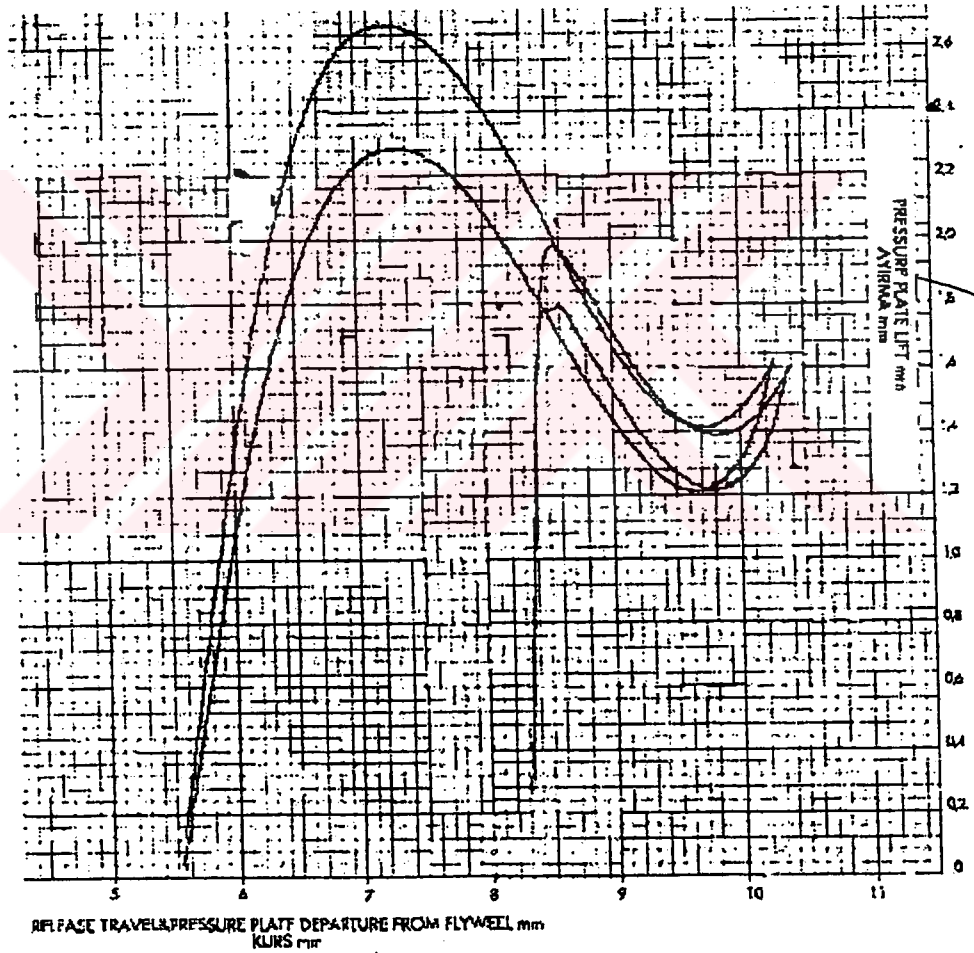
Motor momentinin devir sayısına göre değişimini Şekil 4.2.'deki motor tork/devir sayısı eğrisinden hesaplayan bir alt program yazılmıştır.

Kavrama plakasına uygulanan baskı kuvveti ise üretici firma tarafından yapılan test ile elde edilen baskı yayı karakteristik eğrisinden alınmış olup (Şekil 4.3.) baskı plakasının her bir konumuna ait baskı yükü değeri ayrıca bir alt programla hesaplatılmıştır. Baskı yayının uyguladığı kuvvet, kavramanın çalışması esnasında bellevie yayının baskı plakasına uyguladığı kuvvet olarak tanımlanır ve baskı yayının monte edilmiş halinde, pedal hareketi ile sıkıştırılması durumundaki çökme değerine karşılık oluşan kuvvet değeri uygun bir aparatta ölçülerek belirlenir. Şekil 4.3'deki eğride baskı yayının serbest hali ve monte edilmiş haline ilişkin karakteristik grafiği verilmiştir. 5.5mm'den başlayan eğri boştaki kuvvet değerini vermekte olup yerdeğiştirme eksenini, volandan olan mesafe şeklinde tanımlanmaktadır. 8 mm civarında başlayan eğri

ise baskı yayının kavramaya monte edildikten sonraki davranışını vermektedir. 5.5 ila 8 arasındaki mesafe ise balatalar için bırakılan boşluğu göstermektedir.

Programlama esnasında baskı plakasının sabit hız ile ilerlemiş olduğu kabul edilmiştir. Kavrama esnasında sürücü tarafından kontrol edilen kavrama hareketinin bu şekilde simüle edilmesi gerçekçi olmayan bir durum değildir.

Sürtünme katsayısının plaka ile volan hızı arasındaki izafi hıza bağlı olarak değişiminin de gözlenebileceği bir parametre de ayrıca modele ilave edilmiştir.



Şekil 4.3. Kullanılan baskı yayı karakteristiği

Model içinde burulma yayının yuvasında açılabilceği maksimum genişlik ve yayın blokaj hali tasarım kriterlerine göre model içerisinde tanımlanmıştır. Ayrıca baskı plakası ve volan ile kavrama plakasının kavrama

durumu tanımlanmış, her bir duruma ait sürtünme kuvveti değeri alt program ile hesaplanmıştır.

Tablo 4.1. Ayrık model parametreleri

<b>Atalet değerleri:</b>	<b>Yay katsayıları:</b>
$I_v=1.05 \text{ kgm}^2$	$K_b=2572 \text{ Nm/rad}$
$I_b=0.004 \text{ kgm}^2$	$K_y=200 \text{ Nm/rad}$
$I_g=0.01 \text{ kgm}^2$	<b>Sürtünme katsayısı:</b>
$I_y=1.57 \text{ kgm}^2$	$\mu_{kin}=\mu_{statik}=0.25$

Bu tanımlara göre kurulan modelin algoritması Ek.1.'de, algoritmaların ışığında hazırlanan program Ek.2'de verilmiştir.

Ayrık modelin parametreleri Tablo 4.1'de gösterilmiştir.

Ayrık modelde  $T_m$  motor torkunun, a ve b sabitler ve  $\omega_m$  ise motorun açısal hızları olmak üzere;

$$T_m = a + b \cos \omega_m t \quad (4.1)$$

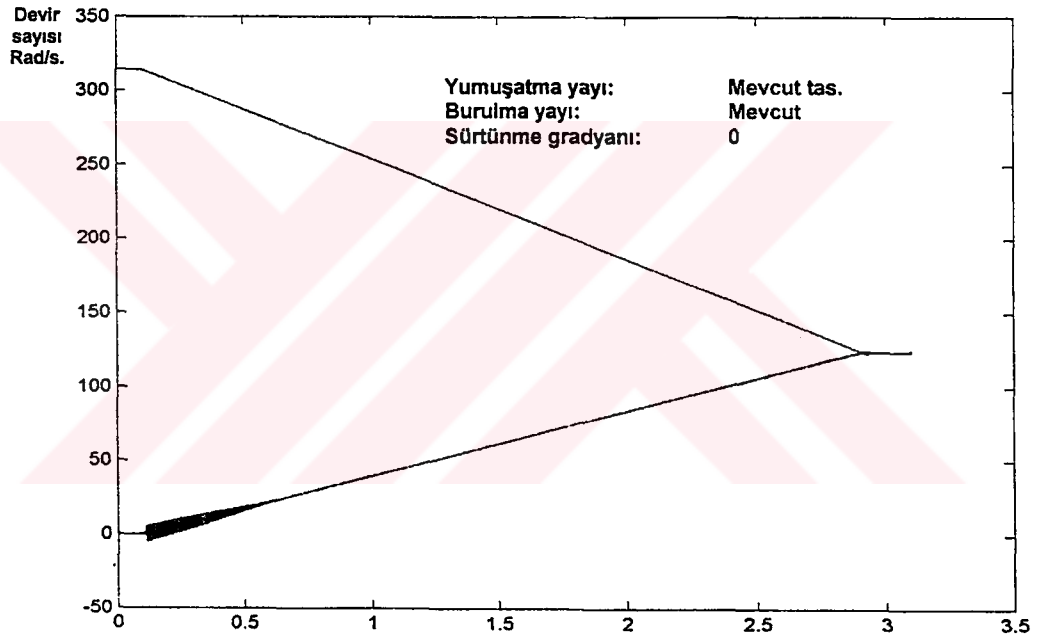
şeklinde değişken karakterde olduğu varsayılmıştır. Bu kabul pratikle uyumludur. Buna mukabil yük (direnç) torku sabit alınmıştır. Çok yüksek hızlarda seyretmeyen veya ilk kalkışa hazırlanan taşıt için yük torku ağırlıklı olarak yuvarlanma ve yokuş dirençlerinden ibaret olduğundan bu kabul de gerçeğe uygundur. Burada motor torkunun kavrama boyunca aynı kalabilmesi, sürücünün gaz pedalıyla uygun desteği verdiğini ima etmektedir. Motorun bu durumda devir sayısında değişim beklenmelidir. Motor için kavrama başlangıcındaki devir sayısı farklı hesaplamalar için  $n_m=1500 \text{ dev/dak.}$ , yük tarafı ve kavrama elemanlarının ise sıfır alınmıştır. Bu taşıtın ilk kalkışına tekabül etmektedir. Bundan başka sürtünme balatalarının katsayısı :

$$\mu = \mu_0 + d\mu/d(\Delta v) \Delta v \quad (4.2)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Yani sürtünme katsayısı çalışma koşullarına göre volanla kavrama plakasının ortalama temas çemberi üzerindeki bağıl hızlarına bağlı olarak değişmektedir. Burada  $\mu_0$ , kavramada kayma olmadığı andaki sürtünme katsayısını,  $\Delta v$  ise kayma hızını göstermektedir. Bu çalışmada

$d\mu/d(\Delta v)$  gradyeni artı veya eksi olabileceği gibi bir sabit sayı olarak da göz önüne alınmıştır.

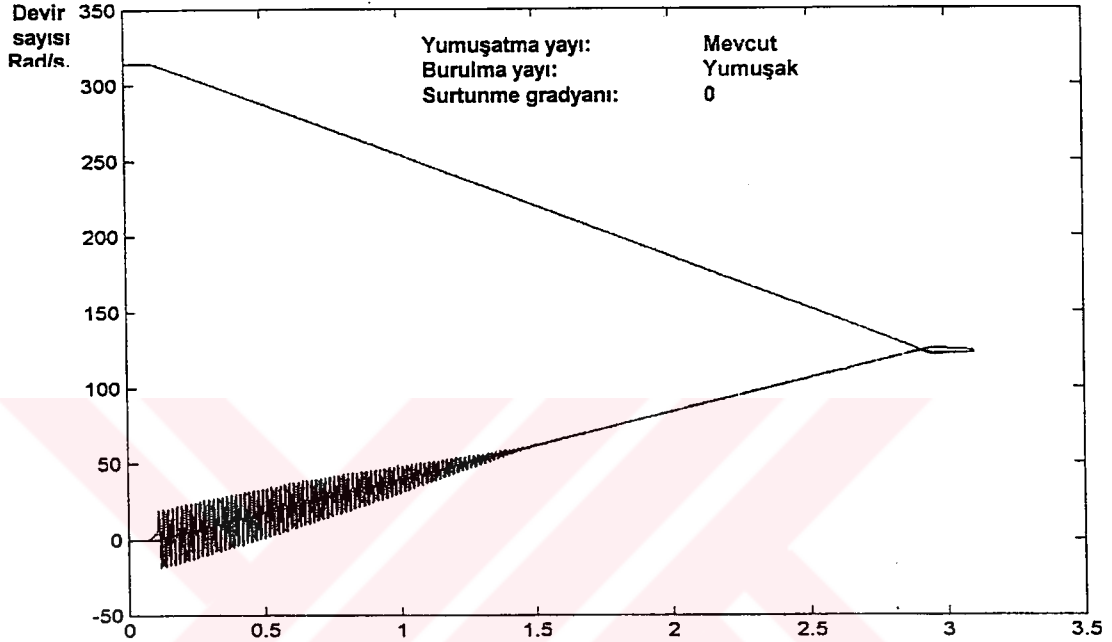
Şekil 4.5'te  $T_y=12$  Nm  $\omega m= 320$  rad/s,  $\mu_0= 0.25$ ,  $c=0$  parametre değerleri için kavrama sürecini gösteren grafik verilmiştir. Kavrama plakası ve göbek oldukça büyük genlikli titreşimler yapmakta, yük tarafı ise bu titreşimlerin hemen hemen ortalamasını takip ederek artmaktadır.  $C>0$  olması yani kayma arttıkça sürtünme katsayısının artması halinde bu titreşimlerin genliğinin azalması beklenir. Zira sürtünme değerinin artması sistemdeki elastik enerjiyi ısıya çevirerek titreşimleri zayıflatacaktır.



Şekil 4.5. Sistem davranış eğrisi

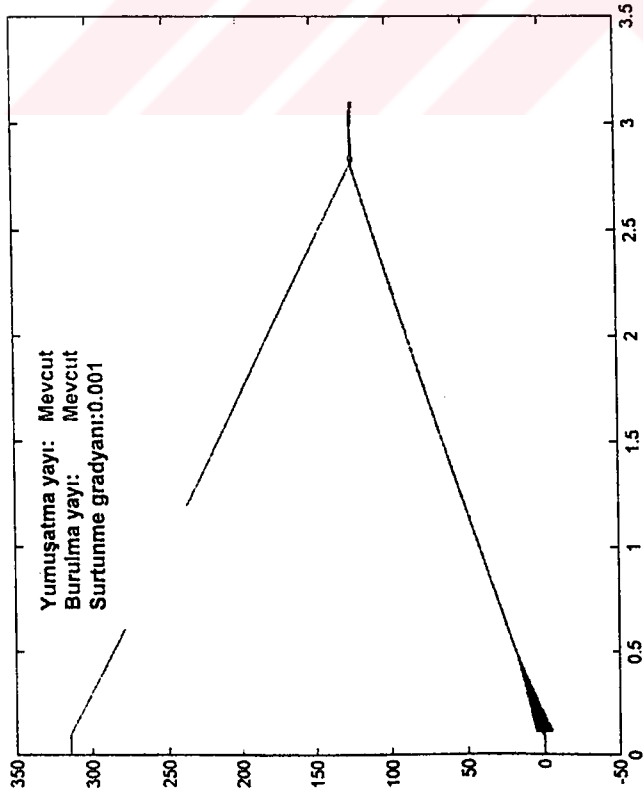
Bu bölümde, MATLAB kodu kullanılarak sistem parametrelerindeki muhtelif değişimlerin kavrama sürecini nasıl etkilediği araştırılmıştır. Elde edilen grafiklerde sadece değişiklik yapılan paramterelerin değerleri belirtilmiş olup diğerleri mevcut tasarıma ait olduğundan ayrıca yazılmamıştır.

