

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**KAYIŞ-KASNAK MEKANİZMALARINDA KAYMA OLAYININ
TEORİK VE DENEYSEL ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bülent TANIR

98340

Balıkesir, Şubat - 2000

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANİZYON MERKEZİ**

T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

KAYIŞ-KASNAK MEKANİZMALARINDA KAYMA OLAYININ
TEORİK VE DENEYSEL ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bülent TANIR

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Nedim GERGER

Sınav Tarihi : 24-03-2000

Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Fatih BABALIK
Yrd. Doç. Dr. Nedim GERGER
Yrd. Doç. Dr. Ali ORAL

(Ü) *Fatih Babalik*
(Danışman-BAÜ) *Nedim Gerger*
(BAÜ) *Ali Oral*

Balıkesir, Şubat – 2000

ÖZET

KAYIŞ - KASNAK MEKANİZMALARINDA KAYIŞ GERİLMELERİNİN HESABI VE ÖLÇÜLMESİ

Bülent TANIR

**Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

(Yüksek Lisans Tezi / Tez Danışmanı : Yrd.Doç.Dr. Nedim GERGER)

Balıkesir, 2000

Küçük çaplı kasnaklar üzerinde çalışan kayışlarda ölçülen kayma değerleri, klasik kayma teorisine göre kayışın sadece boyca uzamasına göre hesaplanan değerden daha büyüktür.

- Şekilsel uyum
- Kayma şekil değiştirmesi
- Eğilme rijitliği

Tüm bu faktörlerin kayma olayı üzerinde etkisi vardır. Bu etkilerin, sayısal yöntemlerle çözümü yanında ilgili çalışmalarda yapılan deneylerle de etkisi doğrulanmıştır. Bu çalışmada ayrıca kayış kesitindeki basınç dağılımının değişimi ve etkilerine de değinilmiştir. Bu basınç dağılımının; kort rijitliği, kauçuk rijitliği ve sürtünme katsayına bağlı olarak değiştiği, kayışın yan taraflarında büyük basınç dağılımlarının ve şekil değişiminin olduğu görülmüştür. Bu olay kayışın yıpranmasında önemli bir etkidir.

ANAHTAR SÖZCÜKLER : kayış - kasnak mekanizmaları / kayış kayması / şekilsel uyum / kayma şekil değiştirmesi / eğilme rijitliği / kayış kesitindeki basınç dağılımı / kort rijitliği / kauçuk rijitliği / kayış yıpranması

ABSTRACT

CALCULATION AND MEASUREMENT OF BELT TENSIONS IN BELT DRIVES

Bülent TANIR

**Balıkesir University, Institute of Science,
Department of Mechanical Engineering**

(Master of Science Thesis / Supervisor : Assoc. Professor Dr. Nedim GERGER)

Balıkesir, 2000

Slip measurements of belts running on small pulleys exhibit substantially higher slip than can be predicted from classical creep theory, considering belt extension.

- Compliance
- Shear deflection
- Flexural rigidity

All these factors play an important role on the belt slip. The effects of these factors are not only proven by the numerical solution methods but also experiments related to the subject. In the study variation of pressure distribution and effects on the cross section of a belt are assessed. It is seen that, the pressure distribution varies depending on cord rigidity, rubber rigidity and friction coefficient and also there is big pressure distributions and shape deformations on the either side of the belt. These are major factors on wearing of the belts.

KEY WORDS : belt drives / belt slip / compliance / shear deflection / flexural rigidity / pressure distributions a cross section of a belt / cord rigidity / rubber rigidity / belt wearing

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET, ANAHTAR SÖZCÜKLER	ii
ABSTRACT, KEY WORDS	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SEMBOL LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖNSÖZ	xii
1. GİRİŞ	1
1.1 Kayış Kasnak Mekanizmaları	6
1.1.1 Genel İfadeler	6
1.1.2 Kayış Türleri	9
1.1.2.1 Düz Kayış Mekanizmaları	9
1.1.2.2 V Kayış Mekanizmaları	11
1.1.2.2.1 Bantlı V Kayışları	11
1.1.2.2.2 V Kayış Yapısı	12
1.1.2.3 Dişli Kayış Mekanizmaları	13
1.1.2.4 Yuvarlak Kayış Mekanizmaları	13
1.1.3 Makaralar ve Kasnaklar	14
1.1.4 Kayış Kasnak Mekanizması Geometrisi	16
1.1.4.1 Temas Açısı	16
1.1.4.2 Merkezler Arası Mesafe ve Kayış Uzunluğu	17
1.1.5 Kayış Kollarında Meydana Gelen Kuvvet ve Gerilmeler	18
1.1.5.1 Çekme Kuvvetleri	18
1.1.5.2 Merkezkaç Kuvvetler ve Gerilmeler	31
1.1.5.3 Eğilme Gerilmeleri	35
1.1.5.4 Toplam Gerilmeler	37
1.1.6 Kayış Mekanizmalarının Tasarımı	38
1.2 Kayış Kasnak Mekanizmalarında Kayma Olayını Etkileyen Faktörlerin Teorik Analizi	40
1.2.1 Kayma Olayının Basit Tanımı	40
1.2.2 Kayma Olayı İle İlgili Matematiksel İfadeler	42
1.2.2.1 Düz Kayışlarda Kayışın Boyca Uzamasına Bağlı Kayma	44
1.2.3 Kayma Olayı İle İlgili Yeni Yaklaşımlar	48
1.2.3.1 Şekilsel Uyum	49
1.2.3.2 Kayma Şekil Değiştirmesi	52
1.2.3.3 Eğilme Rijitliği	58

1.2.4 V Kayışlarında Kayma	70
2. KAYIŞ KASNAK MEKANİZMALARINDA KAYMA OLAYININ DENEYSEL ANALİZİ	73
2.1 Deney Düzenegi	73
2.1.1 Tahrik Mekanizması	76
2.1.2 Gerdirme Sistemi	76
2.1.3 Kullanılan Kayış Tipi	77
2.1.4 Kasnaklar	78
2.1.5 Yükleme Şekli	79
2.2 Deneylerin Yapılışı ve Sonuçlar	80
3. DENEYSEL BULGULAR	83
4. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ	91
4.1 Çalışmanın Devamına Yönelik Öneriler	93
KAYNAKLAR	94



SEMBOL LİSTESİ

Simge	Adı	Tanımı/Değeri	Birimi
a	Kasnak merkezleri arasındaki mesafe		mm
A	Kayış kesiti		mm ²
b	Kayış genişliği		mm
c	Uzama rijitliği		N/mm
D,d	Kasnak çapları		mm
E	Elastiklik modülü		N/mm ²
f	Bağlı katsayı		
F_1	Kayış gergin kol kuvveti		N
F_2	Kayış gevşek kol kuvveti		N
$F_ç$	Merkezkaç kuvvet		N
F_n	Gerdirme kuvveti		N
F_s	Sürtünme kuvveti		N
F_t	Çevre kuvveti		N
g	Yerçekimi ivmesi	9.81	m/s ²
G	Kayma modülü		
H	Kayış kalınlığı		mm
i	Çevrim oranı		
k	Radyal yay rijitliği		N/mm ³
L	Kayış uzunluğu		mm

Simge	Adı	Tanımı/Değeri	Birimi
m	Kütle		kg
M	Moment		Nmm
n	Devir sayısı		d/dak
P	Basınç		N/mm ²
r	Yarıçap		mm
s	Kayma faktörü		
S	Eğilme rijitliği		N/mm
u	Radyal yöndeki şekil değiştirme		mm
v	Hız		m/s
w	Kayma şekil değiştirmesi		mm
x	Uzama miktarı		mm
y	Çember uzunluğundaki şekil değiştirme miktarı		mm
μ	Sürtünme katsayısı		
μ_y	Bağıl sürtünme katsayısı		
γ	Yiv açısı		derece
γ_b	Özgül ağırlık		N/m ³
β	Sarılma açısı		derece
φ	Açısal değer		derece
λ	Çekme faktörü		
σ	Gerilme		N/mm ²
ε	Birim uzama		
ω	Açısal hız		1/s
ϕ	Kayma hızı doğrultusu		derece

Simge	Adı	Tanımı/Değeri	Birimi
ρ	Sürtünme açısı		derece
ξ	Sürtünme fayda katsayısı		
θ	Açısal değer		derece
$\dot{\theta}$	Eğilme açısal hızı		1/s
ν	Poisson oranı		
α	Dönme düzlemindeki kayma açısı		derece



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil Numarası	Adı	Sayfa
Şekil 1.1	Bir kayış kasnak mekanizması ve muhtelif kayış kesitleri [6]	6
Şekil 1.2	Kayış kasnak mekanizması çeşitleri [6] a) düz kayışlı mekanizma, b) V kayışlı mekanizma, c) Dişli kayışlı mekanizma	7
Şekil 1.3	Dişli kayış ve kasnağı [7]	7
Şekil 1.4	Kayış türleri [6]	9
Şekil 1.5	Yivli V kayış [8]	10
Şekil 1.6	Çoklu kayış kullanan V kayış mekanizması [7]	11
Şekil 1.7	Bantlı V kayışın yapısı [7]	12
Şekil 1.8	V kayış yapısı [7]	12
Şekil 1.9	Kayış ve dişli çarkın ayrıntıları [8]	13
Şekil 1.10	Bombeli yüzey düz kayışı makara üzerinde tutmaya yardımcı olur [8]	15
Şekil 1.11	V kayış mekanizmaları için kasnak türleri [7]	15
Şekil 1.12	Kayış mekanizması geometrik şekli [8]	16
Şekil 1.13	Düz ve V kayışlarda ön gerilme kuvveti [6]	19
Şekil 1.14	V kayıştaki kuvvetlerin geometrisi	20
Şekil 1.15	Kayış kasnak mekanizmasında kayış kollarında oluşan kuvvetler a)Sükunet halinde b)Çalışırken [6]	21
Şekil 1.16	Kayma durumunun gözlemlenebileceği bir deney düzeneği [8]	22
Şekil 1.17	Kayış kasnak mekanizmasında çalışma halinde etki eden kuvvetler [6]	23
Şekil 1.18	Kayış kesitinde kuvvetler [9]	24
Şekil 1.19	Döndüren kasnak üzerinde kayış kollarında oluşan kuvvetler [6]	28
Şekil 1.20	Kol kuvvetleri ve merkezkaç kuvvet [9]	32
Şekil 1.21	Merkezkaç kuvvet ve onun oluşturduğu kol kuvvetleri	32
Şekil 1.22	Kayışta meydana gelen uzamalar [7]	35
Şekil 1.23	Kayıştaki gerilmelerin dağılımı [7]	37
Şekil 1.24	Döndüren kasnak üzerinde AB yapışma yayı, BC kayma yayı	40
Şekil 1.25	İletilen çevresel kuvvetin büyüklüğüne göre $F_t > F_t$, yapışma ve kayma yayının değişimi	41
Şekil 1.26	λ çekme faktörüne bağlı kayma a) döndüren kasnak için hesaplanan, b) döndürülen kasnak için hesaplanan [1]	48

Şekil Numarası	Adı	Sayfa
Şekil 1.27	V kayışına etkiyen kuvvet ve basınçlar [2]	50
Şekil 1.28.a	$E_c/E_r = 25$, $\mu_g = 0$, $\nu = 0.48$, $\beta = 18^\circ$ için Farklı basınç ve radyal yer değiştirme [2]	52
Şekil 1.28.b	Kort elastikliği E_c/E_r 'nin fonksiyonu olarak kayışın Kısımlarında u_0 yer değiştirmesi [2]	52
Şekil 1.29	Kayış boyunca oluşan kayma şekil değiştirmesi [5]	53
Şekil 1.30	Kayışın kasnağa sarılma ve boşalma davranışı	59
Şekil 1.31	Döndüren kasnakta şematik olarak gerilme değişimi [5]	61
Şekil 1.32	Güç ileten V kayış kasnak mekanizması [4]	64
Şekil 1.33	Yay ile gerilmiş döndüren kasnağın aksel hareketi ($F_{ZDR} = sabit$). Döndürülen kasnak rijit. $k_{02} = -0.5$, $k_0 = 0.001$ [4]	66
Şekil 1.34	Yay ile gerilmiş döndürülen kasnağın aksel hareketi ($F_{ZDN} = sabit$). Döndüren kasnak rijit. $k_{02} = -0.5$, $k_0 = 0.001$ [4]	67
Şekil 1.35	Yay ile gerilmiş döndüren kasnaktan ve rijit döndürülen kasnaktan meydana gelen bir mekanizmada kayma ($F_{ZDR} = sabit$) [4]	69
Şekil 1.36	Yay ile gerilmiş döndürülen kasnaktan ve rijit döndüren kasnaktan meydana gelen bir mekanizmada kayma ($F_{ZDN} = sabit$) [4]	69
Şekil 1.37	Teorik kayma eğrisi ve deneysel sonuçları [9]	72
Şekil 2.1	Deney seti üzerinde döndüren ve döndürülen kasnaklarının yerleşimi	73
Şekil 2.2	Deney setinin elektrik motoru ile bağlantısı	74
Şekil 2.3	Deney setinde kızak gerdirme sistemi	74
Şekil 2.4	Deney setinin şematik resmi	75
Şekil 2.5	Kayış kesiti ve ölçüleri	78
Şekil 2.6	Kasnak ölçüleri	78
Şekil 2.7	Fren sistemi ve ölçüleri	79
Şekil 3.1	$F_n = 100 N$ için çekme faktörüne bağlı kayma eğrisi	87
Şekil 3.2	$F_n = 200 N$ için çekme faktörüne bağlı kayma eğrisi	87
Şekil 3.3	$F_n = 300 N$ için çekme faktörüne bağlı kayma eğrisi	88
Şekil 3.4	$F_n = 400 N$ için çekme faktörüne bağlı kayma eğrisi	88
Şekil 3.5	$F_n = 500 N$ için çekme faktörüne bağlı kayma eğrisi	89
Şekil 3.6	$F_n = 500 N$ için teorik ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	89
Şekil 3.7	Deneysel sonucu elde edilen çekme faktörüne bağlı kayma eğrileri	90

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge Numarası	Adı	Sayfa
Tablo 1.1	Beş ayrı kayış türünün karşılaştırılması [9]	39
Tablo 1.2	Eksenel yükün hesaplanmasında kullanılan $\sqrt{\frac{S_0}{F_{0a}}}$ değerleri [4]	66
Tablo 2.1	$F_n = 100$ N için ölçüm değerleri	80
Tablo 2.2	$F_n = 200$ N için ölçüm değerleri	81
Tablo 2.3	$F_n = 300$ N için ölçüm değerleri	81
Tablo 2.4	$F_n = 400$ N için ölçüm değerleri	82
Tablo 2.5	$F_n = 500$ N için ölçüm değerleri	82
Tablo 3.1	$F_n = 100$ N için hesaplanan değerler	84
Tablo 3.2	$F_n = 200$ N için hesaplanan değerler	84
Tablo 3.3	$F_n = 300$ N için hesaplanan değerler	85
Tablo 3.4	$F_n = 400$ N için hesaplanan değerler	85
Tablo 3.5	$F_n = 500$ N için hesaplanan değerler	86

ÖNSÖZ

Böyle bir konuda çalışma imkanını sağlayan ve çalışmanın literatür ve deneysel kısımlarının gerçekleştirilmesinde değerli yardım ve teşviklerinin yanı sıra tez konusunda yaptığı her türlü yardım ve yol göstericiliğinden dolayı hocam Yrd.Doç.Dr. Nedim GERGER'e teşekkür ederim.

Balıkesir, 2000

Bülent TANIR

1. GİRİŞ

Kayışlar pahalı olmayan, bir veya daha çok güç gereksinimi olan birime güç ileten çok yönlü araçlardır. Büyük yükleri, ani yük artışlarını sönümleyerek iletebilirler. Kayma kabiliyetleri aşırı yüklemeye mani olur. En yüksek ömür için kayışlar, belirli gerilme sınırları içinde ve malzeme ömrüne uygun ortamlarda çalıştırılmalıdır. Kayışlar, miller arası büyük mesafeler olduğunda bağlantı yapmak elverişsizse veya belirlenmiş hız, zincir mekanizmaları için çok yükseğe kullanılır. Yeni kayış mekanizmaları hemen hemen tümü tek parça veya sonsuz kayış şeklinde tasarlanırlar. Bu sebeple kayışlar çoğunlukla yalnız millere geçirilmiş makaralar veya kasnaklar ile kullanılırlar.

Kayışların üç temel tipi mevcuttur: düz, yuvarlak ve V kayışlar. V kayışlar en üstün özelliklere sahiptirler. Düşük maliyet ve az yer kaplaması bakımından V kayışları, güç gereksinimlerinin ortalama sınırları için tamamıyla en iyi özelliklerin birleştiği melez tasarımlar (dişli, bantlı ve yivli V kayışları) V kayışlarının ve aynı düzeyde zincirlerin yerine kullanılmaktadır. Her ne kadar kayış mekanizmalarının farklı türlerinin birbirlerinin yerlerine kullanılabilir olduğu düşünülürse de, her bir tür tümüyle belirlenmiş bir uygulama alanı ile sınırlanmıştır. Kayışlara olan rağbet öncelikle motorlara uygunluğundan dolayıdır. Kayışlar aynı zamanda hız düşürücü, darbe sönümleyici ve aşırı yük düzenleyici olarak da görev yaparlar. Genel olarak kayış mekanizmaları öncelikle sabit hız mekanizmaları olsa bile, yakın zamanda hız değişiminin gerekli olduğu kar-arabaları ve hafif araçlar gibi uygulamalarda, gelişmeler iyice artmıştır.

Kayış kasnak mekanizmalarında kayma veya sürünme; sürtünme nedeniyle kayış kollarında meydana gelen gerilme değişiminin sebep olduğu uzama ve kısaltmalara dayanan, mekanizmada güç kaybına ve kayışın hızla eskimesine neden

olan bir olaydır. Düz kayışların kullanımının yaygın olduğu yıllarda çıkarılmış, kayma olayını tanımlayan ifade ve matematiksel bağıntılar, günümüzde halen mevcut literatürlerde yer almaktadır. Yeni kayış türlerinin ortaya çıkışıyla birlikte, bu ifade ve bağıntıların hangi ölçüde kullanılabileceği doğrultusunda araştırmalar devam etmiş ve ilgili kayış tiplerine bağlı düzeltmeler ve yeni tanımlamalar yapılmıştır.

Düz kayışlar için geliştirilmiş ilk teorilerde, kayışın ince oluşu da göz önüne alınarak kayma; kayışın yalnız boyca uzaması ve kısalması esasına dayanıyordu. Diğer kayış tiplerinin kullanıma girmesiyle birlikte bu doğrultuda yapılan araştırmalarda kayma olayına dört ayrı faktörün katkısının olduğu belirlenmiştir.

- Kayışın boyca uzaması
- Kayışın yiv içinde şekilsel uyumu (radyal yönde)
- Kayma şekil değiştirmesi (radyal ve aksenal yönde)
- Eğilme rijitliği

İnce düz kayışlar için sadece kayışın boyca uzamasına dayanan kayma olayında, kalın düz kayışlar için kayma şekil değiştirmesi ve eğilme rijitliği etkisinin de göz önüne alınması gerekir. V kayışlarında bu üç faktörle birlikte kayışın yiv içinde radyal yönde, gerdirme kuvveti etkisiyle şekilsel uyumu da hesaba katılmalıdır. Bu konuda yapılmış çalışmaların kısa bir özeti aşağıda verilmiştir;

T. C. FIRBANK, [1] ‘Kayış Mekanizmasının Mekaniği’ adlı çalışmasında, kayışın güç iletimi için mukavim bir çekme elemanı (kort) ile kasnağa uyum sağlayacak yumuşak bir kauçuk kaplamadan (zarf) oluştuğunu göz önüne alarak; kayış zarfındaki kesme gerilmelerinin, mekanizmanın davranışını tayin eden önemli bir etken olduğunu ve bu olayın da kayışın boyca uzamasına dayanan geleneksel sürünme (elastik kayma) olayına zıt olduğunu belirlemiştir.

B. G. GERBERT, [2] ‘V Kayış Mekanizmalarında Basınç Dağılımı ve Kayış Deformasyonu’ adlı çalışmasında, V kayış kesitindeki basınç dağılımını ve radyal basınç altında şekil değişimini araştırmıştır. Bu amaçla V kayışı yiv içine sıkıştırarak zorlanmasını sağlamış; kayış geometrisi ve kayış tasarımının basınç dağılımını

belirlediği gerçeğinden de yola çıkarak, problemi sonlu elemanlar yöntemi ile tahlil etmiştir. Yine aynı yazarın 'V Kayış Mekanizmalarında Kuvvet ve Kayma Davranışı' adlı kitabında, kayış kuvveti ve radyal yer değiştirme arasındaki ilişki için yeni bir formül önermiş; bu makalede de bunun ispatı için radyal yer değiştirmeleri hesaplamıştır. Elde ettiği diyagramlar kort rijitliğinin, sürtünme katsayısının ve yiv açısındaki değişimin tesirini göstermiştir. Kortun sıkışma elastiklik modülünün, hem kenar basıncına ve hem de radyal yer değiştirmeye büyük etkisi olduğunu göstermiştir. Yazar, kayış kuvveti ve radyal yer değiştirme arasındaki ilişki için yukarıda adı geçen kitabında, önerdiği formülü sayısal sonuçlarla geçerli hale koymuştur. Bu bağtıda, sürtünme kuvvetleri doğrultusunda farz ederek hesapladığı kayış sabitlerinin de deneysel sonuçlarla uyumlu olduğunu yaptığı deneylerin sonuçları ile ispatlamıştır.

B. G. GERBERT [3] 'V Kayış Mekanizmalarında Kayma Hakkında Bir Not' adlı çalışmasında K. H. Bussmann 'ın (1961) de yaptığı çalışmasına değinerek Bussmann'ın deneysel olarak elde ettiği iletilen güce karşılık yüzde kayma eğrilerinde belli bir ön gerilme için kayma eğrisinin temel olarak iki parçadan oluştuğunu, düşük güç yüklemelerinde kaymanın iletilen güç ile doğrusal olarak arttığını buna karşı maksimum güç bölgesinde kaymanın hızlı bir şekilde arttığını belirtmiştir. B. G. Gerbert 'V Kayış Mekanizmalarında Kuvvet ve Kayma Davranışı' adlı kitabında da kayma eğrisinin doğrusal kısmıyla ile doğrusal olmayan kısmının ufak bir parçasının tahlil edildiğini bu çalışmada da hızlı artan bölümün daha detaylı incelendiğini ve dikkat çekici durumun; kayma eğrisinin sabit α kısmı uzatıldığında, aşırı kaymanın çok kere iletilen moment tarafından belirlendiğini ve daha az derecede de kayış elastikliği ile belirlendiğini tespit etmiştir.

B. G. GERBERT [4] 'V Kayış Mekanizmaları Birkaç Not' adlı çalışması dört ayrı bölümden oluşmaktadır; 1) Bir V kayışının radyal nüfuziyeti (yiv içine yerleşmesi) 2) Eksenel kuvvetler için formüller 3) Değişken hızlı mekanizmada ek kayma 4) Kayış mekanizmasında temas açısı

Bu bölümlerin içerikleri ise şöyledir;

- 1) Bir V kayışının yiv içine yerleşmesi; kama açısına, sürtünmeye, kayışın elastizitesine ve kayış dizaynına bağlı olduğunu, bu parametrelerin belirli bileşimleri sıfır nüfuziyetle sonuçlanacağını yani bir tür kilitleme oluşacağını ve bunun iyi bilinen kendi kendini kilitleme olayından farklı olduğunu belirtmiştir. Eğer kama açısı kayma açısından daha az ise, kayışın dışarıya doğru hareketinin engellendiğini tespit etmiştir.
- 2) V kayış mekaniği teorisinden hesaplanan aksenal kuvvetlerin basit formüllerle izahının mümkün olmadığını, bununla birlikte yaklaşık formüllerin geliştirilebileceğini, önceden başka çalışmalarda rapor edilen formüllerin kayışın elastik özellikleri ve kayış tasarımına ne gibi etkileri olacağı da hesaba katılarak tamamlandığını, bu durumun değişken hızlı mekanizmaların bilgisayarla analizinde de kullanılabilecek formüller için uygun olduğunu belirlemiştir.
- 3) Bir yay yüklü kasnak ve bir rijit kasnaktan (elle ayarlanabilir) oluşan değişken hızlı bir mekanizmada, mevcut iki tür hız kaybının var olduğunu, kayış ve kasnak arasındaki alışılmış kaymanın dışında yaylı yüklenmiş kasnağın çok az aksenal hareketi sebebiyle ek bir hız kaybının oluştuğunu tespit etmiştir. Ek hız kaybının yay yüküne, iletilen momente, mekanizma geometrisine, sürtünmeye, kayışın elastik özelliklerine ve daha önemli olarak kayışın eğilme rijitliğine bağlı olduğunu, yay yüklü döndüren kasnak da kasnak yaruları arasındaki mesafenin artan momentle daima arttığını, buna karşın yay yüklü döndürülen kasnağın kasnak yaruları arasındaki mesafenin ise hem artabileceği hem de azalabileceğini ve maksimum kaymanın tasarım ölçütü olarak kullanılması halinde, bu farkın bilinmesi gerektiğini belirtmiştir.
- 4) Çalışmanın bu kısmında, bölüm 2`de verilen formüllere temas yayı hesabı eklenmiştir. Yazar, kayış kasnak arasındaki eğrilik sebebiyle temas geometrik yayının gerçekte olması gerekenden farklı olduğunu ve temas yayını ölçmekte önceleri alışılmış kiriş teorisinin kullanıldığını belirtmiş, burada da teorisinin tadil edilmiş bir incelemesini sunmuştur. Kayışta eğilme rijitliği dışında, kayışın sıkıştırılabilirliğini de göz önüne almıştır. Alışılmış kayış mekanizmalarında temas yayındaki azalmanın kiriş teorisi

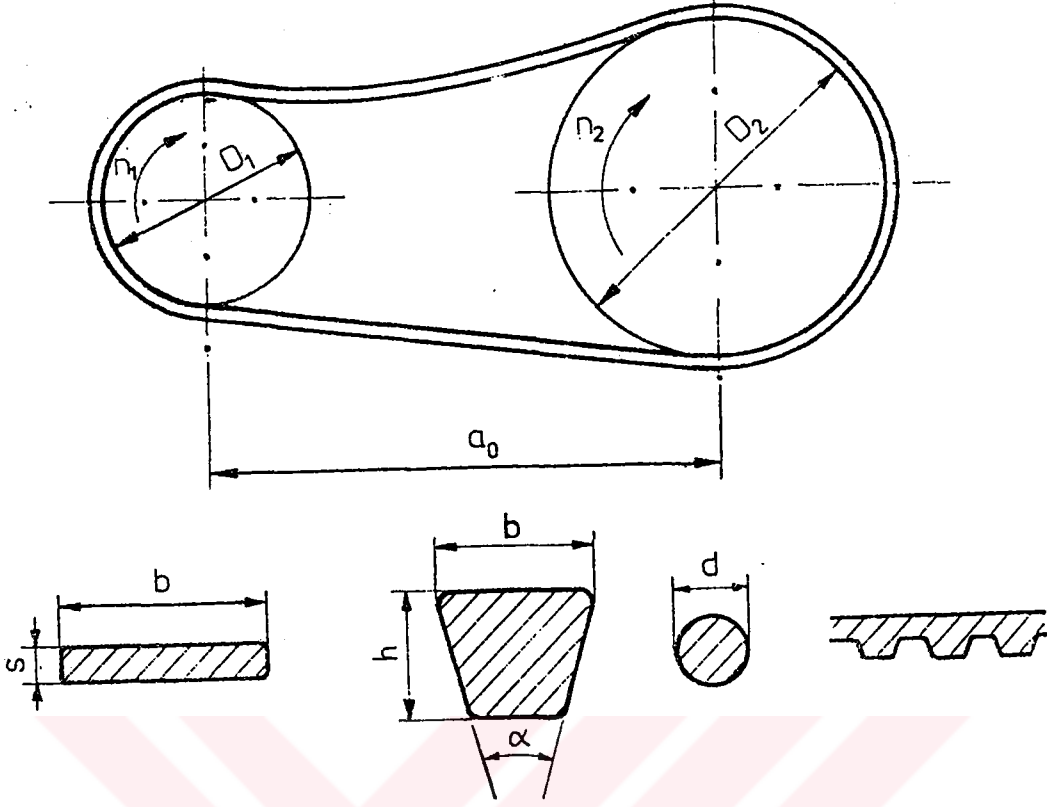
ile belirlenenden oldukça daha az olduğunu, bazen temas yayının artmasına rağmen çoğu durumda temas yayındaki değişimin ihmal edilebilir olduğunu ve bu sebeple bölüm 2`deki geometrik temas yayı formüllerinin kullanılabileceğini belirtmiştir.

