

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KURUTUCULARDA TAHRİK MEKANİZMASI
PROBLEMLERİNİN İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
İdris Burak HARAÇ**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Konstrüksiyon

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Cevat Erdem İMRAK

HAZİRAN 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KURUTUCULARDA TAHRİK MEKANİZMASI
PROBLEMLERİNİN İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
İdris Burak HARAÇ
503061205**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 29 Nisan 2009

Tezin Savunulduğu Tarih : 1 Haziran 2009

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Cevat Erdem İMRAK (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Yrd. Doç Dr. Cemal BAYKARA (İTÜ)
Yrd. Doç. Dr. Cüneyt FETVACI (İÜ)**

HAZİRAN 2009

ÖNSÖZ

Lisans eğitimimin sona ermesinin hemen ardından yüksek lisans eğitimime devam etmemde TÜBİTAK Yurt İçi Yüksek Lisans Burs Programının katkısı benim için çok önemliydi. Bu imkânı bana sağlayan TÜBİTAK(Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu) kurumuna teşekkürü bir borç bilirim.

Yüksek lisans tez çalışmamda bana her zaman yol gösteren yapıcı eleştirileriyle çalışmamı destekleyen tez danışmanım Sn. Prof. Dr. C. Erdem İMRAK'a teşekkür ederim.

Okul ile iş hayatı arasındaki geçiş döneminde bünyesinde çalıştığım ve tez çalışmama olanak sağlayan ARÇELİK A.Ş. ailesine teşekkür ederim.

Projemin her aşamasında yardımlarını benden esirgemeyen ve bu çalışmanın oluşmasını sağlayan Arçelik A.Ş. Çamaşır Kurutma Makinası İşletmesi AR-GE Yöneticisi Sn. Ertan ÇETİNKAYA, AR-GE Yapısal Tasarım Takım Lideri Sn. Ümit GÜLBAY'a ve AR-GE Yapısal Tasarım Yöneticisi Sn. Mehmet DURMAZ'a teşekkür ederim.

Beni bugünlere getiren, yetiştiren, eğitim hayatımın her anında yanımda olan, annem Soley HARAÇ, babam Tuncay HARAÇ ve dayım Orhan YÖRÜK'e sonsuz teşekkür ederim. Bana destek olup hayata karşı daha olumlu ve pozitif bakmama yardımcı olan nişanlım Türkan ÖZGÜR'e ayrıca teşekkür ederim.

Mayıs, 2009

İdris Burak HARAÇ

Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KISALTMALAR	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ	xi
SEMBOL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET	xv
SUMMARY.....	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Çamaşır Kurutucular	2
1.1.1 Kurutucuların Tahrik Mekanizmaları.....	3
1.2 Kayış – Kasnak Mekanizmaları	5
1.2.1 Genel İfadeler.....	5
1.2.2 Kayış Malzemesi	6
1.2.3 Kayışın Kollarında Meydana Gelen Kuvvet ve Gerilmeler	7
1.2.3.1 Çalışma İlkeleri	7
1.2.3.2 Kayış Kuvvetleri.....	9
1.2.4 Kayış Kasnak Mekanizmasının Hesabı	11
1.2.4.1 Kayış Boyu Hesaplamaları	11
1.2.4.2 Mile Gelen Kuvvetler ve Gerdirmeye Kuvvetleri	16
1.2.4.3 Taraklı V Kayışlar	17
1.2.4.4 Taraklı V(Poly-V) Kayış Kasnakları.....	18
1.2.5 Gerdirmeye Sistemleri	19
1.2.6 Kayışın Kasnaktan Atmasının Önlenmesi	22
2 DENEYSEL ÇALIŞMALAR	25
2.1 Deneylerin Amacı	25
2.2 Kayış Kayma Testi	25
2.3 Tambur Kalkış Testi.....	28
2.4 Kilitli Tambur Testi.....	29
3 KURUTUCU TAHRİK MEKANİZMASININ İNCELENMESİ	31
3.1 Mevcut Konstrüksiyonun Özellikleri	31
3.1.1 Poly-V Kayış.....	32
3.2. Teorik Hesaplamalar	37
3.3 Testler	40
3.3.1 Kayış Kayma Testi	40
3.3.2 Tambur Kalkış Testi	41
3.3.3 Kilitli Tambur Testi.....	42
4 YENİ TAHRİK MEKANİZMASININ TASARLANMASI	43
4.1 Uygulanabilecek Alternatif Tasarımlar	43
4.2 Yeni Tahrik Mekanizmasının Tasarlanması	47
4.3 Yeni Tahrik Mekanizması İçin Teorik Hesaplamalar	53
4.4 Prototip Makine Üzerinde Yapılan Testler.....	56

4.4.1 Kayış Kayma Testi.....	56
4.4.2 Tambur Kalkış Testi.....	57
4.4.3 Kilitli Tambur Testi	57
4.4.4 Mekanizmaların Kıyaslanması	58
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	59
KAYNAKLAR.....	61
EKLER	63

KISALTMALAR

CAD : Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)

ISO : International Organization for Standardization

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 1.1 : Aşırı yük faktörü [2].	9
Çizelge 1.2 : Santrifüj etki için “k” katsayıları [3].	11
Çizelge 1.3 : Kayış mekanizmalarının kayış uzunluğu [5].	14
Çizelge 1.4 : Sarılma açısı faktörü [2].	17
Çizelge 1.5 : Kayış boy faktörü [2].	18
Çizelge 1.6 : Çok profilli v kayışların kullanım alanları.	18
Çizelge 1.7 : Kasnak kanallarının boyutları [8].	19
Çizelge 1.8 : Düz kayış kasnaklarında bombelik değerleri [3].	24
Çizelge 3.1 : PH kayış kesit ölçüleri [6].	35
Çizelge 3.2 : Kayma ölçüm sonuçları.	41
Çizelge 3.3 : Tambur kalkış testi.	41
Çizelge 3.4 : Kilitli tambur test sonuçları.	42
Çizelge 4.1 : Hazırlanan prototip makinede kayış kayma testi sonuçları.	56
Çizelge 4.2 : Prototip makine kalkış testi.	57
Çizelge 4.3 : Prototip makine kilitli tambur test sonuçları	57
Çizelge 4.4 : Mekanizmaların kıyaslaması.	58
Çizelge A.1 : Mil çapına göre kayışın bir yivinin iletebileceği güç (P_b) [2].	64
Çizelge A.2 : Çevrim oranı faktörü. (P_a) [2].	66

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Çamaşır kurutucunun önden görünüşü	2
Şekil 1.2 : Şematik olarak çamaşır kurutucu.	3
Şekil 1.3 : Poly-V kayışın kesiti.....	4
Şekil 1.4 : Kurutuculardaki tahrik mekanizması elemanları.....	4
Şekil 1.5 : Kayış kasnak mekanizması [1].....	5
Şekil 1.6 : Kayış kasnak mekanizma çeşitleri [1].	6
Şekil 1.7 : V Kayış çeşitleri [1].	7
Şekil 1.8 : Kayış kasnak mekanizmasının çalışma ilkesi [1].	8
Şekil 1.9 : Kayış kollarındaki çekme kuvvetleri [1].....	10
Şekil 1.10 : Kayış kasnak mekanizmasının ana boyutları.	11
Şekil 1.11 : Kayış kasnak mekanizmalarının tertiplenme şekilleri [4].....	12
Şekil 1.12 : Yüzey yapılarına göre poly-v kayışların tarafsız eksenleri [6].	15
Şekil 1.13 : Mili zorlayan kuvvetler [1].	16
Şekil 1.14 : Kasnak çapları [8].	19
Şekil 1.15 : Motor milindeki bir kola bağlı yayla sağlanan gergi mekanizması [9]. ..	20
Şekil 1.16 : Üç kasnaklı bir sistemde bir ağırlıkla gergi sağlanmıştır [9].	20
Şekil 1.17 : Karşı ağırlıklı gergi kasnağı [9].....	21
Şekil 1.18 : Yaylı gergi kasnağı sonsuz vida ile kontrol edilebilir [9].	21
Şekil 1.19 : Bir torna tezgahını harekete geçiren sistemdeki gergi kasnağı [9].	22
Şekil 1.20 : Otomatik gergi ayarlı gergi kasnağı [9].	22
Şekil 1.21 : Kayış kasnağın büyük çaplı tarafına tırmanır [3].	23
Şekil 1.22 : Düz kayış kasnağında bombelik [3].	23
Şekil 2.1 : Motor devrinin ölçümünde kullanılan ölçüm aleti “Stroboscope”.	27
Şekil 2.2 : Motor mili üzerine devir ölçümü için bırakılan işaret	27
Şekil 2.3 : Kalkış testinin şematik gösterimi.	28
Şekil 2.4 : Tambur kalkış testinde kullanılan sabit ağırlıkların yerleştirilmesi	29
Şekil 2.5 : Kilitli tambur testinde kullanılan düzeneç.	30
Şekil 3.1 : Kurutucu tahrik mekanizması elemanları	31
Şekil 3.2 : Motor mili	32
Şekil 3.3 : Tambur.....	32
Şekil 3.4 : Kayış	33
Şekil 3.5 : İletilecek güce ve kasnak hızına göre kayış kesiti seçim grafiği [2]	34
Şekil 3.6 : Poly-V kayış kesiti.....	35
Şekil 3.7 : Kayışın yapısı [2].....	36
Şekil 3.8 : Kayış Gerginliğinin Zamana Göre Değişimi [6].....	36
Şekil 4.1 : Gergi kasnağı olmayan tek kayışlı tahrik mekanizması.	43
Şekil 4.2 : Gergi kasnağı ve yay kullanılan tek kayışlı tahrik mekanizması	44
Şekil 4.3 : Yay kullanılmayan uç kasnaklı kayış-kasnak mekanizması	45
Şekil 4.4 : İki kayış ve devir değiştirici kasnak kullanılan tahrik mekanizması.....	46
Şekil 4.5 : İki gergi kasnaklı tahrik mekanizması	47
Şekil 4.6 : Mevcut motor tasarımı.....	48

Şekil 4.7 : Mevcut motorun yandan görünüşü.....	49
Şekil 4.8 : Yeni tahrik mekanizması etüdü.....	50
Şekil 4.9 : Gergi kasnağı tasarımı.....	51
Şekil 4.10 : Gergi kasnağı CAD modeli.....	51
Şekil 4.11 : Yeni gergi kasnağı ile motorun montajlı hali.	52
Şekil 4.12 : Gergi kasnağı ve kayışın montajlı hali.	52
Şekil 4.13 : Kayış boyunun bilgisayar ortamında hesaplanması.	53

SEMBOL LİSTESİ

a	: Eksen aralığı
b	: Kayış genişliği
d	: Çap
D_a	: Adım çapı
D_e	: Etkin çap
F	: Kuvvet
F_n	: Basma kuvveti
F_s	: Sürtünme kuvveti
F_t	: Çevre kuvveti
F_1, F_2	: Kayış kol kuvvetleri
F_0	: Ön gerilme kuvveti
F_n	: Yataklamalara gelen kuvvet
h	: Poly-V kayış yiv dibiyle tarafsız eksen arası mesafe
h_d	: Poly-V kayış yiv yüksekliği
i	: Çevrim oranı
k	: Santrifüj etki katsayısı
l	: Kayış kol uzunluğu
L	: Kayış uzunluğu
M_d	: Döndürme momenti
n	: Dakikadaki dönme sayısı
P	: Güç
r	: Yarıçap
v	: Kayış hızı, kasnak çevre hızı
z	: Kayıştaki diş sayısı
α	: V-kayışlarında kama açısı
β	: Kayışın küçük kasnağa sarılma açısı
μ	: Sürtünme katsayısı
σ	: Gerilme
σ_1	: Gergin koldaki gerilme
σ_2	: Gevşek koldaki gerilme

KURUTUCULARDA TAHRİK MEKANİZMASI PROBLEMLERİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Büyük şehirlerde yerleşimin artmasıyla birlikte, apartmanlarda yaşama oranı bahçeli evlerde göre artmıştır. Yüksek binalarda yaşayan insanların çamaşırlarını yıkadıktan sonra kurutmak için balkon, bahçe gibi yeterli alanlarının olmaması bir ihtiyaç doğurmuştur. Bu amaç için çamaşır kurutma makineleri tasarlanmıştır.

Çamaşır kurutma makinesi ile çamaşırlarımızı yıkadıktan sonra açık bir alan ihtiyacı olmadan kurutabiliyoruz. Çamaşır makinesine benzeyen bir mekanizma ile çalışan çamaşır kurutucularda, çamaşırlarımızı bir tambura yerleştiriyoruz. Tambur dönerken kullanılan bir ısıtıcı vasıtası ile makine içerisinde devir-daim olan havanın ısınması sağlanıyor ve su buharı kondenser ile yoğunlaştırılıp su haznesine toplanarak çamaşırlar kurutuluyor.

Tambur devirlerinin çamaşır makinelerine göre çok düşük olması mekanizmada bazı farklılıklar getirmiştir. Motor milinden alınan moment bir kayış ile tambura iletilmektedir. Tahrik momentini veren elektrik motoru ve tambur arasındaki çevrim oranı, tamburun düşük devirlerde olması gerektiği için çok yüksek olmakta ve bu da motor mili ile tahrik momentini ileten kayış arasındaki sarılma açısının yeterli olmamasına neden olmaktadır.

Kullanıcı hatasından da kaynaklanabilen aşırı yüklemelerde, yetersiz sarılma açısı milin kayış üzerinde patinaj yapmasına ve kayışın bu esnada kopmasına neden olmaktadır. Makinanın kullanım süresi boyunca bu tip bir problemle karşılaşılması istenmeyen bir durumdur ve müşteri tarafında ürün memnuniyetini direkt etkileyeceği için de üzerinde detaylıca çalışılması gereken bir problem olmuştur.

Farklı testler ve mekanizma tasarımları ile bu kayış kopma problemi incelenip, tambur devrini sabit tutarak tahrik mekanizmasının sorunsuz bir şekilde çalışması bu çalışmada hedeflenmektedir.

AN INVESTIGATION ON PROBLEMS OF DRYER BELT-DRIVE SYSTEMS

SUMMARY

The increase of settling at bigger cities has brought more people live in bigger buildings with small rooms and has no free space like gardens. The people which living at big buildings has no place to dry their wet clothes after washing them at washing-machines need a new invention. To dry the wet clothes-dryers are used.

Clothes dryer helps us to dry our wet clothes after washing without a free space requirement. We place wet clothes into tumble and the mechanism is like washing machine belt-drive mechanism. While the tumble is rotating, a heater is used in order to heat the air which is used to get the humidity of the clothes. A condenser is used to dense the water vapor.

The low tumble speeds brings some differences from the washing machine belt-drive systems.

A belt is used for the transmission of the torque from the AC electric motor to the tumble. Because of the need of low tumble speeds brings small motor shaft diameters and this causes big speed ratios between tumble and motor shaft.

When the user puts over-load into the tumble, insufficient wrap angle between the belt and motor shaft causes the slippage of motor shaft on the belt and broken belts. Since it has been a major problem at user side of the dryer, this project is an important subject to be solved.

The aim of this thesis is to make the optimum tumble speed with the safe wrap angle and design a good belt-drive system for these machines.

1. GİRİŞ

Şehir yaşamının kırsal kesime göre gün geçtikçe artmasıyla birlikte farklı ihtiyaçlar da ortaya çıkmıştır. Bunlardan bir tanesi açık hava alanlarının bulunmadığı apartman dairelerinde yıkandıktan sonra çamaşırların kurutulmasının zor olmasından kaynaklanmaktadır. Bu problem için geliştirilen teknoloji ile çamaşır kurutma makineleri tasarlanmış ve şehir yaşamını kolaylaştırması hedeflenmiştir.