Şekil 4.6, kavrama plakası ile göbek arasındaki burulma katsayısı  $k=572$  Nm olarak alındığında kavrama eğrilerinin değişimini göstermektedir. Diğer veriler Şekil 4.5'teki grafikte aynıdır. Bu halde titreşimlerin daha önce sönümlendiği ve kavrama hadisesi tam gerçekleşmeden alt komponentlerin (transmisyon+yük) kararlılığa ulaştığı dikkat çekmektedir.

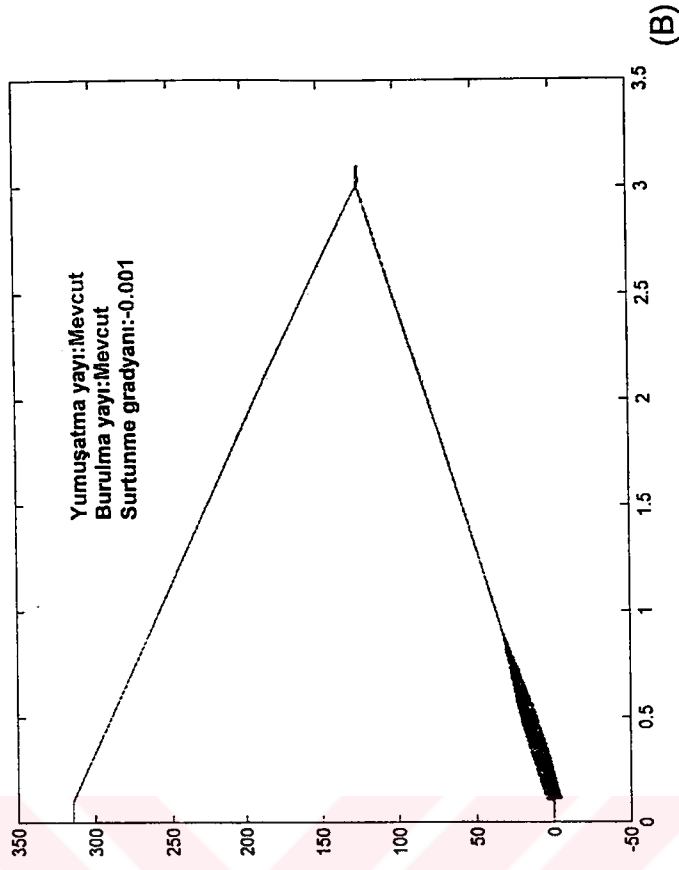


Şekil 4.6. Burulma yay katsayısı değişmesiyle oluşan sistem cevabı

Şekil 4.7'de ise sürtünme katsayısındaki artış gradyenini veren  $c$  sabitinin  $>0$  ve  $<0$  olması halleri incelenmiştir. Şekil 4.5'te verilen mevcut tasarım parametreleri ile yapılan analiz sonucuna göre bu sonuçlar karşılaştırılabilir. Şekil 4.7 (A)'da ise  $c>0$  haline ait grafikler verilmiştir. Genlik bariz bir şekilde azalarak kavrama gerçekleşmektedir. Şekil 4.7(B)'de ise  $c<0$  olup titreşim genliğinin mevcut tasarıma ve negatif sürtünme gradyanlı sisteme göre daha da arttığı görülmektedir.



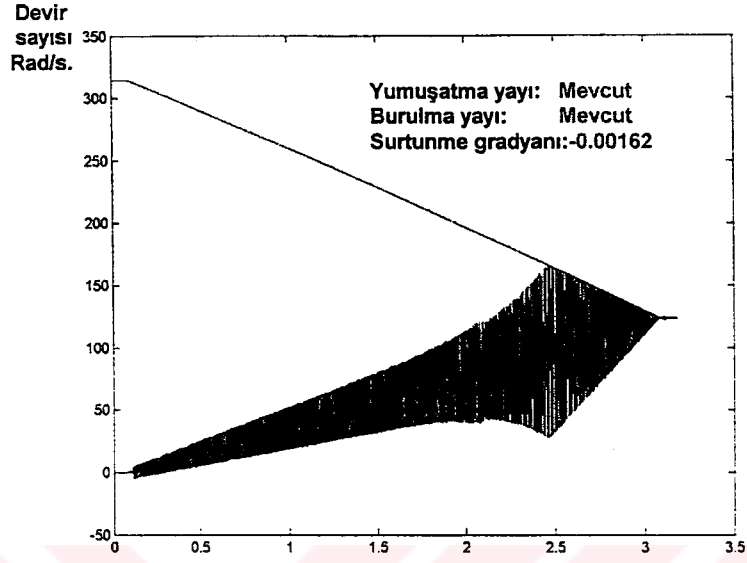
(A)



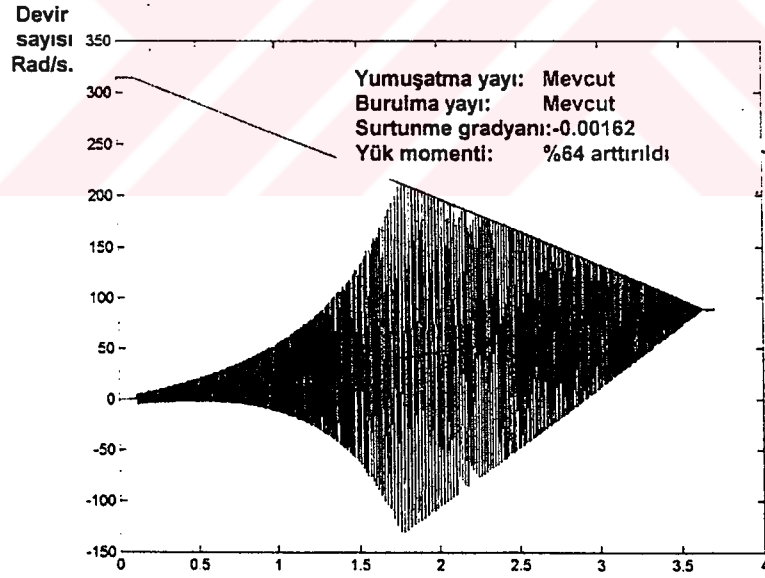
(B)

Şekil 4.7. Yumuşatma yayının değiştirilmesiyle oluşan sistem cevabı

Sürtünme katsayısının, izafi hıza göre azalma gradyanı arttıkça oluşan sistem cevabı Şekil 4.8'de verilmiştir.

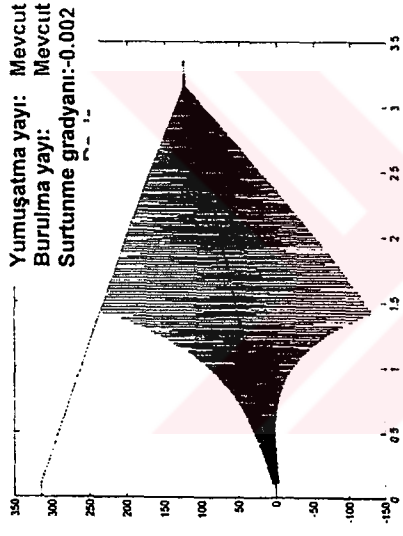


Şekil 4.7. Sürtünme gradyanının artması durumu

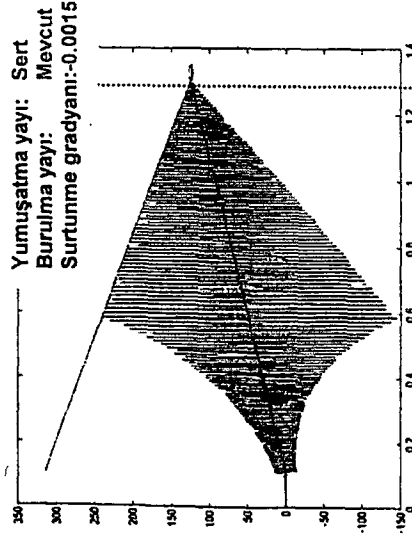


Şekil 4.8. Atalet yükünün artırılması durumu

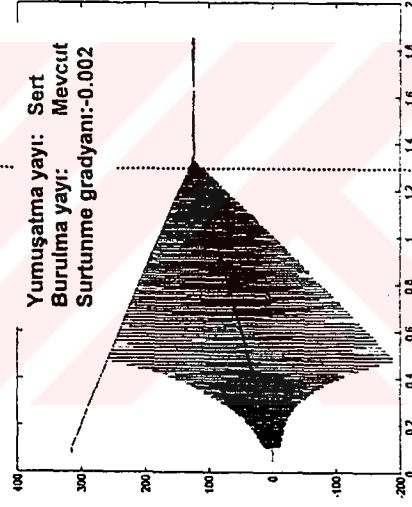




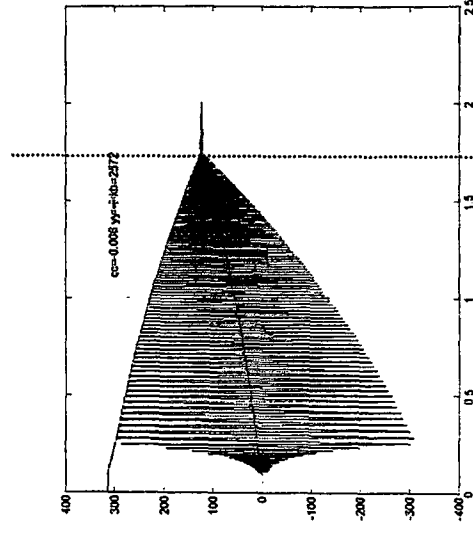
Sert yumuşatma yayı kullanıldığında:



$$\delta\mu/\delta v = -0.0015$$



$$\delta\mu/\delta v = -0.002$$



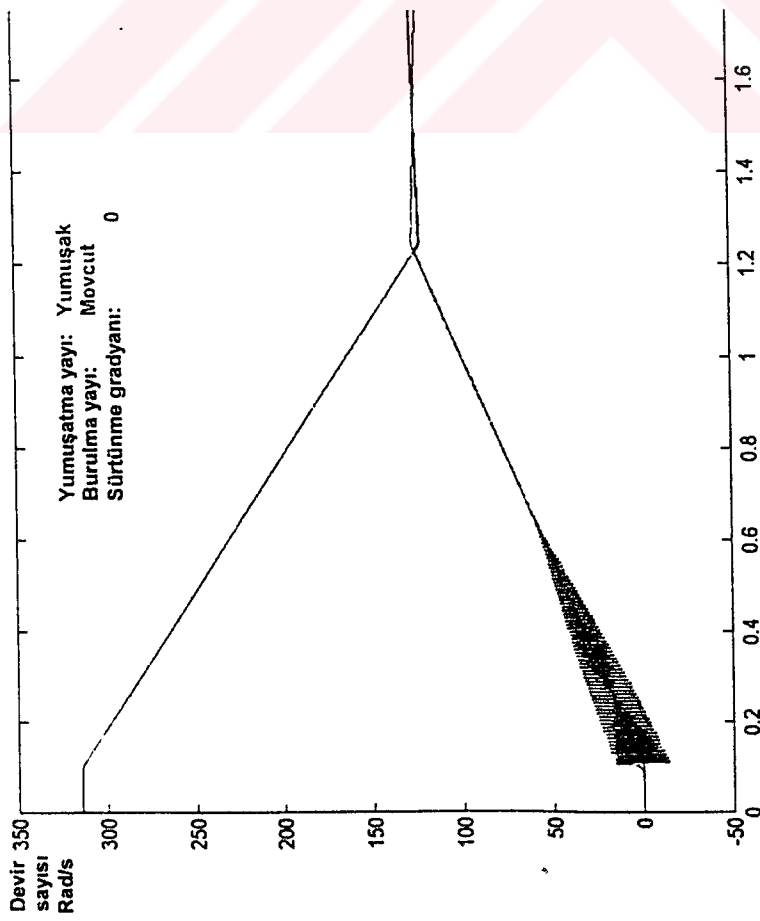
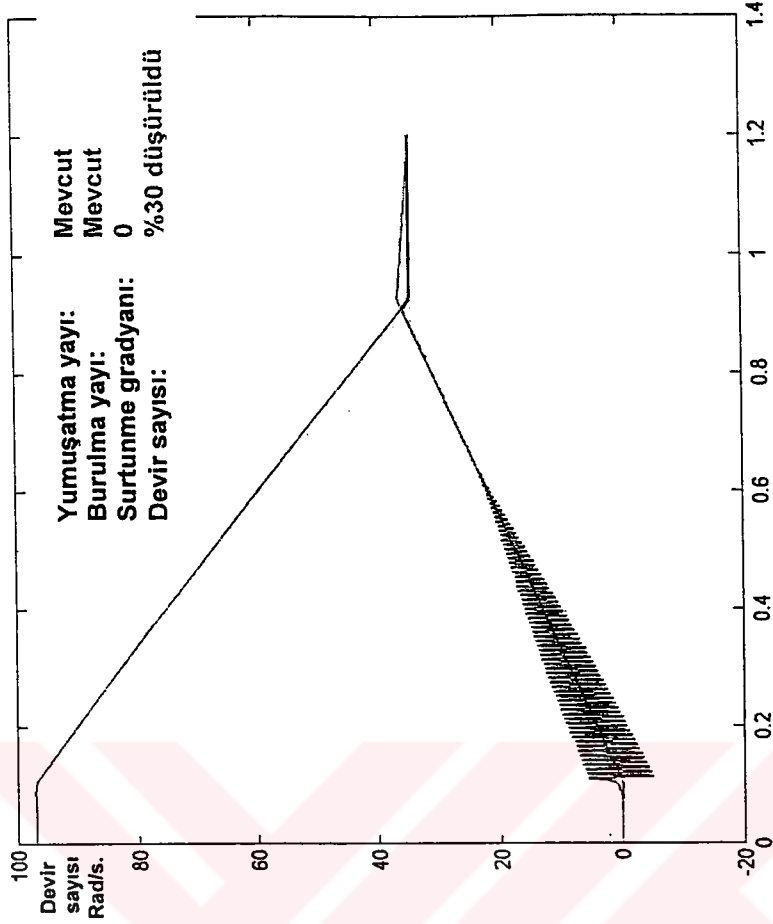
$$\delta\mu/\delta v = -0.006$$

Şekil 4.9. Farklı negatif sürtünme gradyanları için sert yumuşatma yayı kullanıldığında sistem cevabı

Şekil 4.7'de negatif gradyanın mutlak değerinin daha büyük olması halinde ortaya çıkan kavrama eğrilerini göstermektedir. Şekil 4.6 (B) ile karşılaştırıldığında titreşim genliklerinin fevkalade arttığı görülmektedir. Yük momenti mevcut tasarım değerinden %64 arttırıldığında bu titreşimlerin daha ciddi boyutlara ulaştığı Şekil 4.8'deki grafikten görülmektedir.