B. G. GERBERT [5] ‘Kayış Kayması – Birleştirilmiş Bir Yaklaşım’ adlı çalışmasında, küçük kasnaklar üzerinde çalışan kalın düz kayışlar, V kayışlar ve yivli V kayışların kayma ölçümlerinden elde edilen değerlerin klasik kayma teorisine göre beklenenin çok üstünde olduğunu tespit etmiştir. V kayışların ve yivli V kayışların kayma şekil değiştirmelerinin incelenmesinde, kayma sürünmesinin önemli bir etkisi olması sebebiyle buna özellikle dikkat edilmesi gerektiğini; döndüren kasnakta sarılma ve boşalma bölgelerinde bu durumun sürtünme kuvvetlerinin yönünü değiştirdiğini belirtmiştir. Yazar genel kayma teorisini aşağıda belirtilen dört faktörü göz önüne alarak geliştirmiştir.

- Kayışın boyca uzaması
- Kayışın yiv içinde şekilsel uyumu (radyal yönde)
- Kayma şekil değiştirmesi (radyal ve aksenal yönde)
- Eğilme rijitliği

Yazar tüm bu özelliklerin iyi deneysel verilerle (özellikle de malzeme verileri ile) hesaba katılarak göz önünde tutulduğunda, en azından uygulana bilir gerilme seviyelerinde üç kayış türü için yapılan incelemelerin teori ve deneylerle çok uyumlu olduğunu belirtmiştir. Ancak küçük toplam gerilmelerde V kayışları ve yivli V kayışları için ölçülen kayma değerlerinin hesaplanan kayma değerlerinden daha büyük olduğunun görüldüğünü, bunun sebebinin de muhtemelen kayış ve kasnak arasındaki zayıf uyumdan kaynaklandığını tespit etmiştir

Yukarıdaki çalışmaların büyük bir bölümü teorik bilgiler içeren çalışmalardır. Yapılan deneysel çalışmalar sınırlı olmakla birlikte, bu teorik çalışmaların sonuçlarını destekler mahiyettedir. Ancak yetersiz olduğu ilgili araştırmacılarında ortak görüşleridir. Bu tez çalışmasında Derby firmasının ürettiği 8 x 1075 Li



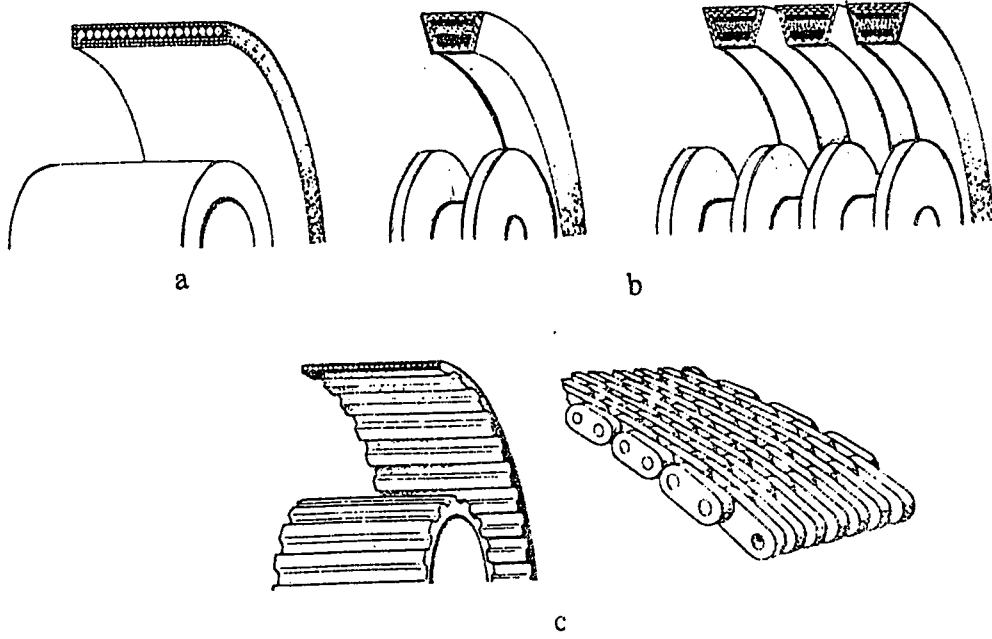
Şekil 1.1 Bir Kayış Kasnak Mekanizması ve Muhtelif Kayış Kesitleri [6]

ölçüsündeki normal V kayışı kullanılarak, laboratuvar da imal edilen bir deney mekanizması vasıtası ile kayma olayı incelenmeye çalışılmıştır.

1.1 Kayış Kasnak Mekanizmaları

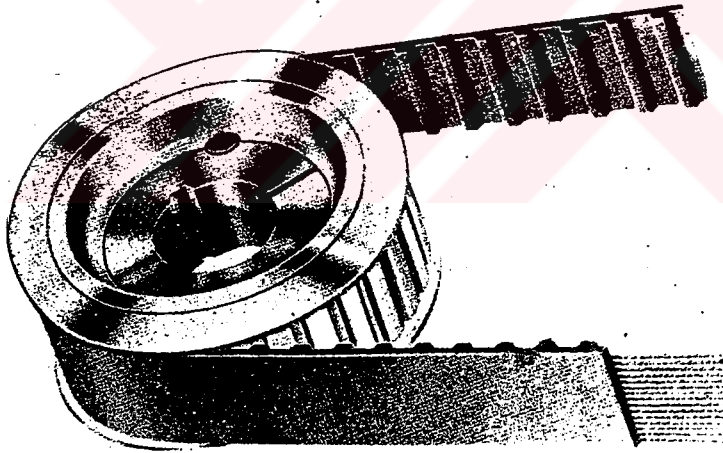
1.1.1 Genel İfadeler

Kayış kasnak mekanizmaları bir milden diğer bir mile güç iletmek için kullanılırlar. Mekanizmada hareket, döndüren ve döndürülen kasnaklara sarılan Şekil 1.1 `de kesitleri görülen ve oldukça esnek olan bir kayışın yardımıyla sağlanır [6].



Şekil 1.2 Kayış Kasnak Mekanizması Çeşitleri

- a) Düz Kayışlı Mekanizma
- b) V-Kayışlı Mekanizma
- c) Dişli Kayışlı Mekanizma [6]



Şekil 1.3 Dişli Kayış ve Kasnağı [7]

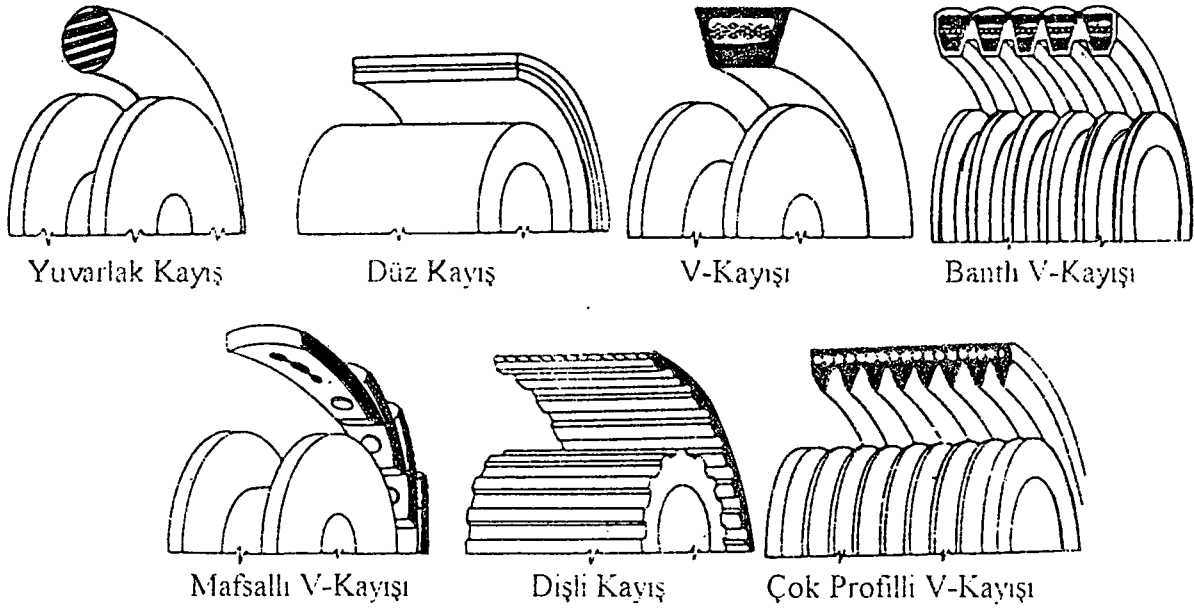
Mekanizmada güç iletimi, Şekil 1.2-a ve Şekil 1.2-b `de görülen kayış tipleri ile sürtünme bağı veya Şekil 1.2-c `de görülen kayış tipleri kullanılarak şekil bağı ile gerçekleşir. Dişli kayışın, hareket iletme tarzı şekle bağlı olduğundan böyle bir mekanizma çalışma bakımından zincir mekanizmalarına benzer (Şekil 1.3). Kayış mekanizması ile benzerlik ancak kayış malzemesi yönündendir [6].

Sürtünme bağı ile güç ileten kayış kasnak mekanizmalarının, dişli çarklara ve zincir mekanizmalarına göre şu üstünlükleri vardır;

1. Konstrüksiyonları basit, imalatları kolay ve maliyetleri azdır.
2. Birbirlerinden uzakta bulunan iki mil arasında güç ve hareket iletilebilir.
3. Verimleri yüksektir (max %95...%98).
4. Daha az gürültülü çalışırlar.
5. Kademeli kasnaklar kullanılarak çevrim oranının kolayca değiştirilebilmesi.
6. Konik kasnaklar (veya V kayışlarda etkin kasnak çaplarının değiştirilmesi) ile kademesiz çevrimin sağlanması.
7. Kayış elastik bir malzemeden yapılmış olduğundan, darbeleri karşılama ve sönümleme kabiliyeti büyüktür.
8. Bakımları kolaydır.
9. Ani yük büyümelerini iletmez; bu nedenle bir emniyet elemanı olarak çalışır.

Buna karşılık şu mahzurları sıralanabilir;

1. Kayış ile kasnak arasındaki kısmi kaymalar nedeniyle tam ve sabit bir çevrim oranı sağlanamaz.
2. Hareket iletimi için kayışın kasnak üzerine bastırılması gerekir, yani bir basma kuvvetine ihtiyaç gösterir. Bu basma kuvvetinin etkisi altında miller ve yataklar; dişli çark ve zincir mekanizmalarındakilere göre daha büyük zorlamalara maruz kalırlar.
3. Kayışta zamanla bir gevşeme meydana geldiğinden, mekanizmanın bir gerdirme tertibatı ile donatılması gerekir.
4. Konstriktif olarak, aynı gücü iletilemek için daha çok yer kaplarlar.
5. Sınırlı sıcaklıklarda çalışırlar.
6. Kir, toz, nem v.s. kayış kasnağın sürtünme özelliğini etkiler[6,8].



Şekil 1.4 Kayış Türleri [6]

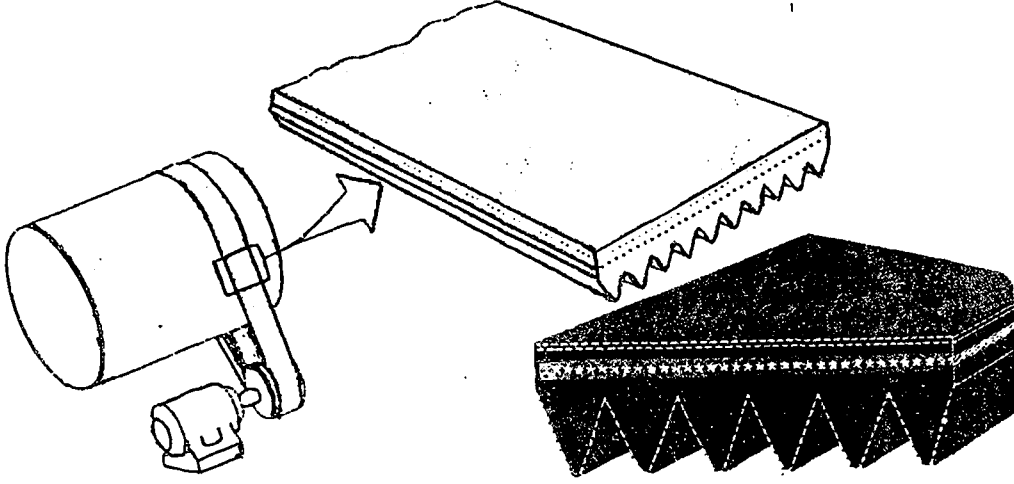
1.1.2 Kayış Türleri

Kayış kasnak mekanizmaları, kayışın kesitine göre düz kayış mekanizmaları, V kayış mekanizmaları, dişli kayış mekanizmaları olmak üzere üç esas gruba ayrılabilir. Bunların yanı sıra mafsallı kayış tipi mevcuttur. Ayrıca hassas cihaz tekniğinde yuvarlak kesitli kayışlarda kullanılmaktadır. Bu saydığımız kayış türlerini aşağıda Şekil 1.4 'de görmekteyiz [6].

1.1.2.1 Düz Kayış Mekanizmaları

Silindirik kasnaklar üzerinde çalışmak için tasarlanmış ince ve düz bant şeklinde kayışlar, düz kayış olarak adlandırılırlar. Düz kayışlar, en basit ve en ucuz kayış tipidir. Düz kayışlar kauçuk, plastik, deri veya kağıt inceliğinde çelik bantlardan yapılırlar [9].

Düz kayışlar, yüksek hızlarda ve nispeten düşük güçlerde yeterli derecede iyidir. Onların düşük maliyeti ve esnekliği diğer kayış tiplerine göre avantajıdır. Ana amaç yüksek güç iletimi olması durumunda düz kayış, aşırı geniş olur ve artık V kayışlarla rekabet edemez [9].

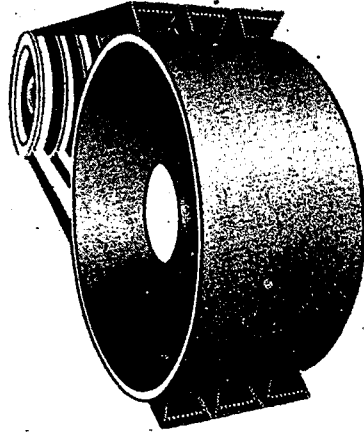


Şekil 1.5 Yivli V kayışlar [8]

Düz kayışlar ince kesitleriyle, makara etrafında hareket ederken eğilme direncinin düşük olmasını sağlar. Bunun için V kayışlarına göre çok daha küçük çaplı kasnaklar üzerinde çalışabilirler. Bu sebeple geniş bir şekilde iş makinelerinde kullanılırlar. Düz kayışlar uzun eksenler arası mesafelerde, temas açısını arttırmak için çapraz sarılabilirler ve böylece daha büyük güçler iletebilirler [9].

V kayışları ile mukayese edildiğinde; düz kayışlar, verilen bir gücün iletilmesi için daha büyük bir kuvvetle gerdirilmedir. Bu nedenle mekanizmalar rijit miller ve yüksek kapasiteli yataklarla tasarlanırlar. Millerin paralelliği kayış genişliğinin tümünden faydalanmak için ayrıca önemlidir [9].

Çok profilli V kayışa; kılavuzlanmış düz kayış, yivli V kayış gibi isimler de verilmektedir. Çok profilli V kayışlar Şekil 1.5 'de görüldüğü gibi basit olarak alt kısmı boylamasına yivli bir düz kayıştır. Düz kayış kesiti yük taşırken, yivler kasnak üzerinde kama etkisiyle daha iyi bir kavrama sağlar. Bu tür düz kayışlar, küçük çaplı kasnaklar kullanan yüksek hız mekanizmalarına oldukça uygundur. Şekil 1.5 'de görüldüğü gibi yivli V kayışlar, alışılmış bir örnek olarak yüksek hız oranları gerektiren hafif işlerde kullanılırlar. Örneğin bir çamaşır kurutucusunda , yivli bir V kayış küçük çaplı bir motor kasnağı etrafında çalışıp, 30:1 'lik bir hız oranı üretecek kadar bükülebilir. Yivler yeterli kavramayı sağlar, böylece kayış doğrudan doğruya bir düz kayış gibi tambura sürülebilir [9].



Şekil 1.6 Çoklu Kayış Kullanan V Kayış Mekanizması [7]

1.1.2.2 V Kayış Mekanizmaları

Bir V kayış mekanizması, üzerine iki veya daha çok V yivi açılmış kasnağa sarılan trapez (yamuk) kesitli, esnek, sonsuz kayışların birleşimidir. Yük altında, kayışlar kaymayı azaltmak için kasnak içinde kama etkisi yapar, böylece başlangıç kayış gerilmesi düşük olabilir. Düşük maliyet ve az alan kaplaması bakımından, V kayışları normal sınırlar içindeki güç gereksinimleri için tam olarak en iyi güç iletim kabiliyetini sağlar [9].

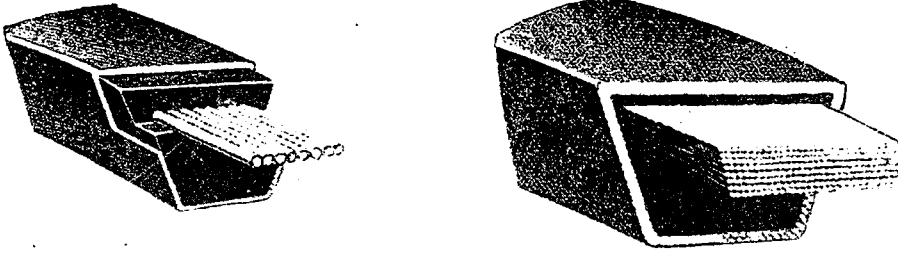
Çoğu V kayışları, kapalı halka tipindedir ve bu yüzden bakım ve onarımı için mil ve yatakların çözülmesini gerektirebilir (sarkmalı ve dirsekli uygulamalar hariç). Şekil 1.6 `da sarkmalı miller üzerine monte edilmiş kasnaklar ile tipik bir kayış mekanizması gösterilmiştir [9].

1.1.2.2.1 Bantlı V Kayışları

Bu birleşik tasarım Şekil 1.7 `de gösterilmiştir. Çoğu mekanizmalar için çoklu V kayışları güvenilir ve sorunsuzdur. Bununla beraber ani veya darbeli yükler etkileyen bazı makineler üzerinde, V kayışları yanlamasına kırbaçlanma, birbirine çarpma hatta makaralar üzerinden fırlama ve hızlı yıpranmaya neden olan dönme [9].



Şekil 1.7 Bantlı V Kayışın Yapısı [7]



Şekil 1.8 V Kayış Yapısı [7]

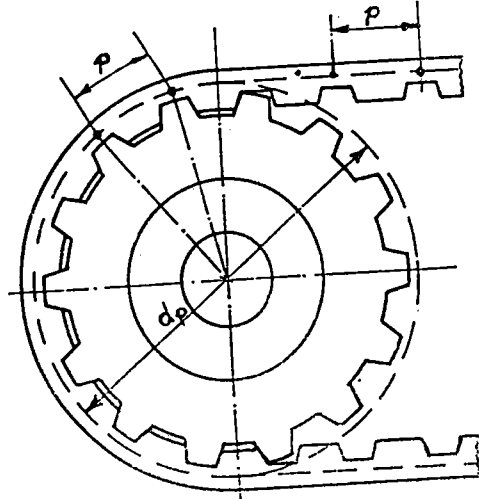
etkisi ve belli bir açı altında kasnağa girme nedeniyle güvenli değildir. Bu sakıncaları önlemek için bantlı V kayışları geliştirilmiştir. Bantlı V kayışları, gergin bir bant veya düz kayışa birkaç V kayışının tutturulması ile oluşur. Bu kayışlarda, aynı düşük gerdirme kuvvetinde düz kayışlara göre daha az kayma olur ve gergin bant tam olarak kayışı yanlara eğilmekten ve düzensiz eskimekten koruyan içsel bir rijitlik verir [9].

1.1.2.2.2 V Kayış Yapısı

V kayışları başlıca beş kısımdan oluşur;

1. Yük taşıyan veya gerilen bölüm.
2. Gerilen bölümü çevreleyen yastık bölümü.
3. Esnek üst bölüm.
4. Alt kavrama elemanı.
5. Kılıf veya kabuk.

Bu bölümler, tasarıma özgü ihtiyaçları karşılamak üzere bir kayış oluşturmak için birleştirilmiştir. Şekil 1.8 'de tipik bir V kayışının enine kesiti gösterilmiştir. Kayış temel olarak bir gerilme mekanizması olarak çalıştığı için, gerilme



Şekil 1.9 Kayış ve Dişli Çarkın Ayrıntıları [8]

elemanlarının mukavemeti öncelikle önemlidir. Günümüzde tümüyle pahalı olmayan ve güçlü olan yapay ipek, naylon, polyester, cam ve çelik tercih edilir [9].

1.1.2.3 Dişli Kayış Mekanizmaları

Kayma ve sürünmeye maruz düz ve V kayışları eşzamanlı harekete uygun değildir. Eşzamanlı veya dişli kayışlar bu problemi çözmek için geliştirilmiştir ve bu kayışlar zincirlere iyi bir rakiptir. Temel olarak, eş adımlı kayışlar iç çevresi belirli aralıklarla dizilmiş dişlerden oluşan bir düz kayıştır, Şekil 1.9 'da görüldüğü gibi dişli kasnakla pozitif temas yapmak üzere dizayn edilmiştir. Yuvarlanma tarzında düşük bir sürtünme direnci ile diş çıkıntıları kasnak yivlerine düzgün bir şekilde biner ve ayrılır. Kısaca dişli kayışlar, zincirlere yakın güç kapasitesi ile düz kayışların yüksek hız karakteristiklerine haiz bir kayış türüdür. Lastik dişli kayışlar 200 kW 'ın üzerindeki yüksek güçlerde, yüksek hızları (1500 d/dak 'nın üstünde) düşük hızlara dönüştürmede, yaygın bir şekilde küçük boyutlu uygulamalarda zincir mekanizmalarının yerini almaktadır [9].

1.1.2.4 Yuvarlak Kayış Mekanizmaları

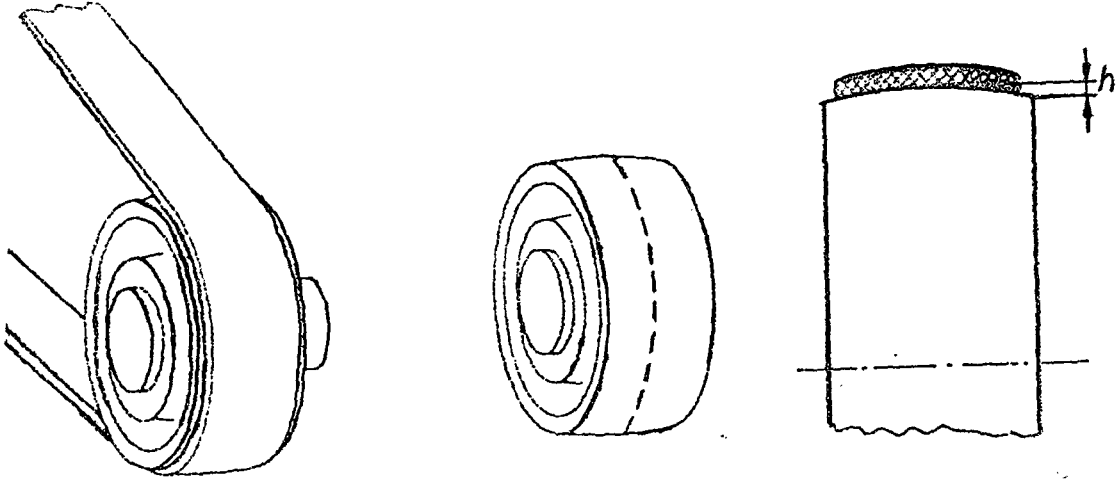
Yuvarlak kayışlar , şimdi modası geçmiş olan halat mekanizmalarının yeni versiyonudur. Yuvarlak kayışlar, tekstil, tekstil-elastomer bileşimleri ve tamamı elastomerden yapılıdır. (Elastomer genellikle tabii kauçuk yerine kullanılan sentetik

bir malzemedir.) Hem sonsuz hem de uçları birbirine eklenmiş şekilleri mevcuttur. Yuvarlak kayışlar, kasnaklar üzerinde bir kaç farklı düzlemde tatmin edici yeterlilikte çalışabilirler. Böylece; çapraz, yarı çapraz ve 90° eğimli konumlarında çalıştırılabilirler. Bu mekanizmalar bazı yıkama (bulaşık yıkama makinesi, çamaşır makinesi) sistemlerinde kullanılırlar [9].