Çamaşır kurutucular, çalışma prensipleri incelendiğinde çamaşır makinelerine göre bazı farklılıklar göze çarpmaktadır. Çamaşır makinelerinde tambur devri değişken olup tahrik mekanizması tasarımı da bu değişkenlik göz önünde bulundurularak yapılmaktadır. Kurutucularda tambur devri sabit olup 50-55 d/dak ile dönmesi istenmektedir.

Kurutucuların tahrik mekanizmaları incelendiğinde çok karmaşık bir yapıda olmadıklarını görüyoruz. Motordan alınan güç ve hareket kayış ile tambura iletilir. Mekanizmada motora bağlı olan fanlar ile tambur içerisinde hava akışı sağlanır ve fanların gücü de motor tarafından sağlanır.

Bu tip mekanizmaların en büyük dezavantajı, çevrim oranlarının yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Kullanılan elektrik motoru 2 kutuplu asenkron motor olup yaklaşık 2800 d/dak ile dönmektedir. Bu hesaplama göre tambur devrinin 55 d/dak olması için çevrim oranının $i=51$ olması gerekiyor.

$i=51$ çevrim oranı kayış kasnak mekanizmaları için büyük bir değerdir ve bu kadar yüksek çevrim oranları tavsiye edilmemektedir. Bir kurutucu tahrik mekanizması tasarımı yapılırken bazı kısıtlar da bulunmaktadır;

Fanların motora bağlı olması motor devrinin değişmemesini gerektirmektedir,

Tambur devrinin belirli değerlerin altına düşmemesi gerektiği için çevrim oranı yüksek olmalıdır.

Boyutsal kısıtlar da motorun büyük yapılmamasını verilen momentin belirli değerlerin üzerine çıkılamamasına neden olmaktadır.

1.1 Çamaşır Kurutucular

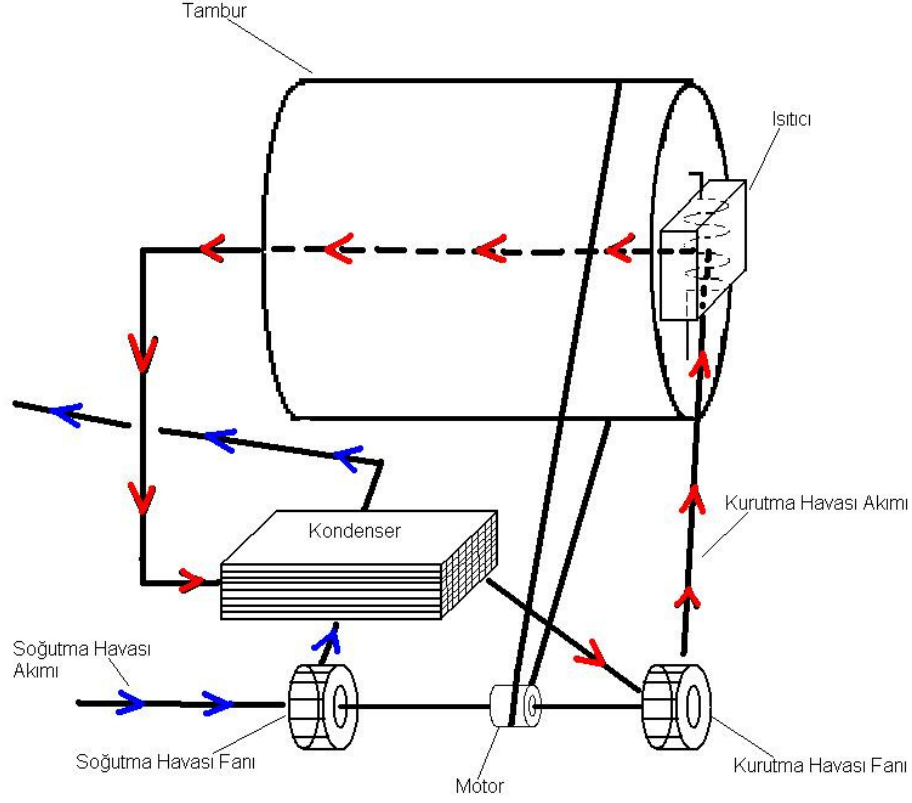
Çamaşır kurutma makinelerinin temel fonksiyonu adından da anlaşılabildiği gibi nemli yani yeni yıkanmış olan çamaşırları kullanıcının isteği doğrultusunda istenilen kuruluk derecesine ulaştırmaktır. Bunu yaparken kullanıcıyı kontrol ünitesi yardımıyla kendisine ulaştırdığı komutları algılar ve böylece işlem süresini, çamaşırların nem derecesini, kurutma sıcaklığını, dönüş programını, pompanın çalışma programını ayarlayarak istenilen kuruluk derecesine ulaşılmasını sağlar.



şekil 1.1 : Çamaşır kurutucunun önden görünüşü

Çamaşır kurutma makinelerinin temel bileşenlerinden bahsederek tahrik mekanizmasının kurutucunun işleyişindeki yerini anlamamız daha kolay olacaktır.

Kondenserli kurutucu, temel olarak; tambur, kondenser, elektrikli ısıtıcı, elektrik motoru, emme fanları, pompa, hav filtresi, su tankı ve kontrol ünitesinden oluşur.



Şekil 1.2 : Şematik olarak çamaşır kurutucu.

Tahrik mekanizmasının merkezinde bulunan elektrikli motor kurutucunun işleyişi bakımından kritik bir öneme sahiptir. Bir yandan kayış – kasnak mekanizması ile tamburun döndürülmesini sağlarken diğer yandan da fanlar vasıtasıyla makine içerisindeki hava akışını da kontrol etmektedir.

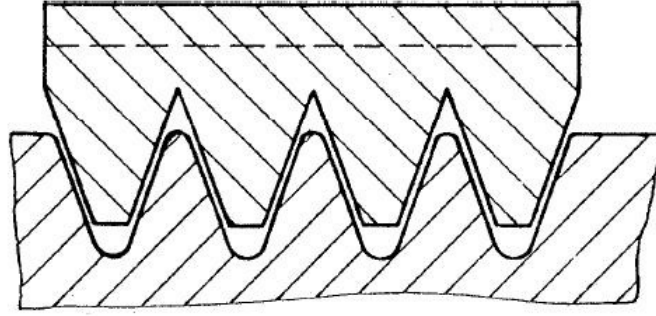
Motor, tamburun içindeki giysilerin kurutma esnasında birbirlerine yapışmalarını engellemek ve tamburun içinden geçen kurutma havasının daha etkin biçimde giysilerin yüzeyine nüfuz etmesini sağlamak amacıyla belirli bir süre bir yöne dönmekte sonra kısa bir süre için durduktan sonra aksi istikamette önceden belirlenen süre zarfında dönüş yapmakta ve sonra tekrar kısa bir süre durup hareket çevrimini tamamlamaktadır. Tamburun bu dönüşü seçilen program boyunca havalandırma, ısıtma ve buruşukluk giderme gibi alt kademelerde farklı dönüş ve duruş zamanlarını takip etmektedir.

1.1.1 Kurutucuların Tahrik Mekanizmaları

Çamaşır kurutucularda motordan alınan hareket ve döndürme momentinin tambura iletilmesi çoğunlukla kayış-kasnak mekanizmaları ile sağlanmaktadır. Bu tip

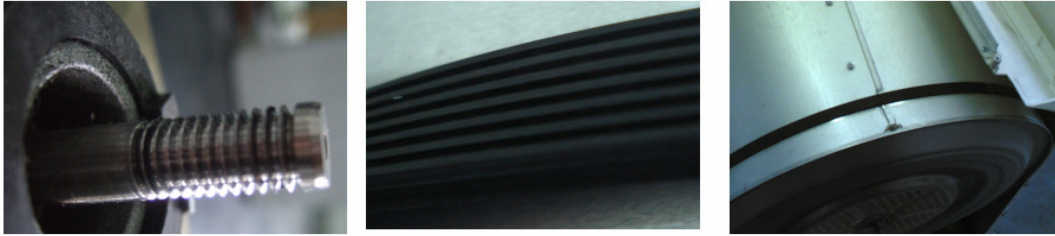
sistemlerde olduğu gibi eksenleri birbirinden uzak olan mekanizmalardaki güç iletimi için en uygun çözüm kayış-kasnak mekanizmalarıdır.

Çamaşır kurutucularda, iletilen moment değeri diğer mekanizmalara göre düşük olması nedeniyle kayış seçimi “Poly-V” olarak isimlendirilen taraklı V kayış olan kayışlardan yana olmaktadır.



Şekil 1.3 : Poly-V kayışın kesiti.

Kurutucularda tambur çapının tahrik momentinin alındığı motor kasnağının çapına göre büyük olması çevrim oranının yaklaşık $i=50$ olmasına neden olmaktadır. Bu derecede yüksek bir çevrim oranına en uygun çözüm olarak esnek ve iyi bir tutunma sağlayan Poly-V kayışlar kurutucularda kullanılmaktadır.



Şekil 1.4 : Kurutuculardaki tahrik mekanizması elemanları.

Kurutuculardaki tahrik mekanizmasını daha detaylı incelemek gerekirse, döndürme momentinin alındığı motorun üzerine “Poly-V” kayışın oturacağı yivler açıldığını görüyoruz. Bu yivler sayesinde kayış ile motor mili arasında daha iyi tutunma sağlanmaktadır.

Döndürülen eleman olan tamburda kayışın oturduğu yüzey ise düzdür. Tambur çapının motor miline göre büyük olması burada yivlere gerek olmadan hareketin sağlandığını gösteriyor. Tambura da iyi bir tutunma sağlamak için uçları düzlenmiş olan poly-v kayışlar daha çok tercih ediliyor.

1.2 Kayış – Kasknak Mekanizmaları

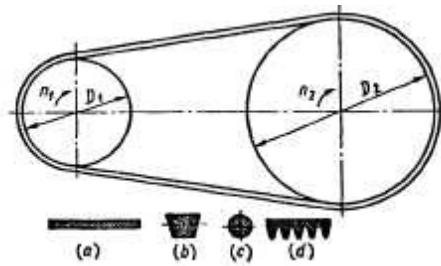
1.2.1 Genel İfadeler

Kayış kasknak mekanizmaları güç ve enerji iletim mekanizmalarıdır. Kayış kasknak mekanizmasında hareket, döndüren ve döndürölen kasknaklara sarılan (şekil 1.5) ve oldukça esnek olan bir kayışın yardımıyla sağlanır; hareketin iletilmesinde kayış ile kasknak arasındaki sürtünme önemli bir rol oynar. Aralarında açıklık büyük olan veya aynı ortamda olmayan kuvvet ve iş makineleri arasında irtibat sağlarlar. Mekanizmanın başlıca üstönlükleri şu şekilde sıralanabilir:

- Basit olmaları nedeniyle, diğer mekanizmalara göre oldukça ucuz bir yapı oluşturur.
- Birbirlerinden uzakta bulunan iki mil arasında güç ve hareket iletilebilir.
- Kayış elastik bir malzemeden yapılmış olduğundan, darbeleri karşılama ve sönömleme kabiliyeti büyüktür.
- Ani yük büyümlerini iletemez; bu nedenle bir emniyet elemanı olarak çalışır.

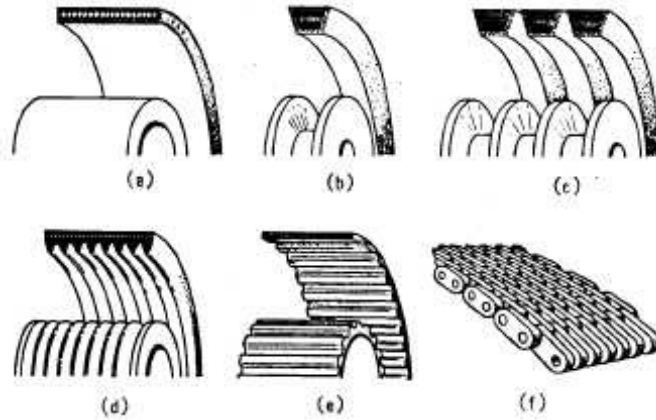
Buna karşılık şu mahzurlar sıralanabilir:

- Kayış ile kasknak arasındaki kısmi kaymalardan dolayı tam ve sabit bir çevrim oranı sağlanamaz.
- Hareket iletimi için kayışın kasknak üzerine bastırılması gerekir, yani bir basma kuvvetine ihtiyaç gösterir. Bu basma kuvvetinin etkisi altında miller ve yataklar dişli çark ve zincir mekanizmalarındakine göre daha büyük zorlamalara maruz kalırlar.
- Kayışta zamanla bir gevşeme meydana geldiğinden, mekanizmanın bir gerdirme tertibatı ile donatılması gerekir [1].



şekil 1.5 : Kayış kasknak mekanizması [1].

Kayış kasnak mekanizmaları, kayışın kesitine göre düz (Şekil 1.6a) ve V kayış mekanizmaları (Şekil 1.6 b, Şekil 1.7 b,c,d) olmak üzere iki esas gruba ayrılabilir. Bunların yanı sıra dişli (Şekil 1.6 e) ve mafsallı kayış (Şekil 1.6 f) tipleri mevcuttur. Dişli kayışın hareket iletme tarzı şekle bağlı olduğundan böyle bir mekanizma çalışma bakımından zincir mekanizmasına benzer. Kayış mekanizması ile benzerlik ancak kayış malzemesi yönündendir.



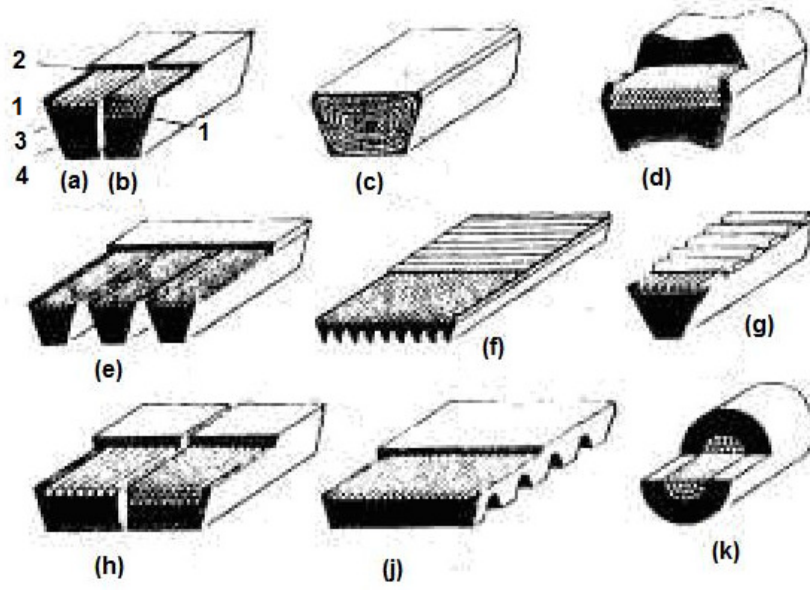
Şekil 1.6 : Kayış kasnak mekanizma çeşitleri [1].

1.2.2 Kayış Malzemesi

Mekanizmanın önemli bir elemanı olan kayış şu özelliklere sahip olmalıdır:

- Bükülme kabiliyeti ve yüksek bir çekme mukavemeti;
- Uygun bir ömür ve yorulma mukavemeti
- Düşük maliyetli olmalıdır

V kayışları: Bu kayışlar çekme mukavemetini ve bükülme kabiliyetini sağlayan biri mukavim (çekme) diğeri yumuşak olmak üzere, iki ana malzemeden oluşmaktadır. Ortamın etkisini önlemek için kayış genellikle kauçuklu bezden yapılan koruyucu bir tabaka ile kaplanır. Genellikle yumuşak malzeme olarak kauçuk, mukavim malzeme olarak dokuma ve günümüzde daha çok kord ipleri veya kablolar kullanılmaktadır. Bu iki ana malzemenin yerleştirilme tarzına göre birçok V kayış tipleri vardır. Şekil 1.7'de : a. Normal kord kablolu; b. Normal kord ipli (paket halinde); c. Mukavim tabakası dokuma; d. Çift; e. Bağlanmamış; f. Yekpare (Poly V); g. Geniş açılı; h. Geniş; j. Dişli V kayışları gösterilmiştir. Şekil 1.7 k'daki kayış, V kayışların yapısına sahip dairesel kesitli bir kayıştır.