Sürtünme yay katsayısının değişim hızının kavrama kalitesine etkisi bu şekilde tanımlanabilir. Aynı şekilde mevcut tasarım parametreleri içerisinde ondülasyon yay katsayısının değişiminin kavrama davranışına etkisini görebilmek için Şekil 4.9'a bakılabilir. Şekil 4.9 'a göre sonuçlar karşılaştırılacak olursa ondülasyon yay katsayısı değeri arttıkça titreşim genlikleri ve frekansının arttığı görülecektir. Bu noktadan hareketle ondülasyon yay katsayısı değerinin kavrama kalitesini doğrudan etkilediği görülebilir.

Mevcut tasarım koşullarında daha düşük devir sayılarındaki sonuçlara bakacak olur isek Şekil 4.10 'daki sistem cevabını inceleyebiliriz. Burada devir sayısı 917 dev/dk olması halindeki sistem cevabı verilmektedir.



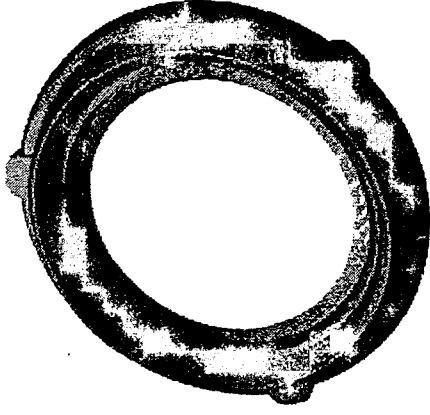
Şekil 4.10. Devir sayısına göre kavrama davranışı değişimi

## 4.2. Kavramanın Üç-Boyutlu Mekanizma Modeli

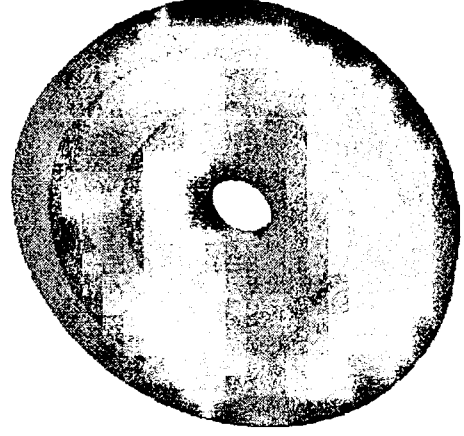
Kavramanın geçici dinamik davranışını daha gerçekçi incelemeye fırsat vereceği düşüncesiyle bir CAD yazılımında üç boyutlu modeli kurulmuştur. Analizi yapılan kavrama ile ilgili dijital bilgiler mevcut olmadığından her bir parçaya ait CAD modeli aslı üzerindeki ölçülere sadık kalınarak yeniden çizilmiştir. Şekil 4.11'de kavrama elemanlarının münferit CAD modelleri görülmektedir. Analiz esnasında kütle ve geometrik uyum esas olduğundan imalat ile ilgili detaylar gözardı edilmiştir. Baskı plakası üzerinde kavrama plakası ile çalışan kısım haricindeki görüntüler gerçek parçadaki görüntüler esas alınarak kabaca çizilmiştir.

Volan, kavrama plakası haricinde, gerçek parçanın atalet özeliğini verecek şekilde çizilmiş, ancak imalat detaylarından kaçınılmıştır. Ondülasyon yayı aslına uygun şekilde dilimli ve ondüleli olarak tasarlanmıştır. Ancak mekanizma simülasyon yazılımının rijit yapıları analiz etme özeliğinden dolayı modelde de parça rijit olarak monte edilmiştir. Başlangıçtaki modellerde ondülasyon yayı özeliği çepeçevre çift taraflı esnek helisel yaylar ile modellenmiştir. Ancak daha sonra bu durumun modeli karmaşık hale getirdiği ve analiz zamanını gereksiz bir şekilde uzattığı görülmüştür. Bu yüzden münferit yay tanımından vazgeçilerek kavrama plakaları (balatalar) ile ondülasyon yayı arasına eşdeğer bir yumuşatma yayı tarif edilmiş ve bu yayın özeliği de aslına uygun olarak verilmiştir.

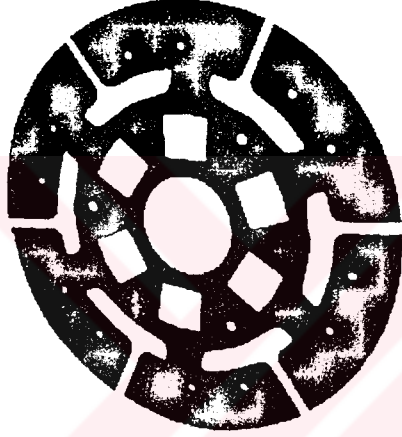
Ondülasyon yayı üzerindeki oyuklarda ise burulma yayları yerleştirilmiş olup kavrama göbeği ile ondülasyon yayı arasında sıkışıp kalan bu yaylar belirli bir ön gerilme ile muhafaza edilirler. Bu kısımda da başlangıçta burulma yayı özeliği gösteren helisel yaylar teker teker yerleştirilmesine rağmen (Şekil 4.12), gerek çalışma koşullarının bu noktada sonucu önemli olarak değiştirmeyeceği, gerekse çalışma zamanının kısaltılması düşünceleriyle bu yaylar kaldırılarak ondülasyon yayı ile kavrama göbeği arasına burulma yayı monte edilmiştir.



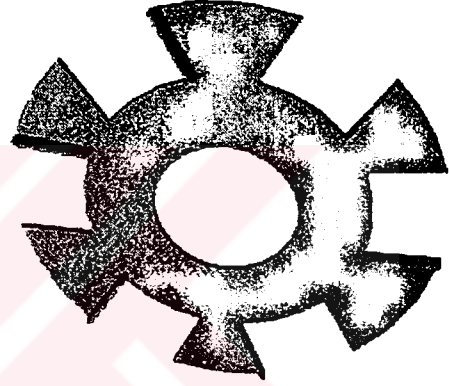
Baskı Plakası



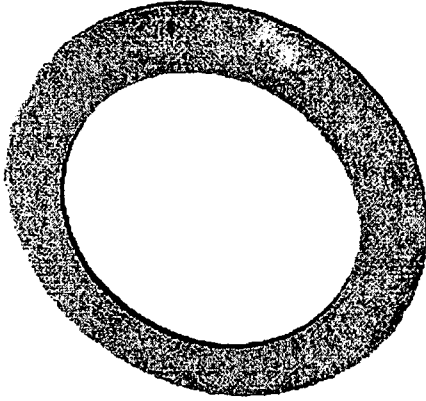
Volan



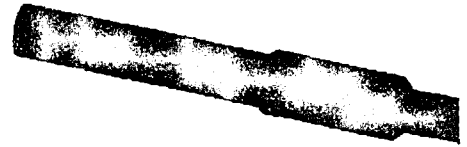
Ondülasyon yayı



Kavrama göbeği



Sürtünme plakası (balata)



Kavrama mili (priz direk)

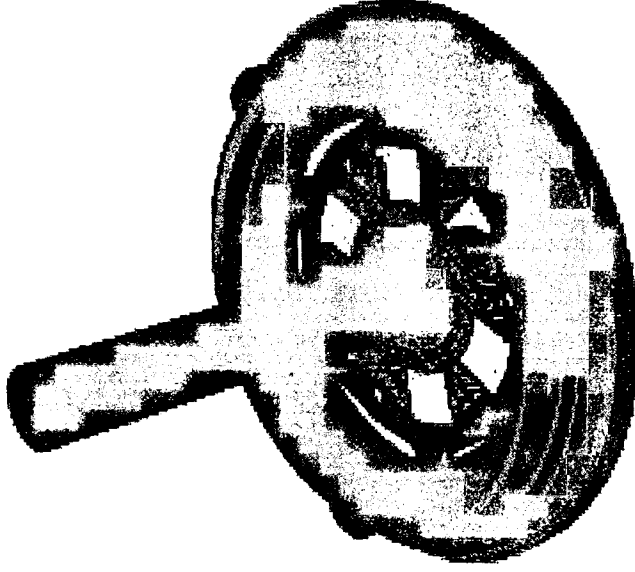
Şekil 4.11. Kavrama parçaları katı modelleri

Sürtünme plakası ise çepre çevre aslının ölçülerinde modellenmiş, fakat havalandırma ve aşınma malzemesi transferi için yapılan kanallar burada yerleştirilmemiştir.



Şekil 4.12 Burulma yayı montajı

Kavrama göbeğinden alınan hareketi dişli kutusuna iletecek olan çıkış mili veya pratikteki ismi ile priz direk, imal edilen parça gibi tüm detayları ile modellenmeyip sadece kütle ve biçimsel uyumluluğu sağlayacak bir model konulmuştur. Bu parçalar, mekanik kavramanın montaj zinciri dikkate alınarak Şekil 4.13'deki gibi birleştirilmiştir. Öncelikle araç üzerinde motor bloğu ve şasi grubunun hareketsiz durumu gözönünde bulundurularak tüm diğer parçalar bu elemanlar üzerine yataklanmıştır. Kavrama mili çalışma eksenine olduğundan zemin üzerinde kavrama miline dönme esnekliği sağlanmıştır. Diğer tüm silindirik parçalar ise kavrama mili üzerinde dönme serbestliği tanınmıştır.



**Şekil 4.13.** Montajı yapılmış katı model

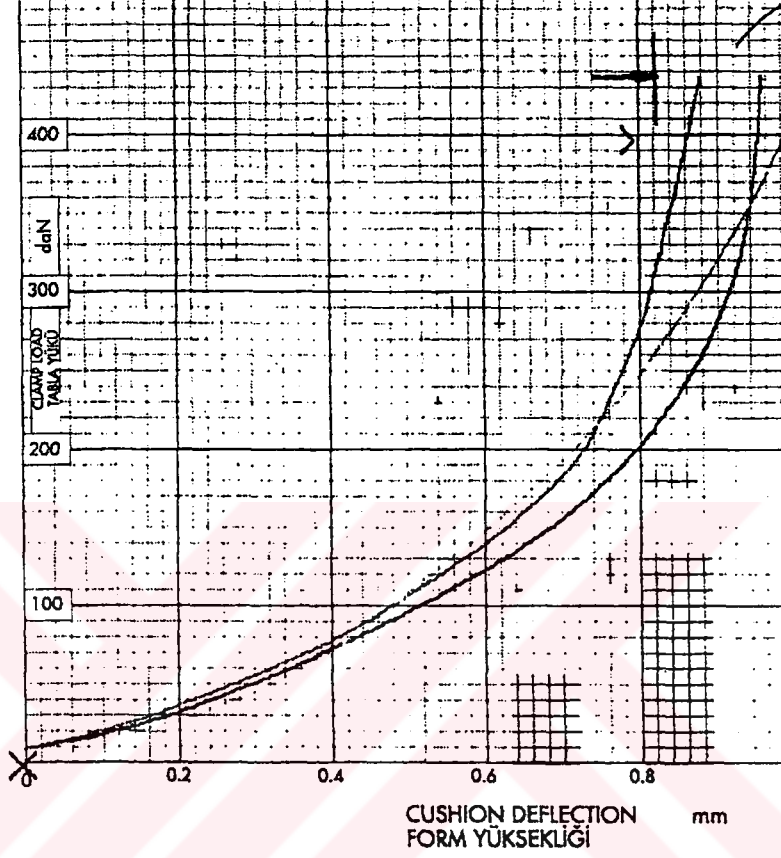
Volan, kavrama mili etrafında dönebildiği halde mil eksenini doğrultusunda hareketi aslına uygun olarak sınırlandırılmıştır. Aynı zamanda volana motor hareketleri program üzerindeki komutlar ile tanımlanmıştır. Volan hareketinde torkun sabit olması esas alınmış olup, araç yükü devreye girdikçe volan hızının düşmesi serbest bırakılmış, yani hız sabit alınmamıştır.

Baskı plakası, kavrama mili üzerine yataklanıp mil etrafında dönme serbestliği tanımlanmıştır. Aynı zamanda mil eksenini doğrultusunda öteleme serbestliği olan baskı plakası, baskı yayı etkisi veren bir kuvvet yardımıyla itildiğinde volana doğru hareket etmektedir. Baskı plakası, aynı zamanda volan ile aynı hızda dönecek şekilde monte edilmiştir.

Baskı plakası ile volan arasında kavrama grubu yine kavrama mili üzerinde yataklanmış olup mil eksenini doğrultusunda hareket edebilmektedir. Baskı plakasının ötelenmesi ile volan ile baskı plakası arasında sıkışmaya maruz kalmakta olan kavrama grubunda, öncelikle kavrama plakaları yani balatalar volan ve baskı plakası ile temas geçmektedir. Volan ve baskı plakası aynı



hızla dönmesinden dolayı, kavrama grubu sıkışmaya başladıkça kavrama plakaları ilk dönme hareketini, sürtünme etkisiyle üzerlerine alırlar. Sürtünme plakaları sıkıştıkça her iki sürtünme plakası ve ondülasyon yayı arasında monte edilmiş olan yumuşatma yayını sıkıştırırlar.



Şekil 4.14. Kullanılan yumuşatma yayı karakteristik eğrisi

Dönme hareketi ondülasyon yayı üzerinden burulma yayına iletilir ve oradan kavrama gövdesine aktarılır. Kavrama gövdesi de kavrama milinin etrafına yataklanmıştır. Ancak kavrama gövdesi mil etrafında dönme değil gerçek mildeki kare profilli mil ucunda olduğu gibi öteleme serbestliğine sahiptir. Böylelikle kavrama gövdesi üzerine gelen dönme hareketi kavrama milini de döndürmeye çalışacaktır, ancak kavrama gövdesi, kavrama grubu ile birlikte kavrama mili doğrultusunda öteleme serbestliğine sahiptir.