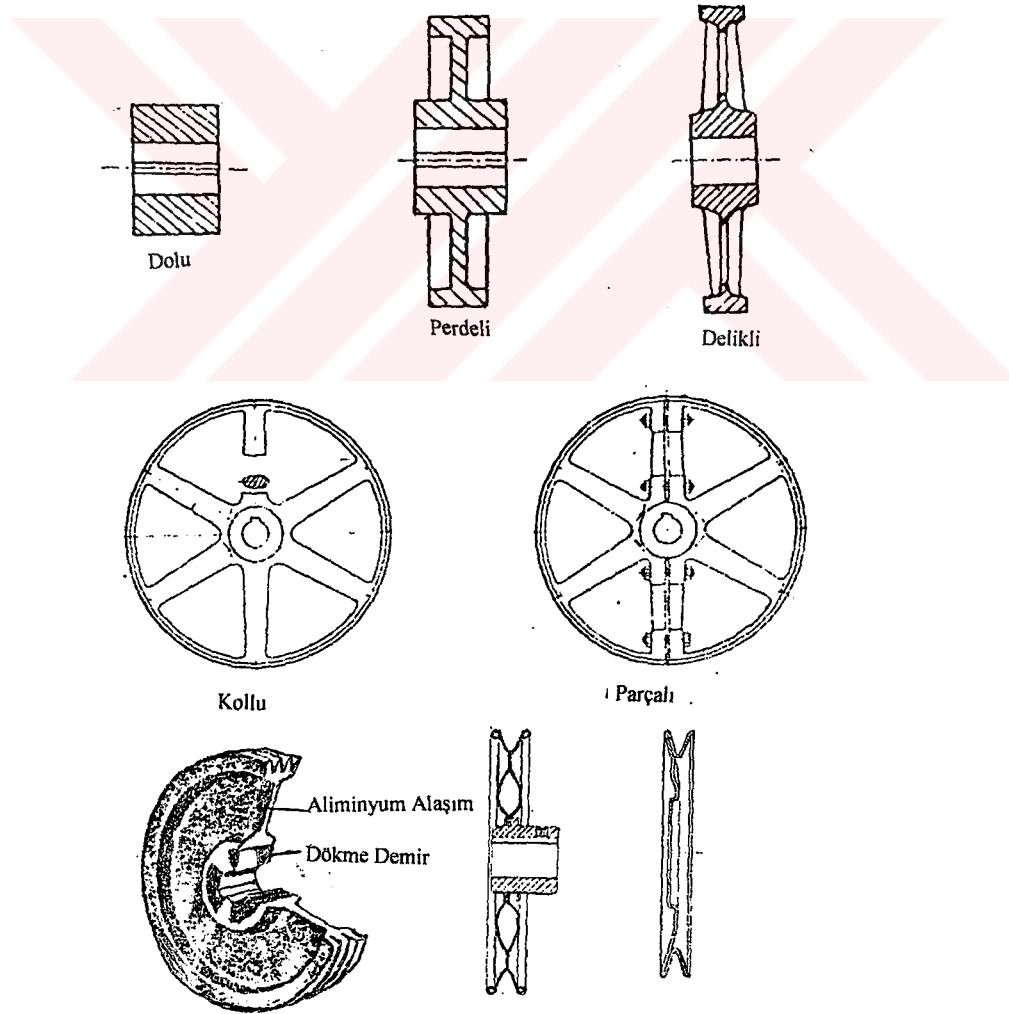
1.1.3 Makaralar ve Kasnaklar

Düz kayış makaraları genellikle dökme demirden yapılır, bundan başka çelikten yapılması da mümkündür. Yekpare veya yarıklı olabilir fakat diğer yandan göbek mile bağlantı için yarıklı olabilir. Makara genişliği yaklaşık kayış genişliğinin %10'unu aşmalıdır. Düz kayışlar, Şekil 1.10 'da görüldüğü gibi üst yüzeyi bombeli makaralar ile çalışma esnasında kasnak üzerinde merkezlenmesi sağlanır. Kayışların, küçük makaralar nedeniyle aşırı bükülmesi ve kısa eksenler arası mesafesi olan mekanizmalarda çalışması ömürlerinin azalmasına sebep olur. Kabul edilebilir makul bir ömür için, en küçük makara çapı kayış kalınlığının en az 30 katı olmalıdır [9].

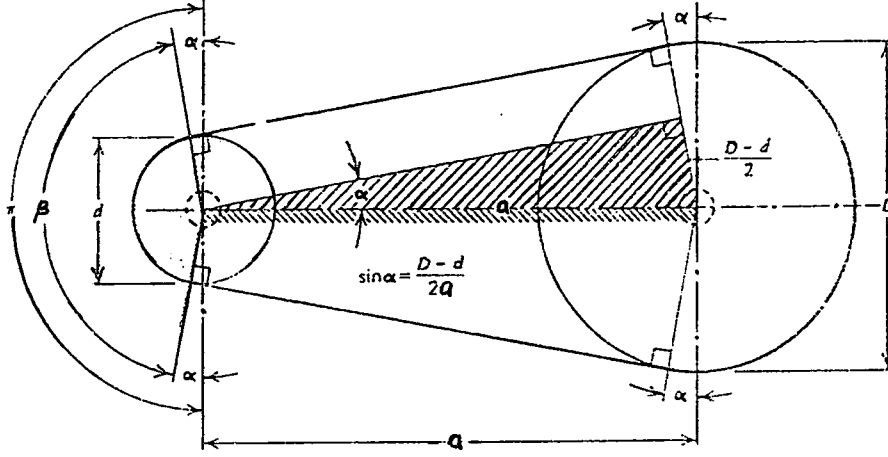
Çoğu V kayış mekanizmaları için, Şekil 1.11 'de görüldüğü gibi kasnakların ya çelik yada dökme demir olarak yapılması mümkündür. Çelikten yapılmış kasnaklar, öncelikle otomotiv ve tarımsal hizmetlerde hafif iş uygulamalarında kullanılırlar. Dökme demir mekanizmalar, volan etkisinin (teker havalanma etkisinin) önemli olduğu dalgalı yüklerde tercih edilir.



Şekil 1.10 Bombeli Yüzey Düz Kayışı Makara Üzerinde Tutmaya Yardımcı Olur [8]



Şekil 1.11 V Kayışı Mekanizmaları İçin Kasnak Türleri [7]



Şekil 1.12 Kayış Mekanizması Geometrik Şekli [9]

1.1.4 Kayış Kasnak Mekanizması Geometrisi

1.1.4.1 Temas Açısı

Düz kayışlar için D ve d makara çaplarıdır; V kayışlar için bunlar, bölüm dairesi çapını temsil eder. a merkezler arası mesafedir, β küçük makara için temas açısıdır ve 2α 180° 'lik temas açısından açısal sapmadır. Şekil 1.12 'deki geometrik şekilde görüldüğü gibi;

Yaklaşık olarak,

$$\beta = \pi - 2\alpha = \pi - \frac{D-d}{a} \text{ (rad)} \quad (1.1)$$

β en çok 180 derece olabilir. Temas açısı kayışların güç iletim yeteneğini belirleyen birkaç etkenden birisidir. Bunun kabaca alt sınırı 150 derecedir. Bu değer altında, gerilme ve kaymanın artışı ile ömrün azalması sonucu beklenmelidir. β 'nın sınırı da, merkezler arası mesafe a 'yi bir alt sınıra zorlar. a nasıl azalırsa, β 'da öyle azalır. Bunun tersi olarak; verilen bir merkezler arası mesafede, erişilebilir hız oranı için bir uygulama sınırı olacaktır [9].

1.1.4.2 Merkezler Arası Mesafe ve Kayış Uzunluğu

Daha küçük merkezler arası mesafe mekanizmanın az yer işgal etmesi ve çalışma dengesi bakımından tercih edilir. En küçük merkezler arası mesafe, ya kasnağın (makaranın) çaplarının fiziksel boyutlarıyla yada en küçük sarım açısı ($\beta = 150$ derece) ile sınırlıdır. En büyük merkezler arası mesafe, yalnızca standart kayış uzunluğu ile sınırlanır [9].

Merkezler arası mesafe bilinmediğinde, aşağıdaki gibi başlangıç hesaplarıyla tahmin edilebilir [9].

Yaklaşık eksenler arası mesafe;

$$a = \begin{cases} D + 1.5d & i < 3.0 \\ D \dots & i > 3.0 \end{cases} \quad (1.2)$$

Eksenler arası mesafeyi hesaplamak için endüstriyel formül aşağıdaki gibidir;

$$a = 0.0625 \left\{ b + \left[b^2 - 32(D-d)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (1.3)$$

Burada,

$$b = 4L - 6.28(D+d) \quad (1.4)$$

L 'yi çözmek için bu formül tekrardan düzenlenebilir;

$$L = 2a + 1.57(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4a} \quad (1.5)$$

Günümüzde kayışlar piyasada standart uzunluklarda ve sonsuz kayış şeklindedir. Kayış uzunluğu; ya tasarlanan mekanizmanın verilen boyutlarına

(merkezler arası mesafe) göre hesaplanır yada kayış boyutuna uygun ekipman boyutları imalat sırasında oluşturulur [9].

İkiden fazla kasnağın kullanıldığı mekanizmalarda kayış uzunluğu; kasnakların koordinatları ve boyutları yerleşim planına göre tayin edilerek ya trigonometrik yada ölçekli çizilerek hesaplanır [9].

1.1.5 Kayışın Kollarında Meydana Gelen Kuvvet ve Gerilmeler

1.1.5.1 Çekme Kuvvetleri

Kayış kasnak mekanizmasında hareket, kayış ile kasnak arasında meydana gelen sürtünme yolu ile iletilmektedir. Sürtünmeyi meydana getirmek için kayışın kasnak üzerine bastırılması, yani bir F_n basma kuvvetinin sağlanması gerekir Şekil 1.13-a. Bir momentin etkisi altında kasnak dönmeye başladığında, basma kuvveti bir μF_n sürtünme kuvveti oluşturur [6]. Sonsuz küçüklükteki bir kayış parçası için basma ΔF , sürtünme kuvveti $\Delta F_s = \mu \Delta F_n$ ve çevre kuvveti ΔF_t olarak ifade edilirse, hareketin iletilebilmesi için,

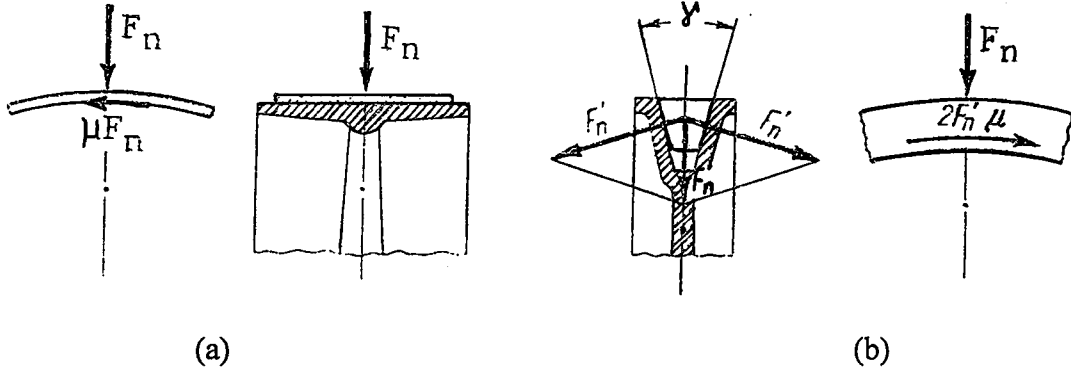
$$\Delta F_s = \mu \Delta F_n \geq \Delta F_t \quad (1.6)$$

Yani sürtünme kuvvetinin çevre kuvvetine eşit veya daha büyük olması gerekir. Aksi halde kayış, kasnak üzerinde kayar ve hareket iletilemez.

V kayışlarında Şekil 1.13-b 'de görüldüğü gibi ΔF_n kuvveti, temas yüzeyleri arasında $\Delta F'_n$ normal kuvvetleri oluşturur; şöyle ki burada (1.6) bağıntısı,

$$\Delta F_s = 2\mu \Delta F'_n \geq \Delta F_t \quad (1.7)$$

şeklinde yazılır [6].



Şekil 1.13 Düz ve V Kayışlarda Ön Gerilme Kuvveti [6]

Diğer taraftan Şekil 1.13-b 'deki kuvvetlerin oluşturduğu geometriyi çizecek olursak, Şekil 1.14 'de görüldüğü gibi

$$\Delta F'_n = \frac{\frac{\Delta F_n}{2}}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad (1.8)$$

olduğu göz önüne alınırsa (1.7) denklemini,

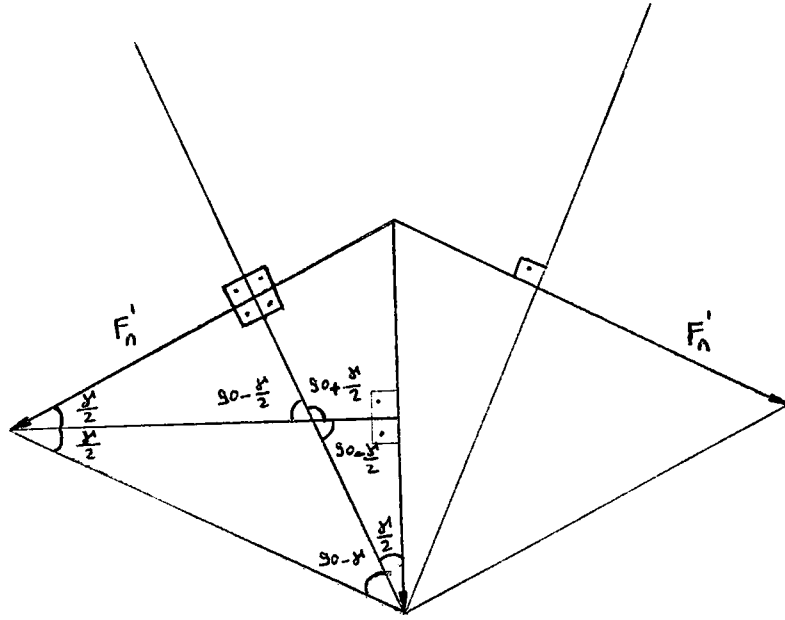
$$\Delta F_t = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \Delta F_n \quad (1.9)$$

veya

$$\mu_y = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad (1.10)$$

olarak kabul edilirse,

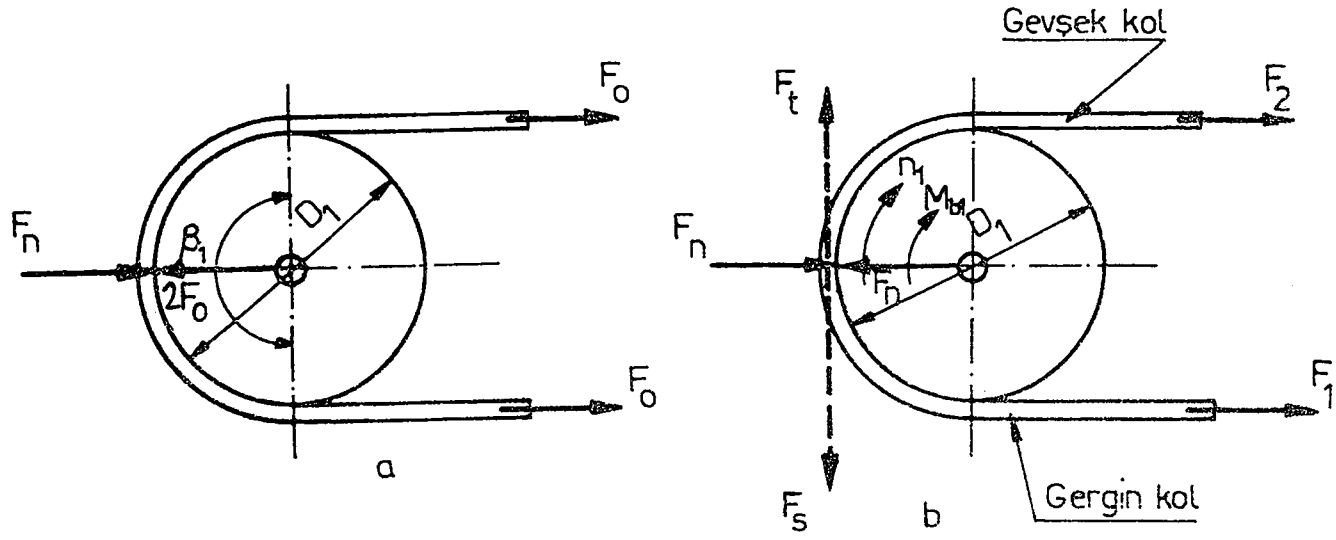
$$\Delta F_t = \mu_y \Delta F_n \quad (1.11)$$



Şekil 1.14 V Kayıştaki Kuvvetlerin Geometrisi

halini alır. μ_y , V kasnağında kayış ile kasnak yivi arasındaki sürtünme katsayısıdır, $\gamma = 34^\circ$ için $\mu_y = 3\mu$ bulunur. Dar V kayışı kasnaklarında kanal açısı $\gamma = 34^\circ \dots 38^\circ$ olduğu ve sürtünme katsayısında kama etkisinden dolayı elde edilen bu üç kat büyüme sayesinde, V kayışlarda ön gerilme düz kayışlara göre daha düşük tutulabilir. Bu durum aks kuvvetinin küçülmesi, mil ve yatakların daha az zorlanması anlamına gelir ki bu da düz kayışlara karşı önemli bir üstünlüktür. Sonuç olarak V kayışlarında şekle bağlı olarak sürtünme katsayısında bir artış meydana geldiğinden, aynı basma kuvveti için V kayışları daha büyük bir çevre kuvveti iletebilirler; başka bir deyimle, aynı boyutlarda V kayışları daha büyük bir enerji iletme kabiliyetine sahiptirler [7].

Basma kuvveti, kayışı gerdirmek suretiyle oluşturulur. Sükun halinde, gerdirmeden dolayı kayışın her kolunda F_0 gerdirme kuvvetleri oluşur Şekil 1.15-a . Ancak çalışma sırasında sürtünmeden dolayı kayış kollarında birbirine eşit olmayan



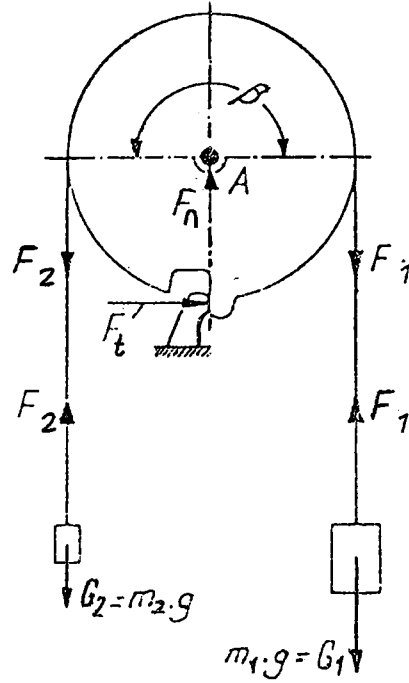
Şekil 1.15 Kayış Kasnak Mekanizmasında Kayış Kollarında Oluşan Kuvvetler
a)Sukunet Halinde b)Çalışırken [6]

F_1 ve F_2 kuvvetleri Şekil 1.15-b 'de görüldüğü gibi meydana gelir. Bu iki kuvvet arasında Euler denklemi olarak bilinen,

$$F_1 = F_2 e^{\mu\beta_1} \quad (1.12)$$

bağıntısı vardır [6].

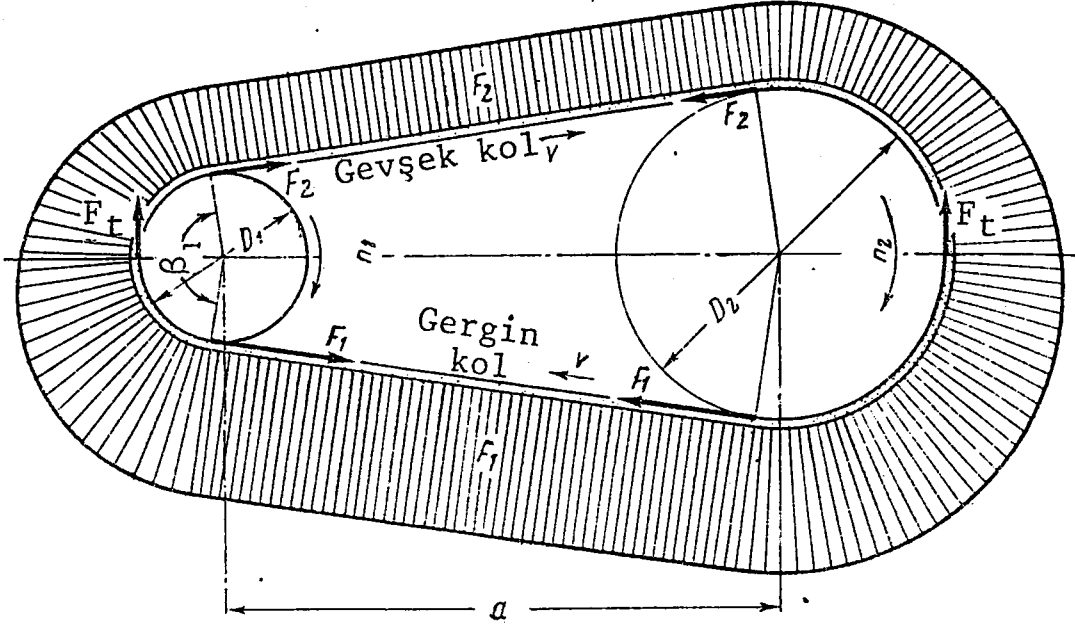
Çevresine kayış takılmış bir kasnak incelenirse (Şekil 1.16). Kayışın iki ucuna aynı m kütlesi asılı iken ve kasnağın dönmesi şekildeki gibi bir mandalla engellendiğinde. Kayışın her iki kolunda da kuvvetler, dolayısıyla gerilmeler eşittir. Herhangi bir hareket gözlenmez. Kayışın bir tarafına ek kütleler ilave edildiğinde $F_1 = (m + \Delta m)g$ ve $F_2 = mg$, $F_1 > F_2$ olur. Eğer kasnak mandal tarafından engellenmeseydi saat ibresi yönünde dönerdi. Eğer sağ tarafa takılan ek kütleler sürekli arttırılırsa, bir an gelir ki kayış kilitli kasnak üzerinde kaymaya başlar. Bu andaki F_1 kuvveti sınır kuvvetidir ve Coulomb sürtünme kanununa göre (1.12) bağıntısıyla ifade edilir [8].



Şekil 1.16 Kayma Durumunun Gözlemlenebileceği Bir Deney Düzenegi [8]

Yukarıda incelenen durumda hareketin kayıştan kasnağa nakli yani döndürülen kasnak hali söz konusuydu. Döndüren kasnak için ise, yani hareketin kasnaktan kayışa nakli durumunda ise; kasnak dönmezken, kayışın her iki kolunda da ön gerilmeden dolayı eşit F kuvvetleri etkir, dolayısıyla gerilmelerde eşittir. Kasnak saat yönünde dönmeye başlarsa; sol taraftaki kol, kasnak ve kayış arasındaki sürtünme kuvvet bağından dolayı çekilir yani gerilir. Sağ taraftaki kol için böyle bir çekilme söz konusu değildir, bunun tam tersi tahrik kasnağı tarafından kayış, sağ taraftaki gerilmeyi azaltacak şekilde sağ tarafa itilir. Bu durumda kollardaki gerilme, dolayısıyla kuvvetler farklıdır. Gergin koldaki kuvvet F_1 , diğeri F_2 ise $F_1 > F_2$ olacağı açıktır [8].

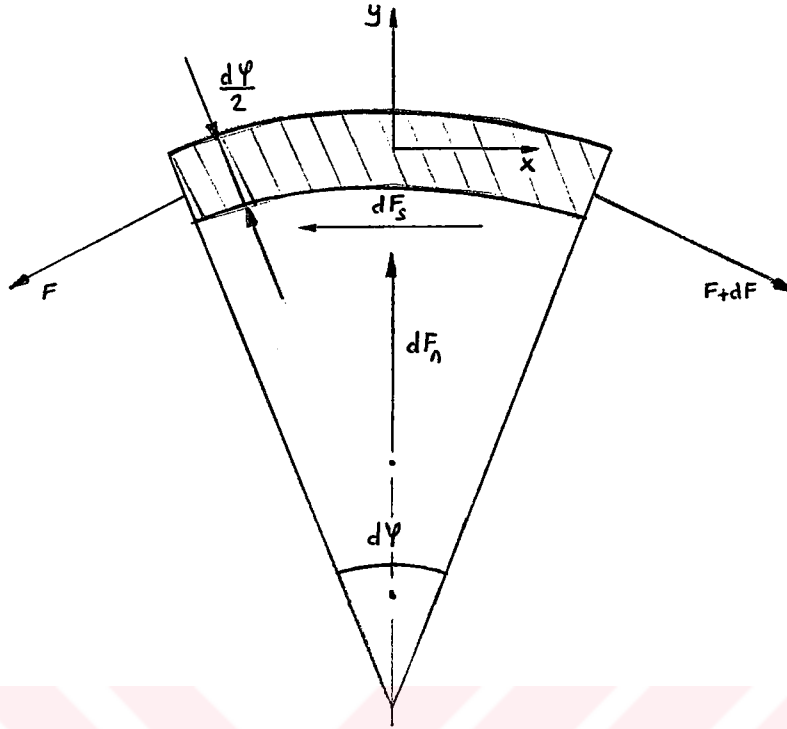
Döndüren ve döndürülen kasnak için yapılan incelemelerde kullanılan şekiller doğru kolların birbirine bağlanmasıyla mekanizma elde edilmiş olur (Şekil 1.17).



Şekil 1.17 Kayış Kasnak Mekanizmasında Çalışma Halinde Etki Eden Kuvvetler [6]

Aynı olay bir daha incelenip temel mekanik bilgileriyle analiz edilirse; kayış sabit duran bir kasnağa β açısı boyunca sarılı iken. Eğer sistem denge durumunda ve kasnak ideal pürüzsüz halde ise F_1 ve F_2 kuvvetleri birbirine eşittir. Kasnak pürüzlü ise temas alanı boyunca etkileyen sürtünme kuvvetleriyle halat kuvvetleri F_1 ve F_2 arasında bir fark oluşur; ancak bu fark denge durumunu bozmaz. Kayışın elastik olmadığı yani uzamadığı varsayımı altında hangi $F_1 > F_2$ sınırında denge durumunun bozulduğu yani kayışın kasnak üzerinde harekete başlayacağı araştırılırsa [8];

Farklı F_1 , F_2 kuvvetlerinin etkisinde kayışın kasnak üzerinde kaymasını engelleyen F_s sürtünme kuvvetidir (Şekil 1.18). $r d\varphi$ uzunluğundaki kayış parçasını düşünelim. Bu kayış parçası sürtünme kuvveti dF_s , normal kuvvet dF_n ve kayış kuvvetleri F ve $F + dF$ kuvvetlerinin etkisi altında dengededir [8].



Şekil 1.18 Kayış Kesitinde Kuvvetler [7]

x ve y yönünde denge şartını yazılırsa;

$$(F + dF) \cos \frac{d\varphi}{2} - F \cos \frac{d\varphi}{2} - dF_s = 0 \quad x \text{ yönü}$$

$$-(F + dF) \sin \frac{d\varphi}{2} - F \sin \frac{d\varphi}{2} + dF_n = 0 \quad y \text{ yönü}$$

$d\varphi$ çok küçük bir açı olup, $\sin \frac{d\varphi}{2}$ için $\frac{d\varphi}{2}$ ve $\cos \frac{d\varphi}{2}$ için 1 yazılabilir.

Böylelikle;

$$dF = dF_s \quad (1.13)$$

olur ve

$$-(F + dF)\frac{d\varphi}{2} - F\frac{d\varphi}{2} + dF_n = 0$$

$$dF_n = \left(F + \frac{dF}{2}\right)d\varphi \quad (1.14)$$

elde edilir [8]. Sükunet halinde $dF = 0$ dır. Böylece yukarıda düzenlenen denklem şu hali alır;

$$dF_n = \left(F + \frac{0}{2}\right)d\varphi$$

$$dF_n = F d\varphi \quad (1.15)$$

olur. Ayrıca sükunet halinde sürtünme katsayısı μ_0 ise sürtünme kuvveti $dF_s \leq \mu_0 dF_n$ olması gerektiğinden;

$$dF = dF_s \leq \mu_0 dF_n$$

$$dF = dF_s \leq \mu_0 F d\varphi \quad (1.16)$$

sonucuna ulaşılır.