Şekil 1.7 : V Kayış çeşitleri [1].

1. Çekme tabakası;
2. Örtme tabakası;
3. Yumuşak tabaka;
4. Koruyucu tabaka

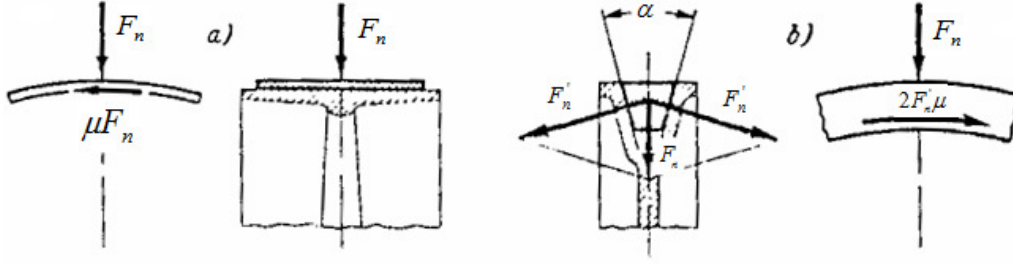
1.2.3 Kayışın Kollarında Meydana Gelen Kuvvet ve Gerilmeler

1.2.3.1 Çalışma İlkeleri

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 1.8 a). Bir momentin etkisi altında kasnak dönmeye başladığında basma kuvveti bir μF_n sürtünme kuvveti yaratır. Sonsuz küçüklükteki bir kayış parçası için basma kuvveti dF_n , sürtünme kuvveti $dF_s = \mu dF_n$ ve çevre kuvveti dF_t olarak ifade edilirse, hareketin iletilebilmesi için

$$dF_s = \mu dF_n \geq dF_t \quad (1.1)$$

yani sürtünme kuvvetinin iletilmesi istenilen $F_t = 2M_d J / D_1$ çevre kuvvetine eşit veya daha büyük olması gerekir. Aksi halde kayış, kasnak üzerinde kayar ve hareket iletilemez. F_t kuvvetine faydalı kuvvet de denilmektedir.



Şekil 1.8 : Kayış kasnak mekanizmasının çalışma ilkesi [1].

V kayışlarında (Şekil 1.8 b) dF_n kuvveti, temas yüzeyleri arasında dF_n' normal kuvvetleri oluşturur; şöyle ki, burada (1.1) bağıntısı;

$$dF_s = 2\mu dF_n' \text{ veya } dF_n' = \frac{dF_n}{2\sin(\alpha/2)} \quad (1.2)$$

ve

$$dF_s = \frac{\mu dF_n}{\sin(\alpha/2)} \quad \mu' = \frac{\mu}{\sin(\alpha/2)} \quad (1.3)$$

kullanılarak

$$dF_s = \mu' dF_n \geq dF_t \quad (1.4)$$

şeklinde yazılır. $\alpha=34^\circ$ için $\mu' = 3\mu$ olarak bulunur. Neticede 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 moment iletme kabiliyetine sahiptirler.

Kalkış ve harekete geçişlerde genellikle anma gücünden daha büyük bir güce gereksinim doğan. İvmelenen kütlelerin büyüklüğü ve hareketin düzgünlüğüne bağlı olarak mekanizma anma koşullarının üstünde zorlanabilir. Bu durum iletilecek P anma gücünün döndüren makine, döndürülen makine koşulları ve günlük çalışma sürelerine bağlı olan ve adına “aşırı yük faktörü” denen bir C_2 katsayısı ile büyütülür.

$$P_{hesap} = P.C_2 \quad (1.5)$$

C_2 : Aşırı yük faktörü

Hesaplamalarda kullanacağımız P_{hesap} değerini elde etmemize yarayan aşırı yük faktörünü Çizelge 1.1 den okuyabiliriz.

Çizelge 1.1 : Aşırı yük faktörü [2].

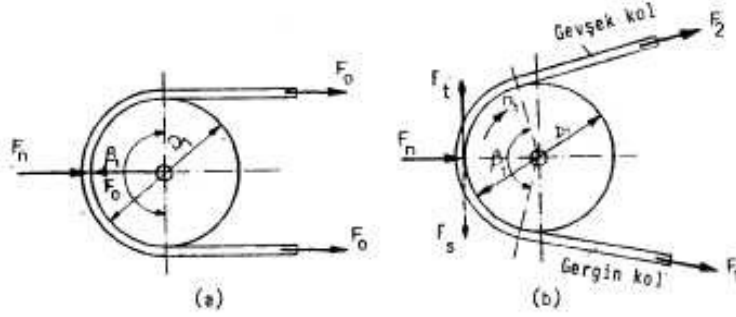
Döndürülen Makine Kategorisi	AŞIRI YÜK FAKTÖRÜ					
	M _{dkalkış} <2M _d AC Motorlar : Asenkron normal torklu Senkron, Normal torklu DC motorlar İçten yanmalı motorlar devir>700d/dak			M _{dkalkış} >2M _d Yüksek torklu AC, DC motorlar İçten yanmalı motorlar türbin hızı<700d/dak		
	Günlük Çalışma Süresi					
	Kesintili çalışma	Normal Çalışma	Sürekli Çalışma	Kesintili çalışma	Normal Çalışma	Sürekli Çalışma
	8 saatten az	8 ile 16 saat arası	16 saatten fazla	8 saatten az	8 ile 16 saat arası	16 saatten fazla
Kategori 1: Hafif Şartlar Elektrikli süpürgeler, Manyetik karıştırıcılar, Küçük ev aletleri, Fanlar ve 7,5kW'a kadar pompalar	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Kategori 2: Normal Şartlar Makine aletleri, Jeneratörler, Döner pompalar, Konveyörler	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Kategori 3: Normal-Ağır Şartlar Beton ve ağaç işi makinaları, Eksenel fanlar, Tuğla Makinaları	1,2	1,3	1,4	1,3	1,4	1,5
Kategori 4: Ağır Şartlar Asansörler, Kağıt makinaları, Pistonlu pompalar, Ufalayıcılar, Değirmenler	1,3	1,4	1,5	1,4	1,5	1,6
Kategori 5: Çok Ağır Şartlar Kazı makinaları, Karıştırıcılar, Vinçler, Bilyalı değirmenler	1,4	1,5	1,6	1,5	1,6	1,8

1.2.3.2 Kayış Kuvvetleri

Kayış kasnak mekanizmalarında momenti iletmek için gereken basma kuvveti, kayışı gerdirmek suretiyle oluşturulur. Sükûn halinde, gerdirmeden dolayı kayışın her kolunda F_0 gerdirmeye kuvvetleri oluşur (Şekil 1.9a). Ancak çalışma sırasında sürtünmeden dolayı kayış kollarında birbirine eşit olmayan F_1 ve F_2 kuvvetleri (Şekil 1.9b) meydana gelir. Bu iki kuvvet arasında Euler denklemi olarak bilinen

$$F_1 = F_2 \Phi \beta_1 \quad (1.6)$$

bağıntısı mevcuttur. Burada kayışın döndüren kasnak üzerine sarılma açısıdır (Şekil 1.9 b). Bu bağıntıya göre $F_1 > F_2$ olduğundan F_1 kuvvetinin tesir ettiği kola gergin kol, F_2 kuvvetinin tesir ettiği kola gevşek kol denir.



Şekil 1.9 : Kayış kollarındaki çekme kuvvetleri [1].

Sürtünme kuvveti hariç, Şekil 1.9 b'deki kuvvetlerin kasnağın merkezine göre moment denge denklemi yazılırsa

$$F_t \cdot D_1 = (F_1 - F_2) \cdot D_1 / 2 ; F_t = F_1 - F_2 \quad (1.7)$$

bulunur; (1.5) bağıntısı dikkate alınır bu bağıntı

$$F_t = F_1 \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1}} = F_2 (e^{\mu\beta_1} - 1) \quad (1.8)$$

şeklinde yazılır. Gevşek kol kuvveti (F_2) yi hesaplamak için ise;

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu\beta}} \quad (1.9)$$

formülü kullanılır. Kayışın ileteceği güç denklem (1.10) a göre hesaplanır.

$$P = F_t \cdot v \quad (1.10)$$

$P = P_{\text{hesap}}$: Kayışın ileteceği güç (W)

Kayışa güvenli bir şekilde güç iletimini yapabilmesi için gereken ön gerilme kuvveti F_0 ın hesaplaması denklem (1.11) a göre yapılır.

$$F_o = \frac{F_t}{2 \cdot \frac{e^{0.5\beta} - 1}{e^{0.5\beta} + 1}} + k \cdot v^2 \quad (1.11)$$

F_t : Çevre kuvveti (N)

v : Çevresel hız (m/s)

k : Santrifüj etki katsayısı

Çizelge 1.2 : Santrifüj etki için “k” katsayıları [3].

	SPZ	SPA	SPC	Y	Z	A	B	C	D	E
k	0,07	0,13	0,21	0,02	0,06	0,11	0,18	0,31	0,6	1,0

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;

$$\sigma_1 = F_1 / A ; \sigma_2 = F_2 / A ; \sigma_t = F_t / A \quad (1.12)$$

bulunur ve bu gerilmelerin arasında, kuvvetlerde olduğu gibi;

$$\sigma_t = \sigma_1 \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1}} = \sigma_2 (e^{\mu\beta_1} - 1) \quad (1.13)$$

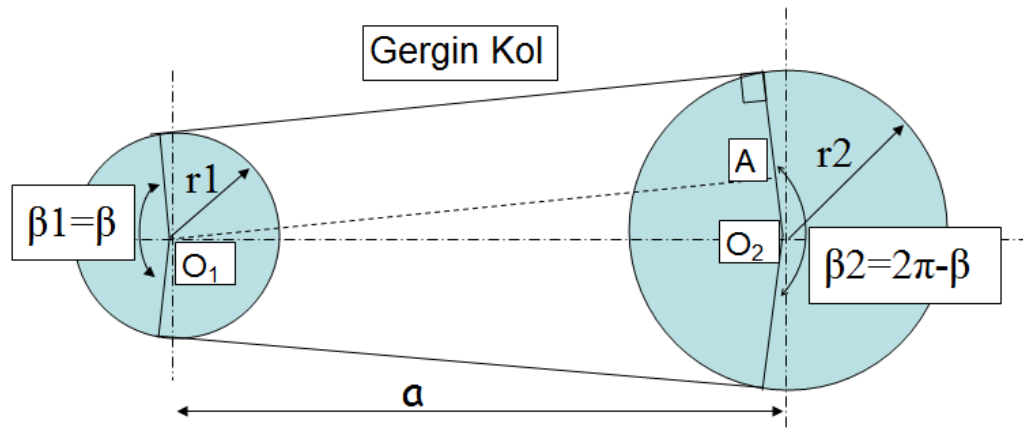
bağıntısı vardır.

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

1.2.4 Kayış Kasknak Mekanizmasının Hesabı

1.2.4.1 Kayış Boyu Hesaplamaları

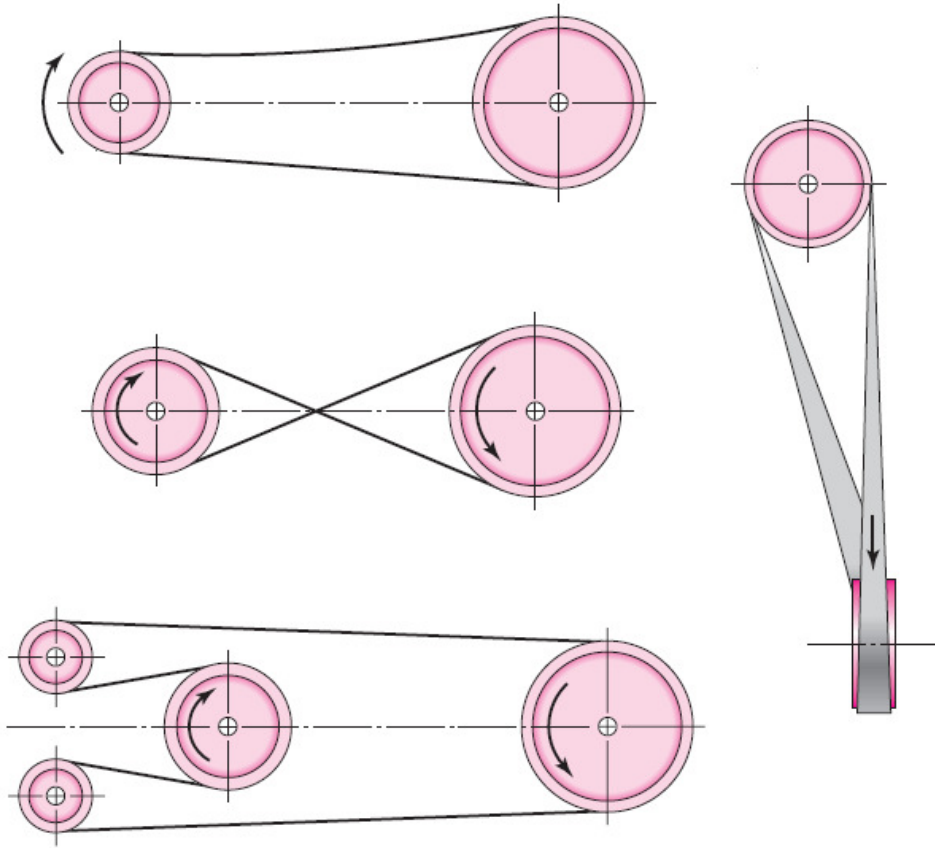
Kayış kasknak mekanizmasının ana boyutları (Şekil 1.10) : Döndüren ve döndürülen kasknakların D_1 ve D_2 çapları; kayışın uzunluğu L ve eksenler arası mesafe a ve kayışın genişliği b ve kalınlığı s dir. D_1 ve D_2 arasında çevrim oranı bağıntısı vardır; L ve a, birbirine bağılı olarak geometrik bağıntılarından tayin edilir.



Şekil 1.10 : Kayış kasknak mekanizmasının ana boyutları.

Kayış kasnak mekanizmaların L uzunluğu kayışın sarılış şekline bağıdır. Bu bakımından (Şekil 1.11) : Düz sarılışlı, çapraz sarılışlı, yarı çapraz sarılışlı, kılavuz kasnaklı, ve gergi kasnaklı olabilir. Düz sarılışlı tertipte, döndüren ve döndürülen kasnakların dönüş yönleri birbirinin aynıdır. Çapraz sarılışlı tertipte ise, döndüren ve döndürülen kasnaklar birbirine ters yönde dönerler. Eksenleri kesişmeyen ve uzayda birbirlerine dik olan iki mil arasında, dönme hareketinin ve gücün iletiminde, yarı çapraz sarılışlı tertipler kullanılır. Farklı düzlemlerde bulunan miller için kılavuz kasnak tertibi kullanılabilir. Kayışta gerginliğin sağlanması ve sarılış açısının büyütülmesi gergi kasnağı ile gerçekleştirilir.

Düz sarılışta kasnakların dönme yönleri aynı olur. Kayışın bir kısmı β_1 açısı boyunca döndüren kasnağı bir kısmı ise β_2 açısı boyunca döndürülen kasnağı sarılmıştır. Arada kalan kayış kolları ise her iki kasnağı teğettir. Döndüren kasnak kayış kollarından birini çekerek döndürürken kasnağı hareket verir. Diğer kayış kolunu ise serbest bırakır. Eğer kayış belli bir ön yükleme ile kasnaklara sarılmamış olsaydı



Şekil 1.11 : Kayış kasnak mekanizmalarının tertiplenme şekilleri [4].

serbest kalan kolda hiç kuvvet bulunmazdı. Kayışın kasnaklara değerek sarıldığı kısımları gösteren β_1 ve β_2 açılara sarılma açısı denmektedir. Döndüren kasnağın çekerek gerdiği kola gergin kol, serbest bıraktığı kola ise gevşek kol adını vereceğiz. Şekil 1.10 dan sarılma açıları

$$\beta_1 = \beta; \beta_2 = 2\pi - \beta \quad (1.14)$$

yazılabilir. gergin kol kendine paralel kalacak şekilde döndüren kasnağın merkezine taşınacak olursa meydana gelen $A\hat{O}_1O_2$ üçgeninde $AO_2=r_2-r_1$ ve mil merkezleri arasındaki açıklık $O_1O_2=a$ dır.