Bu modelde yumuşatma yayı (ondüleli sac, cushion spring) aslına uygun şekilde nonlineer bir karakteristik ile temsil edilmektedir. Yumuşatma yayı özeliğinin test sonucu elde edilen karakteristik eğrisi Şekil 4.14'de verildiği gibidir. Bu eğride görüldüğü üzere kavrama plakası boşta olduğunda yani her iki

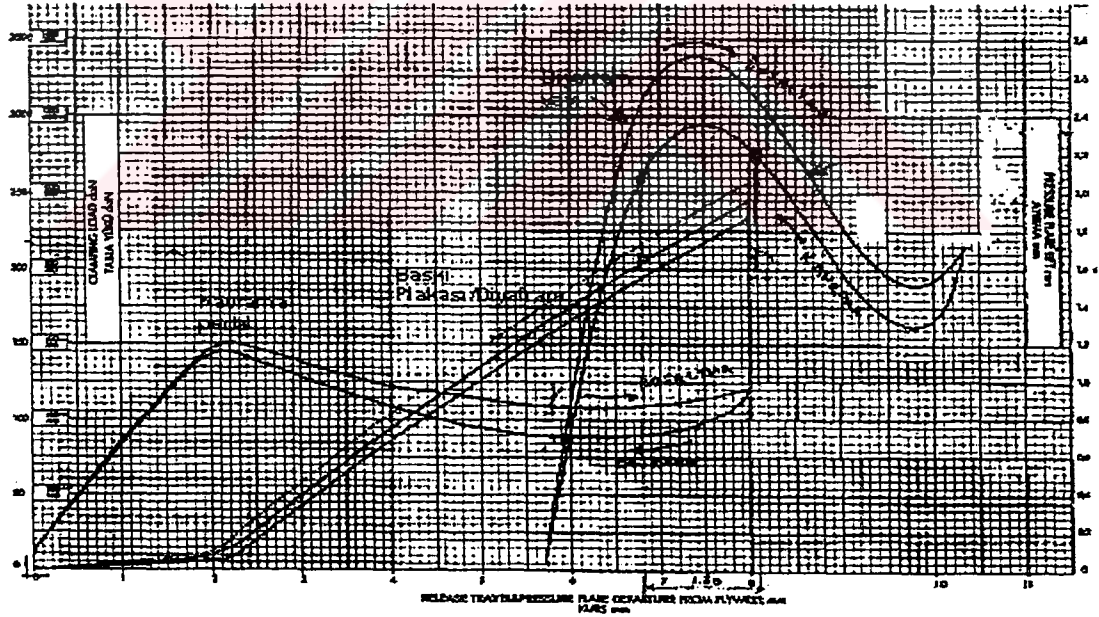


balata arasındaki boşluk en geniş olduğunda yay üzerinde 20 daN civarında sıkıştırma kuvveti bulunmaktadır. Balatalar sıkıştıkça yumuşatma yayını sıkıştırmak için tatbik edilen kuvvet 400 daN'a kadar çıkmakta fakat yumuşatma yayının yer değiştirmesi Şekil 4.14'deki gibi nonlineer olmaktadır.

Taşıtın ataleti, dişli kutusu giriş milinin bir ucunda bir kütle olarak temsil edilmiştir. Keza diyafram yayı da girift geometrisinden dolayı Şekil 4.14'deki eğriden bulunan değerlere uygun etkiyen bir dış kuvvetle temsil edilmiştir. Tablo 4.2'de bu modelde kullanılan bazı fiziki parametreler verilmiştir.

**Tablo 4.2.** Mekanizma'da kullanılan parametreler

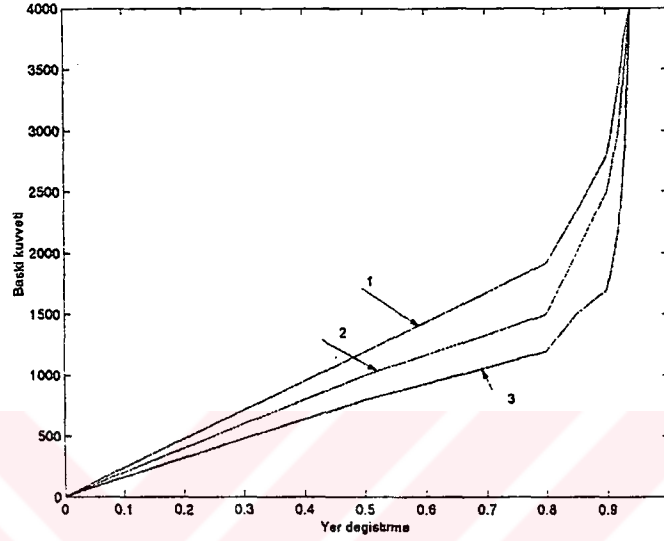
<b>Burulma yayları:</b>	
Serbest Uzunluk: 21.7 mm	Yarı çap=48 mm
Çalışma uzunluğu: 4.3 mm	Eşdeğer burulma yayı: 2541.83 Nm/rad
Blokaj uzunluğu: 16.5	Baskı pedali: serbest bırakılmış
Katılığı: 18.2 Kg/mm	Sürtünme plakası:
Çevrede: 6 adet	Sürtünme katsayısı:0.25
Paralel bağlı yayların eşdeğer katılığı:	Ondülasyon yayı;
$K_b=18.2 \times 6=109.2$ kg/mm	Sönümlenme katsayısı:60000 Kg/dk



**Şekil 4.15.** Diyafram yayı karakteristik eğrileri.

Bu modelde başlangıçta sürtünme katsayısı sabit alınmıştır. Ancak ayırık model sonuçları ile karşılaştırma yapılabilmesi için model içerisine ayrıca balatalar ile volan ve baskı plakası arasındaki izafi hıza bağlı değişen sürtünme katsayısı tanımlanmıştır. Burada değişik parametreler altında sistem davranışı üzerinde

durulmuştur. Öncelikle mevcut ondülasyon yayı baz alınarak yapılan analizler sonucu sistem davranışı incelenmiş ardından ondülasyon yayının rijitliğinin değişiminin kavramaya etkisi gözlemlenmiştir. Ondülasyon yayının karakteristik eğrisi Şekil 4.15'de verilmiş idi. Bu eğriden hareket ile daha yumuşak ve daha sert ondülasyon yay eğrileri üretilmiştir (Şekil 4.16).



Şekil 4.16. Yumuşatma yayı karakteristik eğrileri.

Mevcut tasarımdaki parametreler kullanılarak yapılan mekanizma analiz sonuçları Şekil 4.14'te verilmiştir. Bu analizde burulma yay katsayısı mevcut tasarımdan hareket ile 2541.8 Nm/rad alınmıştır. Şekil 4.17 (A)'da burulma yay katsayısı karakteristik eğrisi mevcut tasarımdaki şekliyle: Şekil 4.17 (B)'de kavrama elemanlarının açısal hızlarının değişimi zamana göre, Şekil.4.17. (C)'de ise burulma yayının açısal konum değişimi gösterilmiştir. Mekanizma içerisinde kullanılan elemanların hareketinin net olarak görülebilmesi için her bir elemana sönümlenme özeliği tatbik edilmiştir. Bu sebeple yapı üzerinde ayrık modeldeki gibi sürekli bir titreşim görülmemektedir. Hareket aktarımının tam olarak görülebilmesi için grafiklerde Volan, kavrama plakası (Sürtünme plakası), yumuşatma yayı (Ondulasyon) ve dişli kutusu giriş mili (Mil) elemanlarının davranışları gösterilmiştir.

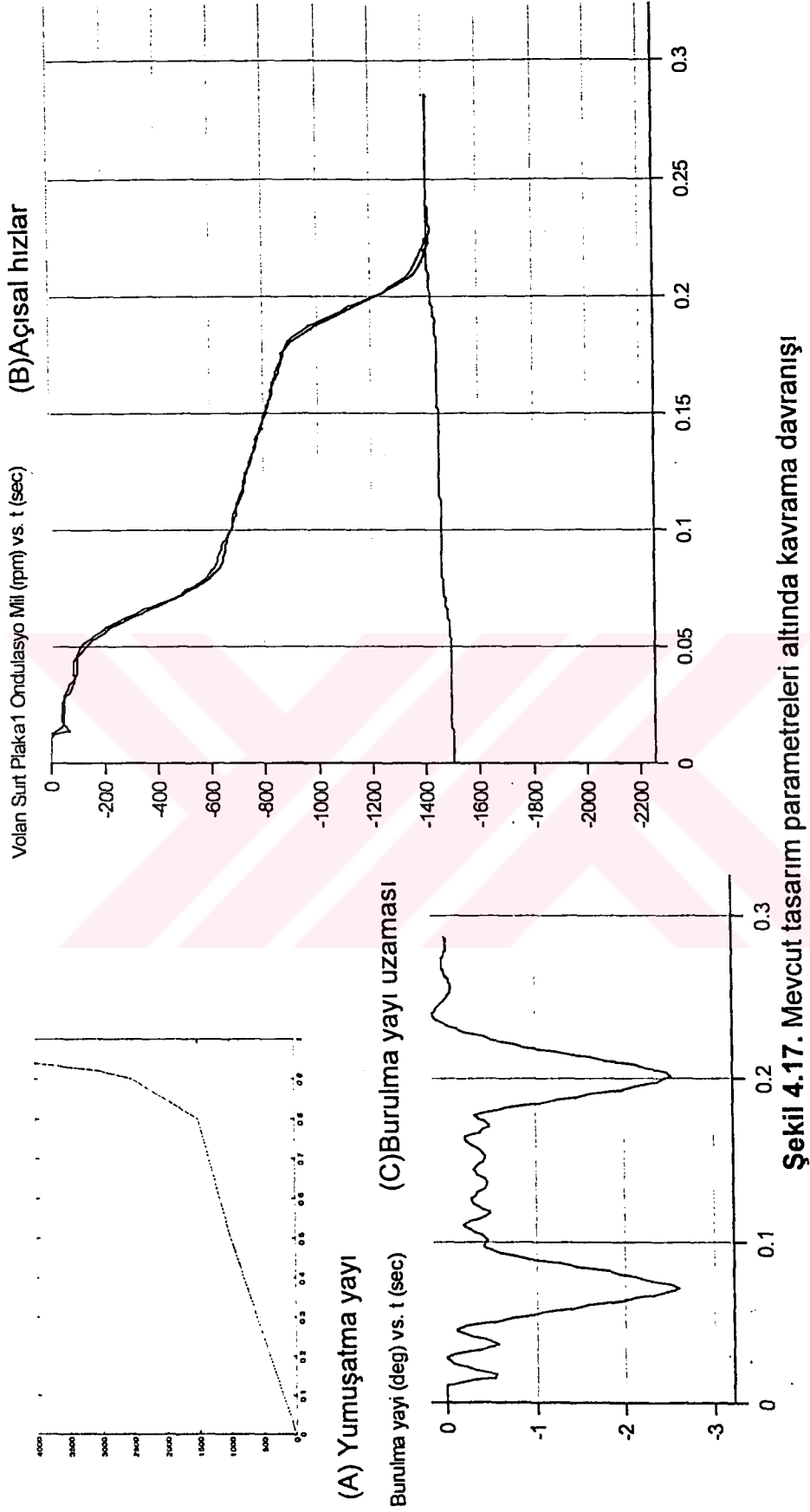
Grafikler üzerinde bir inceleme yapıldığında başlangıçta belirli bir açısal hız ile dönen volan, kavrama üzerinden yük tatbik edilmesiyle hız kaybetmektedir. Şekillerdeki gösterimde volan hızı ters yönlü olarak alındığından hız

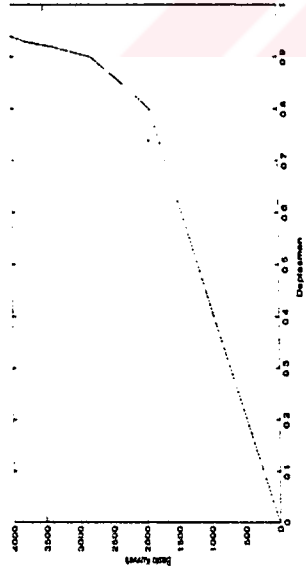
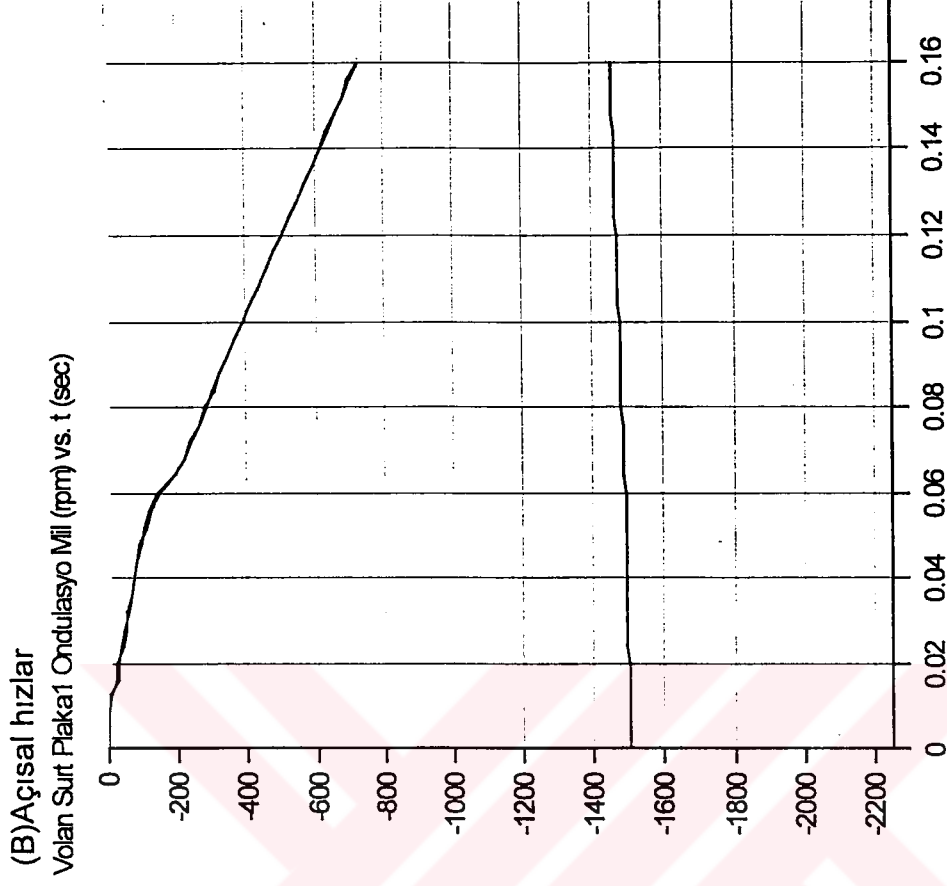
kaybetmenin artan bir eğri şeklinde ortaya çıktığı görülmektedir. Aynı şekilde sürtünmenin başlamasıyla başlangıçta sürtünme plakaları ve ardından da ondülasyon yayı ve mil hareketi üzerlerine almaktadır. Açısal hız eğrisinde başlangıçta biraz salınım görülmesine rağmen kısa bir zamanda tüm parçaların birbirine paralel bir şekilde hareket ettiği görülmüştür. Sistem üzerindeki salınımların değişimi burulma yayı üzerinden daha rahatlıkla görülebilir. Burulma yayı yükün devreye girmesiyle burulmaya maruz kalmakta, daha sonra belirli bir kuvvet değerine ulaştığında kendini dengede tutmaya çalışmakta ve arkasından şiddetle boşalmaktadır. Bir müddet sonra bu kararsız durum ortadan kalkmakta yani burulma yayı üzerindeki potansiyel enerji, bağlı bulunduğu elemanlardan gelen kuvvetler ile dengeye ulaşmaktadır. Bu denge konumu burulma yayının açısal değişiminin durması şeklinde kendini göstermektedir.