$r d\varphi$ uzunluğundaki kayış boyu için yapılan bu incelemeyi, kasmağa temas eden tüm boya genişletmek için yukarıdaki (1.16) eşitliğinin, F_2, F_1 ve $0, \beta$ sınırları arasında integrali alınmalıdır [6];

$$\frac{dF}{F} \leq \mu_0 d\varphi$$

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} \leq \mu_0 \int_{\varphi=0}^{\beta} d\varphi$$

$$\ln F_1 - \ln F_2 \leq \mu_0 (\beta - 0)$$

$$\log_e \frac{F_1}{F_2} \leq \mu_0 \beta$$

logaritmanın tanımına göre ifade şöyle yazılabilir;

$$F_1 \leq F_2 e^{\mu_0 \beta} \quad (1.17)$$

Euler tarafından ifade edilen bu sonuç; F_1 ve F_2 kuvvetleri arasındaki bağıntının $F_1 = F_2 e^{\mu_0 \beta}$ sınır değerine ulaşması halinde kayışın kasnak üzerinde sağa doğru kaymaya başlayacağını gösterir. Görüldüğü gibi kayma sınırı sarım açısı β 'ya bağlı olarak üstel fonksiyonda yani çok hızlı bir şekilde artar [8].

Genellikle $F_1 < F_2 e^{\mu_0 \beta}$ dir ki bu halde de sürtünme ile hareket nakletme olanağı maksimum sınırın altında kullanılmış, fakat kayışın kayma olasılığı önlenmiştir. $\frac{F_1}{F_2} = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} \leq e^{\mu_0 \beta}$ oranını z ile gösterir ve kasnaktan kayışa nakledilen

moment denklemini yazılırsa, çevre kuvveti F_t için;

$$M = F_t r_1$$

$$M = F_1 r_1 - F_2 r_1$$

$$F_t = F_1 - F_2$$

$$F_t = F_1 \left(1 - \frac{F_2}{F_1} \right)$$

$$F_t = F_1 \left(1 - \frac{l}{z} \right)$$

$$F_t = F_2 (z - l)$$

$$F_t = F_1 \frac{z - l}{z}$$

$$F_t = F_1 j \quad (1.18)$$

olur. F_t 'ye kayış kasnak mekanizmalarında faydalı kuvvet adı da verilir. $j = \frac{z - l}{z}$

oranı ise kazanç olarak tanımlanır [8].

Bir kayış kasnak mekanizması ile emniyet gerilme sınırı σ_K ne kadar yüksek ve kazanç j ne kadar büyükse; o kadar daha büyük faydalı kuvvet F_t , aynı zamanda da o kadar daha büyük moment M iletilebilir.

Burada β_1 Şekil 1.19 'da görüldüğü gibi kayışın döndüren kasnak üzerine sarılma açısıdır. $\beta_1 = 180^\circ$ için, sükunet halinde Şekil 1.15-a 'da görüldüğü gibi;

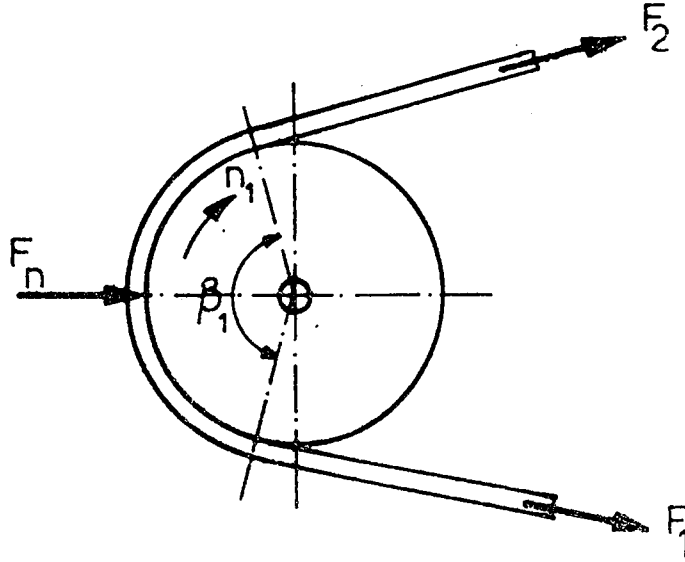
$$F_n = 2F_0 \quad (1.19)$$

yazılabilir. Çalışma sırasında Şekil 1.15-b 'de görüldüğü gibi;

$$F_n = F_1 + F_2 \quad (1.20)$$

yazılır. Bu iki denklemden;

$$F_0 = \frac{l}{2} (F_1 + F_2) \quad (1.21)$$



Şekil 1.19 Döndüren Kasnak Üzerinde Kayış Kollarında Oluşan Kuvvetler [6]

veya (1.12) bağıntısına göre;

$$F_0 = \frac{1}{2} F_1 \frac{e^{\mu\beta_1} + 1}{e^{\mu\beta_1}} \quad (1.22)$$

$$F_0 = \frac{1}{2} F_2 (e^{\mu\beta_1} + 1) \quad (1.23)$$

bulunur.

Diğer taraftan sürtünme kuvveti hariç, Şekil 1.15-b 'deki kuvvetlerin kasnağın merkezine göre moment denge denklemi yazılırsa,

$$F_1 \frac{D_l}{2} = (F_1 - F_2) \frac{D_l}{2}$$

$$F_1 = F_1 - F_2 \quad (1.24)$$

bulunur. (1.21) ve (1.24) denklemlerinden;

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} \quad (1.25)$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} \quad (1.26)$$

bağıntıları elde edilir [6].

Görüldüğü gibi, sükunet de her iki kolda mevcut olan F_0 kuvvetinde, çalışma sırasında gergin kolda $\frac{F_t}{2}$ değerinde bir kuvvet artışı olduğu halde, gevşek kolda $\frac{F_t}{2}$ değerinde bir kuvvet azalışı olur.

(1.12) denklemini göz önüne alınırsa, (1.24) bağıntısı;

$$F_t = F_1 \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1}} \quad (1.27)$$

$$F_t = F_2 (e^{\mu\beta_1} - 1) \quad (1.28)$$

halini alır.

(1.21) (1.24) ve (1.22) (1.27) denklemlerinden, gerdirme kuvveti F_0 ile iletilen çevre kuvveti arasında bir bağıntı kuran ve çekme faktörü denilen.

$$\lambda = \frac{F_t}{2F_0}$$

$$\lambda = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2}$$

$$\lambda = \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1} + 1} \quad (1.29)$$

bağıntısı bulunur. F_1 ve F_2 kuvvetlerinin dağılımı Şekil 1.17 'de görülmektedir. F_1 ve F_2 kuvvetleri kayış kollarını çekmeye zorlar. Kayış kesiti A ile ifade edilirse, bu kuvvetlerden dolayı kayış kollarında meydana gelen çekme gerilmeleri [6],

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} \quad \text{ve} \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A} \quad (1.30)$$

olarak yazılır. Benzer şekilde,

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} \quad \text{ve} \quad \sigma_t = \frac{F_t}{A} \quad (1.31)$$

bağıntıları elde edilir. Kuvvetlerde olduğu gibi gerilmeler arasında da,

$$\sigma_0 = \frac{1}{2} \sigma_1 \frac{e^{\mu\beta_1} + 1}{e^{\mu\beta_1}} \quad (1.32)$$

$$\sigma_0 = \frac{1}{2} \sigma_2 (e^{\mu\beta_1} + 1) \quad (1.33)$$

$$\sigma_t = \sigma_1 \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1}} \quad (1.34)$$

$$\sigma_t = \sigma_2 (e^{\mu\beta_1} - 1) \quad (1.35)$$

ve

$$\lambda = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0} \quad (1.36)$$

$$\lambda = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{\sigma_1 + \sigma_2} \quad (1.37)$$

$$\lambda = \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1} + 1} \quad (1.38)$$

bağıntıları mevcuttur.

Yukarıda elde edilen bağıntılar, μ yerine μ' koymak koşulu ile V kayış mekanizmalarına da uygulanabilir.

1.1.5.2 Merkezkaç Kuvvetler ve Gerilmeler

Kayış eğri bir yörünge üzerinde hareket ettiğinden, yüksek hızlarda merkezkaç kuvvetin etkisi altında kayış kollarında, merkezkaç gerilmeler olarak isimlendirilen çekme cinsinden gerilmeler meydana gelmektedir. Sonsuz küçüklikteki b genişliğinde, H kalınlığındaki, özgül ağırlığı γ_δ olan bir kayışın $d\varphi$ açısına karşılık gelen dm kütlesindeki bir parçasında merkezkaç kuvveti ve sebep olduğu gerilme incelenirse (Şekil 1.20) [6].

Kayış kütlesi dm 'in meydana getirdiği merkezkaç kuvvet dF_ζ yazılırsa

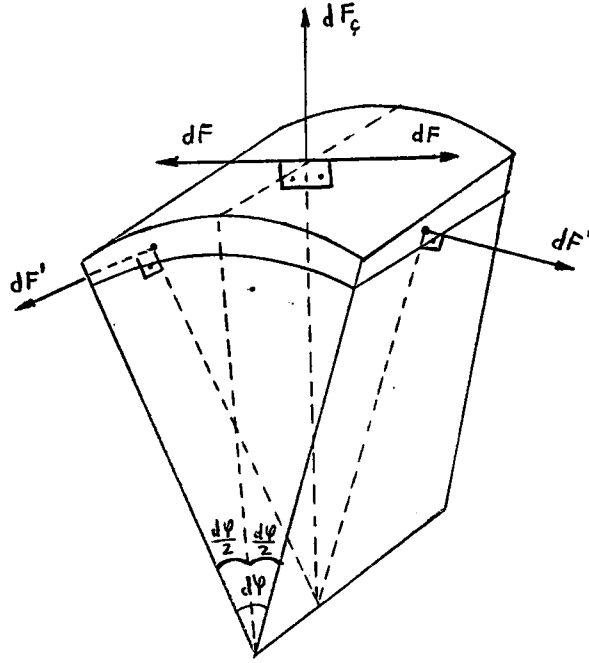
$$dF_\zeta = dm r \omega^2 \quad (1.39)$$

$$dm = \frac{\gamma_\delta}{g} b H r d\varphi$$

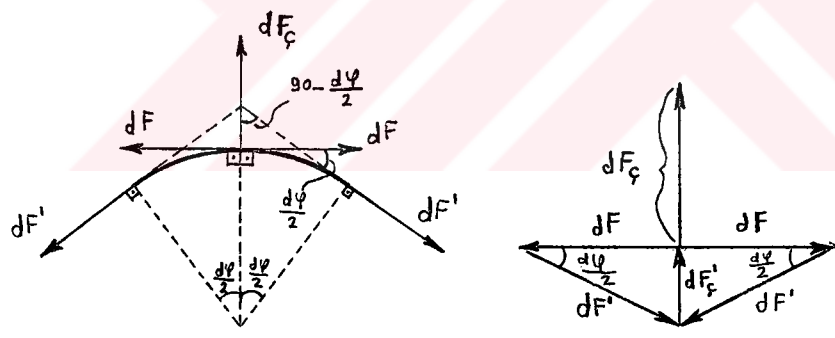
$$dF_\zeta = \frac{\gamma_\delta}{g} b H r d\varphi r \omega^2$$

$$\omega = \frac{v}{r}$$

$$dF_\zeta = \frac{\gamma_\delta}{g} b H d\varphi v^2 \quad (1.40)$$



Şekil 1.20 Kol Kuvvetleri ve Merkezkaç Kuvveti [6]



Şekil 1.21 Merkezkaç Kuvvet ve Onun Oluşturduğu Kol Kuvvetleri

Çok küçük bir kayış parçasında Şekil 1.21 'de görüldüğü gibi kayış kollarına etkiyen dF çekme kuvvetleri vardır. Kayış parçasının her hangi bir tarafında dF in ve dF' nün bileşke toplamı olan dF'_c oluşur, incelenen kayış parçasının sağ ve sol tarafında oluşan bu dF'_c 'lerin bileşke toplamından da dF_c elde edilir.

$$dF'_\zeta = dF' \sin \frac{d\varphi}{2} \quad (1.41)$$

olur.

$$dF'_\zeta = 2 dF' \sin \frac{d\varphi}{2} \quad (1.42)$$

$d\varphi$ açısı çok küçük olduğundan $\sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}$ alınırsa

$$dF'_\zeta = dF' d\varphi \quad (1.43)$$

olur. dF'_ζ için elde edilen (1.40) denklemi ile (1.43) denklemi birbirine eşitlenirse;

$$dF' = \frac{\gamma_\delta}{g} b H v^2 \quad (1.44)$$

elde edilir. dF' 'in etki ettiği kesit A olmak üzere,

$$A = b H$$

olur [6]. A kesitinde etki eden dF' çeki kuvvetinin oluşturduğu merkezkaç gerilme σ_ζ yazılırsa;

$$\sigma_\zeta = \frac{dF'}{A}$$

$$dF' = \sigma_\zeta A \quad (1.45)$$

(1.44) denklemi ile (1.45) denklemi birbirine eşitlenirse;

$$\sigma_{\zeta} = \frac{\gamma_{\theta}}{g} v^2 \quad (1.46)$$

denklemini elde edilir [6]. Görüldüğü gibi merkezkaç gerilme σ_{ζ} , kayışın özgül ağırlığı γ_{θ} ile ve çevre hızı v 'nin karesiyle doğru orantılıdır. β_1 açısına karşılık gelen kayış parçasında denklem (1.42) 'de, denklem (1.45) 'deki kayış kollarına etki eden çekme kuvveti dF' yazılırsa;

$$F_{\zeta} = 2 \sigma_{\zeta} A \sin \frac{\beta_1}{2}$$

olur. Denklem (1.46) daki çekme gerilmesi σ_{ζ} yerine yazılırsa;

$$F_{\zeta} = 2 \frac{\gamma_{\theta}}{g} v^2 A \sin \frac{\beta_1}{2} \quad (1.47)$$

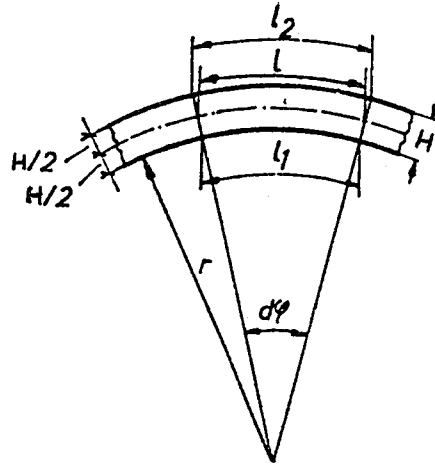
olur. Merkezkaç kuvveti, kayışı kasnak üzerinden kaldıracak yönde tesir eder. Böylece sürtünme kuvveti etkilenir ve denklem (1.12) de F_1 ile F_2 arasındaki esas bağıntı;

$$\frac{F_1 - F_{\zeta}}{F_2 - F_{\zeta}} \leq e^{\mu \beta_1} \quad (1.48)$$

şeklini alır. Benzer şekilde gerilmeler cinsinden,

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_{\zeta}}{\sigma_2 - \sigma_{\zeta}} \leq e^{\mu \beta_1} \quad (1.49)$$

yazılabilir. Dolayısıyla (1.12) denklemini $F_{\zeta} = 0$ olması halinde geçerli olduğundan yaklaşık bir bağıntıdır [6].



Şekil 1.22 Kayışta Meydana Gelen Uzunmalar [7]

1.1.5.3 Eğilme Gerilmeleri

Kayış, kasnak üzerine sarılırken eğildiğinden kayışta eğilme gerilmeleri meydana gelir. Kayış malzemesinin Hooke kanununa uyduğu kabul edilirse (kaba bir yaklaşımla böyle olduğu düşünülebilir, bu kabul çok küçük şekil değiştirmelerde geçerlidir). $r d\phi$ uzunluğundaki kayış boyu incelendiğinde (Şekil 1.22) [7].

$$\varepsilon_1 = \frac{l_1 - l}{l}$$

$$\varepsilon_1 = -\frac{H}{(D+H)}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{l_2 - l}{l}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{H}{(D+H)}$$

olur. Şekil 1.22'de görüldüğü gibi kayış kalınlığı kasnak çapının yanında küçük olduğundan paydadaki H ihmal edilerek [7],

$$\varepsilon_2 = -\varepsilon_1 \approx \frac{H}{D}$$

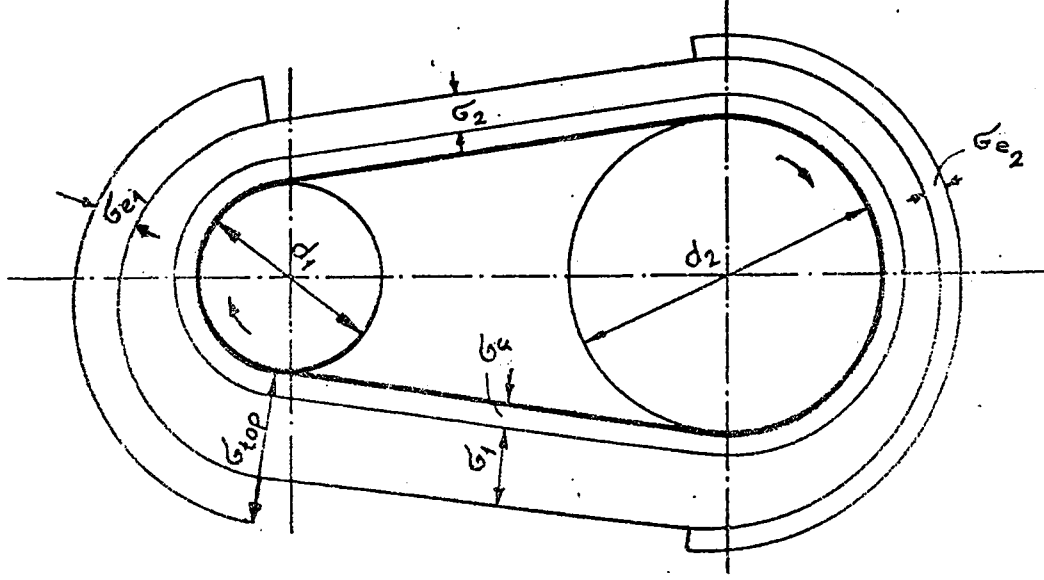
$$\sigma_e = \varepsilon E_e$$

$$\sigma_e = \frac{H}{D} E_e \quad (1.50)$$

olur. Burada E_e kayışın eğilme elastiklik modülüdür. D yerine D_1 yazılırsa döndüren, D_2 yazılırsa döndürülen kasnak üzerine sarıldığı anda kayışta meydana gelen σ_{e_1} ve σ_{e_2} eğilme gerilmeleri elde edilir. (1.50) denkleminde görüldüğü gibi eğilme gerilmeleri, elastiklik modülü ve kayış kalınlığı ile doğru, kasnak çapı ile ise ters orantılıdır. Belirli bir malzeme için eğilme gerilmesinin değeri H/D oranına bağlıdır. H/D oranının büyük olması halinde σ_e eğilme gerilmesi büyük olur [6].

Eğilme gerilmeleri, kayışın yalnız kasnaklar üzerine sarıldığı kısımlarda meydana gelir. Genellikle döndüren kasnağın D_1 çapı, döndürülen kasnağın D_2 çapından daha küçük olduğundan $\sigma_{e_1} > \sigma_{e_2}$ dir. Bu yüzden küçük kasnak çaplarının $D_1 \geq 100 H$ olması tavsiye edilir. V kayışlarında kayış kalınlığı H nispeten büyük olduğundan burada aynı kasnak çapı için daha büyük eğilme gerilmeleri meydana gelir. Bu bakımdan V kayışları pek elverişli değildir. V kayışları iç taraftan çentikli olarak da yapılmaktadır. Çentikler kayışın eğilme elastikliğini artırır. Çentikli kayışlar çentiksiz olanlara göre daha küçük çaplı kasnaklarla kullanılabilir [6].

Eğilme rijitliği az olan ince kayışların, büyükçe çaplı kasnağa sarılmalarıyla eğilme gerilmesinin küçük olacağı görülür. Standartlarda, kasnak çaplarının alt sınırının verilmesi, eğilme gerilmesinin belirli sınırların üstüne çıkmasını önlemek içindir.



Şekil 1.23 Kayıştaki Gerilmelerin Dağılımı [7]

1.1.5.4 Toplam Gerilmeler

Kayıştaki toplam gerilme; çeki, merkezkaç ve eğilme gerilmelerinin toplamıdır. Gerilmelerin kayış boyunca dağılımı Şekil 1.23 de gösterilmiştir.

Merkezkaç gerilmesi bütün kayış boyunca değişmez. Çeki gerilmesi; gergin kolda σ_1 , gevşek koldakinden σ_2 daha yüksektir. Tahrik kasnağındaki sarım açısı boyunca σ_1 den σ_2 ye, döndürülen kasnağın sarım açısı boyunca da σ_2 den σ_1 e sürekli bir geçiş vardır. Eğilme gerilmeleri eğilme olayının meydana geldiği sarım açıları boyunca var olup, küçük kasnak etrafında daha büyüktür. Şekil 1.23 'den izleneceği üzere; kayıştaki toplam gerilme, kayışın küçük kasnağa sarılmaya başladığı bölgede en büyük değerdedir. Bu bölgede kayışın dış yüzeyindeki toplam gerilme [6];

$$\sigma_{top} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_e = \frac{F_1}{A} + \frac{\gamma_b}{g} v^2 + \frac{H}{D} E_e \leq \sigma_{em} = \frac{\sigma_K}{S} \quad (1.51)$$

olacaktır. Bu değer kayışın emniyet gerilme değerinden küçük olmalıdır. σ_K kayışın kopma mukavemet sınırırđır.

1.1.6 Kayış Mekanizmalarının Tasarımı

Tablo 1.1 vasıtasıyla belirli bir iş için uygun kayış türü tespit edilebilir. Bundan sonra bir üretici kataloguna veya bir bilgisayar programına temel bilgilerin uygulanmasıyla ebat ve uzunluk elde edilir [9].

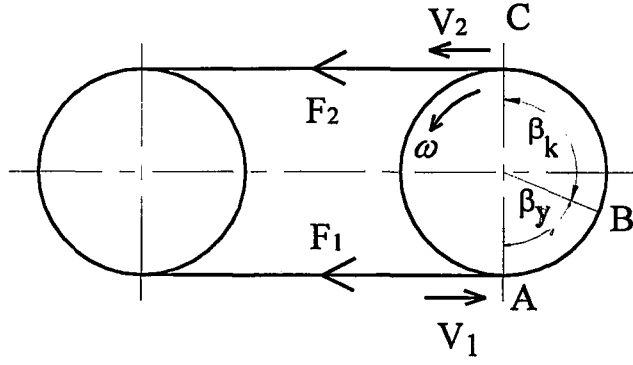
Kayış kasnak mekanizmalarının tasarımında, göz önüne alınması gereken ilave hususlar olabilir. Örneğin; tasarımcılardan depodaki hali hazırda mevcut parçaları kullanması istenebilir veya özel bir işte sınırlı çevre ve emniyet sınırlarının göz önünde tutulması gerekebilir [9].

B. F. Goodrich 'e göre; güç iletimi V kayışlarının tasarım ve yapımı geçen 30 yılı aşkın sürede o kadar geliştirilmiştir ki mevcut birçok mekanizmaların tekrar gözden geçirilmesi gerekmektedir. Belirli bir kesit deki kayış için 1950 'de 0,7 kW değer biçilmişken günümüzde bu değer 1,6 kW olarak kabul edilmektedir. [9]

Mekanizmalar günümüzde bilgisayarlarla tasarımlanabilmektedir. Bu bilgisayarlar birçok farklı çözümlü çok ufak bir zaman içinde, elle hesaplama ile ancak tek bir çözümün yapılabileceği sürede, yapılmasını sağlamaktadır. Böylece en uygun çözümler kolayca elde edilir.

Tablo 1.1 Beş Ayır Kayış Türünün Karşılaştırılması [9]

	Düz Kayış	Normal Kayış	V Mafsallı V Kayış	Dişli V Kayış	Yivli V Kayış
Gerdirme yükleri	En yüksek	Düşük	Düşük	En düşük	Yüksek
En iyi çalışma sınırı; m/s	5 'den 50 'ye	5 'den 30 'a	5 'den 25 'e	5 'den 50 'ye	5 'den 30 'a
25 m/s 'nin üzerinde iş kabiliyeti	İyi	Oldukça iyi	Tavsiye edilmez	İyi	Oldukça iyi
5 m/s 'nin altında iş kabiliyeti	Oldukça iyi	Oldukça iyi	Oldukça iyi	İyi	Oldukça iyi
Ani yük artışlarına dayanımı	İyi	İyi	İyi	Oldukça iyi	İyi
Mekanik verimlilik	İyi	İyi	İyi	En iyi	İyi
Paralellik toleransı	Hiç yok	Hatayı karşılayacak derecede iyi	Hatayı karşılayacak derecede iyi	Hiç yok	Hiç yok
Gürültü	En çok	Çok az	Az	Az	Az
Eş zamanlı çalışma	Hayır	Hayır	Hayır	Evet	Hayır
Kayma	Biraz	İhmal edilebilir	Biraz	Hiç yok	Biraz
Başlangıçtaki maliyeti	Düşük	Düşük	Orta	Orta	Orta
Havaya karşı direnci	İyi	İyi	Oldukça iyi	İyi	İyi
Bakım gereksinimi	Biraz	İhmal Edilebilir	Biraz	İhmal Edilebilir	Biraz



Şekil 1.24 Döndüren Kasnak Üzerinde AB Yapışma Yayı, BC Kayma Yayı

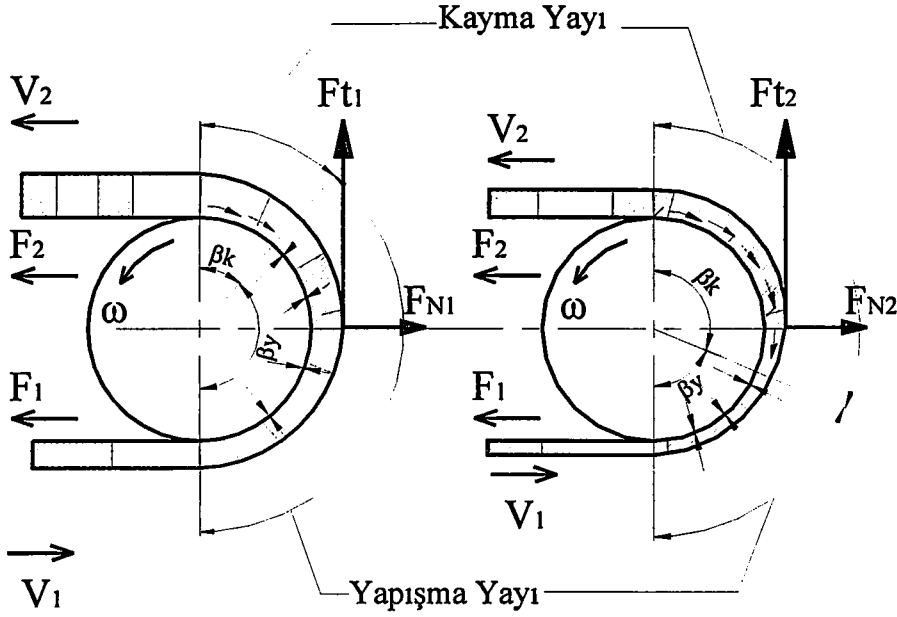
1.2 Kayış Kasnak Mekanizmalarında Kayma Olayını Etkileyen Faktörlerin Teorik Analizi

1.2.1 Kayma Olayının Basit Tanımı

Başlangıç olarak Reynolds (1847) tarafından ileri sürülmüş, daha sonra Swift (1928) tarafından genişletilmiş kayma olayı; elastik kayışta gerilme değişiminden kaynaklanan uzama ve kısalmalara bağlı olarak tanımlanmıştır.