Bu durumda sarılma açısı β ,

$$\cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{r_2 - r_1}{a}; \frac{\beta}{2} = \text{Arc cos} \frac{r_2 - r_1}{a} \quad (1.15)$$

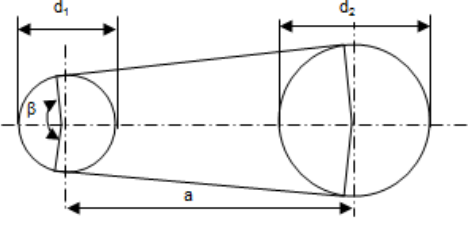
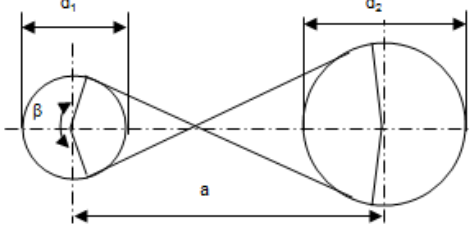
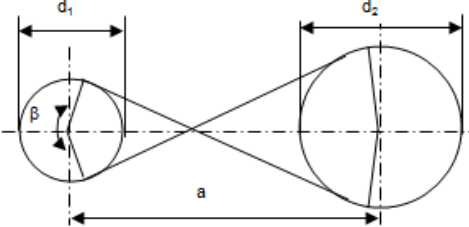
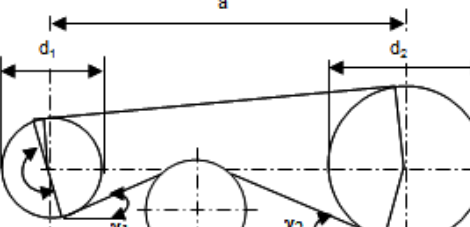
bağıntısından bulunur. Burada $r_1=D_1/2$ ve $r_2=D_2/2$ olarak kasnak yarıçaplarıdır.

Şekil 1.10 deki geometriden yararlanarak kayış boyu tam olarak belirlenebilir. Kayış boyu=döndüren kasnağa sarılan kısım + döndürülen kasnağa sarılan kısım + kasnağa teğet olan iki koldan ibarettir. Sarılma açısı β nin radyan olmak koşuluyla

$$L = \beta.r_1 + (2\pi - \beta).r_2 + 2a.Sin(\beta/2) \quad (1.16)$$

dir.

Çizelge 1.3 : Kayış mekanizmalarının kayış uzunluğu [5].

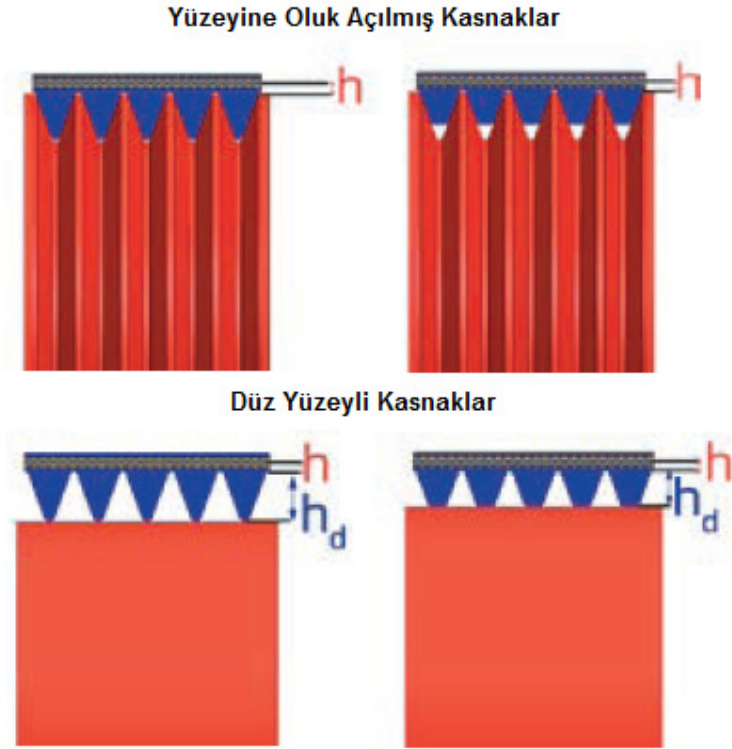
Düz sarılış	Çapraz sarılış
	
$L = [\beta d_1 / 2 + (2\pi - \beta) d_2 / 2] + 2a \sin(\beta / 2)$ $L \approx 2a + \pi(d_1 + d_2) / 2 + (d_2 - d_1)^2 / 4a$ $a = L - [\beta d_1 / 2 + (2\pi - \beta) d_2 / 2] 2 \sin(\beta / 2)$ $\cos(\beta / 2) = (d_2 - d_1) / 2a$	$L = \beta(d_1 + d_2) / 2 + 2a \sin(\beta / 2)$ $\cos(\beta / 2) = (d_1 + d_2) / 2a$
90° (1/4) dönmüş	Gergi kasnaklı
	
$L \approx 2a - \pi(d_1 - d_2) / 2 - (d_1^2 - d_2^2) / 2a$	$L \approx 2a + \pi(d_1 + d_2) / 2 + (d_2 - d_1)^2 / 4a$ $+ (L_1 / \cos \gamma_1 + L_2 / \cos \gamma_2) - (L_1 + L_2)$

Bu bağıntının verdiği kayış uzunluğu tamdır. Ancak

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} \quad (1.17)$$

formülü de pratik hesaplarda kullanılabilir [5].

Diğer kayış kasnak mekanizmalarındaki kayış uzunlukları Çizelge 1.3’de verilmiştir.



Şekil 1.12 : Yüzey yapılarına göre poly-v kayışların tarafsız eksenleri [6].

Şekil .1.12 de görülen oluklu ve düz yüzeyli kasknak çeşitlerine göre poly-v kayışların hesaplamalarında kullandığımız D_1 ve D_2 çapları değişmektedir. V kayışların bir çeşidi olan poly-v kayışların boylarının hesaplanmasında kayış üzerindeki yivlerin dibinden alınan etkin çap (D_e) kullanılır. Kuvvet hesaplamalarında ve kayışın çevresel hızının hesaplanmasında ise tarafsız eksen ile elde edilen adım çapı(D_a) kullanılır [2,6].

Oluklu kasknaklarda;

$$\text{Etkin çap}(D_e): \text{Kasknak Dış Çapı}(D) \quad (1.18)$$

$$\text{Adım çapı}(D_a): \text{Etkin çap } (D_e) + (2xh) \quad (1.19)$$

ile hesaplanır. Düz yüzeyli kasknaklarda ise;

$$\text{Etkin çap}(D_e): \text{Kasknak Dış Çapı}(D) + (2xh_d) \quad (1.20)$$

$$\text{Adım çapı}(D_a): \text{Etkin çap } (D_e) + (2xh) \quad (1.21)$$

formülleri ile elde edilen çaplar kullanılır [6].

1.2.4.2 Mile Gelen Kuvvetler ve Gerdirme Kuvvetleri

Kayışın kasnak üzerine bastırılması için gereken F_n gerdirme kuvveti, yataklara tesir ettiği gibi, mili de eğilmeye zorlar. Teorik olarak bu kuvvet (Şekil 1.13 a)

$$F_n = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + F_1 F_2 \cos(\pi - \beta)} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + F_1 F_2 (\cos \beta)} \quad (1.22)$$

ifadesi ile hesaplanır. (1.7) bağıntılarına göre bu kuvvet $F_n = f(F_t, e^{\mu\beta_1})$ şeklinde de ifade edilebilir. Örneğin $\beta_1 = 180^\circ$ için

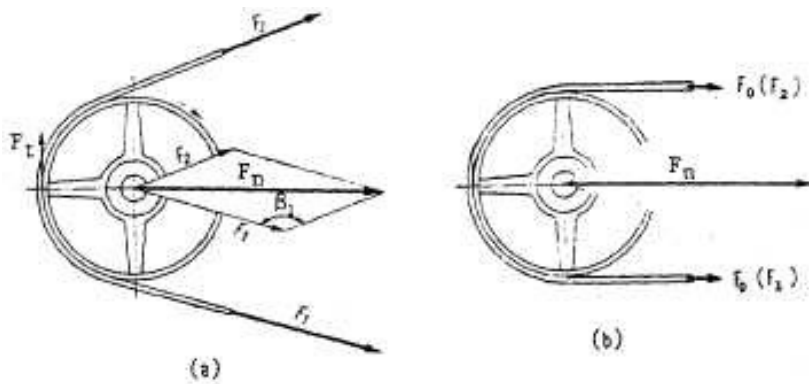
$$F_n = F_1 + F_2 = F_t \frac{e^{\mu\beta_2} + 1}{e^{\mu\beta_2} - 1} \quad (1.23)$$

ifadesi elde edilir. Denklemin incelenmesinden görüldüğü gibi, sürtünme katsayısı arttıkça, aynı F_t ve β_1 değerleri için F_n kuvveti azalır. Örneğin $\mu=0,3$ için $F_n = 2,284F_t$ iken $\mu=0,6$ için $F_n=1,36F_t$ olmaktadır. Şu halde V kayışlarında $\mu' = \mu / \sin(\alpha/2) > \mu$ olduğundan, aynı β_1 , μ ve F_t değerleri için V kayışı kasnağının millerine daha az bir kuvvet gelecektir [1].

Esasen kayışın gerdirilmesi hareketsiz durumda yapılır. Bu halde kayışın her kolunda oluşan F_0 gerdirme kuvvetleri eşittir (Şekil 1.12 b). $\beta_1=180^\circ$ için hareketsiz ve hareketli durumları için

$$F_n = 2F_0; F_n = F_1 + F_2 \quad (1.24)$$

yazılabilir.



Şekil 1.13 : Mili zorlayan kuvvetler [1].

1.2.4.3 Taraklı V Kayışlar

Günümüzde, taraklı V kayışları geniş ölçüde kullanılmaya başlanmıştır. Bunların başlıca üstünlüğü, aynı gücü iletmek için, normal V kayışlarına göre genişliği daha az olan bir kasnağın kullanılmasıdır. Ayrıca bu kayışlar V kayışların üstünlükleri ile düz kayışların esneklik bakımından üstünlüklerini, bir arada toplamaktadır.

PH, PJ, PK, PL, PM ile simgelenen kayışlar günümüzde beş ayrı tipte imal edilirler. Farklı durumlarda kullanılabilecek bu kayışlar ile 0.01kW ile 900 kW gibi geniş bir aralıkta güç iletimi yapılabilir. Hesaplamalarda profil sayısının belirlenmesinde sarılma açısı faktörü(C_β), kayış boy faktörü(C_L), iletilecek gücün aşırı yük faktörüyle çarpılmış hali(P_{hesap}), bir adet profilin iletebileceği güç parametreleri kullanılır. (P_a) çevrim oranı katsayısı, (P_b) ise bir kayış yivinin iletebileceği güçtür.

C_4 ise gerdirme kasnağının etkisini göz önüne alır. Eğer mekanizmada gerdirme kasnağı yoksa $C_4=1$ alınır ve bağıntıda yer almaz. Bir gerdirme kasnağı varsa $C_4=0,91$, iki gerdirme kasnağı varsa $C_4=0,86$ alınır[7].

$$z = \frac{P_{hesap}}{(P_b + P_a) \cdot C_\beta \cdot C_L \cdot C_4} \quad (1.25)$$

Çizelge 1.4 : Sarılma açısı faktörü [2].

Sarılma Açısı Faktörü	
Sarılma Açısı	C_β
230	1,11
220	1,09
210	1,07
200	1,05
190	1,02
180	1,00
170	0,97
160	0,94
150	0,91
140	0,88
130	0,84
120	0,80
110	0,76
100	0,72
91	0,67
83	0,63

Bu kayışlarla $i = 40\sim 50$ ye kadar varan çok yüksek çevrim oranları elde edilebilir. PH tipi kayışlar 80 m/s, PJ tipi kayışlar 60 m/s, PK tipi kayışlar 55 m/s, PL 50 m/s,

PM 40 m/s çevre hızlarına kadar kullanılabilir. Kurutucularda kullanılan PH tipi kayışlar ile ilgili detaylı bilgi bir sonraki bölümde detaylı verilecektir.

Çizelge 1.5 : Kayış boy faktörü [2].

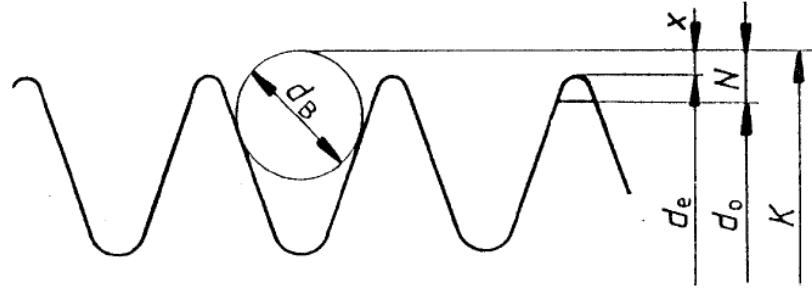
Kayış Boy Faktörü	
Kayış Boyu	C _L
500'e kadar	0,89
500-700	0,95
700-900	1,00
900-1100	1,05
1100-1300	1,07
1300-1500	1,12
1500-1700	1,15
1700-1900	1,17
1900-2100	1,19
2100 üzeri	1,20

Çizelge 1.6 : Çok profil v kayışların kullanım alanları.

Kayış Kesidi	Kullanım Alanı
PH	Beyaz eşya endüstrisi, Kurutucular, Çamaşır Makineleri
PJ	Otomatik Kapılar, Beton Karıştırıcılar, Egzersiz Aletleri, Yer Parlaticılar, Asansör Kapıları, Küçük Kompresörler
PK	Traktörler, Asansörler, Fanlar, Pompalar&Kompresörler, Tahta Testereleleri
PL	Yüksek Basıncılı Temizleyiciler, Pistonlu Kompresörler, Değirmenler, Yürüyen Merdivenler
PM	Kağıt Endüstrisi, Taş Ocakları, Türbinler, Kazı Makineleri

1.2.4.4 Taraklı V(Poly-V) Kayış Kasnakları

Taraklı v kayışların kasnak imalatları çok hassas olmalıdır. Kayışın kasnağa oturduğu yüzeyin standartlara uygun olması kayışın hasar görmemesi ve uzun ömürlü olması açısından son derece önemlidir. Kasnak ölçülerinin TS ISO 9988 standardına uygun olması gerekmektedir. Standartta belirtilen bir metot ile kasnağın etkin çapı ve diğer önemli boyutları kontrol edilebilmektedir. Şekil 1.14 ta kontrol metodu ile ilgili yöntem gösterilmektedir. Çizelge 1.7 ta ise kasnak boyutlarının olması gereken değerleri gösterilmektedir. Kasnağı imal eden firmanın bu standarda kesinlikle uyması ve kasnak imalatında çok titiz olması gerekmektedir.



d_e : Etkin çap
 d_o : Dış çap
 K : Bilye veya çubuk üzerinden ölçülen çap
 d_B : Bilye veya çubuk çapı kontrolü

Şekil 1.14 : Kasnak çapları [8].

Çizelge 1.7 : Kasnak kanallarının boyutları [8].