Tasarım parametresi olarak ayırık modelde olduğu gibi yumuşatma yayının karakteristiğinin değiştirilmesi ele alınması öngörülmüş ve mevcut tasarıma göre daha yumuşak (3) ve daha sert yay özeliği (1) Şekil 4.16'daki gibi sisteme tatbik edilmiştir.

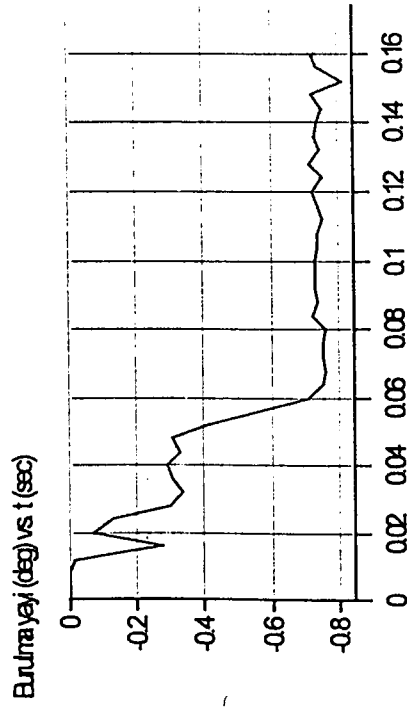
Yumuşatma yayının daha sert seçilmesi durumundaki sonuçlar Şekil 4.18'de verilmiştir. Şekilde yine bir önceki yapıda bir gösterim sunulmuştur. Şekil 4.17'ye göre karşılaştırma yapıldığında öncelikle burulma yayının daha fazla sayıda titreştiği görülmektedir. Ayrıca titreşim süresinin sert ondülasyon yayı kullanılan sistemde daha uzun olduğu, bunun neticesinde kavramanın dengeye ulaşma süresinin yani kavrama süresinin sert ondülasyon yayı kullanılan sistemde mevcut sisteme göre daha uzun olduğu görülmektedir.

Aynı şekilde ondülasyon yayının yumuşak olarak seçilmesi ile ilgili bilgiler Şekil 4.19'da verilmektedir. Burada yine burulma yayının açısal değişim eğrisi ve her bir kavrama elemanının açısal hızlarının değişim eğrilerine bakıldığında titreşim miktarının yine mevcut sisteme göre fazla olduğu, ayrıca sert ondülasyon yayılı kavrama kadar olmasa da kavrama süresinin mevcut sisteme göre bir miktar fazla olduğu görülmektedir.



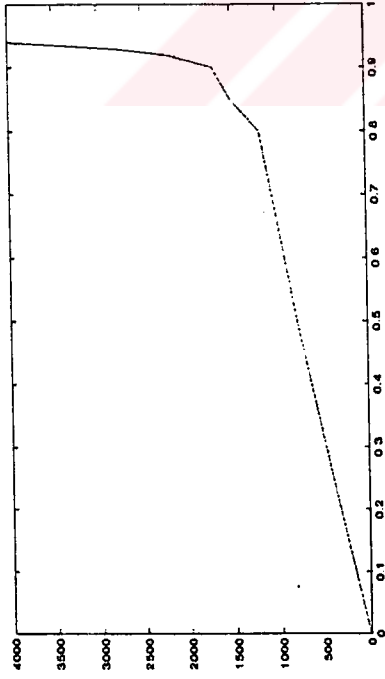
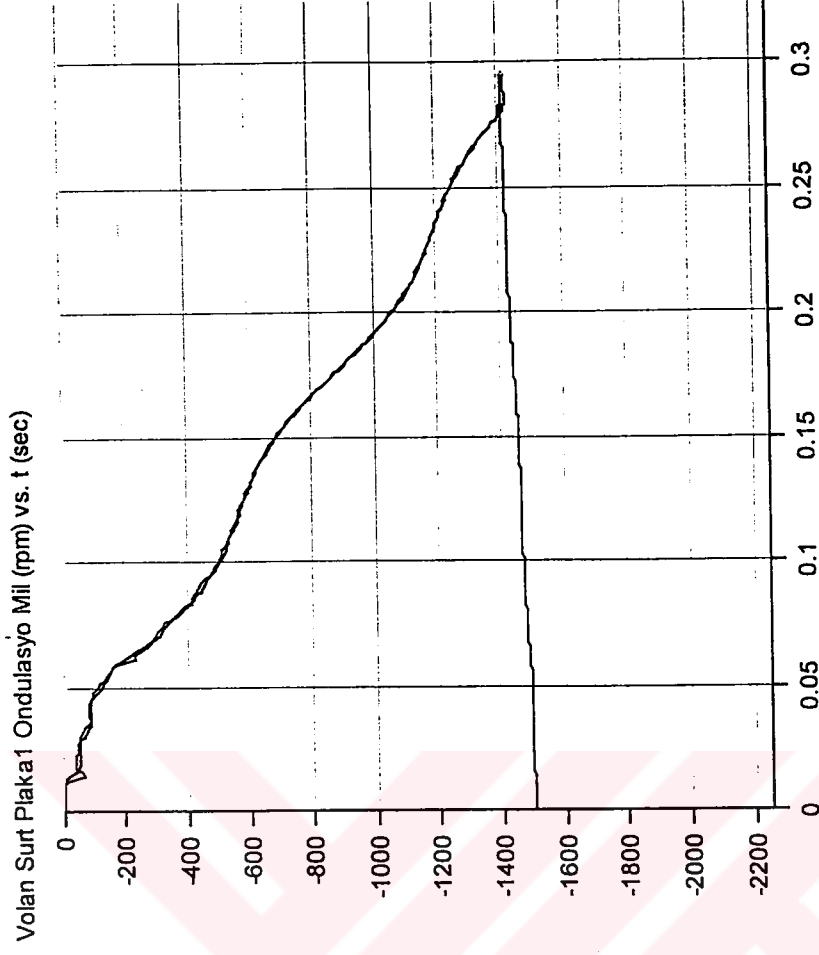


(A) Yumuşatma yayı  
(C) Burulma yayı

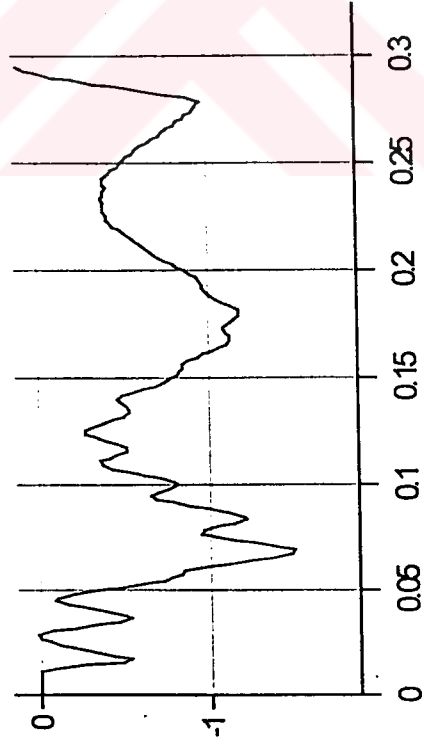


Şekil 4.18 Sertleştirilmiş yumuşatma yayı kullanımı

(B) Açısal Hızlar



(A) Yumuşak yumuşatma yayı  
(C) Burulma yayı



Şekil 4.19. Yumuşak yumuşatma yayı durumuna ait sistem davranışı

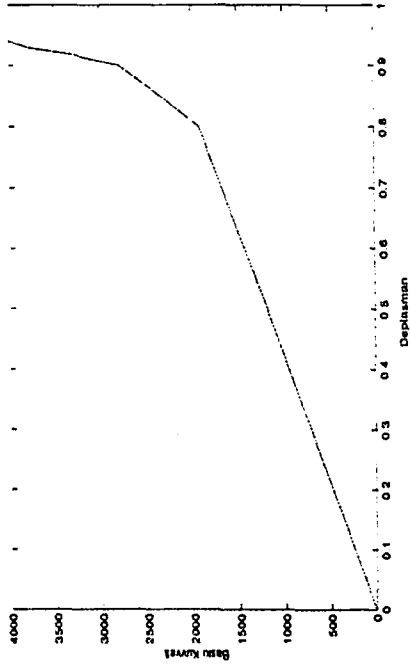
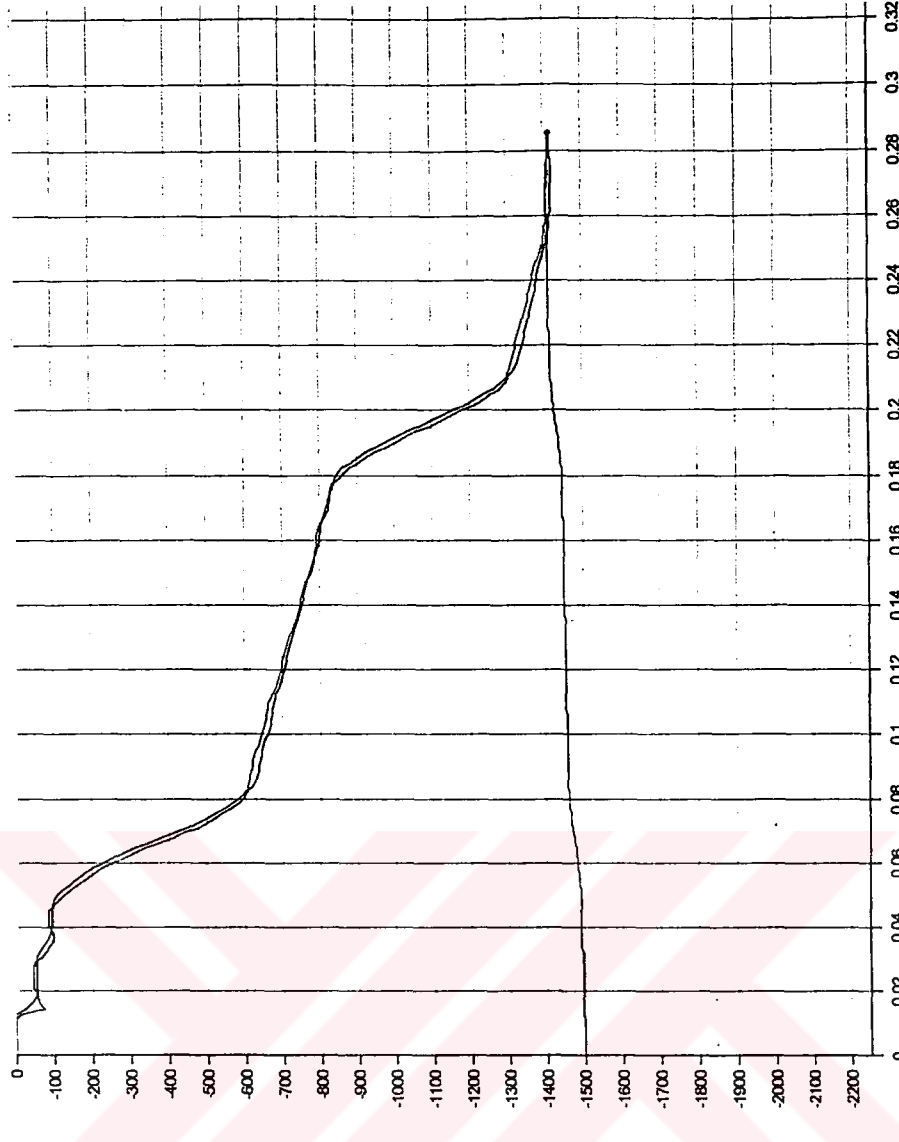
Bu analizler sonucunda ondülasyon yayının sertliğinin kavrama kalitesine ve süresine doğrudan etki ettiği görülmektedir. Ondülasyon yayının sertliğinin verilmesi de bilindiği gibi başta malzeme ve ısıl işlem olmak üzere, geometri topolojisi gibi şartlar ile oluşmaktadır. Ondülasyon yayının sert olarak seçilmesi kavrama kalitesini bozmakta ve kavrama süresini geciktirmektedir. Bunun en uç durumu ise ondülasyonlu yay yerine katı bir eleman konulması söylenebilir, bu durumda da ilk hareket aktarımı anında kavrama üzerinde sert bir birleşme görüleceğinden konforsuz bir kavrama ortaya çıkacağı görülmektedir. Aynı şekilde yumuşatma yayının çok yumuşak seçilmesi de kavrama kalitesini arttırmamakta, bilakis yumuşak olan yay sebebiyle titreşimler artmakta ve kavrama hadisesi gecikmektedir. Sonuç olarak yumuşatma yayı katsayısı, hareket iletim sistemi elemanlarına göre optimize edilmesi gereken bir parametre olduğu görülmektedir.

Kavrama kalitesini etkileyen ikinci bir parametre olarak burulma yay katsayısı görülmektedir. Bununla ilgili literatürde de uygulamalar mevcuttur. Bizim modelimizde de oluşan sonuçları değerlendirmek üzere burulma yay katsayısının değiştirilmesi ile elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Şekil 4.20'de mevcut sistem üzerinde kullanılan burulma yay katsayısı daha yumuşak (572.96Nm) bir eleman olarak seçilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde de burulma yay katsayısının değiştirilmesi ile titreşimlerin nisbeten daha da azaldığı görülmüştür. Bu analizlerin tekrar edilmesi titreşimlerin en az sayıda olduğu bir burulma yay katsayısı değerinin bulunmasının mümkün olduğu görülmüştür.

Aynı şekilde burulma yay katsayısı sert olarak alındığında elde edilen sonuçlar da incelenebilir. Ancak analiz süresinin uzun olmasından dolayı bu analizler yaptırılmamıştır. Ayrık model ile yapılan analizlerin bu sonuçları ayrıntılı olarak verdiği bilinmektedir.