İlk teorilerde kayışın uzayabilir olduğu, kesme ve eğilme gerilmelerinin de ihmal edilecek kadar az olduğu (düz kayışlar) kabul edilmiştir. Gerdirme kuvveti etkisinde kayış ve kasnak arasında oluşan sürtünme nedeniyle kayış kollarında meydana gelen gerilme değişimi elastik uzama ve kısalmaya sebep olur. Bu da, kayışın rijit kasnağa göre izafi hareketine neden olur.

Bunun anlamı; döndüren kasnakta, kayış sarılış açısının (β) bir kısmında (β_k), kayış kasnak ara yüzeyi kayma sürtünmesi içinde olacak ve bu temas bölgesinde kasnağın yüzeysel hızı daha büyük olacaktır. Güç iletiminde etkili olan bu açı, sürtünme veya kayma açısı olarak adlandırılır (Şekil 1.24). Sarılış açısının diğer kısmına yapışma (β_y) açısı adı verilir. [1]



Şekil 1.25 Döndüren Kasnakta İletilen Çevresel Kuvvetin Büyüklüğüne Göre ($F_{t_2} > F_{t_1}$), Yapışma ve Kayma Yayının Değişimi

Bu tanımlamalara göre; döndüren kasnakta güç iletim mekanizması aşağıdaki gibi açıklanabilir;

Kayış V_1 hızı ile hareket eden kasnağa V_1 hızı ve F_1 gerilme kuvveti ile sarılır (Şekil 1.25). Hem gerilme kuvveti hem de hız AB yayı boyunca sabit kalır. Statik sürtünmenin geçerli olduğu bu yapışma yayının sonuna doğru, sürtünme kuvvetleri kısmen azalır ve kayış kasnaktan geriye doğru kaymaya başlar. Elastik kayma (sürünme) olarak adlandırılan bu olay sırasında kayış gerilme kuvveti değişir. Sonuç olarak kayış, kasnağı F_2 gevşek kol gerilmesi ve V_2 hızı ile terk eder. Kaymanın değeri, artan direnç momenti, dolayısıyla gerdirme kuvvetinin büyüklüğüne bağlıdır (Şekil 1.25). [10]

Mekanizma ile iletilen moment;

$$M = F_1 r = (F_1 - F_2) r$$

olur ve momentin büyüklüğü, $(F_1 - F_2)$ farkına bağlıdır. Ancak bu fark büyüdükçe kayma yayı da büyür. Mekanizmanın maksimum güç iletme kabiliyeti β_k açısının maksimum değerinde gerçekleşir ki, bu da tam kayma denilen sınır duruma karşılık gelir. [11]

1.2.2 Kayma Olayı İle İlgili Matematiksel İfadeler

Kasnak çapına göre kayış kalınlığının küçük, μ_k (kaymada sürtünme katsayısı veya kinetik sürtünme katsayısı) ve μ_s (statik sürtünme katsayısı) -in sabit olduğunu kabul edersek, F_1 gergin ve F_2 gevşek kol kuvvetleri arasında Euler bağıntısı olarak bilinen (1.12) bağıntısı vardır. Kayma yayının (β_k) üzerindeki gerilme değişimi;

$$\Delta F = F_2 \left(e^{\mu_k \beta_k} - 1 \right)$$

olur. Yapışma yayı (β_y) içinde, sürtünme kuvvetleri kısmen azalarak devam eder ve bu yayın (bölgenin) sonuna doğru (kayma yayının başlangıcı) kayış kasnağa göre kaymaya başlar.

Yapışma yayı (β_y) üzerindeki gerilme değişimi ΔF ise; yapışma yayı üzerindeki çekme kuvvetlerinin toplamıdır. Eşit kasnak çaplarının kullanıldığı bir mekanizmada bu değişim; [1]

$$\Delta F = (\text{Yapışma Yayı Üzerinde Çekme Kuvvetlerinin Toplamı})$$

Diğer bir ifade ile;

$$\Delta F = (\text{Birim Uzunluk Başına Kesme Kuvvetleri Ortalaması}) \times (\pi - \beta_k) \times r$$

olur.

Bu tanımlamalara göre;

$$\Delta F = \frac{1}{2} \frac{F_2 e^{\mu_k \beta_k}}{r} \mu_s (\pi - \beta_k) r$$

$$\Delta F = \frac{\pi - \beta_k}{2} F_2 e^{\mu_k \beta_k} \mu_s$$

olur. Buradan da, tüm sarılış açısı boyunca gerilme değişimi; [1]

$$F_1 - F_2 = F_2 \left[\left(e^{\mu_k \beta_k} - 1 \right) + \frac{\pi - \beta_k}{2} \mu_s e^{\mu_k \beta_k} \right]$$

$$F_1 = F_2 \left[\left(e^{\mu_k \beta_k} - 1 \right) + \frac{\pi - \beta_k}{2} \mu_s e^{\mu_k \beta_k} \right] + F_2$$

$$F_1 = F_2 \left[\left[\left(e^{\mu_k \beta_k} - 1 \right) + \frac{\pi - \beta_k}{2} \mu_s e^{\mu_k \beta_k} \right] + 1 \right]$$

$$F_1 = F_2 \left[e^{\mu_k \beta_k} - 1 + \frac{\pi - \beta_k}{2} \mu_s e^{\mu_k \beta_k} + 1 \right]$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu_k \beta_k} \left[1 + \frac{\pi - \beta_k}{2} \mu_s \right] \quad (1.52)$$

Olur.

$\beta_k = 0$ olduğunda yani, güç iletiminin statik sürtünme ile gerçekleşmesi demektir ki, bu durumda;

$$\frac{F_1}{F_2} = \left[1 + \frac{\pi \mu_s}{2} \right] \quad (1.53)$$

olur.

$\frac{F_1}{F_2}$ oranının küçük değerleri için

$$\frac{F_1}{F_2} = \left[1 + \frac{\pi \mu}{2} \right]$$

yazılabilir. Burada $0 \leq \mu \leq \mu_s$ dir [1].

1.2.2.1 Düz Kayışlarda Kayışın Boyca Uzamasına Bağlı Kayma

Kayış kasnak mekanizmalarında kayma olayı s (kayma faktörü) ve λ (çekme faktörü) parametrelerine bağlı olarak ifade edilmektedir. Uzayabilir (kortsuz) düz kayışlarda hız farkına bağlı olarak kayma faktörü; [1]

$$s = 1 - \frac{r_2 \omega_2}{r_1 \omega_1} \quad (1.54)$$

Çekme faktörü ise;

$$\lambda = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta} + 1} \quad (1.55)$$

olur. Bu eşitliği bölüm 1.2 ile bölüm 1.1.5 `de çıkarılmış matematiksel ifadeleri kullanarak ve Şekil 1.15 `i göz önüne alarak yazılırsa;

$\beta = 180^\circ$ için sükunet halinde [6];

$$F_n = 2F_0 \quad (1.56)$$

olur. Çalışma sırasında;

$$F_n = F_1 + F_2 \quad (1.57)$$

olur. Bu iki denklemi birbirine eşitlenirse;

$$F_0 = \frac{1}{2}(F_1 + F_2) \quad (1.58)$$

olur.

Denklem (1.58)`de, (1.12) bağıntısını yazarsak;

$$F_0 = \frac{1}{2}(F_2 e^{\mu\beta} + F_2)$$

$$2F_0 = F_2(e^{\mu\beta} + 1)$$

$$F_2 = \frac{2F_0}{(e^{\mu\beta} + 1)} \quad (1.59)$$

olur [6].

$$F_t = F_1 - F_2 \quad (1.60)$$

Denklem (1.12), denklem (1.60)'da yerine yazılırsa;

$$F_t = F_2 e^{\mu\beta} - F_2$$

$$F_t = F_2(e^{\mu\beta} - 1) \quad (1.61)$$

Yukarıda denklem (1.59) 'da F_0 a bağlı bulunan F_2 değerini denklem (1.61)'da yerine yazılırsa;

$$F_t = \frac{2F_0}{(e^{\mu\beta} + 1)}(e^{\mu\beta} - 1)$$

$$\frac{F_t}{2F_0} = \frac{(e^{\mu\beta} - 1)}{(e^{\mu\beta} + 1)} \quad (1.62)$$

olur. Denklem (1.58) ve denklem (1.60), denklem (1.62)'de yerine yazılırsa;

$$\frac{F_1 - F_2}{2 \frac{1}{2}(F_1 + F_2)} = \frac{(e^{\mu\beta} - 1)}{(e^{\mu\beta} + 1)}$$

olur. Çekme faktörü dediğimiz bu bağıntı daha önce çıkarılmıştı;

$$\lambda = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta} + 1} \quad (1.63)$$

Yukarıdaki ifadelerde β tüm sarılış açısını ifade eder. Yani;

$$\beta = \beta_y + \beta_k$$

olur. Denklem (1.52)'de β_k kayma yayına bağlı olarak çıkarılmış olan bağıntı aşağıdadır.

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu_k \beta_k} \left[1 + \frac{\pi - \beta_k}{2} \mu_s \right]$$

Denklem (1.12)'deki Euler bağıntısı ile eşitlenirse;

$$e^{\mu\beta} = e^{\mu_k \beta_k} \left[1 + \frac{\pi - \beta_k}{2} \mu_s \right] \quad (1.64)$$

olur [1].

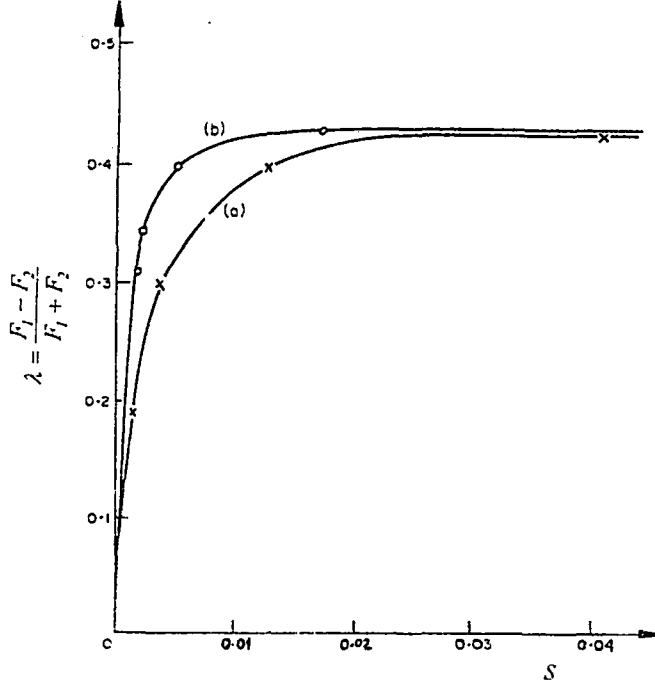
Denklem (1.63) 'deki ifade denklem (1.64) 'deki ifadede yerine yazılırsa;

$$\lambda = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta} + 1}$$

$$\lambda = \frac{e^{\mu_k \beta_k} \left[1 + \frac{\pi - \beta_k}{2} \mu_s \right] - 1}{e^{\mu_k \beta_k} \left[1 + \frac{\pi - \beta_k}{2} \mu_s \right] + 1} \quad (1.65)$$

olur.

λ ve s arasındaki ilişki Şekil 1.26 'da verilmiştir.



Şekil 1.26 λ Çekme Faktörüne Bağlı Kayma

(a) Döndüren Kasnak İçin Hesaplanan, (b) Döndürülen Kasnak İçin Hesaplanan [1]

1.2.3 Kayma Olayı İle İlgili Yeni Yaklaşımlar

Düz kayışlarda çekme elemanı (kort) kullanılması, V ve taraklı V kayışlarının kullanıma girmesi ve çekme elemanlarının uzamaz oluşu, uzayabilir nitelikteki kayışlar için çıkarılmış olan kayma teorisini bu tip kayışlar için geçersiz kılmıştır. Aşağıdaki kabuller yapılarak yeni teoriler geliştirilmiştir. [1]

1. Yük taşıyan çekme elemanı (kort) ince, uzamaz ve esnektir.
2. Sürtünme kuvvetleri etkisinde kalan kayışın enine kesit düzlemleri, yine düzlemsel kalır.
3. Kayış üzerinde hareket ettiği kasnağa yapışır.
4. Kinetik sürtünme katsayısı μ_k ve statik sürtünme katsayısı μ_s sınırlı sabit bir değere sahiptir.
5. Hızlardan kaynaklanan atalet kuvvetleri ihmal edilir.

Bu kabullere göre kayış kasnak mekanizmalarında kayma olayını etkileyen faktörler, kayış tiplerine de bağlı olarak aşağıda verilmiştir.

1.2.3.1 Şekilsel Uyum

Kayış zarfı (kauçuk kısmı) gerdirme kuvveti etkisiyle kasnak yivine bastırılır. Bu bastırılma sonucu kayışın maruz kaldığı kuvvetlerin (basınçların) durumu Şekil1.27`de gösterilmiştir. [2]

Çekme kuvvetinin (F), kort genişliğine (b) oranı gerilme kuvveti (σ) dir. Küçük bir kayış elemanının radyal yöndeki dengesi, kayış kortunun izafi radyal (p_x) basıncı ile zorlandığı düşünülerek yazılırsa [2];

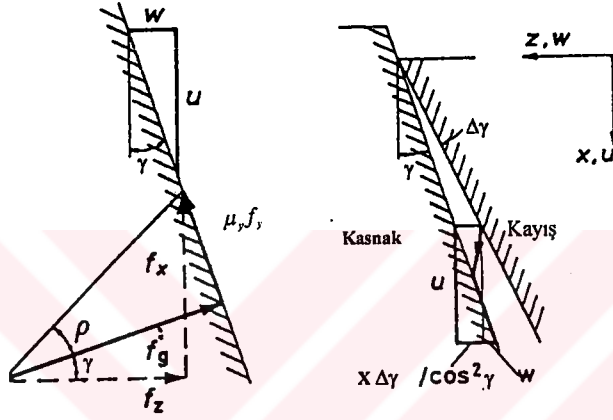
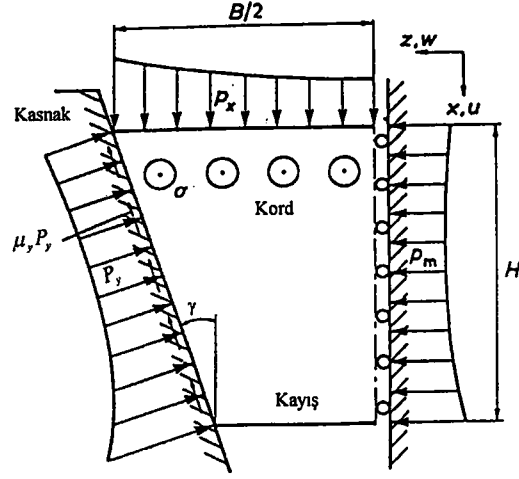
$$p_x = \frac{\sigma}{r} \quad (1.66)$$

olur.

$\sigma = \text{sabit}$ olarak kabul edilirse, radyal basınç;

$$p_x = \frac{F}{b r} \quad (1.67)$$

olur.



Şekil 1.27 V Kayışına Etkiyen Kuvvet ve Basınçlar [2]

Bu basınç kayış yan taraflarında p_y yiv basıncını oluşturur ve yiv yan yüzeylerinde kaymadan dolayı sürtünme kuvvetleri ortaya çıkar. Şekil 1.27 'de gösterilen bu düzlemdeki sürtünme bileşeni $\mu_y p_y$ dir. μ_y bağıl sürtünme katsayısıdır ve aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir [4];

$$\mu_y = -\mu \cos \gamma_s \frac{\cos \phi}{\cos \gamma} \quad (1.68)$$

ve

$$\tan \gamma_s = \tan \gamma \cos \phi \quad (1.69)$$

olur.

ϕ = Kayma hızının doğrultusudur.

$\phi = 90^\circ$ olması sürtünme kuvvetlerinin çevresel olarak yönlenmiş olduğunu gösterir. Yani $\mu_y = 0$ dır. $\phi = 180^\circ$ olması ise sürtünme kuvvetlerinin radyal olarak dışarıya doğru yönlenmiş olduğunu gösterir. Yani $\mu_y = \mu$ dır.

F çekme kuvveti ile kayışın radyal yöndeki u şekil değiştirmesi arasındaki ilişki ise [2];

$$u = \frac{F}{k_1 r} [Cot(\gamma + \rho) + k_{02} + k_{03}] \quad (1.70)$$

eşitliği ile verilmiştir.

ρ = Sürtünme açısı

k_1 = Eksenel basınca bağlı radyal yay sabiti (rijitliği)

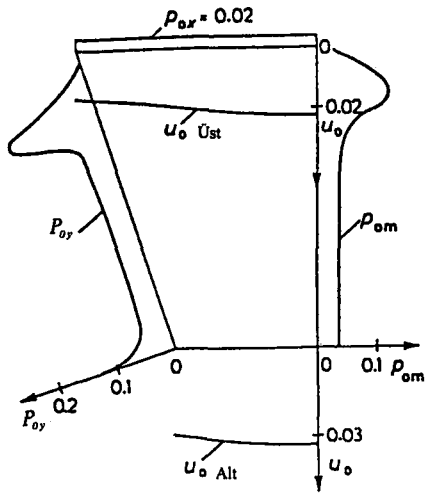
k_2 = Radyal basınca bağlı radyal yay sabiti $\left(k_{02} = \frac{k_1}{k_2} \right)$

k_3 = Kayış kuvvetine bağlı radyal yay sabiti $\left(k_{03} = r \frac{k_1}{k_3} \right)$

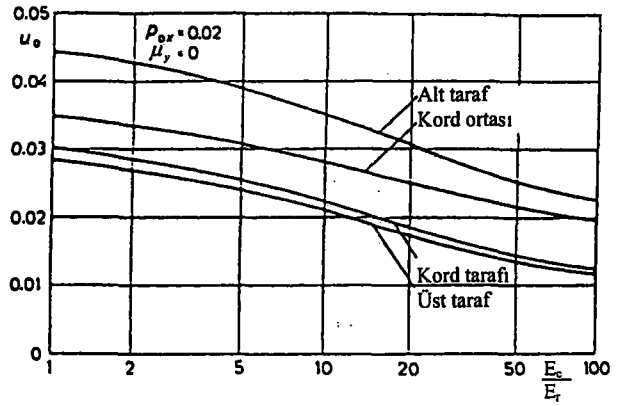
p_x sabit basınç için geçerli olan $F = p_x b r$ ilişkisini kullanarak, sayısal çözümler için boyutsuz değerlere göre düzenlenen eşitlik aşağıda verilmiştir [2].

$$\frac{u_0 k_1}{p_{0x} E} = Cot(\gamma + \rho) + k_{02} \quad (1.71)$$

u_0 ve p_{0x} in ilgili parametrelere bağlı olarak değişimini gösteren örnekler Şekil 1.28.a-b 'de verilmiştir.



Şekil 1.28.a. $E_c / E_r = 25$, $\mu_y = 0$, $\nu = 0,48$, $\beta = 18^\circ$ için farklı basınç ve radyal yer değiştirme.[2]



Şekil 1.28.b. Kort elastikliği E_c / E_r in fonksiyonu olarak kayışın kısımlarında u_o yer değiştirme [2]

Kasnak yivinde V kayışlarında oluşan kayma kayış zarfının eskimesine sebep olurken, eskime nedenlerinden biride kayma olayını da etkileyen kayış kasnak arasındaki basınç dağılımıdır. Kayışın eskime (bozulma) olayını sağlıklı değerlendirmede bu olayın önemi dikkate alınmalıdır. [12]

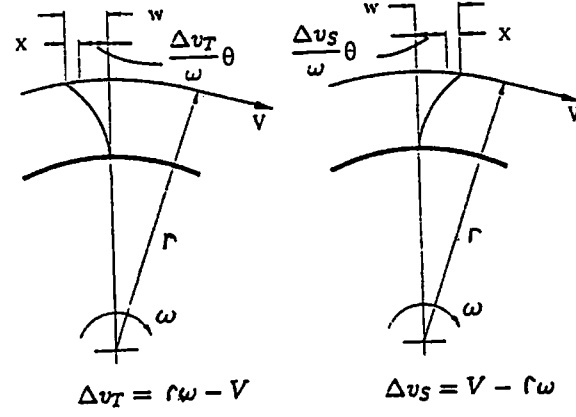
1.2.3.2 Kayma Şekil Değiştirmesi

Yapışma yayı içinde (kayma yayının ön kısmında) sürtünme kuvvetleri kısmen azalmıştır. Bu kuvvetler, kayış kasnak temas yüzeyinde, kayış zarfı içinden kort tabakasına iletilir. Bu nedenle kayış uzunluğunca kayma gerilmelerine (dolayısıyla kayma şekil değiştirmelerine) sebep olur. Kayma şekil değiştirmesi hem radyal (düz , V ve taraklı V kayışlarında) hem de aksel olarak (V ve taraklı V kayışlarında) değişir. Kayışın kasnağa yapışması ile kort tabakasında oluşan kayma şekil değiştirmesi, Şekil 1.29`da gösterildiği gibi w dir. [5]

Kayış boyunca birim uzunluk başına sürtünme kuvveti F_s olursa,

$$F_{smax} = \mu_y \frac{F}{r} \quad (1.72)$$

olur.



Şekil 1.29 Kayış Boyunca Oluşan Kayma Şekil Değişirnesi. [5]

r = Kasnak yarıçapı.

μ_y = Bağlı sürtünme katsayısı.

$$\mu_y = \frac{\mu}{\text{Sin}\gamma} \quad (1.73)$$

μ = Sürtünme katsayısı

γ = Kayış kama açısı

ξ = sürtünme fayda katsayısı ($0 \leq \xi \leq 1$) da hesaba katılırsa, sürtünme kuvveti;

$$F_s = \xi \mu_y \frac{F}{r} \quad (1.74)$$

olur. Bu sürtünme kuvvetlerinin kayış boyunca meydana getirdiği gerilme değişimi;

$$dF = \pm F_s r d\theta \quad (1.75)$$

θ = Açısal koordinat

veya

$$F' = \pm \xi \mu_y F \quad (1.76)$$

olur.

Bu notasyonlara bağılı olarak kayma şekil değiştirmesi (kauçuk kısmında) aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$w = \frac{H_f}{G b} F_s$$

$$w = \frac{H_f}{G b} \xi \mu_y \frac{F}{r} \quad (1.77)$$

w = Kayma sapma miktarı.

G = Kauçuğun kayma modülü.

b = Kort tabakasında kayıř genišlięi.

H_f = Kayış cinsine bağlı izafi kayış kalınlığıdır.

V kayışları için [5];

$$H_f = H_V \frac{1 + g_\xi \varepsilon^2}{g_G} \quad (1.78)$$

olur.

g_ξ = Sürtünme için kayma düzeltme faktörü.

g_G = Kayma modülü için kayma düzeltme faktörü.

H_V = V kayış katman kalınlığı.

Yapışma bölgesinde kayış uzunluğunca etkiyen sürtünme kuvvetleri gerilme değişimi meydana getirir ve bu da kayış kortunda x uzamasına sebep olur. Döndürülen kasnakta yapışma bölgesinde belli bir θ açısında gerilme artışı ile meydana gelen uzama [5];

$$x = \int_0^{\theta} \frac{F - F_a}{c} r d\theta \quad (1.79)$$

c = Uzama rijitliği.

F_a = Yapışma bölgesinin başlangıcındaki yani $\theta = 0$ iken kayış gerilmesi.

Kayışın yiv içinde radyal yöndeki şekilsel uyumu sonucu meydana gelen u , şekil değiştirmesi de kaymaya katkıda bulunur.

$$u = \frac{1}{k} \frac{F}{r} \quad (1.80)$$

$$k = \frac{k_1}{\text{Cot}(\gamma + \rho) + k_{02} + k_{03}} \quad (1.81)$$

Denklem (1.80) 'de ifade edilen, içeriye doğru radyal hareket u 'nun kayışta meydana getirdiği uzama;

$$u d\theta = \frac{F}{k r} d\theta \quad (1.82)$$

olur. Böylece kordun tüm uzaması;

$$x = \int_0^{\theta} \frac{F - F_a}{c} r d\theta + \int_0^{\theta} (u - u_a) d\theta \quad (1.83)$$

u_a = Yapışma bölgesi başlangıcında şekilsel uyum.

olacaktır. Bu uzama miktarı döndürülen kasnak için;

$$x = (1 + c_0) \int_0^\theta \frac{F - F_a}{c} r d\theta \quad (1.84)$$

şeklinde de ifade edilebilir [5].

$$c_0 = \frac{c}{k r^2} \quad (1.85)$$

c_0 = Uzama rijitliği (boyutsuz).

Döndüren kasnakta kort tabakasının kısılması , aynı şekilde;

$$x = (1 + c_0) \int_0^\theta \frac{F_a - F}{c} r d\theta \quad (1.86)$$

olur.

Yapışma yayında kayış kasnağa yapışıktır ve kort tabakası şekil değiştirir. Sonra kasnak ve kort tabakası Şekil 1.29 'da görüldüğü gibi Δv bağıl hızı ile hareket eder [5].

Bir θ açısından sonra kayış ve kasnak bir birlerine göre izafi olarak $\frac{\Delta v}{\omega} \theta$ miktarınca hareket etmişlerdir.

Şekilsel uyum (yer değişim hali) hem döndürülen hem de döndüren kasnakta kayma sapmasının olmasını icap ettirir, izafi hareket ve kort uzaması arasında aşağıdaki şekilde ilişki kurulabilir;

$$w = \frac{\Delta v}{\omega} \theta + x \quad (1.87)$$

olur. w ve x in elimine edilmesi ile, bu eşitlik döndürülen kasnak için;

$$\frac{H_f}{G b} \xi \mu_y \frac{F}{r} = \frac{\Delta v_2}{\omega} \theta + (1 + c_0) \int_0^\theta \frac{F - F_a}{c} r d\theta \quad (1.88)$$

Δv_2 = Kayma hızı gevşek kol için.