Profil	PH	PJ	PK	PL	PM
Kanal Adımı, $e^{1),2)}$	$1,6 \pm 0,03$	$2,34 \pm 0,03$	$3,56 \pm 0,05$	$4,7 \pm 0,05$	$9,4 \pm 0,08$
Kanal Açısı $\alpha^{3)} \pm 0,5^\circ$	40°	40°	40°	40°	40°
r_t min	0,15	0,2	0,25	0,4	0,75
r_b max	0,3	0,4	0,5	0,4	0,75
Bilye veya çubuk çapının kontrolü $d_B \pm 0,01$	1	1,5	2,5	3,5	7
$2x$ nom	0,11	0,23	0,99	2,36	4,53
$2N^{4)}$ max	1,08	1,22	2,06	3,5	5,92
f min	1,3	1,8	2,5	3,3	6,4

1) e 'deki tolerans, peşpeşe iki kanal profilinin eksenleri arasındaki mesafeye uygulanır.
 2) Bir kasnakta bütün kanallar için e anma değerinden bütün sapmaların toplamı $\pm 0,3$ 'ü aşmamalıdır.
 3) Kanalın merkez hattı, kasnağın eksenine $90^\circ \pm 0,5^\circ$ bir açı yapmalıdır.
 4) N kasnağın anma çapı ile ilgili değildir, ancak kasnakta bilye veya çubuğun gerçek sürüş konumundan ölçülür.

1.2.5 Gerdirme Sistemleri

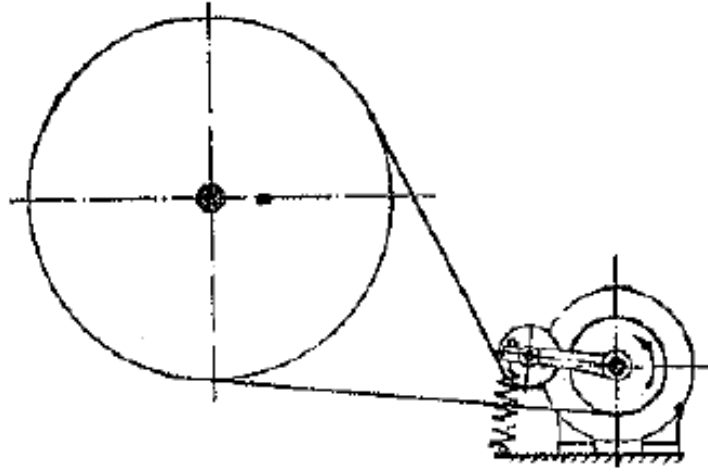
Kayışların yük taşımayan kolları, kuvveti ileten küçük motor kasnağından ayrılırken kalkmak ister ve bunun sonucu olarak kayışın β sarılma açısı ufalır. Halbuki imkan dâhilinde sarılma açısı:

$$\beta > 150^\circ \quad (1.26)$$

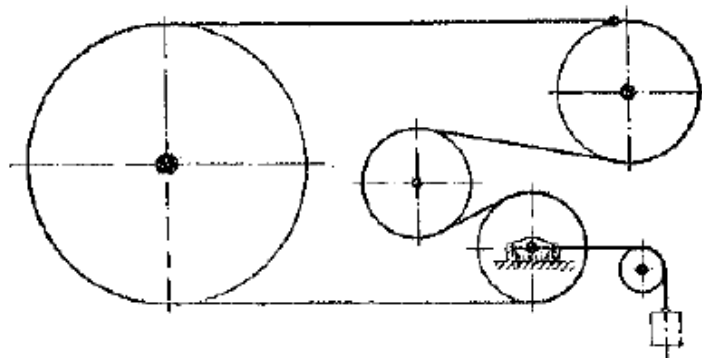
tutulması istenir. Kayışın kasnağın üzerindeki β sarılma açısını arttırmak amacıyla küçük kasnağın yanına ve yük taşımayan koluna gelmek üzere ufak bir gergi kasnağı yerleştirilir. Böylelikle kayışın kayma ihtimali azalır ve kayışa daha ufak bir ön gergi verilerek aynı çevirme momenti iletebilir; aynı zamanda kasnak yatakları da daha az zorlanmış olur. Gördüğümüz gibi gergi kasnağı olarak literatüre geçmiş olan bu

yardımcı kasnakların görevi kayışı germek değil, küçük kasnağın β sarılma açısını artırmak ve kayışın ön gergisinin düşük tutulabilmesini sağlamaktır.

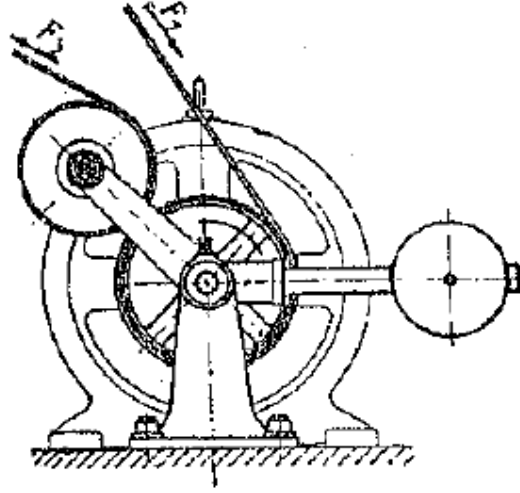
Şekil 1.15 ve 1.16 deki gergi kasnaklarında gerekli bilgi resimlerin altında verilmiştir. Pek çok uygulanan klasik bir düzeni şekil 1.15 ta görüyoruz. Burada da gergi kasnağının oturduğu kol motor miline yataklandırılmış ve karşı yöne doğru uzatılmış olup bu kola bir karşı ağırlık yerleştirilmiştir. Bu ağırlığı sağa veya sola sürerek tespit etmekle gergi kasnağı alt koluna daha fazla veya daha az baskı yapar. Şekil 1.18 da büyük güçler ileten geniş bir kayışın gergi kasnağını görüyoruz: kayış bir el çarkı ve buna bağlı sonsuz vidalı bir mekanizma ile gerilir veya gevşetilir. Şekil 1.18 da sol tarafta görülen spiral yay gergi kasnağın kayış üzerinde yaylanmasını mümkün kılar [9].



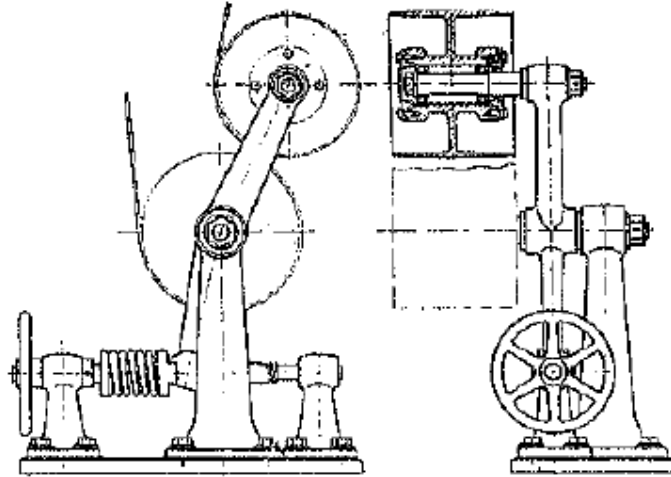
Şekil 1.15 : Motor milindeki bir kola bağlı yayla sağlanan gergi mekanizması [9].



Şekil 1.16 : Üç kasnaklı bir sistemde bir ağırlıkla gergi sağlanmıştır [9].



Şekil 1.17 : Karşı ağırlıklı gergi kasnağı [9].



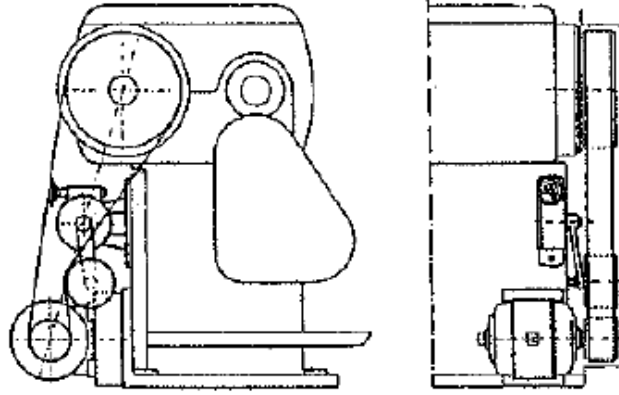
Şekil 1.18 : Yaylı gergi kasnağı sonsuz vida ile kontrol edilebilir [9].

Şekil 1.19 de bir torna tezgâhındaki gergi kasnağı görülmektedir; gergi ayarı sonsuz vidalı bir mekanizmayı kumanda eden el çarkı ile yapılmaktadır.

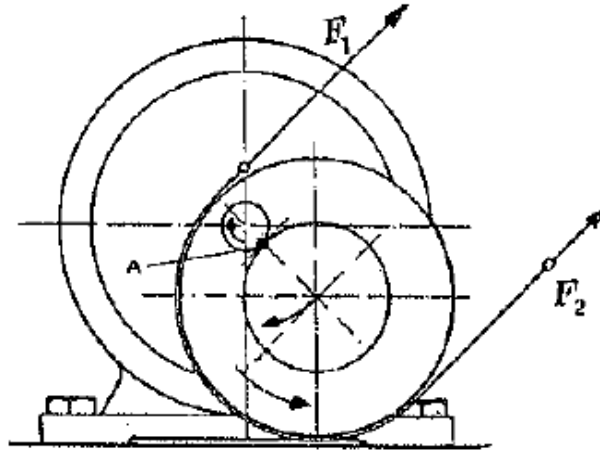
Şekil 1.20 de gergisi otomatik olarak ayarlanan gergi kasnağını görüyoruz. Kasnak motor mili etrafında eksantrik olarak fakat oynak yerleştirilmiştir. Gergi kasnağı, çevrim oranı $i=3$ olan bir dişli çark çifti üzerinden hareket alır. Çarkların yuvarlanma noktası A da olup, gergi oranı bununla tespit edilmiştir.

Bu gergi düzeni küçük kasnağın β sarılma açısını arttırmayıp ancak gergiyi gerektiği nispette yükseltir, yani bu gerçek bir gergi kasnağıdır. Otomatik kendini geren kasnağın çok önemli bir özelliği, kayışları ancak çalışma sırasında germesidir; motor durunca gergi de sıfır olur ve böylelikle gerek kayış ve gerekse kasnak yatakları

ancak çalışma sırasında yük taşırlar. Bu nedenle kendini geren kasnaklar ile donatılmış kayışların ve kasnak yataklarının ömürleri daha uzun olur.



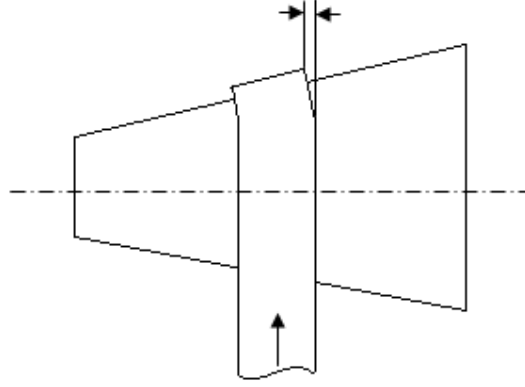
Şekil 1.19 : Bir torna tezgahını harekete geçiren sistemdeki gergi kasnağı [9].



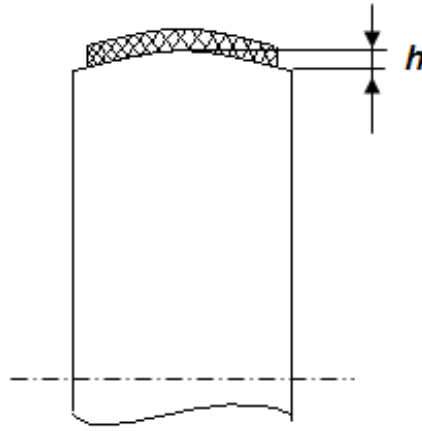
Şekil 1.20 : Otomatik gergi ayarlı gergi kasnağı [9].

1.2.6 Kayışın Kasnaktan Atmasının Önlenmesi

Şekil 1.21 deki gibi konik kasnaklarda kayış kasnağın büyük çapına doğru tırmanmaya çalışır. Bunun nedeni kayışın kasnak üzerinde bükülmesi ve sarılma yayına kasnak üzerindeki kısmından daha büyük çapta girmesidir.



Şekil 1.21 : Kayış kasnağın büyük çaplı tarafına tırmanır [3].



Şekil 1.22 : Düz kayış kasnağında bombelik [3].

Kayışın kasnak üzerinde kalmasını sağlamak için bu özellikten faydalanılır. Düz kayış kasnakları hafif bombeli yapılırlar (Şekil 1.22). Kayış daima kasnağın büyük çaplı orta kısmında kalır. Bombeliğin ölçüsü şekil 1.22 deki gibi tanımlanır. Fazla bombelik, kayışın orta kısmının yanlara göre daha fazla zorlanması ve daha kısa sürede yıpranması sonucunu doğurur. Bu nedenle aşırı bombelikten kaçınmak gerekir. Bombelik miktarı(h) için standartlarda tavsiye edilen değerler çizelge 1.8 ta verilmiştir [3].

Çizelge 1.8 : Düz kayış kasnaklarında bombelik değerleri [3].

Kasnak Çapı d (mm)	Kasnak Genişliği	
	b < 250 mm	b > 250 mm
	h (mm)	h (mm)
40 dan 112 ye kadar	0,3	0,3
125 ve 140	0,4	0,4
160 ve 180	0,5	0,5
200 ve 224	0,6	0,6
250 ve 280	0,8	0,8
315 ve 355	1,0	1,0
400 ve 500	1,2	1,2
560 ve 700	1,2	1,2
800 ve 1000	1,2	1,5
1120 ve 1400	1,5	2,0
1600 ve 2000	1,8	2,5

2 DENEYSEL ÇALIŞMALAR

2.1 Deneylerin Amacı

Mekanizmanın güvenilirliğinin ve çalışma sırasında nasıl davranış göstereceğinin bilinmesi gereklidir. Bunu anlayabilmek için birtakım testler tanımlanmıştır.

Kurutucu makinesi için yapılan bu testler, tahrik mekanizmasının güvenli bir şekilde herhangi bir problem çıkarmadan çalışacağını garanti etmek için düşünülmüştür. Testler aşırı yükleme koşullarını uygulayıp, bu koşullarda makinenin nasıl tepki vereceği görmemize yardımcı olmaktadır.

Bir kurutucu tahrik mekanizmasının güvenilirliğini tespit etmek için 3 farklı test tanımlanmıştır:

1. Kayış kayma testi
2. Tambur kalkış testi,
3. Kilitli tambur testi.

2.2 Kayış Kayma Testi

Kayış kasnak mekanizmalarının önemli problemlerinden birisi sürekli olarak sabit bir çevrim oranının sağlanamamasıdır. Bunun nedeni kayış ile kasnaklar arasında belirli bir kayma olmasıdır. Sabit bir çevrim oranı sağlanamaması hep tamburun istenen devirde dönmesini engeller hem de kayışın deforme olmasına neden olur.

Kayış ve tahrik elemanı olan motor mili arasındaki kaymalar aynı zamanda bu elemanların ısınmasına neden olmaktadır. Isınma ve deformasyon arttıkça tahrik mekanizması düzgün bir şekilde momenti iletemez duruma gelmektedir.

Kaymaların yüksek olduğu bir mekanizmaya aynı zamanda aşırı yükleme koşulu da eklendiğinde kayış motor milinden aldığı hareketi ve momenti iletemez duruma gelmektedir. Bu durumda tambur sabit kalmakta, kayış ta tamburla birlikte kilitli kalmaktadır. Tambur ve kayışın hareketsiz kaldığı bu aşırı yükleme koşulunda motor mili bir süre sonra hareket etmeye başlar. Kayış gerginliğine bağlı olarak bir süre

sonra yaklaşık 2850 d/dak ile dönen motor ve kayış arasında tam bir patinaj durumu oluşur. Motor tam hızına ulaştıktan çok kısa bir süre sonra kayışı eritip kopmasına neden olmaktadır.