(B) Açısal hızlar

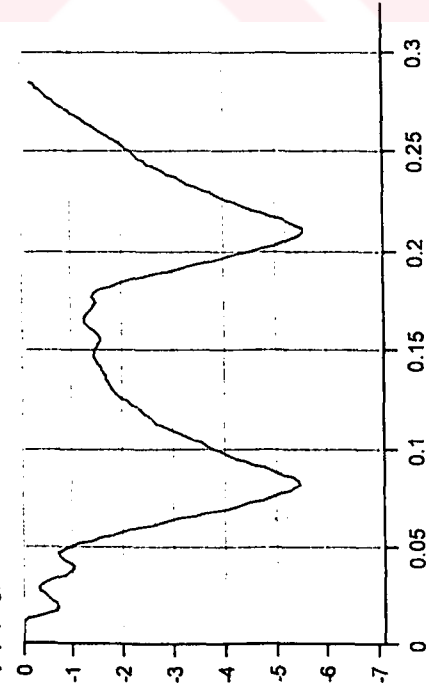
Volkan Surti Plak a1 Oritülasyonu Mil (rpm) vs. t (sec)



(A) Yumuşatma yayı

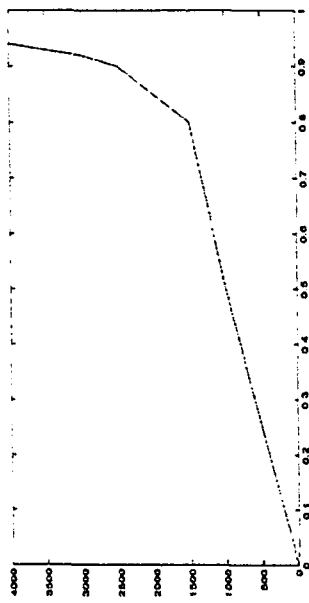
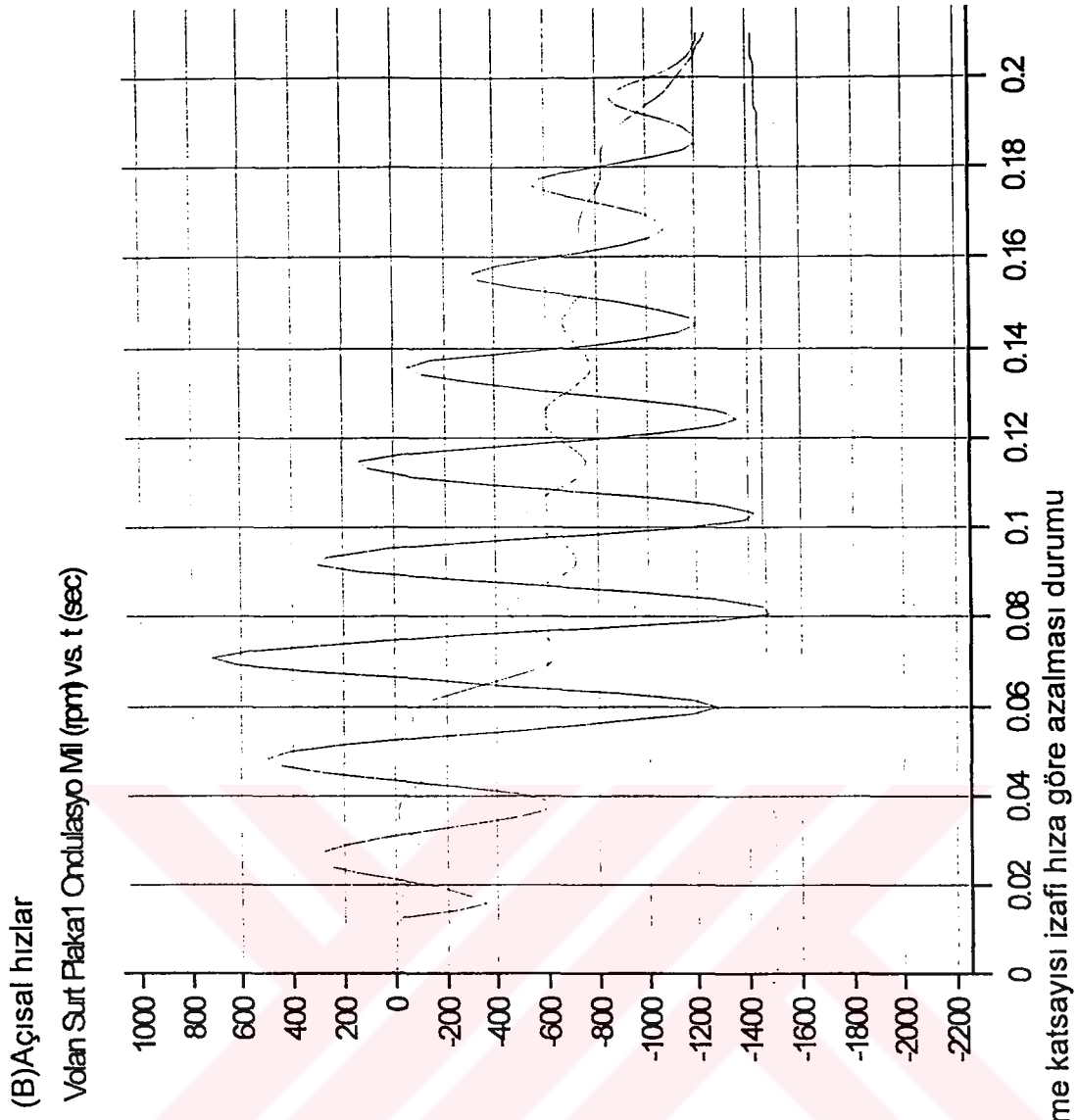
(C) Burulma yayı

Burulma yayı (deg) vs. t (sec)

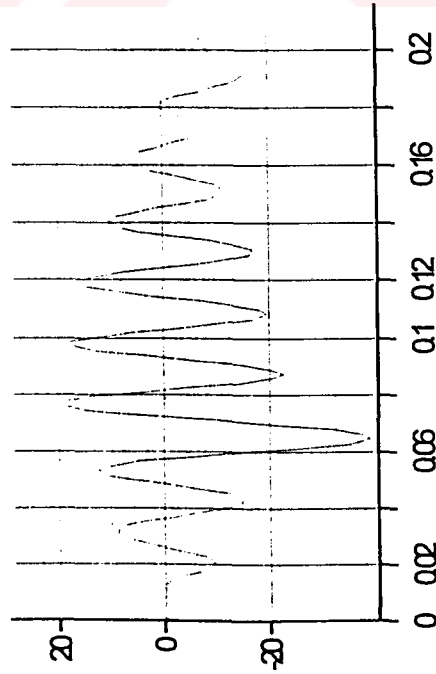


Şekil 4.20. Burulma yayı yumuşatılmış kavrama 1. yumuşatma yayı ile





(A) Yumuşatma yayı  
(C) Burulma yayı  
Burulma yayı (kg) vs. t (sec)

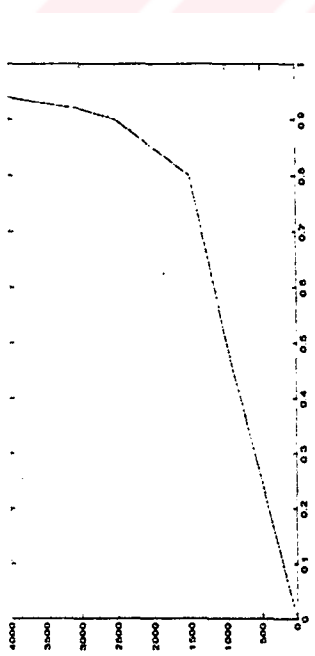
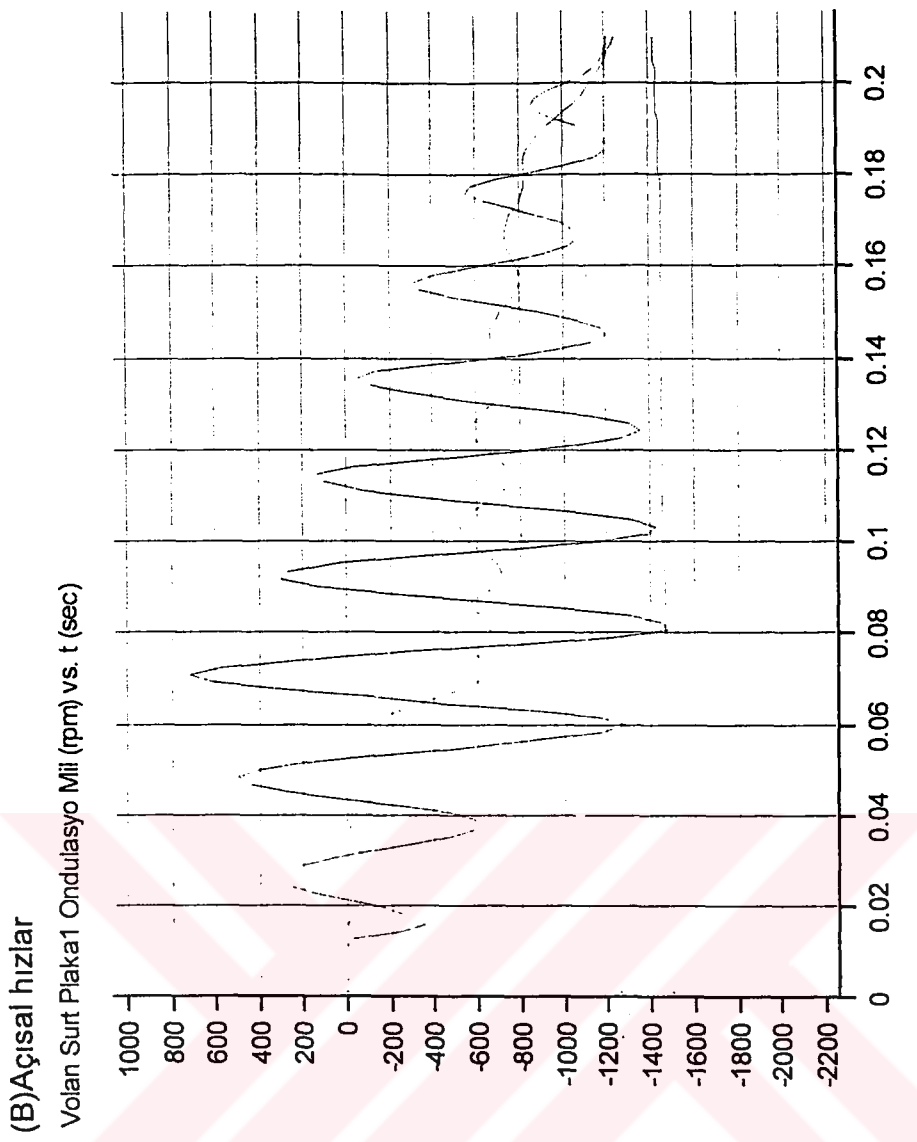


Şekil 4.21. Sürtünme katsayısı izafi hızla göre azalması durumu

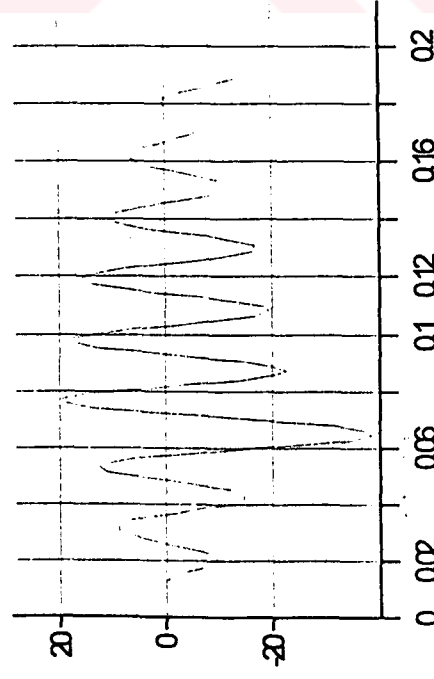
Sürtünme katsayısının izafi hıza göre değişiminin kavrama kalitesine etkisini görmek amacıyla yapılan diğer bir analizde Şekil 4.21'de verilmiştir. Burada titreşim olayını daha net görebilmek amacıyla elemanlar üzerindeki sönümlenme etkileri çok küçük mertebelere indirilmiştir. Öncelikle sürtünme plakaları ile Volan/Baskı plakası arasında oluşan izafi hız ölçülmüştür. Ayrıca sürtünme katsayısı tanımında da sabit bir sayı yerine izafi hıza göre değişen bir tanımlama yapılmıştır. Şekil 4.21'de verilen sonuçlar sürtünme katsayısının izafi hıza göre azaldığı hali göstermektedir. Burada elde edilen sonuçların da literatür ve ayrık model sonuçları ile uyum içerisinde olduğu görülmektedir.

Şekil 4.21'deki sonuçlara bakıldığında titreşim miktarının diğer modellere göre daha fazla olduğu ilk bakışta görülmektedir. Salınım eğrisinin zarfının volan hızı eğrisi ile paralel olduğu da burada görülmektedir. Ayrıca grafik detaylı olarak incelendiğinde ondülasyon yayı ve balatalardaki titreşimlerin biçiminin çıkış mili titreşimi biçimini ile aynı olduğu fakat genliklerinin mile göre daha fazla olduğu görülmektedir bu da beklenen bir sonuçtur. Bu sonuçtan hareket ile ortaya çıkan genliklerin doğrudan kavrama ömrüne etki ettiği ve ayrıca kavrama çatırtısına sebep olduğu söylenebilir. Analiz sonucunda ortaya çıkan titreşimlerden, kavrama başlangıcında genliğin birden arttığı, daha sonra da volan hız eğrisine uyum sağlayarak azaldığı görülmektedir. Titreşim süresinin gerek sürtünme katsayısının izafi hıza göre değişim hızına gerekse diğer kavrama parametrelerine bağlı olduğu daha önceki bölümlerde gösterilmiştir. Bu analiz sonucunda sürtünme katsayısı izafi hıza göre azalmakta olduğu durumda kavrama süresinin, sürtünme katsayısının sabit kaldığı sisteme göre uzadığı ayrıca görülmektedir.

Benzer bir şekilde sürtünme katsayısının izafi hıza göre arttığı bir sistemde elde edilen sonuçlar da Şekil 4.22'de verilmiştir. Burada da Şekil 4.20'ye göre sistemin daha kısa sürede kararlılığa ulaştığı görülmektedir.