Aşağıdaki boyutsuz değerler kullanılarak [5];

$$H_{0f} = \frac{H_f c}{G b r^2} \quad (1.89)$$

$$\Delta v_{0a} = \frac{c \Delta v}{F_a V} \quad (1.90)$$

$$\kappa = \frac{F}{F_a} \quad (1.91)$$

Döndürülen kasnakta;

$$H_{0f} \xi \mu_y \kappa = \Delta v_{0a} \theta + (1 + c_0) \int_0^\theta (\kappa - 1) d\theta \quad (1.92)$$

Aynı yaklaşımla döndüren kasnak için;

$$H_{0f} \xi \mu_y \kappa = \Delta v_{0a} \theta + (1 + c_0) \int_0^\theta (1 - \kappa) d\theta \quad (1.93)$$

Δv_{0a} = Yapışma bölgesi başlangıcında kayış kayma hızı boyutsuz.

H_{0f} = İzafi kayış kalınlığı her kayış tipi için farklıdır.

ξ = Fayda katsayısı her kayış tipi için farklıdır.

H_{0f} ve ξ 'nin lineer olmayan davranışı sebebiyle, yapışma bölgesinde bir θ açısında κ ve ξ 'nin tayini ve bu denklemlerin çözümü bir takım sayısal yöntemleri gerekli kılar [5].

$\frac{\Delta v}{V}$, hem döndürülen, hem de döndüren kasnakta doğrudan doğruya kaymayı (hız kaybını) verir.

Bu bağıntı boyutsuz olarak;

$$\Delta v_{01,02} = \frac{c}{F_1 + F_2} \frac{\Delta v_{1,2}}{V} \quad (1.94)$$

Şeklinde elde edilir ve çıkış hızında azalma;

$$\Delta \omega_0 = \Delta v_{01} + \Delta v_{02} \quad (1.95)$$

$\Delta \omega_0$ = Açısal hız kaybı miktarı boyutsuz.

Δv_{01} = Döndüren kasnakta kayış kayma hızı (gergin kol) boyutsuz.

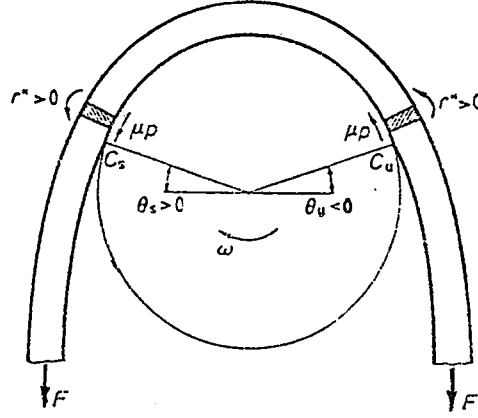
Δv_{02} = Döndürülen kasnakta kayış kayma hızı (gevşek kol) boyutsuz.

olur. Bu ifade ile iletilen moment arasında doğrusal bir ilişki yoktur [5].

1.2.3.3 Eğilme Rijitliği

Kayışın kasnağa sarılması ve boşalması sırasında, eğrilik yarıçapı ρ 'daki değişim Şekil 1.30 'da görüldüğü gibi bir kayışın enine kesitinde bir dönme hızı meydana getirir. [5]

$$\dot{\theta} = \left(1 - \frac{r}{\rho}\right) \omega \approx \frac{r''}{r} \omega \quad (1.96)$$



Şekil 1.30 Kayışın Kasnağa Sarılma ve Boşalma Davranışı [5]

(1.96) eşitliğinin payındaki (r) yarıçap koordinatı olarak kullanılmıştır.

$\dot{\mathcal{G}}$ = Eğilme açısal hızı

ρ eğrilik yarıçapı, eğilme rijitliği S ile yakından ilgilidir. Kayışın yan taraflarında, kayış hızı V üzerinde fazladan bir hız oluşur [5].

$$\Delta v_b = H_s \dot{\mathcal{G}} \quad (1.97)$$

H_s = Kayış kayma kalınlığı.

Δv_b = Eğilme kayma hızı.

Δv_2 = Döndürülen kasnakta kayış kayma hızı (gevşek kol).

Δv_1 = Döndüren kasnakta kayış kayma hızı (gergin kol).

β_y = Yapışma yayı (arkı).

Her iki hız hem sarılma hem de boşalma tarafında aynı yöndedir. Bu hız değişimi Şekil 1.30 'da görüldüğü gibi, kasnağın dönüş yönünün zıt yönünde sürtünme kuvvetlerinin artmasına sebep olur. Döndürülen kasnakta Δv_b ile Δv_2 'nin doğrultuları aynıdır. Bununla birlikte, döndüren kasnakta Δv_b ile Δv_1 'in doğrultuları zıt yönlüdür; dönüşün iletilen momente engel olduğu anlamı buradan çıkarılabilir.

Gerilme değişimi Şekil 1.31 'de döndüren kasnak için şematik olarak gösterilmiştir. $\Delta v_b = \Delta v_1$ olduğunda kayış kasnağa yapışır, bu durumda yapışma yayı β_y azalır ve hız azalma miktarı (çevrim oranı) $\Delta \omega_0 = \Delta v_{01}$ yükselir. Kayışın eğilme rijitliği temas açısını ve buna bağlı olarak yapışma yayını (kaymanın olmadığı yay) azalttığından, kayış kaymasına katkıda bulunur [5].

İki kasnak arasındaki kayış serbest kolları, yani kayışın kasnağa sarılmamış kısımları eğilme rijitliği nedeniyle doğrusal olmayıp hafifçe eğilmiştir. Bu eksenel kuvvet F_z yi etkileyen, temas açısı β da bir eksikliğin olduğu anlamına gelir. Temas açısındaki azalma $\Delta\beta$ aşağıdaki denklemlerle hesaplanabilir; [4,5]

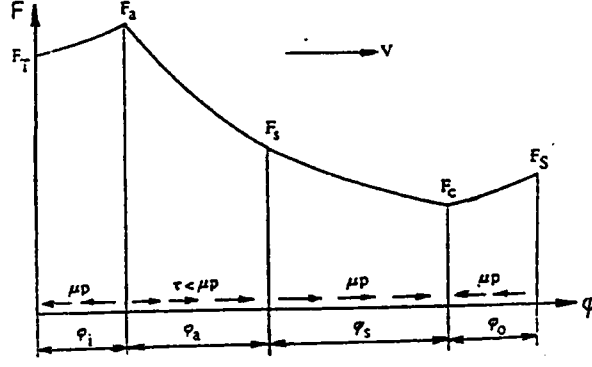
$$\Delta\beta = -\frac{l}{r} \left(\sqrt{\frac{S}{F_1}} + \sqrt{\frac{S}{F_2}} \right) \quad (1.98)$$

$$\Delta\beta = -\frac{l}{r} \sqrt{\frac{S}{F_1 + F_2}} \sqrt{\frac{2}{1 + \lambda}} \left(1 + \sqrt{\frac{1 + \lambda}{1 - \lambda}} \right) \quad (1.99)$$

Burada, S kayışın eğilme rijitliği ve eksi işaret temas açısındaki azalmayı gösterir.

Döndürülen kasnak üzerindeki F_z eksenel kuvveti aşağıdaki denklemden elde edilebilir;

$$\frac{F_z}{F_1 - F_2} = \frac{\text{Cot}(\gamma + \rho)(\beta_{DN} - \varphi)}{4} (1 - \lambda) + \frac{\text{Cos}\gamma}{2\mu} \lambda \quad (1.100)$$



Şekil 1.31 Döndüren Kasnakta Şematik Olarak Gerilme Değişimi [5].

$$\varphi = \frac{\text{Sin} \gamma}{\mu} \ln \left(\frac{1 + \lambda}{1 - \lambda} \right) \quad (1.101)$$

yukarıdaki formüllerde;

$$\rho = \arctan \mu = \text{Sürtünme açısı.}$$

$$\beta_{DN} = \text{Döndürülen kasnakta temas açısı.}$$

$$\lambda = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} \quad (1.102)$$

Döndüren kasnak üzerindeki F_z aksenal kuvveti aşağıdaki denklemden elde edilebilir [5];

$$c_0 = \frac{c}{r^2 k_1} \quad (1.103)$$

$$\left. \begin{aligned} k_{02} &= \frac{k_1}{k_2} \\ k_{03} &= \frac{k_1}{k_3} = \frac{\nu b_0}{2 c_0 \tan \gamma} \end{aligned} \right\} k_0 = k_{02} + k_{03} \quad (1.104)$$

$$b_0 = \frac{b}{r} \quad (1.105)$$

b_0 = Kayış genişliği (boyutsuz).

$$\frac{F_z}{F_1 + F_2} = \frac{\text{Cot}(\gamma + \rho)\beta_{DR}}{4}(1 + \lambda) + \left[0.90 + 0.27 \left(k_{02} + \frac{\nu b_0}{2 \tan \gamma} \right) - \frac{1.10 c_0}{c_0 + 0.35} \right] \lambda \quad (1.106)$$

β_{DR} = döndüren kasnakta temas açısı.

ν = Poisson oranı.

$\Delta\beta$ 'nın döndüren kasnak üzerindeki etkisi nispeten önemlidir. Yukarıda döndürülen ve döndüren kasnaklar üzerindeki F_z aksenal kuvveti için yazılmış olan denklemlerin diferansiyelini (farkını) alarak F_z aksenal kuvvetteki azalmayı elde edebiliriz [4];

$$\frac{\Delta F_z}{F_1 + F_2} = \frac{\text{Cot}(\gamma + \rho)(1 \pm \lambda)}{4} \Delta\beta \quad (1.107)$$

Yukarıdaki denklemde;

(+) Döndüren kasnağı gösterir. (*DR*)

(-) Döndürülen kasnağı gösterir. (*DN*)

Kayıpta yay gerilmesi F_z , bir başlangıç gerilmesi F_a meydana getirir. Kayışın elastizitesi sebebiyle başlangıç gerilmesi, yay ile gerilmiş kasnağın hareketli kasnak yarımaları arasındaki mesafesini azaltır, oysa diğer kasnak etkilenmemiştir. Kasnak yarımaları arasındaki açıklığın azalması, merkezler arası mesafede bir Δa artışına eşittir [4].

$$2\Delta a_0 = 2 \left[\frac{(A_0 + \pi)}{c_0} + \pi(\cot(\gamma + \rho) + k_0) \right] F_{0a} = T F_{0a} \quad (1.108)$$

$$A \left(A_0 = \frac{A}{r} \right) = \text{Merkezler arası mesafe.}$$

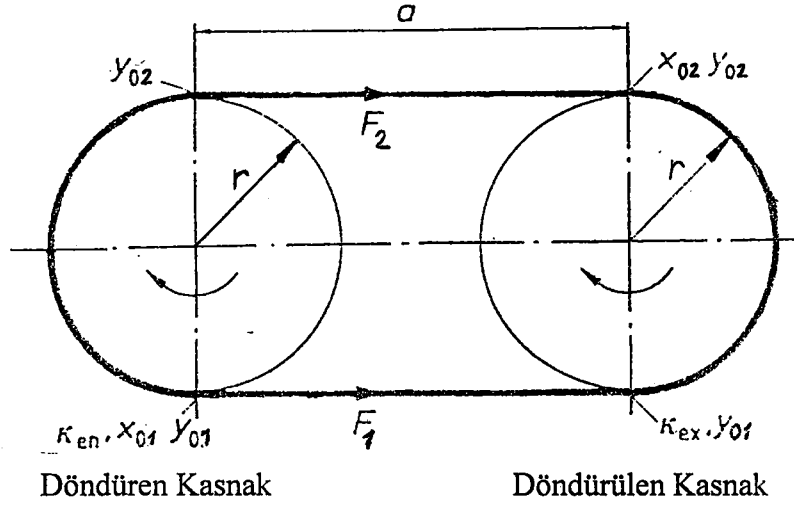
$$F_a \left(F_{0a} = \frac{F_a}{r^2 k_1} \right) = \text{Başlangıç gerilmesi.}$$

Denklem (1.108) 'de hız oranı $i=1$ alınmıştır [4].

Moment iletilirken üstteki denklem aşağıdaki hale dönüşür;

$$2 \Delta a_0 = \left\{ \frac{A_0 + \pi}{c_0} \left(1 + \frac{F_2}{F_1} \right) + (\cot(\gamma + \rho) + k_0) \left[\pi \left(\frac{\left(\frac{x_{02}}{x_{0P}} \right)_{DN}}{\kappa_{ex}} + \frac{\left(\frac{x_{01}}{x_{0P}} \right)_{DR}}{\kappa_{en}} \right) + \frac{\left(\frac{\Delta y_0}{x_{0P}} \right)_{DN}}{\kappa_{ex}} - \frac{\left(\frac{\Delta y_0}{x_{0P}} \right)_{DR}}{\kappa_{en}} \right] \right\} F_{01} + \pi x_{0z} = N F_{01} + \pi x_{0z} \quad (1.109)$$

Bazı semboller Şekil 1.32 'de güç ileten bir V kayış kasnak mekanizması üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 1.32 Güç İleten V Kayış Kasnak Mekanizması [4]

$x \left(x_0 = \frac{x}{r} \right) =$ Radyal yer değiştirme.

$x_p =$ Referans noktası P ye göre radyal yer değiştirme.

$$\Delta y = y_1 - y_2 \quad (1.110)$$

$\Delta y =$ Çember uzunluğundaki yer değiştirme miktarındaki değişim.

$$\kappa = \frac{F}{F_p} = \text{İzafi kuvvet.}$$

(1.108) ve (1.109) 'da Δa 'nın hesaplandığı denklemlerde eğilme rijitliğini katarsak denklemler aşağıdaki hale döndür [4];

$$S \left(S_0 = \frac{S}{r^4} k_l \right) = \text{Eğilme rijitliği.}$$

$$2\Delta a_0 = T F_{0a} - \frac{2}{6} \left(\frac{S_0}{F_{0a}} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (1.111)$$

$$2\Delta a_0 = N F_{0l} + \pi x_{0z} - \frac{1}{6} \left[\left(\frac{S_0}{F_{0l}} \right)^{\frac{3}{2}} + \left(\frac{S_0}{F_{02}} \right)^{\frac{3}{2}} \right] \quad (1.112)$$

Δa_0 'ın elimine edilmesi bize aşağıdaki denklemi verir [4];

$$\frac{x_{0z}}{F_{0a}} = \frac{T - N \frac{F_l}{F_a} - G}{\pi} = \left(\frac{x_{0z}}{F_{0a}} \right)_{s=0} - \frac{G}{\pi} \quad (1.113)$$

Burada;

$$G = \frac{1}{6 F_{0a}} \left(\frac{S_0}{F_{0a}} \right)^{\frac{3}{2}} \left[2 - \left(\frac{F_a}{F_l} \right)^{\frac{3}{2}} \left(1 + \left(\frac{F_l}{F_2} \right)^{\frac{3}{2}} \right) \right] \quad (1.114)$$

Eğer kasnaklar benzer tür eksenel yükleme tertibatlarıyla donatılmış ise, eğilme rijitliği eksenel yüke bağlı olarak etkilenir. Kasnakların biri üzerinde eksenel yük $F_z = \text{sabit}$ olduğunda eğilme rijitliğini veren ifade dikkate alındığında elde edilen bazı sonuçlar (Şekil 1.33) ve Şekil 1.34 'de verilmiştir. Bu şekillerde

$\frac{\left(\frac{S_0}{F_{0a}} \right)^{\frac{3}{2}}}{F_{0a}}$ ifadesi (1.113)'de $\frac{x_{0z}}{F_{0a}}$ için çıkarılan denklemde olduğu gibi parametre

olarak kullanılmıştır yani, belirli sınırlayıcı faktörler hesaba katılmıştır. Bununla

beraber $\sqrt{\frac{S_0}{F_{0a}}}$ parametresi eksenel yük üzerine etkilidir. Eksenel yük üzerindeki

etkisi, radyal yer değiştirme miktarı x_{0z} üzerindeki etkisinden daha önemsizdir;

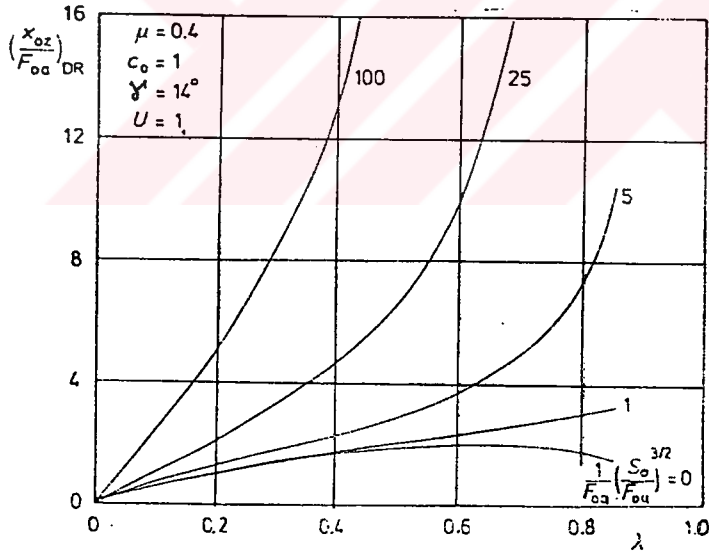
böylece eksenel yükün hesabı $S_0 = 10^4$ olarak kullanılır ve bu durumda (Şekil 1.33)

ve Şekil 1.34 'de parametre olarak değerleri, $\sqrt{\frac{S_0}{F_{0a}}}$ ifadesinde hesaplanır. Bu

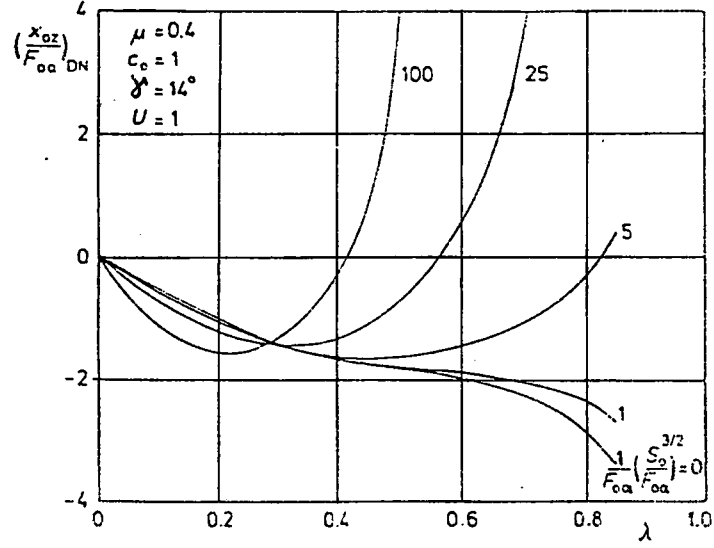
sonuçlar Tablo 1.2 'de gösterilmiştir.

Tablo 1.2 Eksenel Yükün Hesaplanmasında Kullanılan $\sqrt{\frac{S_0}{F_{0a}}}$ Değerleri [4]

$\frac{1}{F_{0a}} \left(\frac{S_0}{F_{0a}} \right)^{\frac{3}{2}}$	$\sqrt{\frac{S_0}{F_{0a}}}$
0	0
1	0.158
5	0.219
25	0.302
100	0.398



Şekil 1.33 Yay İle Gerilmiş Döndüren Kasnağın Eksenel Hareketi ($F_{zDR} = \text{sabit}$).
Döndürülen Kasnak Rijit. $k_{02} = -0.5$, $k_0 = 0.001$ [4].



Şekil 1.34 Yay İle Gerilmiş Döndürülen Kasnağın Eksenel Hareketi ($F_{z\ DN} = \text{sabit}$).
Döndüren Kasnak Rijit. $k_{02} = -0.5$, $k_0 = 0.001$ [4].

Kayış hızı V ile kasnağın açısal hızı ω arasında aşağıdaki ilişki vardır [4];

$$V \left(1 + \frac{F_{0P}}{c_0} \right) = r \omega (1 - x_{0P}) \quad (1.115)$$

Burada P referans noktasını gösterir. İlave radyal yer değiştirme x_{0z} denkleme konursa denklem;

$$V \left(1 + \frac{F_{0P}}{c_0} \right) = r \omega (1 - x_{0P} - x_{0z}) \quad (1.116)$$

şeklinde değişir.

Şimdi hız kaybı s aşağıdaki ilişkide yerine yazılırsa.

$$s = 1 - \frac{(r \omega)_{DN}}{(r \omega)_{DR}} \quad (1.117)$$

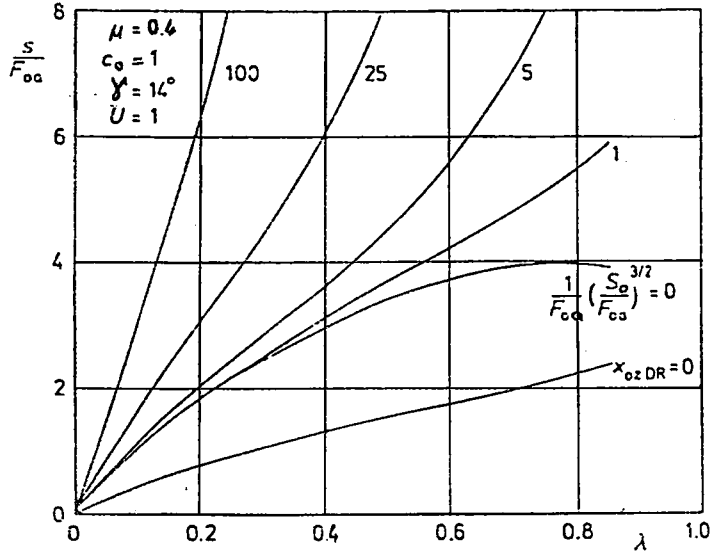
ve dikkat edilirse $\frac{F_{0P}}{c_0} \ll 1$ ve $x_0 \ll 1$ olduğu görülür. Bundan sonrada x_{0P} ve

F_{0P} değerlerinin elimine edilmesi ile [4];

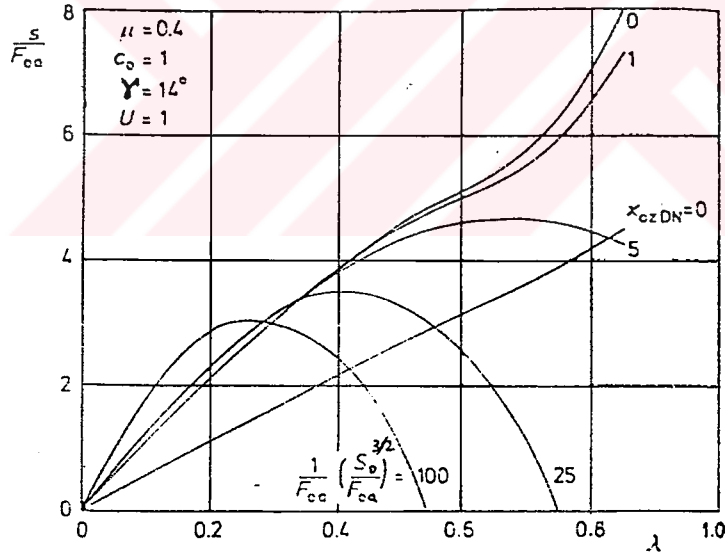
$$\frac{s}{F_{0a}} = \frac{F_2}{F_a} \left(\frac{1}{\kappa_{en}} - \frac{1}{\kappa_{ex}} \right) \left(\frac{1}{c_0} + \text{Cot}(\gamma + \rho) + k_0 \right) + \frac{x_{0z DR}}{F_{0a}} - \frac{x_{0z DN}}{F_{0a}}$$

(1.118)

Yukarıdaki denklemde birinci terim V kayışlarında basit kaymayı ifade eder. İkinci terim ve üçüncü terim kasnak yarılarının aksenal hareketinin sebep olduğu ilave kaymayı ifade eder. (Şekil 1.35) ve (Şekil 1.36) hız kaybı s in birkaç sonucunu göstermektedir. $x_{0z DR} = 0$ ve $x_{0z DN} = 0$ olarak belirtilmiş olan eğriler basit kaymayı gösterir [4].



Şekil 1.35 Yay İle Gerilmiş Döndüren Kasnaktan ve Rijit Döndürülen Kasnaktan Meydana Gelen Bir Mekanizmada Kayma ($F_{zDR} = sabit$) [4].



Şekil 1.36 Yay İle Gerilmiş Döndürülen Kasnak ve Rijit Döndüren Kasnaktan Meydana Gelen Bir Mekanizmada Kayma ($F_{zDN} = sabit$) [4].

1.2.4 V Kayışlarında Kayma

Bölüm 1.2.3 'de kayma olayı ile ilgili bahsedilen yeni yaklaşımlar da göz önüne alınarak V kayışlarında, kayma aşağıda verilen şekilde hesaplanabilir. V kayışlarında sürtünme yiv yan yüzeylerinde meydana gelir ve kayış kollarındaki kuvvetler için aşağıdaki ilişki yazılabilir; [4,5]

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu, \beta} \quad (1.119)$$

F_1 = Gergin koldaki kayış kuvveti.

F_2 = Gevşek koldaki kayış kuvveti.

V kayışlarının hem uzunlmasına hem de enine elastikiyeti sebebiyle kayma davranışı düz kayışlardan farklıdır. Tam olarak Euler bağıntısına uymaz [3].

V kayışlarında da kayma faktörünü döndüren ve döndürülen kasnakta hız farkına göre ifade edilirse;

$$s = 1 - \frac{r_{DN} \omega_{DN}}{r_{DR} \omega_{DR}} \quad (1.120)$$

şeklinde yazılabilir.

$$s = \left(\frac{F_{0P}}{c_0} + x_{0P} \right)_{DR} - \left(\frac{F_{0P}}{c_0} + x_{0P} \right)_{DN} \quad (1.121)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir. Burada;

$$F_{0a} \left(F_0 = \frac{F}{r^2 k_1} \right) = \text{Kayış kuvveti (boyutsuz), referans veya } \varphi = 0 \text{ olan bir } a$$

başlangıç noktasına göre.

$x \left(x_0 = \frac{x}{r} \right) = \text{Radyal yer değiştirme boyutsuz.}$

$$s = s_{DR} - s_{DN} \quad (1.122)$$

şeklinde de yazılabilir.

Döndürölen kasnak için [3];

$$s_{DN} = F_0 \left[\frac{1}{c_0} + (f + k_0)(1 + \mu_y \tan \gamma) \right] \quad (1.123)$$

$$f = \frac{(\text{Cos} \gamma + \mu \text{Sin} \gamma_s)}{(\text{Sin} \gamma - \mu \text{Cos} \gamma_s \text{Cos} \alpha)} \quad (1.124)$$

$$k_0 = k_{02} + k_{03} \quad (1.125)$$

$$\mu_y = \frac{\mu \text{Cos} \gamma_s \text{Sin} \alpha}{(\text{Sin} \gamma - \mu \text{Cos} \gamma_s \text{Cos} \alpha)} \quad (1.126)$$

yukarıdaki ifadelerde;

$\alpha = \text{Dönme düzlemindeki kayma açısı.}$

$\gamma_s = \text{Yarıçapa doğru eğilmiş bir düzlemindeki kayma açısındaki kama açısı}$
(kayma hızı ve yarıçap vektörü arasındaki eğik düzlemin kenar açısı).