Kayma ölçümleri bir tahrik mekanizmasının güvenilir olup olmadığını gösteren en önemli ölçütlerden birisidir. Kayma değerleri yüksek olan bir tahrik mekanizması ilk aşırı yükleme anında ya da tamburun kilitlenmesi durumunda patinaja girip kayışın kopmasına neden olmaktadır.

Kayış kasnak işletmelerinde döndürülen kasnağın çevre hızı, döndüren kasnağın çevre hızından daima küçüktür. Kaymalardan kaynaklanan bu durum için kayışın kayması 0,01 ile 0,05 arasında olabilirse de 0,02'den büyük olmaması tercih edilmektedir.

$$V_{A1} = \frac{\pi D_1 n_1}{60} \quad (2.1)$$

$$V_{A2} = \frac{\pi D_2 n_2}{60} \quad (2.2)$$

$$\frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi D_2 n_2}{60} \quad (2.3)$$

$$n_2 = \frac{D_1 n_1}{D_2} - \frac{D_1 n_1}{D_2} k \quad (2.4)$$

n_1 : Döndüren kasnak hızı (d/dak)

n_2 : Döndürülen kasnak hızı (d/dak)

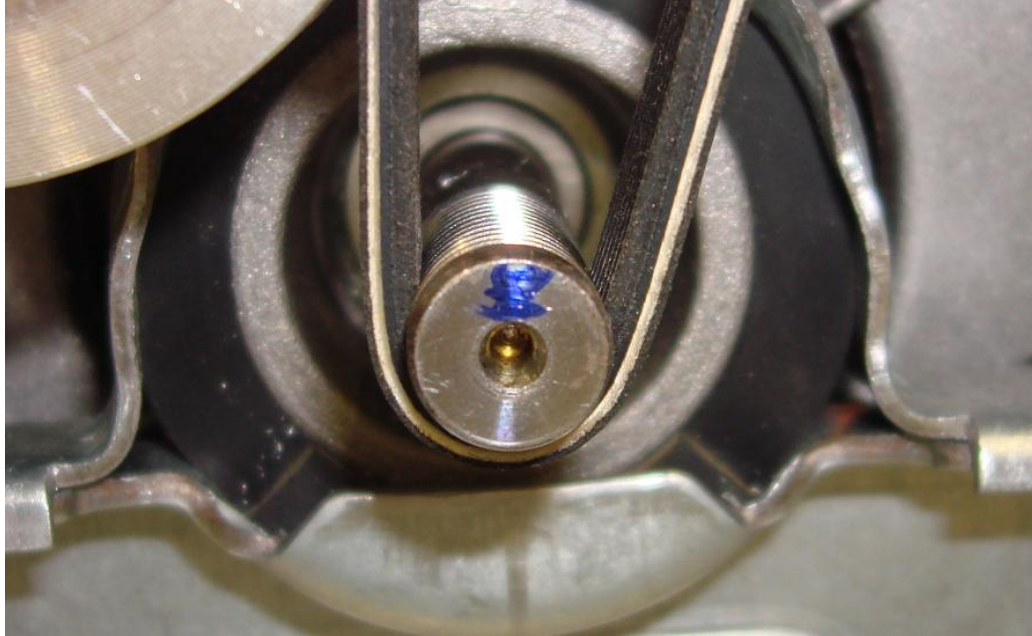
$V_{A1} = V_{A2}$: Kayış hızı (m/s)

k : Kayma faktörü

Kaymalardan dolayı döndürülen kasnağın devri olması gerektiğinden sürekli daha düşük olur. Kurutucularda döndürülen kasnak olan tamburun devri de bu nedenle olması gerektiğinden bir miktar sürekli daha düşük olmaktadır.



Şekil 2.1 : Motor devrinin ölçümünde kullanılan ölçüm aleti “Stroboscope”.



Şekil 2.2 : Motor mili üzerine devir ölçümü için bırakılan işaret

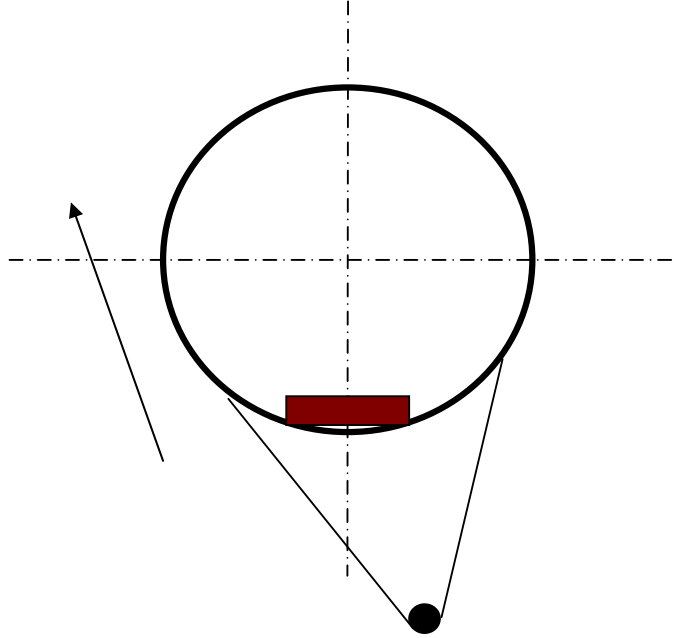
Motor devri ölçümü için “Stroboscope” adı verilen bir ölçüm aleti kullanılıyor. Motor mili üzerinde bir kalem ile işaret çizilir ve stroboscope’tan verilen ışık ile motor milinin aynı frekans’ta döndüğü anda motor mili dönmüyormuş gibi gözükür. Bu anda stroboscope’tan motor milinin dönüş hızı görülebilir.

Özetlemek gerekirse; kayma ölçümü, tambur devrinin ve motor mili devrinin d/dak olarak ölçülmesi ve birbirine oranının tambur çapının motor mili çapına olan oranından olan farkı olarak tanımlanabilir. Bu fark yüzde mertebesinde olup en fazla %5 olması istenmektedir.

2.3 Tambur Kalkış Testi

Kayış kasnak mekanizmalarındaki kayma testi ile moment iletiminin güvenilirliği kontrol edilmiş oluyor. Kayma değerleri daha az olan tahrik mekanizmasında motor milinin patinaja girme riski daha az olmaktadır. Bu mekanizmalar için bir başka problemli durum ise ilk hareketin verilememesidir.

Tambur ilk döndürülmek istendiğinde daha fazla moment ihtiyacı duymaktadır. İlk sürtünmeler yenilip dönmeye başladıktan sonra tamburun kilitlenip durma riski daha azdır. Bu nedenle bu testten elde edilen verilerle ilk kalkış geriliminin tespit edilmesi kritik bir konudur.



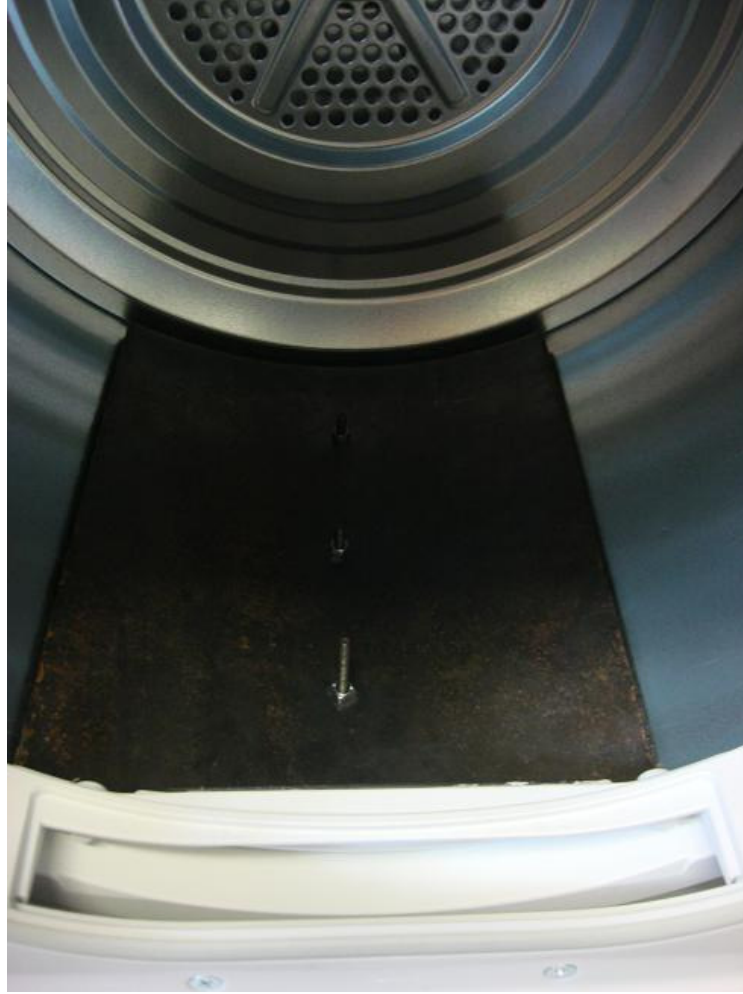
Şekil 2.3 : Kalkış testinin şematik gösterimi.

Kalkış testinde önemli olan tamburun ilk döndürülmek istendiğinde kilitlenmeden dönüp dönmeyeceğinin anlaşılmasıdır. Düşük voltajlarda da tamburun kilitlenmeden dönmesi istenmektedir. Bunun nedeni, kilitli tambura giren mekanizmada motor milinin patinaja girme riskinin bulunmasıdır.

Kalkış testinde, şebeke gerilimi değişken olan ve problem yaratabilecek düzeyde düşük olan ülkeler için 190V hedef kalkış gerilim değeri belirlenmiştir. Ülkemizde olduğu gibi gerilim düzeyi düşük olan bölgelerde de tamburların kilitlenmemesi ve

motor milinin patinaja girme riskinin azaltılması da bir tahrik mekanizması hesabında önemli faktörlerden bir tanesidir.

Kalkış testi düzeneği incelendiğinde şekil 2.3'ten görülebileceği gibi tambur kanatlarından bir tanesi çıkarılıp yerine sabit demir bir ağırlık bağlanmaktadır. Bu şekilde arka arkaya farklı parçalar kalkış testine etkisi incelenip birbiriyle kıyaslanabilmektedir.

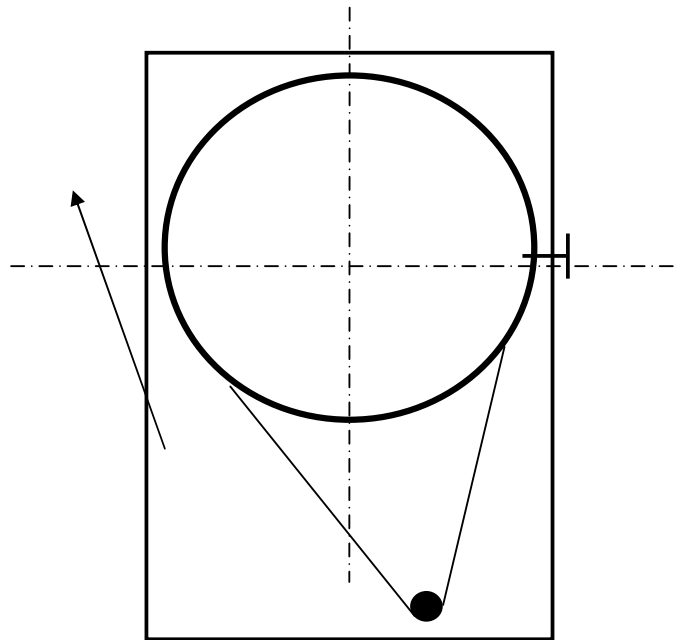


Şekil 2.4 : Tambur kalkış testinde kullanılan sabit ağırlıkların yerleştirilmesi

2.4 Kilitli Tambur Testi

Bir kurutucudaki kayışın kopmasına neden olabilecek senaryolardan bir tanesi de aşırı yük atılmış tamburum sıkışması ve hareket edememesidir. Bu koşul altında tambur hareket ettirilemiyor, tamburun kayış ile olan temas yüzeyi motor miline göre daha fazla olduğu için kayış ta hareket ettirilemiyor. Eğer kayışın ön gerilmesi

Tahrik mekanizmasının güvenilirliğinin kontrol edildiği bu son testte, kayışın beklenmedik bir tambur kilitlenmesinde motor milinin hareket etmesine izin vermemesi ve motor milinin sıcaklığının yükselip termiği atana kadar bu şekilde dayanmasıdır. Kullanılan elektrik motorunun üzerinden alınan sıcaklık 130⁰C ‘ye ulaştığında motor güvenliği devreye girmekte ve motoru devre dışı bırakmaktadır. Bu sıcaklığa ulaşmak yaklaşık 9 dakika kadar sürmektedir. 9dakika süresince motorun patinaj yapmasına izin verilmediği durumda kayış kopmayacak ve kilitli tambur durumu kayış kopması ile karşılaşılmadan aşılabilecektir.



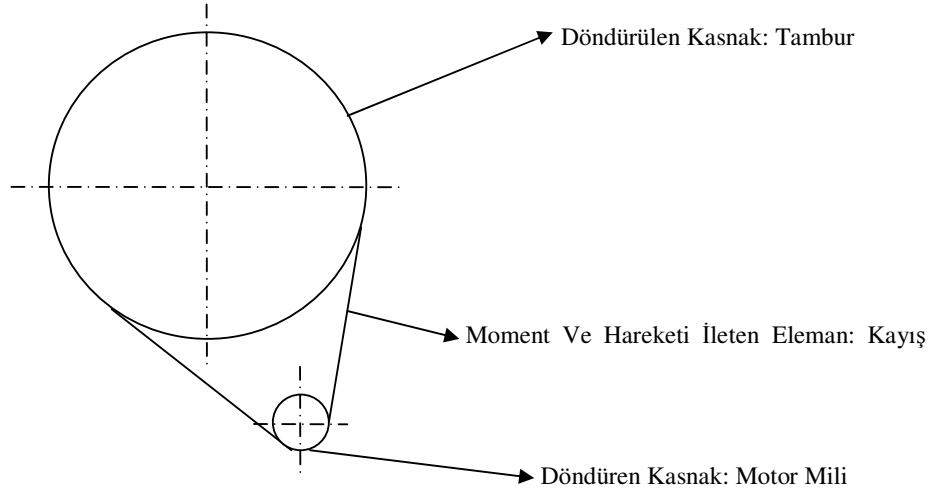
Kilitli tambur testinin düzeneğinde kurutucunun tamburu şekil 2,5'te görüldüğü gibi bir cıvata ile yan duvara sabitlenir. Bu sayede tamburun dönme hareketi yapması engellenmiş olur. Tamburu kilitleme işleminden sonra test, kurutucu normal çalışması sağlanarak başlatılabilir.

3 KURUTUCU TAHRİK MEKANİZMASININ İNCELENMESİ

3.1 Mevcut Konstrüksiyonun Özellikleri

Herhangi bir kayış kasnak mekanizması tasarımı yapılırken hesaplamada dikkat edilmesi gereken belli başlı parametreler vardır. İletilecek moment, hız değişimi, kasnakların çapları, mekanizmada kaç kasnak olduğu, kasnakların eksenleri arasındaki mesafe gibi önemli değişkenlerin belirlenmesi kayış kasnak mekanizması tasarımı için büyük önem teşkil etmektedir.

Düz sarılış prensibi ile çalışan bu kayış kasnak mekanizmasında bir adet tahrik kasnağı ve döndürülen kasnak bulunmaktadır. Tahrik kasnağından alınan moment ve hareket bir kayış ile döndürülen kasnağa iletilmektedir(Şekil 2.6).