(A) Yumuşatma yayı  
(C) Burulma yayı  
Burulma yayı (dsg) vs t (sec)



Şekil 4.22. Burulma yayı yumuşatılmış kavrama, 3. yumuşatma yayı ile

## 5. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada bir mekanik kavramanın vites değiştirme veya ilk hareket esnasında sergilediği dinamik davranışı incelemek için iki ayrı model kurulmuştur. Model parametreleri mevcut bir araç üzerinde kullanılan kavramadan alınmıştır. Modellerin çalışma sonuçları test ve literatür bilgileri ile karşılaştırılmış ayrıca çeşitli parametre değişikliklerinin sistem cevabına etkisi incelenmiştir.

Kurulan modellerden birincisi ayırık yapıda olup tüm tahrik hattı dört serbestlik dereceli bir yay-kütle elemanları sistemi ile tasvir edilmiştir. Bu modelde dönen ve ötelenen kütlelerin durumu incelenmiştir. Model içerisinde kavrama elemanlarının özellikleri aslına bağlı kalınarak verilmiş olup yumuşatma yayı deney ile elde edilen yay değerinden hareket ile tanımlanmıştır. Ayrıca sürtünme plakası ile göbek arasındaki helis yayları temsil eden bir burulma yayı kullanılmıştır. Motorun aslına uygun olarak devir sayısına göre üretilen tork değeri, test bilgilerinden alınan hız/tork eğrisi kullanılarak verilmiştir. Bir taşıtın kalkış durumunu simüle etmek için sadece volana bir başlangıç devir sayısı atanmış, buna karşılık kavramanın, motordan aldığı hareketi vites dişlisine iletmesi incelenmiştir.

Diğer parametreler sabit kalmak koşuluyla kavramanın ayar etkisini temsil eden helis yayın katılığı değiştiğinde sistemin davranışının değiştiği gözlenmiştir. Mevcut model için yapılan çalışmada katılığın artmasıyla frekansın azaldığı ve ortaya çıkan titreşimlerin genliğinin azaldığı gözlenmiştir. Buradan hareketle eldeki model yardımıyla komple sistem için uygun bir burulma yay katsayısı bulunabileceği görülmüştür.

Aynı şekilde model üzerinde sürtünme katsayısının balata ve volan arasındaki izafi hıza göre değişiminin geçici titreşimleri ciddi manada etkilediği gösterilmiştir. Balataların aşınma durumu (camlaşma), sıcaklık, rutubet ve benzeri faktörlerin bu değişime yol açtığı bilindiğinden literatürdekine benzer şekilde sürtünme katsayısı, volan ile balata arasındaki izafi hıza bağlı olarak tanımlanmış ve sonuçlar incelenmiştir. Özellikle sürtünme gradyanındaki çok küçük

değişikliklerden kavrama dinamiğinin nasıl etkileneceği gösterilerek buradan hareketle volan sürtünme malzemesinin kavrama kalitesini çok önemli derecede etkilediği gösterilmiştir.

Yük ataleti dışında diğer tüm parametreler sabit tutularak sürtünme gradyanının etkisini görmek üzere analizler yapılmış ve yük ataletiyle uyumlu sürtünme malzemesinin seçiminin önemi gösterilmiştir.

Çalışmamızda, yük ataletinin %64 değiştirilmesi ile kavrama plakası ve gövdesi üzerindeki titreşim genliğinin %100 seviyelerinde bir artış gösterdiği görülmüştür. Sürtünme gradyanı üzerinde yapılan parametre hassasiyet analizlerinde  $10^{-3}$  mertebelerindeki gradyan değişiminde, genlik ve frekansı da önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. Aynı kavramanın farklı devir sayılarındaki durumu incelendiğinde literatürdekine benzer şekilde sonuçlar elde edilmiş, buradan hareketle kavrama parametreleri seçiminde kavramanın çalışma bölgesinin önem arzettiği görülmüştür. Elde edilen analiz sonuçlarının doğruluğunun test sonuçları ile mukayese edilmesi uygun olacaktır. Ancak sonuçların, literatürdekine benzer doğrultuda olması, çalışmada kurulan modelin güvenilirliğini ve parametre değişikliğine karşılık alınacak sistem cevapları hakkında bilgi vermeye yeterli olduğunu göstermiştir.

İkinci olarak geliştirilen üç boyutlu modelde ise kavrama modeli gerçeğe olabildiğince uygun şekilde birleştirilerek üç-boyutlu bir mekanizma simülasyonu programında analiz edilmiştir. Ayrık model ile benzeşim sağlamak üzere basitleştirmelere gidilmiştir. Ayar etkili helis yaylar yerine ayrık modeldeki gibi eşdeğer burulma yayları kullanılmıştır. Aynı şekilde çepeçevre etkili olan yumuşatma yayı yerine volan ile balata ve baskı plakası ile balata arasına yumuşatma yayının etkisini verecek bir eşdeğer yay tanımlanmıştır. Bu yay yardımıyla farklı eşdeğer burulma yayı kullanımı etkisi göz önüne alınarak değişiklikler gözlenmiştir. Modelin kavrama haricindeki kısmı ayrık model ile hemen hemen aynı niteliktedir. Bu modelle yapılan simülasyonda yumuşatma yayının etkisi çok açık bir şekilde izlenebilmektedir. Modelden elde edilen sonuçlar ile çatırtı probleminin en aza indirilmesinin mümkün olacağı görülmüştür.

Burulma yay katsayısındaki değişimlerin kavrama kalitesini nasıl etkilediği bu modelde de görülmekte olup sonuçlardan kavrama süresinin de seçilen kavrama parametreleri ile değiştirdiği görülmektedir. Burulma yay katsayısına paralel şekilde yumuşatma yayının değişimlerinin de kavrama kalitesini etkilediği gösterilmiştir. Buradan her bir transmisyon hattı için en-iyilenmiş (optimize edilmiş) bir yumuşatma yayı tasarlanabileceği görülmektedir. Yumuşatma yayının doğru seçimi ile kavrama kalitesi ayarlanabildiği gibi kavrama balatalarının ömrü, hareket iletim sisteminden kaynaklanan titreşim ve gürültüler ve bu kaynaktan oluşan yorulma problemlerinin de önüne geçilmiş olacaktır.

Analizler esnasında parçalar üzerindeki sönümlenmeler dikkate alınarak, ayrık modelde görülen yoğun titreşimler burada görülmemektedir. Bu durumda parça elemanlarının sönümlenme özeliğinin gerçek sistem cevabında önemli olacağı söylenebilir.

Sistem üzerinde sürtünme katsayısının değişim etkisi incelendiğinde ayrık modele benzer sonuçlar ile karşılaşılmıştır. Ancak bu model üzerinde analizler, ayrık modele göre çok daha fazla zaman aldığından birincil analizlerin ayrık model üzerinde yapılıp detay analizlerin de bu model ile geliştirilmesi uygun olacaktır.

Bundan sonraki çalışmalarda ele alınması gerekli görülen noktalar şöyle sıralanabilir :

- Ayrık ve üçboyutlu model arasındaki farklılıklar giderilerek birbirine daha yakın model geliştirilebilir,
- Ayrık modele baskı plakasının sürtünme plakasına çarpması dahil edilebilir,
- Pratik veriler ile, iki modelden elde edilen sonuçlar nicelik olarak karşılaştırılarak modellerde düzeltmeler yapılabilir.
- Analiz edilen kavrama parametrelerine (yay katsayıları, sürtünme gradyanı, yay profilleri, sönümlenme etkileri v.b.) ilişkin daha detaylı model geliştirilerek her bir parametrenin hassasiyet analizleri

yapılabilir, buradan en iyilenmiş kavrama tasarım parametreleri çıkarılabilir.

Çalışma sonucunda, oluşturulan modeller ile kavrama problemlerinin net olarak teşhis edilebildiği ve buna uygun optimum tasarım parametrelerinin bulunabileceği gösterilmiştir.



## 6. KAYNAKLAR

ARBORIO N., MUNARETTO P., VALERDOCCHIA M., 2002, Vehicle Dynamics and Stability Analysis with Matlab and Adams Car, MDI/ADAMS Users Conference

GAILLARD C.L., SINGH R., 2000, Dynamic Analysis of Automotive Clutch Dampers, Applied Acoustics 60, , p.399-424

HWANG, Sheng Jiew / CHEN, Jer-Si, JIANG, Yaqun, 2000, Engine cranktrain system simulation and validation, International MDI/ADAMS Users Conference

LEITNER, Josef, 2000 Transmission simulation with ADAMS, ADAMS European Users Conference.

LIN, Yeongching, Neal, BERNER, Mike Aimone, 1999, Engine Dynamics and NVH simulation in ADAMS, International Adams User Conference

ERIKSON A., JACOBSON B., 1999, Modular modelling and simulation tool for evaluation of powertrain performance, , International Journal of Vehicle Design, Vol.21 Nos. 2/3, pp.175-189

Anonim, 1998, 6<sup>th</sup> Luk Symposium notes, , [www.luk.de](http://www.luk.de)

ULLMAN Zane J., 1998, Verification of ANSYS nonlinear deflection results on LUK automatic transmission overdrive lock-up clutches, 6<sup>th</sup> Luk Symposium,

SHAVER F.Ray, 1997, Clutch cover design and analysis with CAD and Nastran, SAE Engineering Society, Pessenger Car meeting, Technical papers 871960

SHAVER Ray, 1997, Manual Transmission Clutch System, SAE, PA

RABEIH E.M.A., CROLLA D.A., 1996, Intelligent control of clutch judder and shunt phenomena in vehicle drivelines, Int. Jour. Of. Vehicle Design Vol. 17 No.3 pp.318-333



HONG Che-Wun, 1995, An automotive dynamic performance simulator for vehicular powertrain system design, Int. J. of Vehicle Design Vol.16 Nos.2/3 pp.264-281

ORZELEVSKI S., 1995, Optimisation of dynamic properties of a power transmission system of a motor vehicle, Int. J. of Vehicle Design Vol. 16 Nos 2/3

DREXL Hans Jurgen, 1987, Torsional dampers and alternative systems to reduce driveline vibrations, SAE Technical papers 870393

SEBULKE Arno, 1999, The two mass flywheel-A torional vibration damper for the powertrain of pessenger cars- state of the art and further technical development, SAE Technical papers, 870394

FUJIMOTO Tsutomu, CHIKATANI Yasushi, KOJIMA Jun, 1987, Reduction of idling rattle in manual tranmission, SAE Technical Papers 870395,

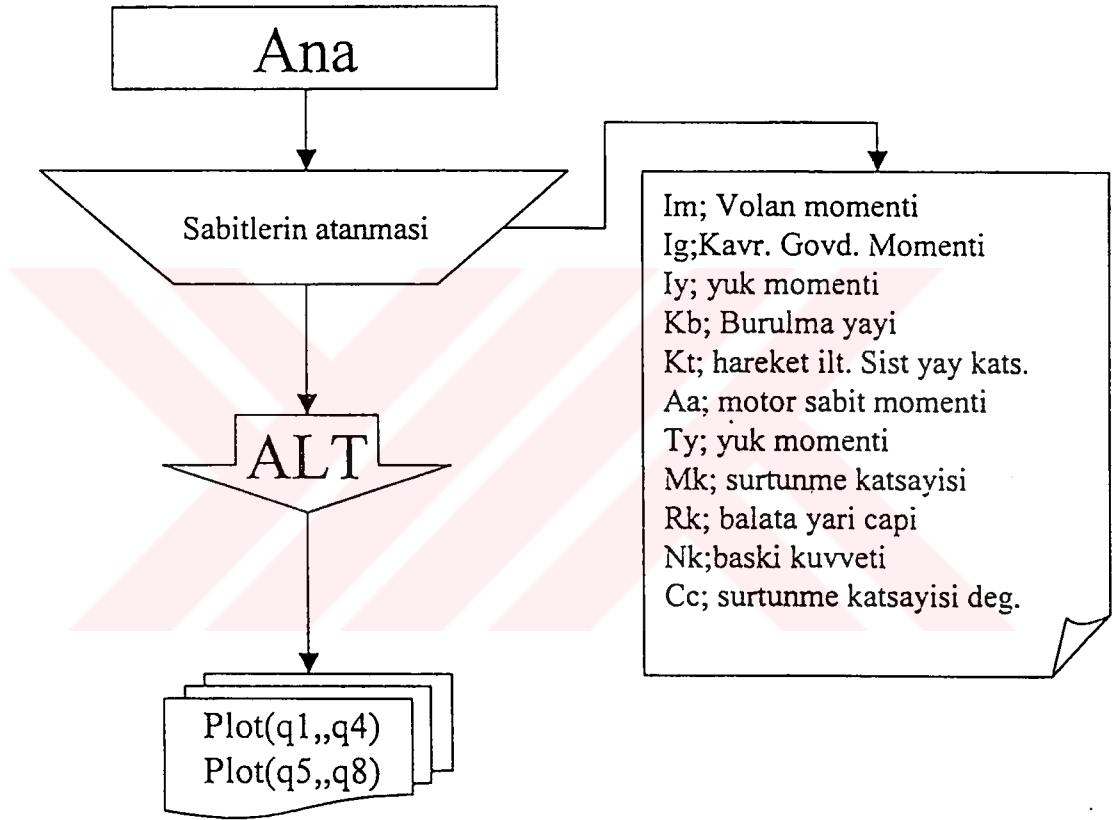
THOMSON William T., 1975, Theory of Vibration with Applications, Prentice Hall of India, India, p. 14.