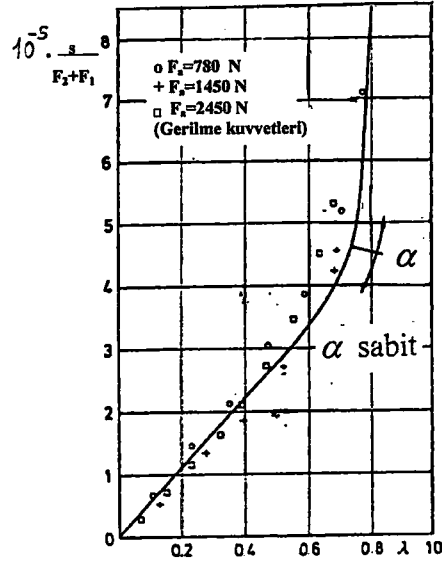
$$\frac{s_{DN} c}{F_1 + F_2} = \frac{1 + \lambda}{2} \left[1 + c_0 (f + k_0) (1 + \mu_y \tan \alpha) \right] \quad (1.127)$$

Eğer α bilirse, f ve μ_y hesaplanabilir. Sabit α değeri için denklem

(1.119) ile hesaplanan $\frac{F_1}{F_2}$ oranı eşitlik (1.55) `de yerine yazılarak çekme faktörü

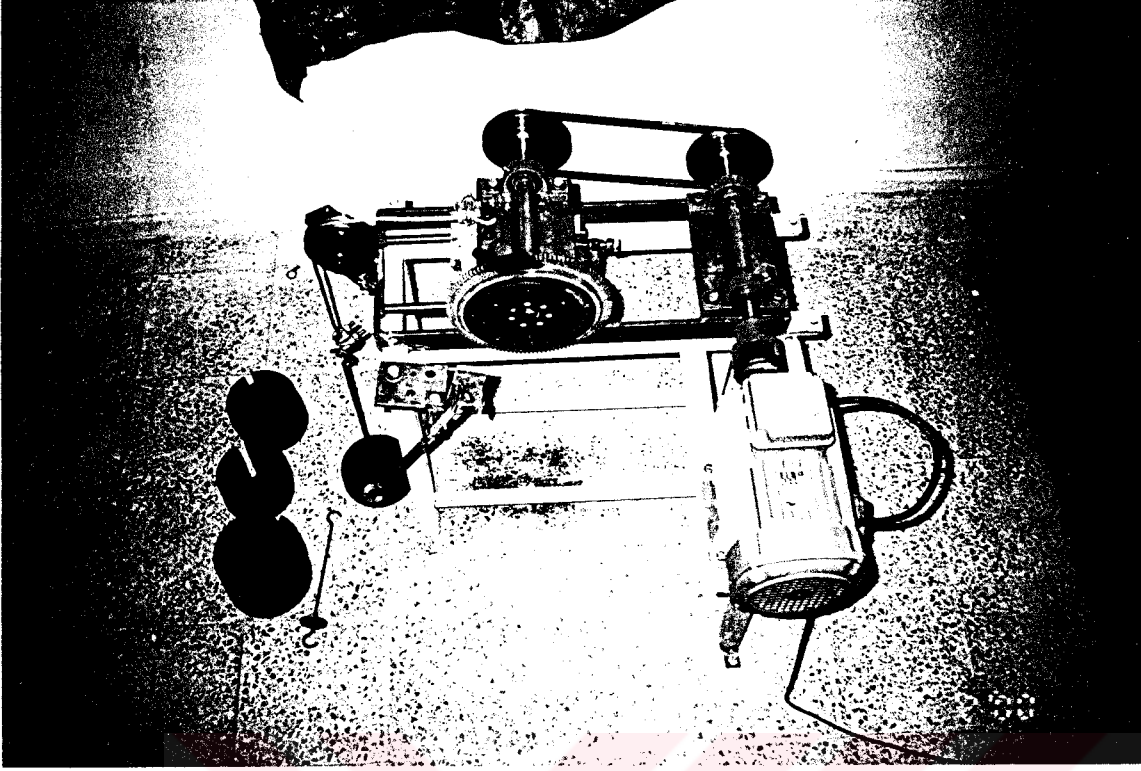
hesaplanabilir.

Kayma faktörü daha önce gösterildiği gibi s_{DR} ve s_{DN} in farkından elde edilir. şekil 1.37 `de bunun bazı sonuçları gösterilmiştir [3].



Şekil 1.37 Teorik Kayma Eğrisi ve Deneysel Sonuçları [3].

Bu ilişkide dikkat edilecek husus aşırı kaymayı daha çok iletilen moment belirlerken, kayma eğrisinin α sabit değerinde yükselişidir. Daha düşük λ değerleri için kayma tamamen kontrol edilebilmektedir.

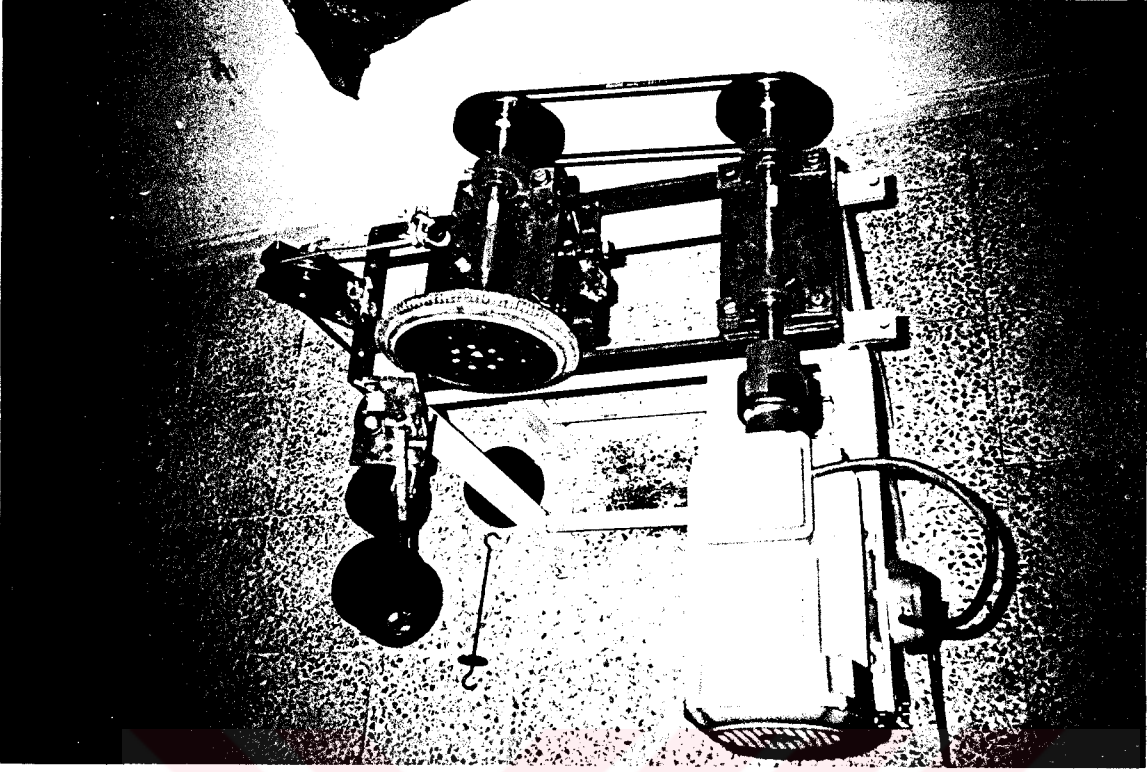


Şekil 2.1 Deney Seti Üzerinde Döndüren ve Döndürülen Kasnaklarının Yerleşimi

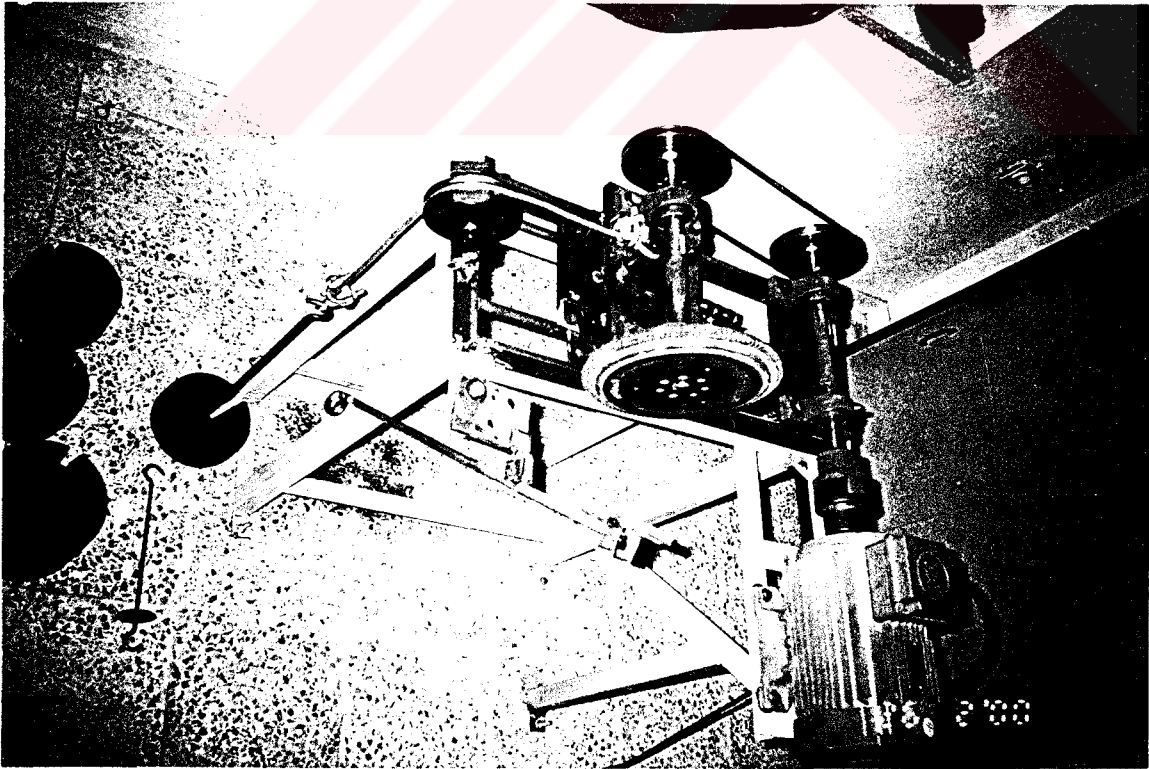
2. KAYIŞ KASNAK MEKANİZMALARINDA KAYMA OLAYININ DENEYSSEL ANALİZİ

2.1 Deney Düzenegi

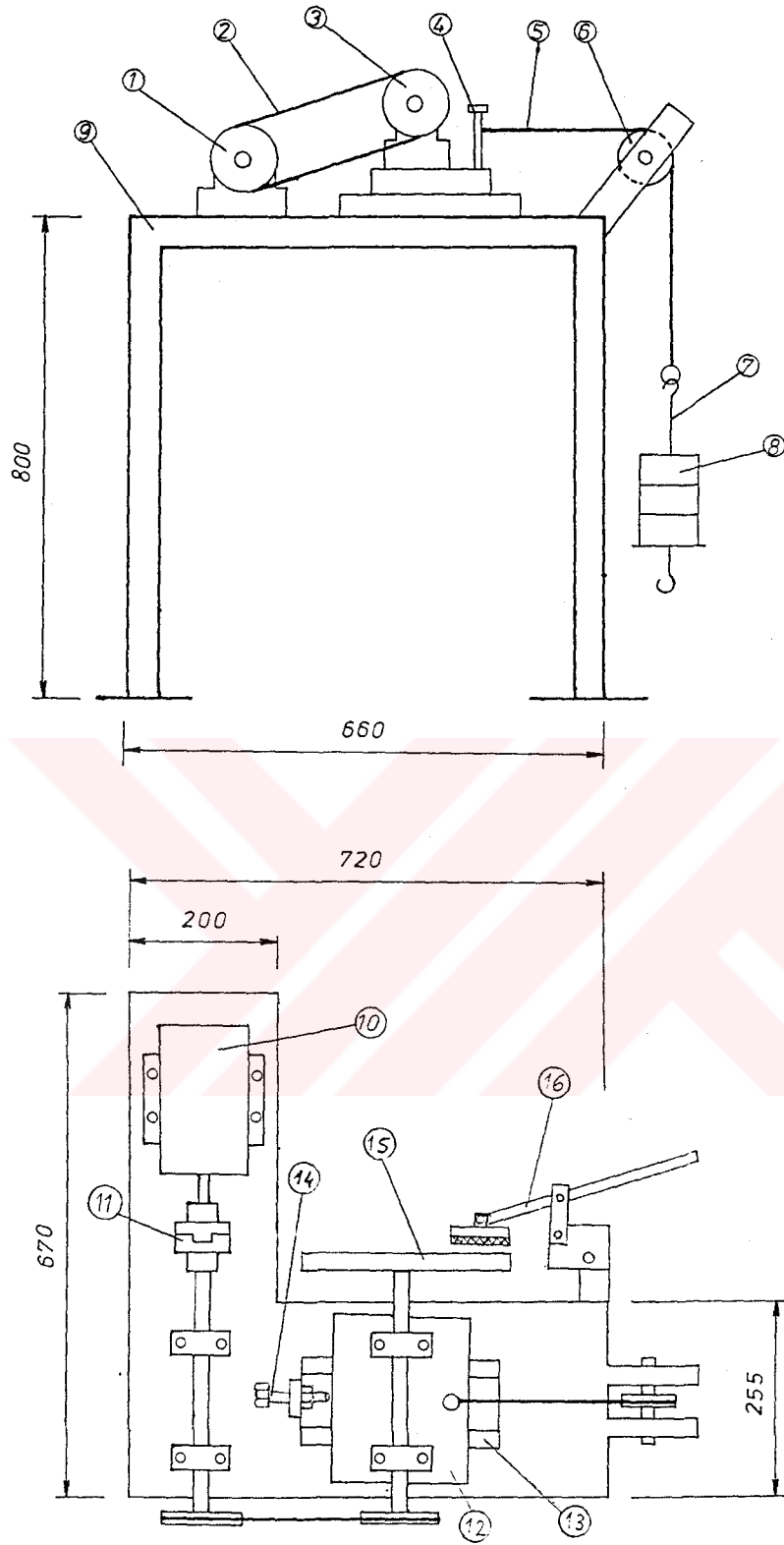
Bu çalışmada kullanılan deney düzeneginin değişik açıdan çekilmiş fotoğrafları (Şekil 2.1), (Şekil 2.2), (Şekil 2.3) 'de ve şematik resmi de (Şekil 2.4) 'de görülmektedir.



Şekil 2.2 Deney Setinin Elektrik Motoru İle Bağlantısı



Şekil 2.3 Deney Setinde Kızak Gerdirme Sistemi



Şekil 2.4 Deney Setinin Şematik Resmi

- 1) Döndüren Kasnak
- 2) Kayış
- 3) Döndürülen Kasnak
- 4) Halat Bağlantı Çubuğu (Cıvata)
- 5) Çelik Halat
- 6) Serbest Yataklı Makara
- 7) Askılı Kanca
- 8) Kayış Ön Gerilme Ağırlıkları
- 9) Tezgah
- 10) Elektrik Motoru
- 11) Kaplin
- 12) Kızıağın Hareketli Parçası
- 13) Kızıağın Sabit Parçası
- 14) Kızıağın Eksenel Hareketini Engelleyen Cıvata ve Somundan Oluşan Mesafesi Ayarlanabilir Dayanak
- 15) Fren Diski
- 16) Fren Kolu ve Fren Pabucu

2.1.1 Tahrik Mekanizması

Deney düzeneğinde kullanılan elektrik motoru Türk Elektrik Endüstrisi A.Ş. üretimi WAT marka bir asenkron motordur (10). Motor kutup sargıları yıldız bağlantı yapılarak 380 Volt alternatif akım ile beslenmektedir. Motorun elektriksel gücü 2.2 kW olup, 5.2 Amper akım çekmektedir ve güç katsayısı $\cos \phi = 0.81$ 'dir. Döndüren kasnağa akuple olarak lastik bir kaplin (11) ile bağlı olan elektrik motorunun milinin devir sayısı 1460 d/d 'dır.

2.1.2 Gerdirme Sistemi

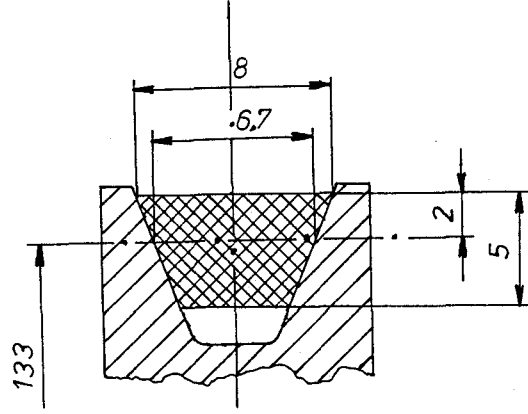
Şekil 2.4'deki şematik resimde görüldüğü üzere gerdirme sistemi karşı ağırlık düzeneği şeklindedir. Mekanizmanın üzerine oturtulduğu tezgahın zeminden yüksekliği 800 mm 'dir. Tezgahta döndürülen kasnağın monté edildiği bir kızak

sistemi vardır. Kızak sabit (13) ve hareketli (12) olan iki kısımdan oluşmaktadır . Hareketli olan kızak üst kısmının ön orta bölümünde bir delik açılmıştır. Bu deliğe uzunca bir civata (4), somun ile sabitlenmiş ve kızak yüzeyine dik pozisyonda duran bir bağlantı çubuğu oluşturulmuştur. Bu çubuğa da çelik bir halat (5) bağlanmıştır. Çelik halata yataklık vazifesi gören, serbest çalışan bir makara (6) üzerinden halat aşağıya sarkıtılmıştır. Halat ucunda da kayışın ön gerilmesinde kullanılacak olan ağırlıkların takılabileceği bir askılı kanca (7) mevcuttur. Bu askılı kancaya istenen ön gerilmeyi sağlayacak olan ağırlıklar takılabilmektedir. Deneyde yüklemenin yapılması esnasında oluşan direnç momenti etkisi ile, kızak ön gerilmenin aksi istikametinde eksenel bir hareket yapmaktadır ve bu ölçüm sonuçlarını etkilemektedir. Bu duruma mani olmak için tezgahta kızakların olduğu bölüme bir dayanma plakası kaynak edilmiş, buna da bir civata somun (14) bağlantısı yapılarak istenen mesafenin ayarlanabilmesi sağlanmıştır.

Kızak tertibatı, kırlangıç kızıağı şeklinde açılmış olan kanallar üzerinde hareket etmektedir. Kızıağın sabit olan kısmı, tezgah üzerine iki adet civata-somun bağlantısı ile tutturulmuştur. Hareketli olan kızak üst parçası, yukarıda ifade edildiği gibi döndürülen kasnağı ve onun milini üzerinde taşımaktadır. Bu kızak sabit kızak üzerinde kayarak serbestçe hareket edebilmektedir.

2.1.3 Kullanılan Kayış Tipi

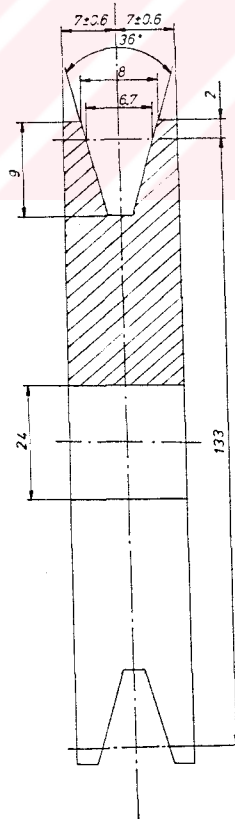
Deneyde kullanılan kayış Derby Firmasının üretmiş olduğu normal V kayışıdır. Kayışın genişliği 8 mm ve iç çevresi uzunluğu 1075 mm `dir. Kayış üzerinde 8 x 1075 Li standartı yazılarak bu ölçüler belirtilmiştir. Şekil 2.1 `de kayış kasnaklara takılı olduğu halde görülmektedir. Şekil 2.5 `de kayışın diğer standart ölçüleri gösterilmiştir.



Şekil 2.5 Kayış Kesiti ve Ölçüleri

2.1.4 Kasnaklar

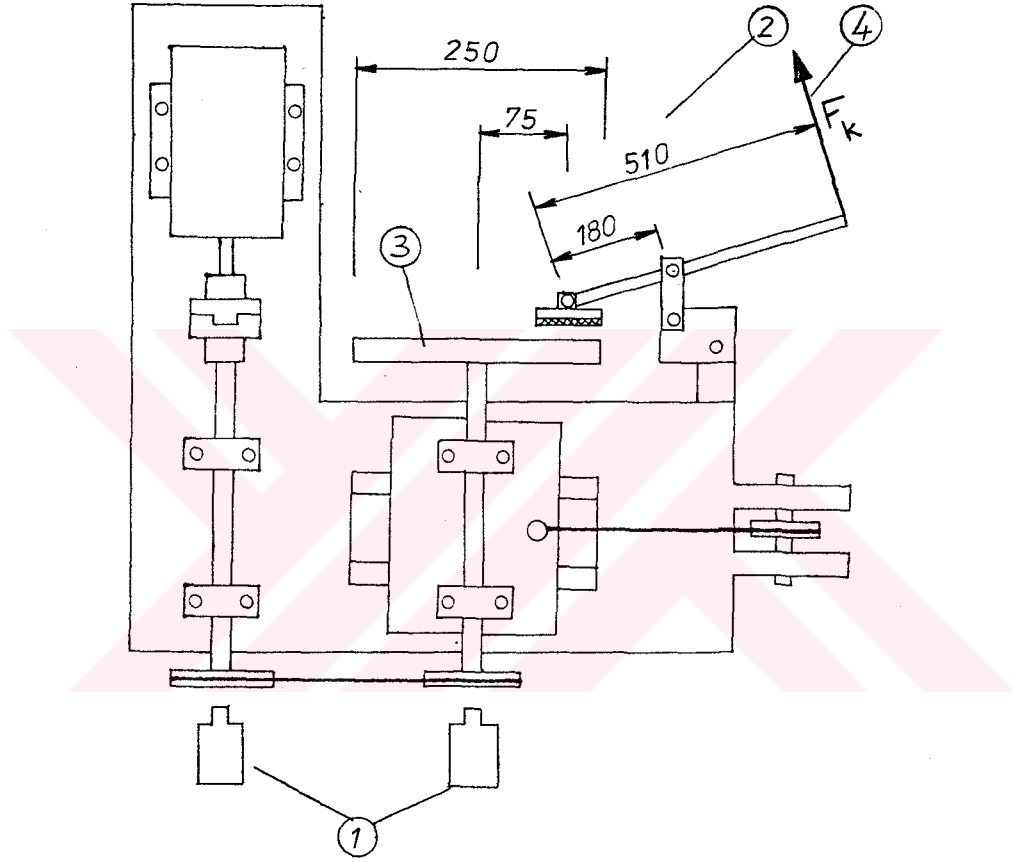
Kasnaklar; çelik malzemeden imal edilmiştir. Döndüren ve döndürülen kasnakların çapları ve diğer ölçüleri aynıdır. Şekil 2.1 `de mekanizma üzerinde kasnaklar görülmektedir. Şekil 2.6 `da kasnaklarla ilgili tüm ölçüler verilmiştir.



Şekil 2.6 Kasnak Ölçüleri

2.1.5 Yükleme Şekli

Deneysel çalışmada döndürülen kasnakta gerekli direnç momenti, Şekil 2.7'deki şematik çizimde görülen kasnak miline takılı bir frenleme diskine uygulanan, frenleme kuvveti ile sağlanmıştır.



Şekil 2.7 Fren Sistemi ve Ölçüleri

- 1) Dijital Takometreler
- 2) Yükleme Mekanizması
- 3) Frenleme Diski
- 4) Frenleme Kuvveti F_k

2.2 Deneylerin Yapılışı ve Sonuçlar

İmalat hataları nedeniyle kasnak bölüm daireleri ölçüsünde farklılık olacağı düşüncesiyle (buna bağlı olarak iki kasnak devir sayıları farklı olacaktır) yüksüz durumda kasnak devir sayıları ölçülmüştür. Döndüren kasnakta ortalama devir sayısı $n_{DR} = 1460$ d/dak , döndürülen kasnağın devir sayısı da $n_{DN} = 1440$ d/dak olarak bulunmuştur. Kayma değeri eşitlik (1.120) ile hesaplanırken, devir sayıları arasındaki fark göz önüne alınmış, bu amaçla tablolarda görüldüğü gibi her farklı kayış gerdirme kuvveti için, ilk olarak yüksüz durumda döndüren ve döndürülen kasnak devir sayıları ölçülmüştür. Bu devir sayıları kullanılarak $x = \frac{n_{DR}}{n_{DN}}$ şeklinde

hesaplanan bir düzeltme katsayısı belirlenmiştir. Döndürülen kasnağın devir sayısı bu katsayı ile çarpılarak her iki kasnağın devir sayıları arasındaki farklılık elimine edilmiştir.

Bölüm 2.1.5`de belirtilen yükleme mekanizmasında fren koluna uygulanan farklı F_k kuvvetlerinin döndürülen kasnak da meydana getirdiği direnç momentlerinin kayma olayına etkisi her bir yükleme hali için, döndüren ve döndürülen kasnaktaki devir sayıları farkı, Şekil 2.7`de gösterilen dijital takometrelerle (1) ölçülerek belirlenmiştir. Bu deneyler gerdirme kuvvetinin farklı değerleri için yapılmış ve sonuçlar (Tablo 2.1), (Tablo 2.2), (Tablo 2.3), (Tablo 2.4), (Tablo 2.5), gösterilmiştir. Tablolardaki devir sayıları, uygulanan her bir frenleme kuvveti için yapılan üç ölçümden elde edilen değerlerin ortalaması olarak yazılmıştır.

Tablo 2.1 $F_n = 100$ N için ölçüm değerleri

n_{DR}	n_{DN}	F_k
1460	1440	0
1455	1430	30
1440	1415	50
1425	1398	80
1380	1351	100
1380	1348	130

Tablo 2.2 $F_n = 200$ N için ölçüm değerleri

n_{DR}	n_{DN}	F_k
1460	1442	0
1450	1425	30
1440	1416	50
1424	1397	80
1407	1378	100
1380	1348	130
1355	1322	150
1264	1228	180
1263	1227	200

Tablo 2.3 $F_n = 300$ N için ölçüm değerleri

n_{DR}	n_{DN}	F_k
1460	1445	0
1433	1410	50
1400	1374	100
1370	1342	130
1357	1316	150

Tablo 2.4 $F_n = 400$ N için ölçüm değerleri

n_{DR}	n_{DN}	F_k
1460	1440	0
1442	1420	30
1428	1405	50
1410	1382	100
1362	1326	150
1210	1155	200

Tablo 2.5 $F_n = 500$ N için ölçüm değerleri

n_{DR}	n_{DN}	F_k
1456	1436	0
1418	1393	50
1397	1372	80
1378	1350	100
1318	1290	150
1105	1076	200
1065	1033	220

3. DENEYSEL BULGULAR

Bölüm 2.2 'de verilen tablolardaki ölçüm değerleri kullanılarak her bir yükleme haline karşılık gelen F_1 ve F_2 kuvvetleri hesaplanmıştır; bunun için (1.25) ve (1.26) ile verilen eşitliklerden yararlanılmıştır.

$$F_1 = \frac{F_n}{2} + \frac{F_k \frac{\ell_1}{\ell_2} \mu d}{4r}$$

$$F_2 = \frac{F_n}{2} - \frac{F_k \frac{\ell_1}{\ell_2} \mu d}{4r}$$

Bu eşitliklerdeki (d) fren tamburunun çapıdır (d=160mm)

Her bir frenleme kuvveti için döndürülen kasnakta dijital takometreden okunan devir sayıları (n_{DN}), (x) düzeltme katsayısı ile çarpılarak;

$$s = 1 - \frac{n_{DN}}{n_{DR}}$$

bağıntısı ile kayma faktörü;

$$\lambda = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2}$$

bağıntısı kullanılarak çekme faktörü hesaplanmış ve sonuçlar (Tablo 3.1), (Tablo3.2), (Tablo 3.3), (Tablo 3.4), (Tablo 3.5) 'de, verilmiştir.