Şekil 3.1 : Kurutucu tahrik mekanizması elemanları

Döndüren kasnak, asenkron elektrikli motora bağlı olan mildir. Mili detaylı incelediğimizde üzerinde “Poly-V” kayışın oturması için işlenmiş yiv’ler bulunduğunu görüyoruz(Şekil 2.7).



Şekil 3.2 : Motor mili

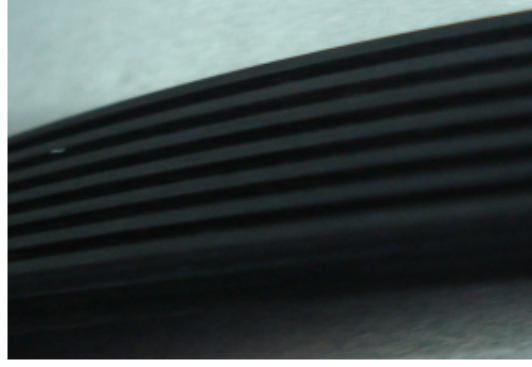
Döndürülen kasnak olarak mekanizmada bulunan tamburu incelediğimizde, motor miline göre çapının çok büyük olduğunu görüyoruz. Sacdan imal edilen ve yüzeyi düz olan tamburda kayışın tutunacağı yivler bulunmuyor.



Şekil 3.3 : Tambur

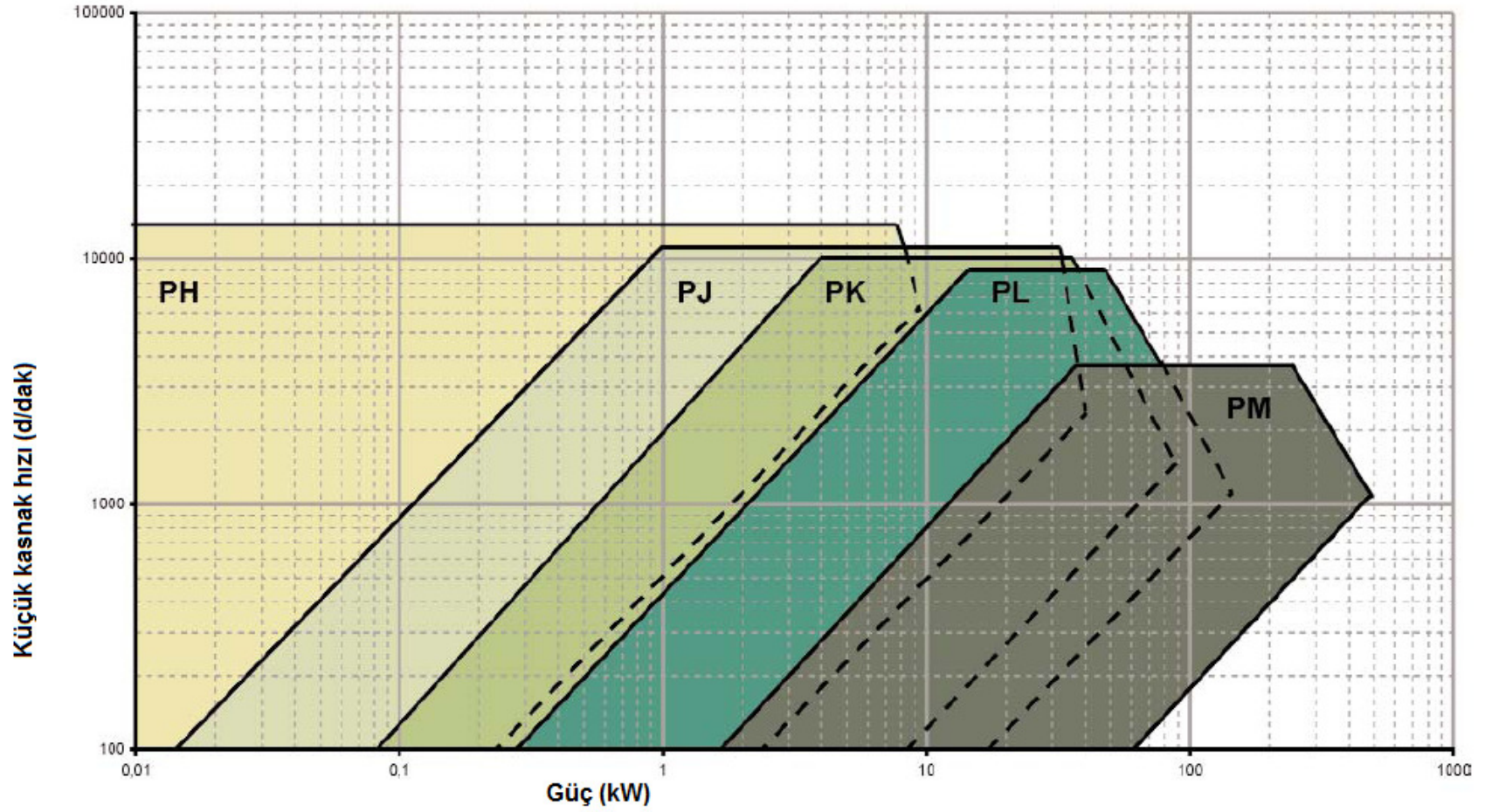
3.1.1 Poly-V Kayış

Moment ve hareket iletimini sağlamak için “Poly-V” kayış kullanılıyor. Bu kayışlar daha verimli bir güç iletimi sağlamak için v kesitinde birkaç adet dişin birleştirilmesiyle imal edilmektedir. Böylelikle kayışın motor miline daha iyi tutunması sağlanmaktadır.



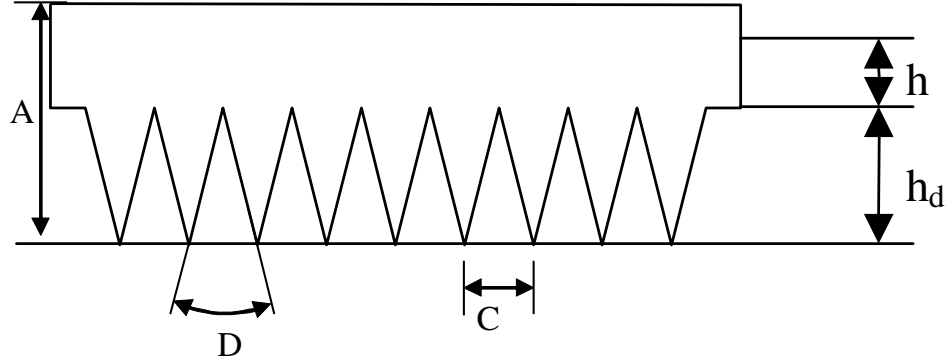
Şekil 3.4 : Kayış

Poly-V kayışlar yüksek çevrim oranlarında çalışan mekanizmalar için özellikle tasarlanan güç iletim elemanlarıdır. İletilecek gücün büyüklüğüne göre PH, PJ, PK, PL ve PM kesitlerinde imal edilmektedirler. PH kesitte nispeten küçük moment iletimlerinden PM kesite doğru büyüyen moment iletim değerlerine ulaşılmaktadır.



Şekil 3.5 : İletilecek güce ve kasnak hızına göre kayış kesiti seçim grafiği [2]

İletilmek istenen moment artışını karşılamak için PM kesite doğru kayışın kalınlığı da artmaktadır. Kurutucularda iletilen güç nispeten düşük olduğu için genellikle PH kesit Poly-V kayışlar kullanılmaktadır.



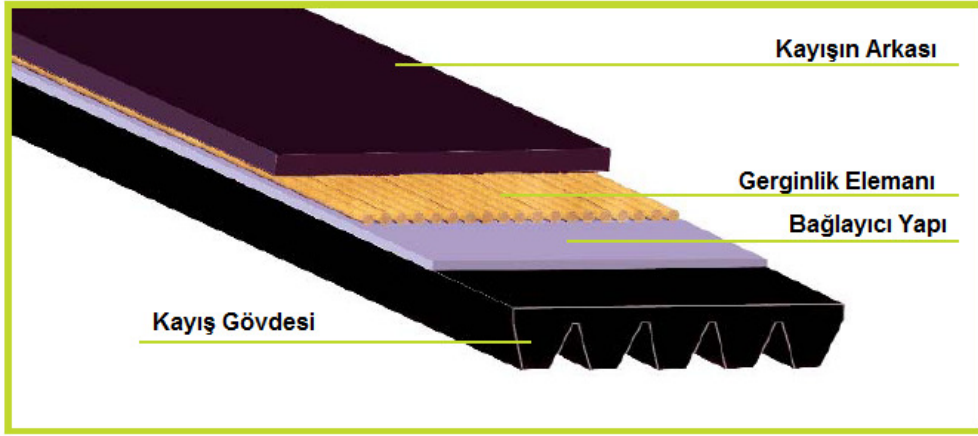
Şekil 3.6 : Poly-V kayış kesiti.

Poly-V kayışların yapısına baktığımızda farklı katmanların birleştirilerek imal edildiğini görüyoruz. Bu farklı katmanların her biri kayışın farklı bir özelliğini kazanmasında etkili olmaktadır

Çizelge 3.1 : PH kayış kesit ölçüleri [6].

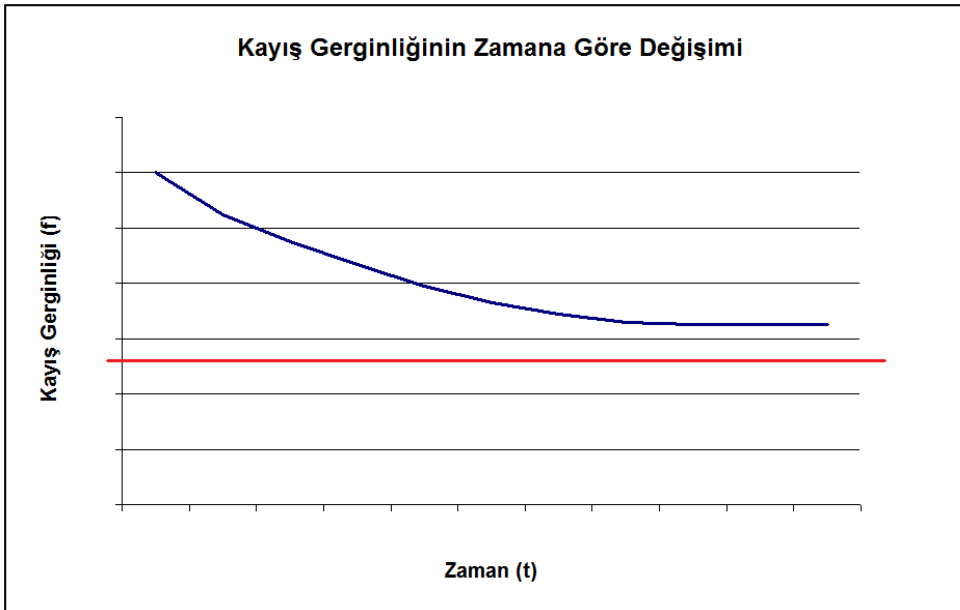
Kayış Profili	PH
h(mm)	0.8
h _d (mm)	1.15
Kısaltılmış yivli(hd)	0.9
D(°)	40
C(mm)	1.6
A(mm)	2.6

İstenilen kayış özelliklerine göre kayışın içindeki bileşenlerin özellikleri değiştirilerek kayışın farklı bir davranış göstermesi sağlanabilir(Şekil 3.7).



Şekil 3.7 : Kayışın yapısı [2].

Kayışı oluşturan elemanlara detaylıca baktığımızda gerginliğin polyamid veya polyester malzemeden imal edilen ipliksi yapı ile sağlandığını görüyoruz. Polyamid malzeme esnek özellik gösterip kayışın kendi kendine gerekli ön gerilmeyi elde etmesini sağlar. Polyester tip malzemeli kord yapısına sahip kayışlarda ise yay gibi ekstra kayış gerginliğini sağlayacak bir parçaya ihtiyaç duyulmaktadır. Kayış gövdesi dediğimiz kısım ise kayışın kasağa tutunduğu bölgedir. Polibütan kökenli kauçuk malzemeden imal edilen bu kısmın yüksek sıcaklığa ve aşınmaya karşı dayanıklı olması istenir. En arkada bulunan katman ise kayışı koruyucu bez yapısını bir arada tutmaya yardımcı olmak için bulunmaktadır.



Şekil 3.8 : Kayış Gerginliğinin Zamana Göre Değişimi [6].

Bu mekanizmada kullanılan poly-v kayışın özelliği bir gerginlik mekanizmasına ihtiyaç duymadan gerginliğini belirli bir limitte tutabilmesidir. Bu tip kayışlar ilk monte edildiklerinde gerginlikleri istenen gerginlik değerlerinin üzerindedir, zamanla gerginlik değeri düşer ve bir süre sonra sabit hale gelir. Stabil hale geldiği gerginlik değeri iletilecek olan gücü problemsiz bir şekilde taşımak için gerekli olan minimum gerginlik değerinden fazla olmalıdır(Şekil 3.8).

3.2. Teorik Hesaplamalar

İncelediğimiz tahrik mekanizmasının teorik hesaplamasını yapıp gerekli kayış özelliklerini ve mevcut durumdaki kayış ile kıyaslamasını yapabiliriz. Teknik veriler aşağıda sıralanmıştır.

- Kayış kasnak mekanizması düz sarılış tipinde tek kayışla kullanılmaktadır,
- Küçük kasnak: Motor mili
- Büyük kasnak: Tambur
- ($\emptyset D_1$) Motor mil çapı: $\emptyset 9,8$ mm
- ($\emptyset D_2$) Tambur çapı: $\emptyset 576$ mm
- (a) Motor mili ve tambur arasındaki mesafe: 420,9mm
- (P) İletilen güç: 160W
- (n) Motor mil hızı: 2800d/dak

Kayış kasnak hesaplamalarında kullanılan çaplara kayışın et kalınlığından gelen bir fark eklenir. Kayışın boyunun hesaplamasında etkin çap, kuvvet hesaplamalarında ise adım çapı kullanılır.

Etkin çapların hesaplanması;

$$\emptyset D_{1e} = \text{Motor mil çapı} = 9,8 \text{ mm}$$

$$\emptyset D_{2e} = \text{Tambur çapı} + 2xh_d = 576 + 2x1.15 = 578,3 \text{ mm}$$

Adım çaplarının hesaplanması;

$$\emptyset D_{1a} = \text{Motor mil çapı} + 2xh = 9,8 + 2x0,8 = 11,4 \text{ mm}$$

$$\emptyset D_{2a} = \text{Tambur çapı} + 2x(h+h_d) = 576 + 2x(1.15+0,8) = 579,9 \text{ mm}$$

Kayış kasnak hesaplamalarında kayışın tahrik kasnağına temas ettiği yüzey ile olan açısı büyük önem göstermektedir. Düz sarılış olan mekanizma için sarılma açısının hesaplanması aşağıdaki gibidir;

$$\beta/2 = \text{ArcCos} \frac{R_{2e} - R_{1e}}{a} \quad (3.1)$$

$$\beta/2 = \text{ArcCos} \frac{289,15 - 4,9}{420,9}$$

$$\beta = 1,66 \text{ rad} \quad (3.2)$$

$$\beta = 95,04^\circ$$

Kasnaklar arasındaki kayış kollarının uzunluğunun hesaplanması;

$$l = a \cdot \sin(\beta/2) \quad (3.3)$$

$$l = 420,9 \sin(1,66/2) \quad (3.4)$$

$$l = 310,4 \text{ mm}$$

Mekanizma simetrik olduğu için iki kayış kol uzunluğu da eşittir.