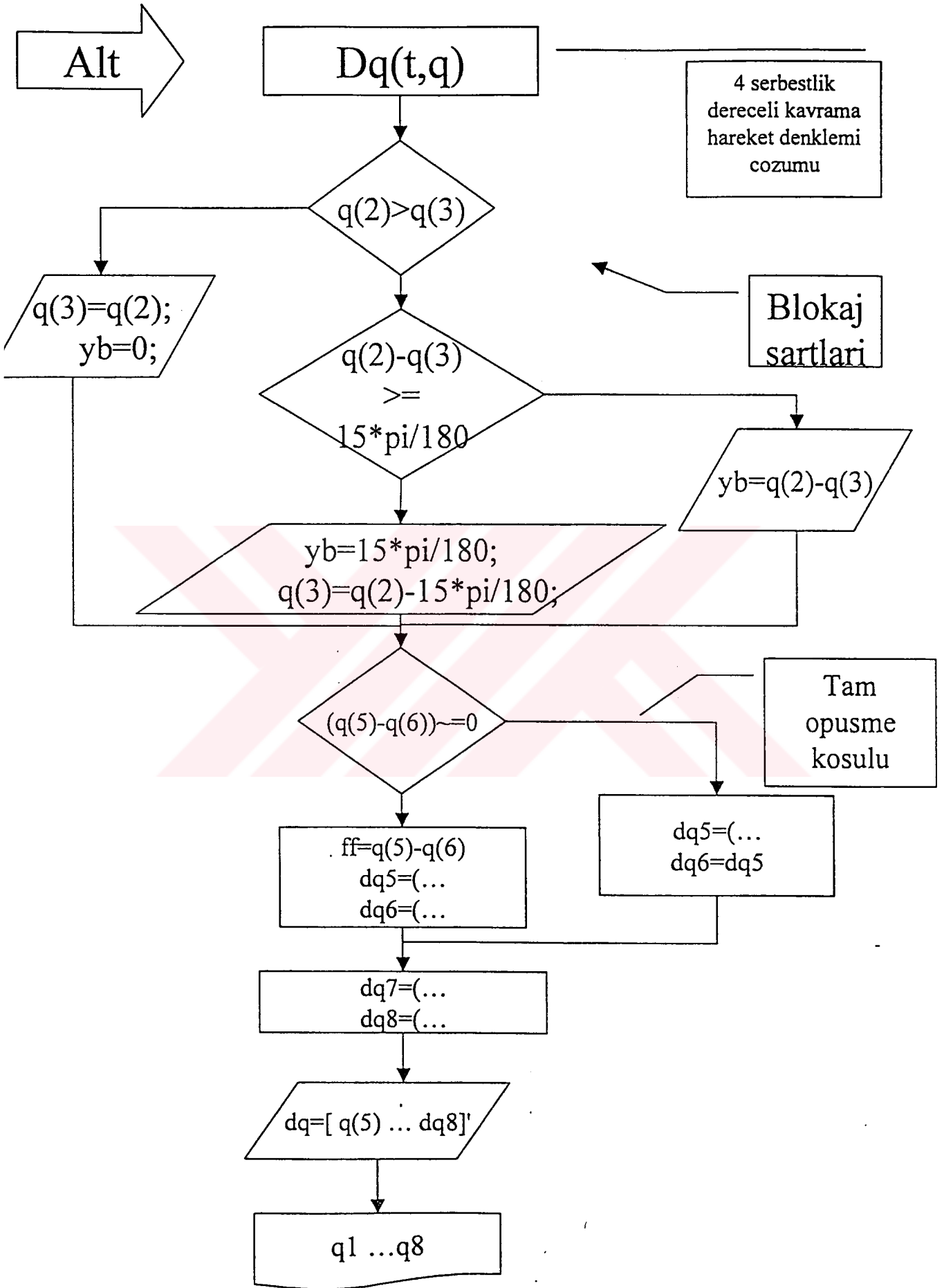
MEIROVITCH Leonard, 1967, Analytical methods in Vibrations, Macmillan Publishing Inc., NewYork, ISBN 0-02-380140-9, p. 30



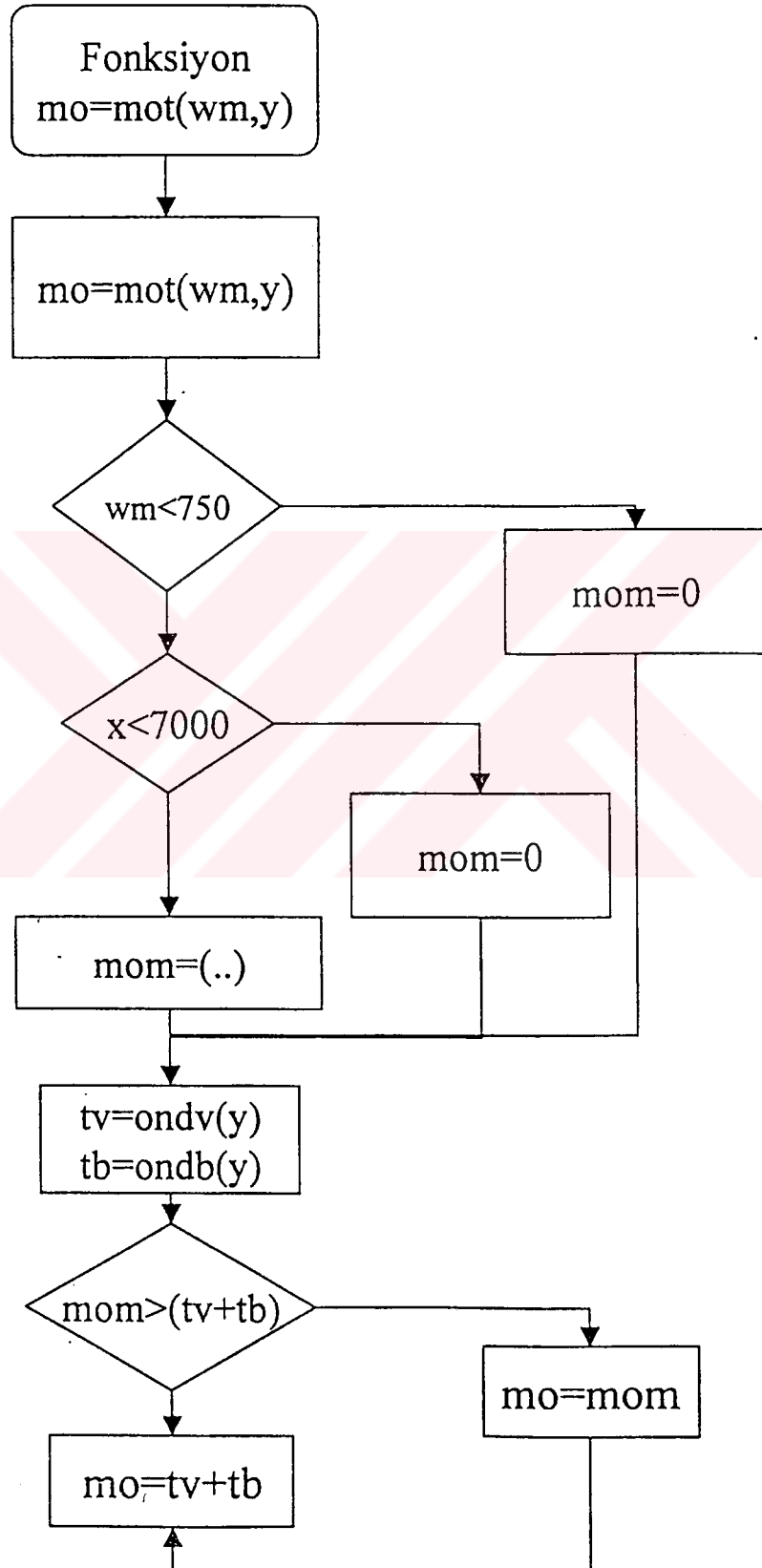
## 7. EKLER

# Debriyaj Modeli

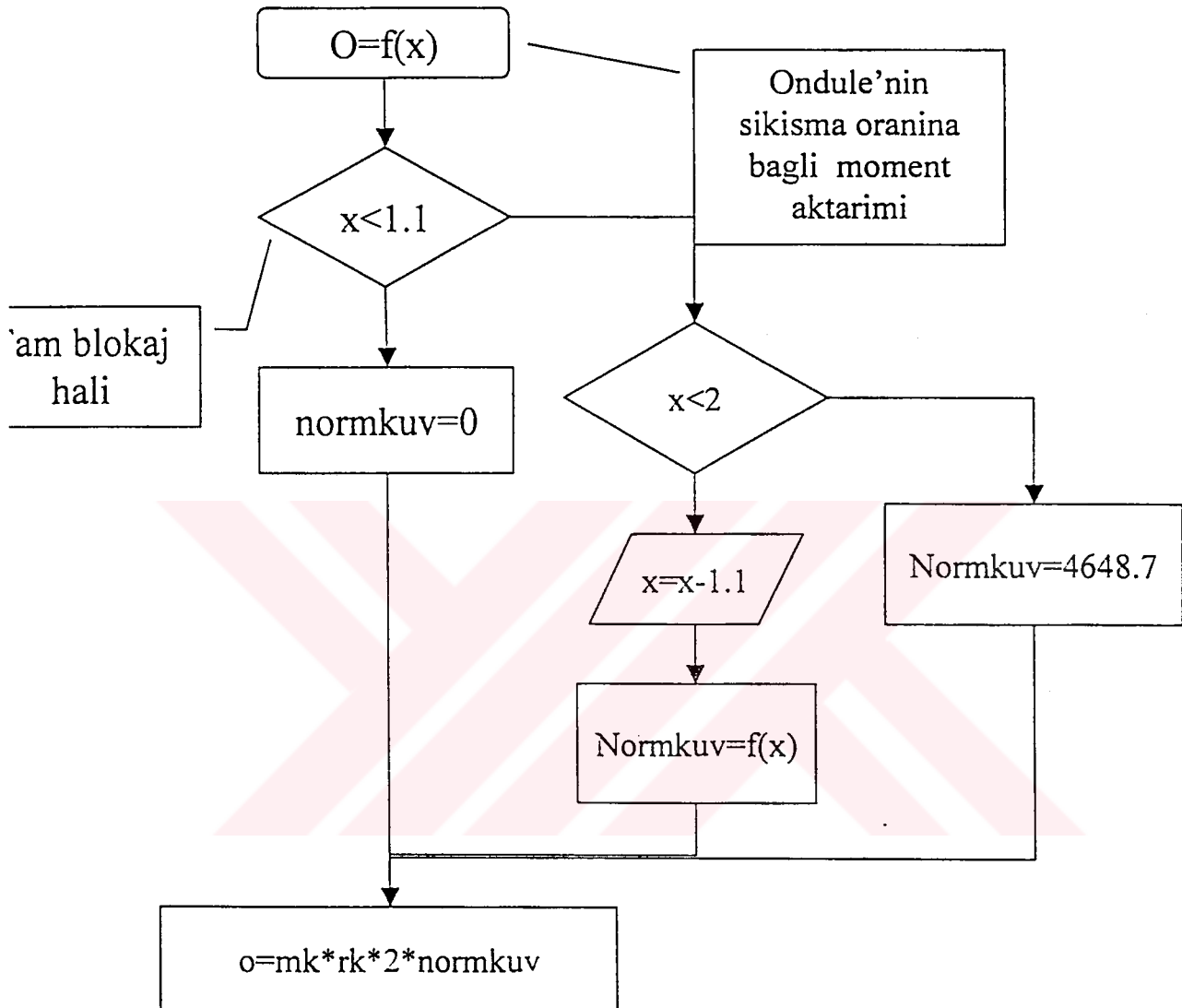




# Motor Modeli



# Kavrama Modeli



## ANA PROGRAM

```
%ana
global im ib ig iy kb kt aa bb cc mk rk nk ty
im=1.05 ; ib=0.004; ig=0.01; iy=1.57 ; %birimler kg-m2
kb=2572 ; kt=200 ; %birimler Nm/rad
aa=17 ; bb=3 ; ty=2 ; %birimler Nm
mk=0.25 ; %birimsiz
rk=0.048; %birimi m i s/m
nk=4500 ; %birimi N
cc=-0.001 ; %birim
[t,q]=ode23('alt31',[0 2],[0 0 0 0 97 0 0 0]);
figure
plot(t,q(:,5),t,q(:,6),'r',t,q(:,7),'g',t,q(:,8),'m')
figure
plot(t,q(:,1),t,q(:,2),'r',t,q(:,3),'g',t,q(:,4),'m')
```

## ALT PROGRAM

```
function dq=alt31(t,q)
global im ib ig iy kb kt aa bb cc mk rk nk ty
if q(2)>q(3)
    if q(2)-q(3)>=15*pi/180
        yb=15*pi/180;
        q(3)=q(2)-15*pi/180;
    else
        yb=q(2)-q(3);
    end
else
    q(3)=q(2);
    yb=0;
end
if (q(5)-q(6))~=0
    ff=q(5)-q(6);
    dq5=(mot(q(5))-sign(ff)*rk*nk*(mk+cc*abs(ff*rk)))/im;
    dq6=(sign(ff)*rk*nk*(mk+cc*abs(ff*rk))-kb*(yb))/ib;
else
    dq5=(mot(q(5))-kb*(yb))/(im+ib);
    dq6=dq5;
end
dq7=(kb*(yb)-kt*(q(3)-q(4)))/ig;
dq8=(kt*(q(3)-q(4))-ty)/iy;
dq=[ q(5) q(6) q(7) q(8) dq5 dq6 dq7 dq8];
```

## MOTOR MOMENTI HESAPLAYAN PROGRAM

```
%Motor devrine gore iletilen momentin bulunmasi
%Giris degeri: Motor devri rad/sn
%Cikis degeri: Moment N/m
function mo=mot(wm) %wm:motorun acisal hizi, y:baski plakasi konumu
wm=wm*30/pi;      % hizin dev/dk'ya cevrilmesi
if wm<750        % motorun rolanti devri >750 dev/dk
    mom=0;       % rolanti devri momentleri
elseif wm<7000  % maksimum devir 7000 dev/dk
    mom=((-4.399628e-14)*wm.^4+(1.787051e-10)*wm.^3+(5.630314e-8)*wm.^2+...
        (0.01973789)*wm+(-8.852066))*30/(0.00136*pi*wm);
else
    mom=0;
end

%kavramanin aktaracagi moment motor momentinin uzerinde olmamalidir.
%tv=ondv(y); %Voldan aktarilan moment
%tb=ondb(y); %Balataya aktarilan moment
%if mom>(tv+tb)
%    mo=tv+tb;
%else
%    mo=mom;
%end
```



## ÖZGEÇMİŞ

1970 yılında Bursa'da doğan Mustafa UYSAL, Demirtaşpaşa Endüstri Meslek Lisesinden 1987 yılında mezun oldu. Uludağ üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünden Manipulatör tasarımı konusundaki bitirme ödevi ile 1992 yılında mezun olan Uysal aynı yıl Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Bölümünde Yüksek Lisans çalışmasına başladı. 1994 yılında Krank milleri burulma titreşimlerinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle incelenmesi üzerine tezini sundu. 1994 yılında aynı enstitüden doktora programına başlayan Uysal evli ve 3 çocuk babası olup Tekno Tasarım A.Ş. firmasının kurucu ortağı ve yöneticisi olarak çalışmaktadır.



**Teşekkür:**

Çalışmanın her safhasını özenle takip edip yönlendiren değerli hocam Sn. Prof. Dr. Osman Kopmaz'a, çalışmalarımı destekleyen Tekno Tasarım A.Ş. yönetimine ve analiz çalışmalarında destek olan Sn. Doç. Dr. Reşat ÖZCAN, Sn. Mak. Y.Müh. Tahir ÖCAL ve Sn. Mak. Y.Müh. Rasim Bozkurt'a teşekkür ederim. Ekstra çalışma vakitlerinde çalışmalarına destek olan aileme ve bugüne kadar eğitimimi destekleyen sevgili Babam'a ayrıca teşekkür ederim.

Değerli katkılarından dolayı jüri üyelerine de teşekkürü bir borç bilirim.