Tablo 3.1 $F_n = 100$ N için hesaplanan değerler

F_1	F_2	$s.10^{-3}$	$\frac{s}{F_1 + F_2}.10^{-5}$	λ
50	50	0	0	0
61	39	3,5	3,5	0,22
68	32	3,7	3	0,36
79	21	5,3	5,3	0,58
86	14	7,4	7,4	0,72
97	3	9,6	9,6	0,94

Tablo 3.2 $F_n = 200$ N için hesaplanan değerler

F_1	F_2	$s.10^{-3}$	$\frac{s}{F_1 + F_2}.10^{-5}$	λ
100	100	0	0	0
118	82	4,4	2,2	0,18
129	71	6,7	3,4	0,29
136	64	8,4	4,2	0,36
147	53	11	5,5	0,47
155	45	12,2	6,1	0,55
166	34	16,4	8,2	0,66
173	27	16,4	8,2	0,73

Tablo 3.3 $F_n = 300$ N için hesaplanan değerler

F_1	F_2	$s.10^{-3}$	$\frac{s}{F_1 + F_2}.10^{-5}$	λ
150	150	0	0	0
168	132	5,8	1,9	0,12
186	144	8,4	2,8	0,24
197	103	10,3	3,4	0,31
205	95	20,1	6,7	0,37

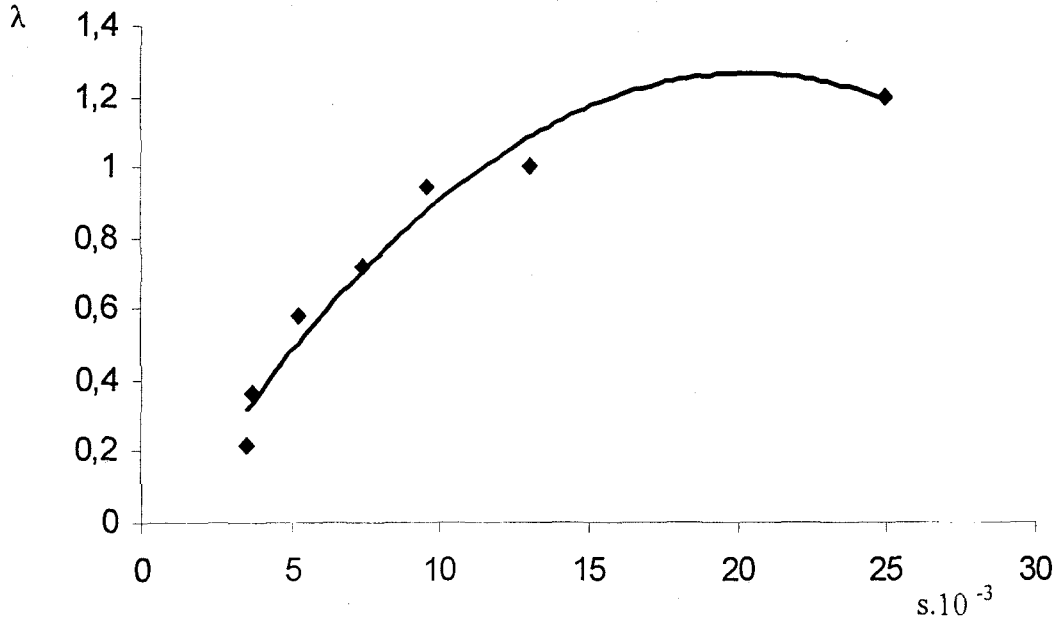
Tablo 3.4 $F_n = 400$ N için hesaplanan değerler

F_1	F_2	$s.10^{-3}$	$\frac{s}{F_1 + F_2}.10^{-5}$	λ
200	200	0	0	0
211	189	1,6	0,4	0,06
218	182	2,4	0,6	0,09
236	164	6,2	1,6	0,18
255	145	12,9	3,2	0,28
273	127	32,2	8,1	0,37

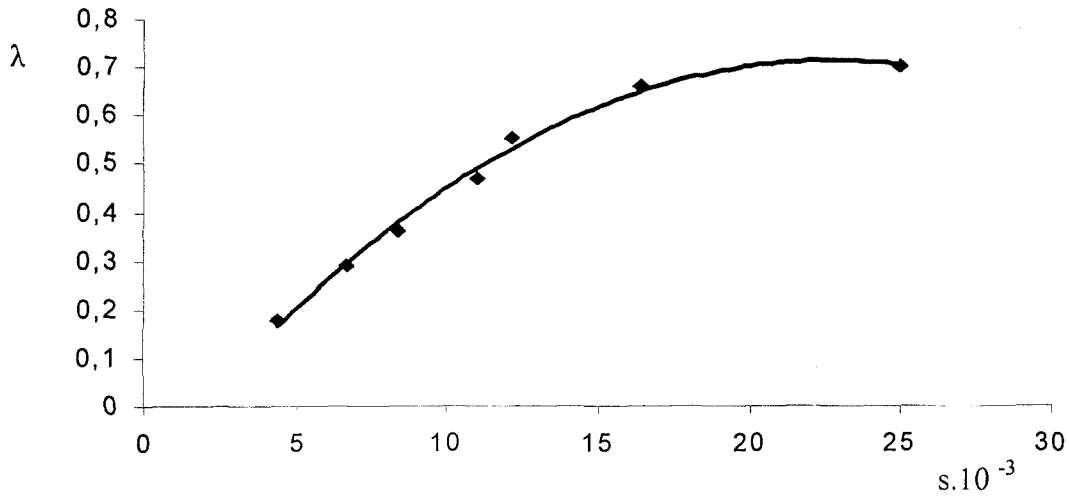
Tablo 3.5 $F_n = 500$ N için hesaplanan değerler

F_1	F_2	$s.10^{-3}$	$\frac{s}{F_1 + F_2}.10^{-5}$	λ
250	250	0	0	0
268	232	4	0,8	0,07
279	221	4,2	0,84	0,12
286	244	6,7	1,3	0,14
305	195	7,6	1,5	0,22
323	177	12,7	2,5	0,29
330	170	16,5	3,3	0,32

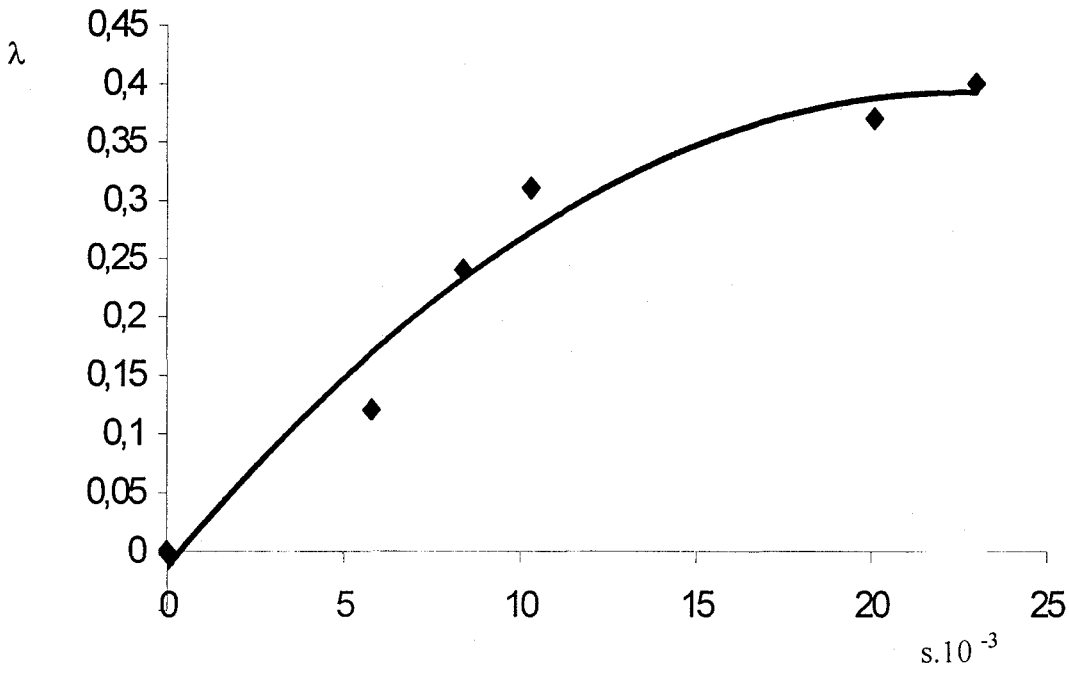
Tablodaki sayısal değerler kullanılarak hesaplanan λ ve s arasındaki değişim (ilişki) aşağıdaki şekillerdeki grafiklerde verilmiştir.



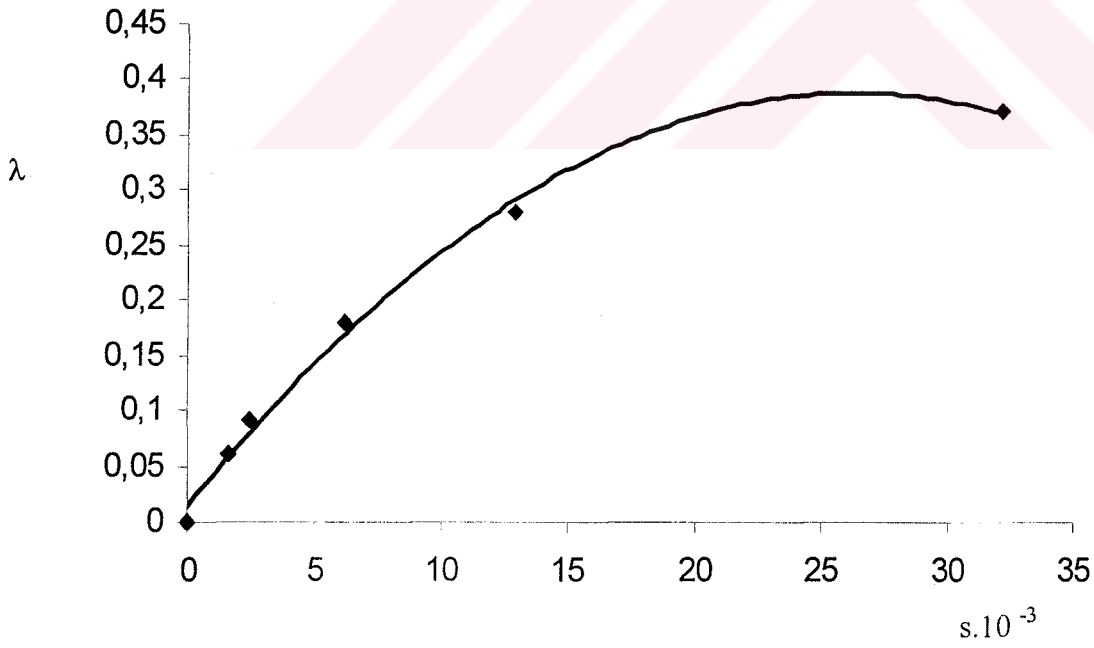
Şekil 3.1 $F_n = 100 N$ için Çekme Faktörüne Bağlı Kayma Eğrisi



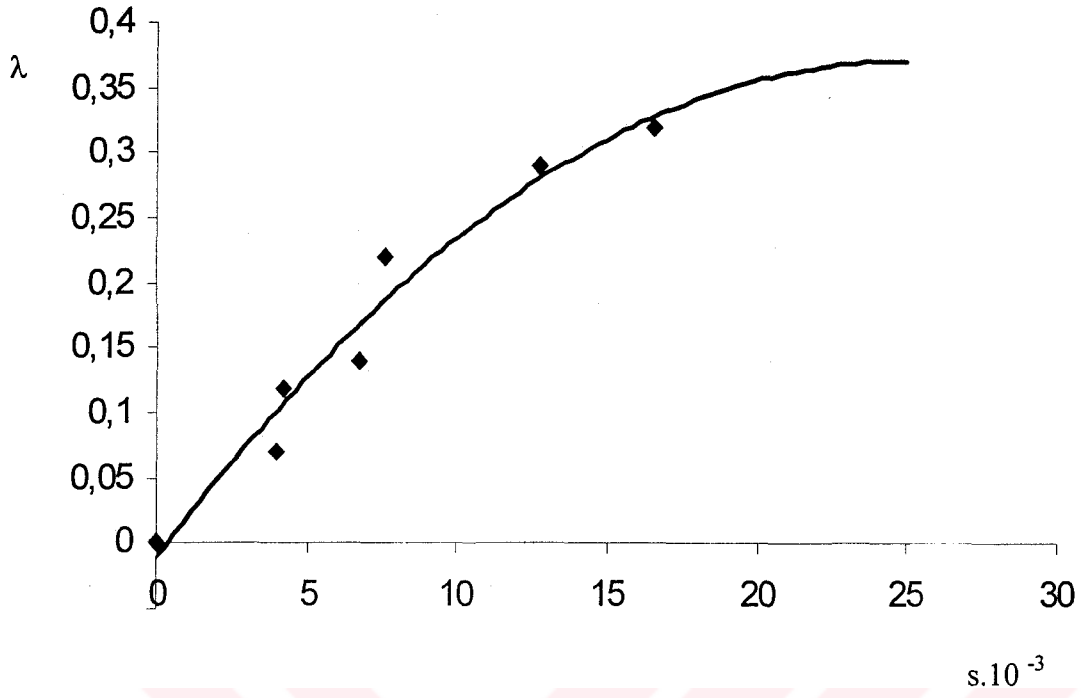
Şekil 3.2 $F_n = 200 N$ için Çekme Faktörüne Bağlı Kayma Eğrisi



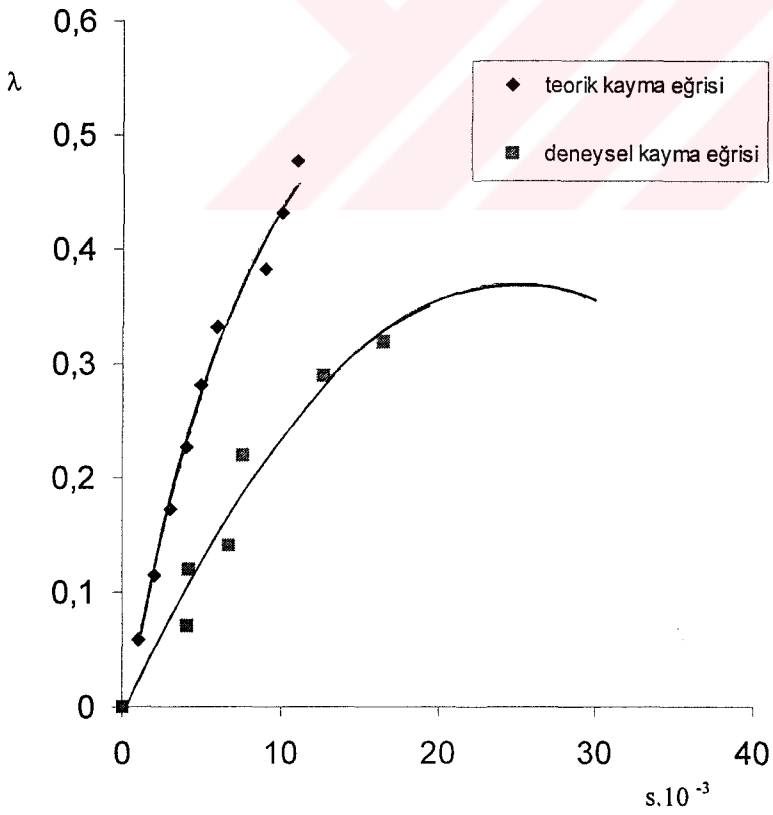
Şekil 3.3 $F_n = 300 N$ için Çekme Faktörüne Bağlı Kayma Eğrisi



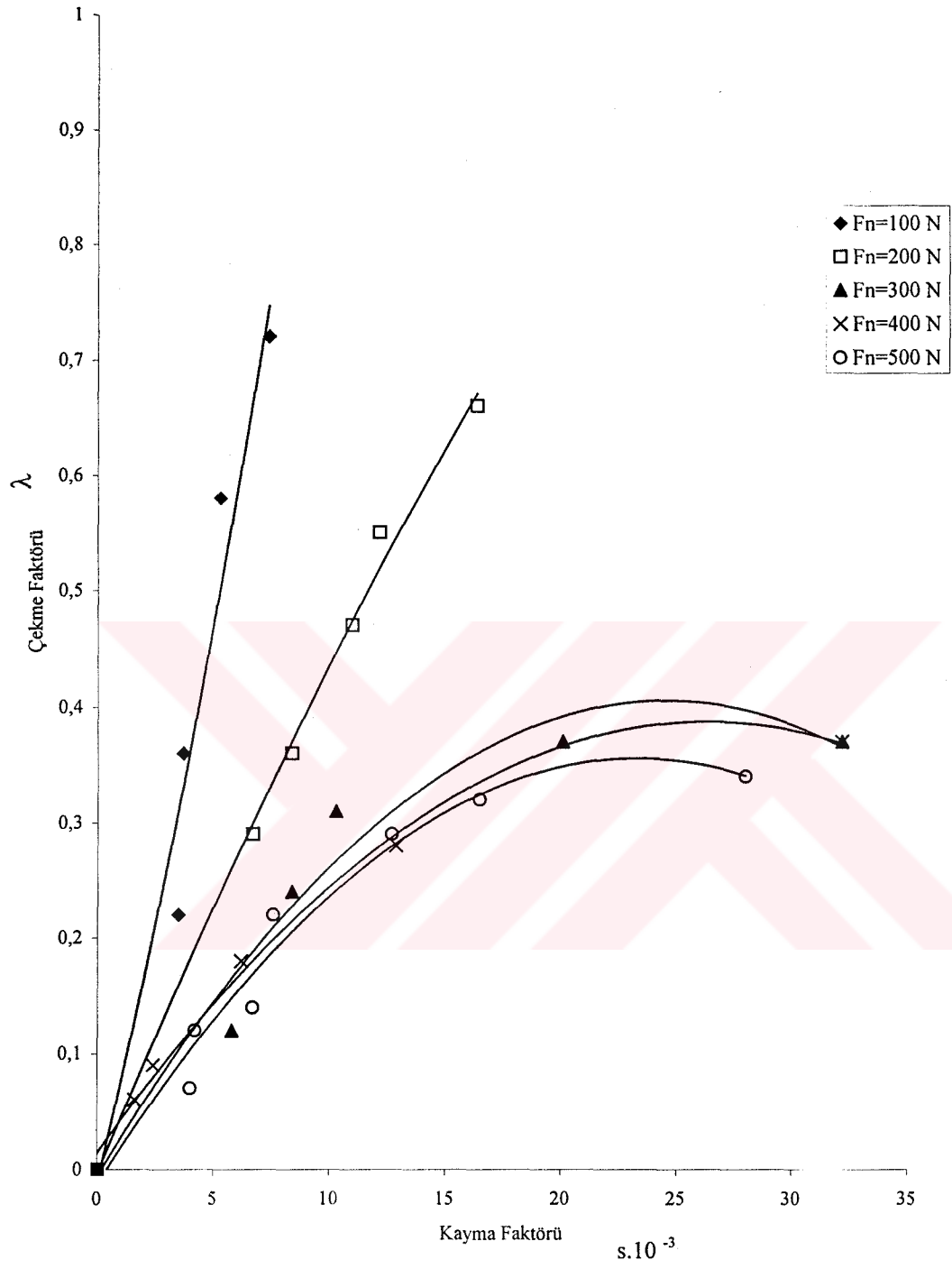
Şekil 3.4 $F_n = 400 N$ için Çekme Faktörüne Bağlı Kayma Eğrisi



Şekil 3.5 $F_n = 500 N$ için Çekme Faktörüne Bağlı Kayma Eğrisi



Şekil 3.6 $F_n = 500 N$ için Teorik ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması



Şekil 3.7 Deneysel Sonuçları Elde Edilen Çekme Faktörüne Bağlı Kayma Eğrileri

4. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Kayış-kasnak mekanizmaların da güç kaybına, kayışın hızlı eskimesine sebep olan ve sabit bir çevrim oranının da elde edilmesine engel teşkileden kayma olayının teorik ve deneysel analizinin sonunda;

1. Bu tür mekanizmalarda kullanılan kayışların elastikiyeti nedeniyle, kayma olayını önlemek mümkün değildir [15].

2.Yapılan teorik incelemelerin ışığında kayma olayını etkileyen faktörlerin etkisini analitik olarak hesaplamamanın kolay olmadığı söylenebilir. Mekanizma ile ilgili sayısal bazı değerlerin (kayış rijitliği, kayış yan yüzeylerindeki basınç dağılımı, sürtünme katsayısı vb.) tam olarak belirlenememesi bu tür hesapları güçleştirmektedir [13].

3. Uzayabilir nitelikteki kayışlarda kayma değerinin hesabı için verilen eşitliklerin, kayışın çekme dayanımını arttırmak amacıyla kullanılan yapı elemanlarının (kort) ve farklı kayış tiplerinin kayma davranışlarının farklı olması nedeniyle yeni kayış tipleri için aynen kullanılamayacağı belirtilmiştir [14].

4. Küçük çaplı kasnaklar üzerinde çalışan kayışlarda ölçülen kayma değerleri; klasik kayma teorisine göre sadece kayışın boyca uzamasına göre hesaplanan değerden daha büyük olduğu, bununla birlikte şekilsel uyum, kayma şekil değiştirmesi ve eğilme rijitliğinin de kayma olayı üzerinde önemli ölçüde etkisinin olduğu ifade edilmiştir. Bu etkilerin, sayısal yöntemlerle çözümü yanında ilgili çalışmalarda yapılan deneysel çalışmalarla da etkisi doğrulanmıştır.

5. Çalışmada özellikleri verilen kayışla yapılan deneylerden, elde edilen veriler kullanılarak bulunan kayma değerleri, daha önce hesaplanan teorik ve deneysel değerlendirmeleri doğrular niteliktedir.

6. Deneysel olarak bulunan kayma değerleri, teorik olarak hesaplanan değerlerden farklı çıkmıştır. Kayış yapı özelliklerinin tam olarak belirlenemeyişi ve deney düzeneğinin tam rijit ve ölçme hassasiyetinin tam olmayışı bu farklılığa neden olmaktadır.

7 Farklı gerdirme kuvvetleri (F_n) ile yapılan deneylerle elde edilen kayma değerleri arasında farklılıkların olduğu görülmüştür. Küçük kayma değerlerinde bu fark küçük iken, daha büyük kayma değerlerinde fark büyümektedir. Kayışın yeterince gergin olmadığı düşük (F_n) değerlerinde sürtünme kuvvetlerinin yetersiz kaldığı ve kayış kasnak ara yüzeyinde kaymaların daha çabuk meydana geldiği görülmüştür. Bu sonuç, kayış kasnak mekanizmalarından iyi bir verim elde edebilmek için kayışın uygun gerginlikte olması gerektiğini bir kez daha doğrulamıştır.

8. Deneysel çalışmada, özellikle tam kayma sınırına yakın yüklemelerde tahrik motorunda ve kasnaklarda sıcaklık yükselişi olduğu görülmüştür. Direnç momentinin artması ile fazla akım çekilmesi motorun ısınmasına, kayma olayı da kasnak sıcaklığının artmasına neden olmaktadır.

9. Kayış kasnak mekanizmalarından en iyi verim (en iyi güç iletme yeteneği) tam kayma sınırına yakın değerlerde tahrik edilmesi halinde elde edilir. Ancak, her an tam kayma durumuna geçiş ve bu sınırdaki tahrik motorunun aşırı yüklenişi bu sınırdaki çalışmayı güçleştirir. İlgili çalışmalarda önerilen (çekme faktörünün 0,40-0,50 değerlerine karşılık gelen) sınırdaki çalışmak gerektiği bu çalışmada da kanıtlanmıştır (Şekil 3.7) ancak çekme faktörü sınırı her kayış tipi için farklı olacaktır.

4.1 Çalışmanın Devamına Yönelik Öneriler

Deney düzeneği olarak kullanılan cihazda tahrik motoru olarak bir doğru akım motoru kullanılırsa, sistemin yüklenmesi esnasında motor gücünün üst sınırlarında ölçüm değeri elde edilememesi problemi ortadan kalkabilir. Ayrıca yükleme işleminde de hassas olarak yük değerinin tespiti için, bir doğru akım jeneratörü kullanılabilir. Farklı kasnak çaplarının kullanılarak deneylerin yapılması ile gerçek mekanizmaların yapısına uygun kayma değerlerinin elde edilebileceği, çalışmanın devamına ilişkin öneriler olarak özetlenebilir.



KAYNAKLAR

- [1] Firbank, T.C., "Mechanics of The Belt Drive", *Int. J. Mech. Sci. Pergaman Press*, Vol. 12, (1970), 1053.
- [2] Gerbert, B.G., "Pressure Distribution and Belt Deformation in V-Belt Drives" *ASME Journal of Engineering for Industry*, No. 3, (August 1975), 976.
- [3] Gerbert, B.G., "A Note on Slip in V-Belt Drives", *ASME Journal of Engineering for Industry*, (November 1976), 1366.
- [4] Gerbert., B.G., "Some Notes on V-Belt Drives", *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 103, (January 1981), 8.
- [5] Gerbert, B.G., "Belt Slip-A Unified Approach", *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 118, (September 1996), 432.
- [6] Akkurt, M., Makine Elemanları, Cilt 3, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [7] Gediktaş, M., Yücenur, S., Kayış Kasnak Mekanizmaları, Çağlayan Kitabevi, İstanbul, (1989).
- [8] Babalık, F. C., Kayış Kasnak ve Dişli Çark Mekanizmaları, Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı Yayınları, Bursa, (1995).
- [9] Courtesy Deere and Company Teknik Servisi Yayını
- [10] Dolan, J.P., Worley, W.S., "Closed-Form Approximations to the Solution of V-Belt Force and Slip Equations", *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, Vol. 107, (June 1985), 292.
- [11] Gerbert, B.G., "Non-Sliding and Sliding Zones in V-Belt Drives", Trans. Of Machine Elem. Division LundTech. University, (1976a)
- [12] Childs, T.H.C., Cowburn, D., "Power Transmission-Losses in V-Belt Drives Part 2:Effects of Small Pulley Radii", *Proc. Instution of Mechanical Engineers*, 201, (1987), 41
- [13] Gerbert, B.G., "Slip in V-Ribbed Belt Drives", Report No. 1990-11-15 Machine and Vehicle Design, Chalmers University of Technology Göteborg Sweden, (1990).
- [14] Reynolds, O., "Creep Theory of Belt Drive Mechanics", *The Engineer*, Vol. 38, (1847).
- [15] Swift, H.W., "Power Transmission by Belts: An Investigations of Fundamentals", *Proceedings of The Instute of Mechanical Engineers*, Vol. 2, (1928).