Düz sarılış tipindeki kayış kasnak mekanizmalarında kayış boyunun hesaplanması için aşağıdaki formül kullanılır;

$$L = \beta \cdot R_{1e} + (2\pi - \beta) \cdot R_{2e} + 2 \cdot a \cdot \sin(\beta/2) \quad (1.16)$$

$$L = 1,66 \cdot 4,9 + (2\pi - 1,66) \cdot 289,15 + 2 \cdot 310,4 \cdot \sin(1,66/2) \quad (3.5)$$

$$L = 1966,11 \text{ mm}$$

Çevresel hızın hesaplanması;

$$V = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot D_{1a}}{60} \quad (2.1)$$

$$V = \frac{\pi \cdot 2800 \cdot 11,4}{60} \quad (3.6)$$

$$V = 1,671 \text{ m/s}$$

Gereken momenti güvenli şekilde iletebilmek için gerekli kayış gerginliğinin hesaplanması;

$$P_{hesap} = P \cdot C_2 \quad (1.5)$$

$$P_{hesap} = 160 \cdot 1,1 \quad (3.7)$$

$$P_{hesap} = 176 \text{ W}$$

$$P = F_t \cdot v \quad (1.10)$$

$$176 = F_t \cdot 1,671$$

$$F_t = 105,3N \quad (3.8)$$

$$F_o = \frac{F_t}{2 \cdot \frac{e^{0.5\beta} - 1}{e^{0.5\beta} + 1}} + k \cdot v^2 \quad (1.11)$$

“k” değeri çizelge 1.2 den PH kesit kalınlığına en yakın olan “Z” kesit kayışın değeri olan 0,06 alınmıştır.

Hesaplamalarda kayışın kasnak ile arasındaki sürtünme katsayısı kayış üreticisi firmadan alınan veriler sonucu 0,5 alınmıştır.

$$F_o = \frac{105,3}{2 \cdot \frac{e^{0,51,66} - 1}{e^{0,51,66} + 1}} + 0,06 \cdot 1,671 \cdot 1,671$$

$$F_o = 134,3N \quad (3.9)$$

Çalışma durumunda oluşacak gergin ve gevşek kol kuvvetlerinin hesaplanması;

$$F_t = F_1 \cdot \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta}} \quad (1.8)$$

$$F_1 = F_t \cdot \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} \quad (3.10)$$

$$F_1 = 105,3 \cdot \frac{e^{0,51,66}}{e^{0,51,66} - 1}$$

$$F_1 = 186,8N \quad (3.11)$$

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu\beta}} \quad (1.9)$$

$$F_2 = \frac{186,8}{e^{0,51,66}}$$

$$F_2 = 81,5N \quad (3.12)$$

Mekanizma hareketsizken yataklamalara gelen kuvvetlerin hesaplanması;

$$F_n = \sqrt{F_0^2 + F_0^2 - 2 \cdot F_0^2 \cdot \cos(\beta)} \quad (1.22)$$

$$F_n = \sqrt{134,3^2 + 134,3^2 - 2.134,3^2 \cdot \cos(1,66)} \quad (3.13)$$

$$F_n = 198,1N$$

Mekanizma hareketliken yataklamalara gelen kuvvetlerin hesaplanması;

$$F_n = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2.F_1.F_2 \cos(\beta)} \quad (3.14)$$

$$F_n = \sqrt{186,8^2 + 81,5^2 - 2.186,8.81,5 \cdot \cos(1,66)} \quad (3.15)$$

$$F_n = 210,3N$$

Gerekli gerginliğin Hz olarak ölçüldüğünde karşılığı;

$$F_o = 4.M_l.yiv_sayisi.l_b^2.F^2 \quad (3.16)$$

M_l : Bir kayış yivinin ağırlığı (kg/m/yiv)

l : Kayışın kasnaktan kasnağa boşta kalan kol uzunluğu (m)

f : Kayış gerginliği (Hz)

F_o : Kayış ön gerilmesi (N)

$$f = \sqrt{\frac{117,1}{4.0,0042.9.0,31^2}} \quad (3.17)$$

$$f = 96Hz$$

3.3 Testler

3.3.1 Kayış Kayma Testi

Kayış kasnak mekanizmalarında kaymalardan dolayı sürekli bir kayıp mevcuttur. Bu kayıpların mümkün olduğu kadar az olması istenir. %5 kayma ve altı kabul edilebilir seviyede olsa da %2–3 kaymalar makuldür.

Testi yapılan tahrik mekanizmasının kayma ölçümleri Çizelge 3.2’de görülmektedir. Bu ölçümlere göre makineye 14kg ıslak yük atıldığında %8,91 seviyelere gelen kayma değerleri mekanizmanın güç iletimi bakımından verimsiz çalıştığını göstermektedir.

Çizelge 3.2 : Kayma ölçüm sonuçları.

Gerilim (V)	Kapasitör (uF)	Kayış Gerginliği (N)	Islak Yük (kg)	Tambur Devri (d/dak)	Motor Devri (d/dak)	Motor Devri/ Tambur Devri	Çevrim Oranı	Kayma(%)
230	8	101	0	52	2904	55,85	50,86	9,8%
230	8		14	49	2818	57,51		13,1%
230	8		18	48	2792	58,17		14,4%
230	8		24	47	2775	59,04		16,1%

Tambura yük atılmasıyla birlikte kaymaların arttığı ve tambur devrinin düştüğünü görüyoruz. Yük artışına bağlı olarak motor devri de bir miktar düşüş göstermektedir, fakat bu düşüşün oranı tambur devrindeki değişimden daha azdır. Kayma değerlerinin de arttığını görüyoruz.

Bu durumda kurutucunun tahrik mekanizmasının daha güvenli bir bölgede çalışması için iyileştirme yapılması gerekliliği ortaya çıkıyor. Özellikle yük altında olan çalışma koşullarındaki durumda mekanizma güvenli bölgeden uzak bir şekilde çalışmaktadır.

Mekanizmadaki iyileştirme hedefi ise yük altındaki çalışma durumu için %5 kaymanın altına inmektir.

3.3.2 Tambur Kalkış Testi

Belirli yük altında mekanizmanın ilk harekete geçiş için gerek duyduğu minimum kalkış gerilim ölçümü Çizelge 3.3'te görülmektedir.

Çizelge 3.3 : Tambur kalkış testi.

Kapasitör (uF)	Mil Çapı (mm)	Kayış Gerginliği (N)	Kalkış Voltajı SY (V)	Kalkış Voltajı SYA (V)
8	ø9,8	108	192	194

Şehir şebekelerindeki gerilim bölgeden bölgeye farklılıklar gösterebilmekte bazı şehirlerde önemli değişimler gösterebilmektedir. Özellikle Anadolu şehirlerinde düşük gerilim değerleri görülebilmektedir. Düşük gerilim koşullarına uygun bir mekanizma elde etmek ve bu koşullar altında dahi güvenli şekilde çalışabilmesini sağlamak gereklidir.

8kg sabit yükün tambur yüzeyine monte edilerek yapıldığı bu test sonuçları çizelge 3.3te görülüyor. Buna göre mekanizmanın güvenli bir bölgede olduğu söylenebilir. Çalışma koşulları 230V olarak deklare edilen kurutucunun 194V ta da güvenli olarak çalışmaya başlayabildiği görülüyor. Bu gerilim değerinde de tambur ilk hareketine başlayabilecek ve kilitlenmeyecektir.

3.3.3 Kilitli Tambur Testi

Yükü taşıyan tambur kilitlendiğinde olacaklar için hazırlanan bu senaryoda mekanizmanın son güvenlik testini oluşturuyor. Kullanıcı olması gerekenden fazla yük kullanırsa tamburun kilitlenme riski oluşuyor. Bu durumda kayış ta kilitlenip hareket etmez, eğer mekanizma güvenli olarak tasarlanmış ise motor mili de hareket edemez ve bir süre sonra motorun güvenlik termiği aşırı sıcaklıktan atar ve sistem durur. Fakat güvenli olamayan bir mekanizmada motor mili yavaşça dönmeye başlar ve bir süre sonra tam hızına ulaşır ve duran kayışın içinde olan bu patinaj hareketi kayışı yakarak koparır.

Çizelge 3.4 : Kilitli tambur test sonuçları.

Mil Çapı (mm)	Gerilim (V)	Kapasitör (uF)	Kayış Gerginliği (N)	Zaman (dk)	Motor Sıcaklığı (°C)	Açıklama
ø9,8	240	8	110	06:39	107	Kayış Koptu

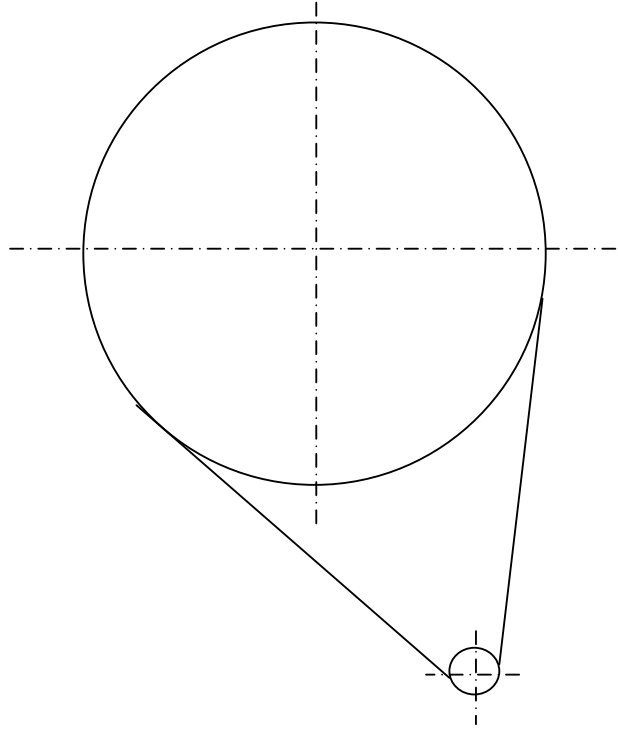
Çizelge 3.4'ten test sonuçlarına baktığımızda tamburun kilitlenip makinenin çalışmaya başlamasının ardından 6:39dk sonra kayış motorun patinajı nedeniyle kopmuştur. Kilitlenme sonrasında motorun termiği yaklaşık 9dk sonra 130°de atmaktadır. Bu nedenle mekanizmanın tam güvenli olabilmesi için bu testten de geçecek seviyeye getirilmesi gerekmektedir.

4 YENİ TAHRİK MEKANİZMASININ TASARLANMASI

4.1 Uygulanabilecek Alternatif Tasarımlar

Kurutucularda kullanılabilecek farklı tahrik mekanizması çözümleri mevcuttur. Farklı çözümler ile birlikte daha verimli bir güç iletimi elde etmek mümkündür. Tabii verim artışıyla birlikte maliyet artışı da gelmektedir.

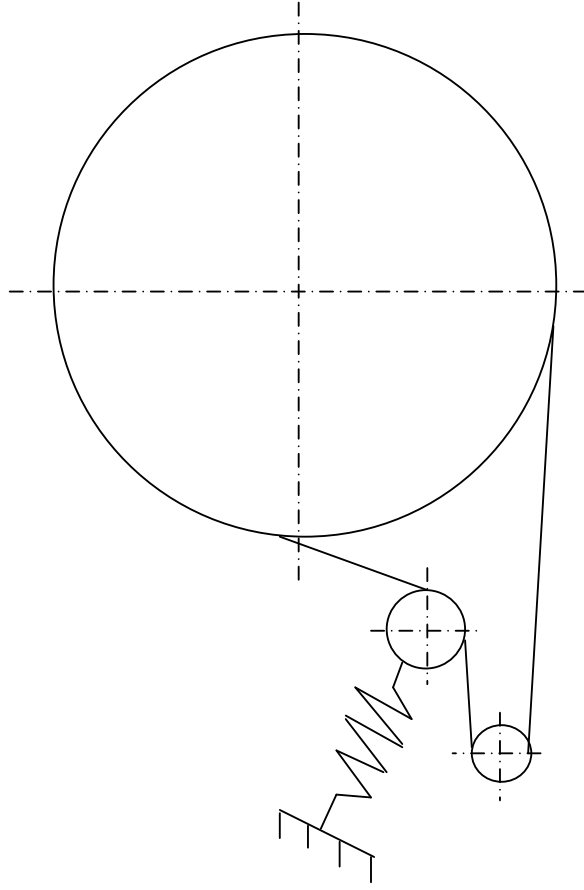
Farklı çözümler içinde maliyet artışını da göz önünde bulundurmak dikkat edilmesi gereken en önemli noktalardan birisidir. Yapılacak iyileştirmenin seri üretime de uygun olması ve makinenin maliyetini arttırmaması gerekmektedir.



Şekil 4.1 : Gergi kasnağı olmayan tek kayışlı tahrik mekanizması.

Maliyetler göz önüne alındığında uygulanabilecek en uygun çözüm gergi kasnağı kullanılmayan ve tek kayış kullanılan tahrik mekanizmasıdır. Şekil 4.1’de görülen mekanizma örneğinde motor milinden alınan hareket ve moment tek bir kayış vasıtasıyla tambura iletilmektedir. Bu çözüm çok basit ve ucuz olmakla beraber

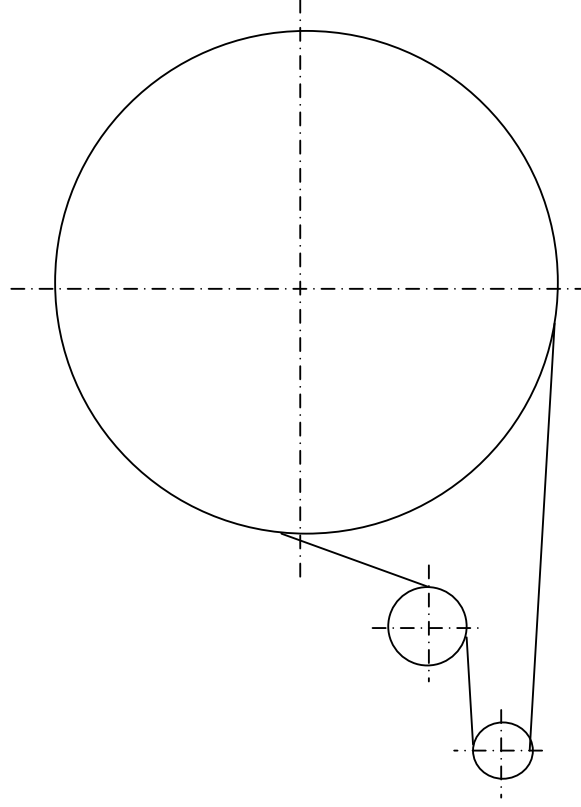
yüksek çevrim oranı olan kurutucu tahrik mekanizmaları için düşük sarılma açılarında güvenilir bir mekanizma seçeneği olmamaktadır.



Şekil 4.2 : Gergi kasnağı ve yay kullanılan tek kayışlı tahrik mekanizması

Her üründe olduğu gibi kurutucu tasarımında da düşük maliyette daha iyiyi elde etmek önemlidir. Bu bakış açısıyla tahrik mekanizmasını iyileştirecek bir adım atılırken maliyetleri de fazla arttırmamak asıl hedeflerden birisi olmaktadır. Üçüncü bir kasnağı yay yardımıyla gerdirerek sarılma açısını arttırmak makul bir iyileştirmedir fakat ekstra kasnak yanında yay da kullanılması maliyetlerin bu mekanizma için yüksek olmasına neden olmaktadır.

Farklı bir mekanizma olarak yay kullanılmaması ve elastik yapısı sayesinde yaya ihtiyaç duymadan gerekli ön yükleme kuvvetini sağlayan mekanizma da seçeneklerden birisi olarak tercih edilebilir. Elastiki yapısı sayesinde gerekli ön yüklemeyi sağlamaları ve sarılma açısını da ek kasnak sayesinde elde etmeleri neticesinde güvenilir ve verimli bir güç iletimi sağlanabilir.



Şekil 4.3 : Yay kullanılmayan uç kasnaklı kayış-kasnak mekanizması

Maliyet açısından avantajlı olan bu mekanizmanın da bazı handikapları bulunmaktadır. Bunlara baktığımızda;

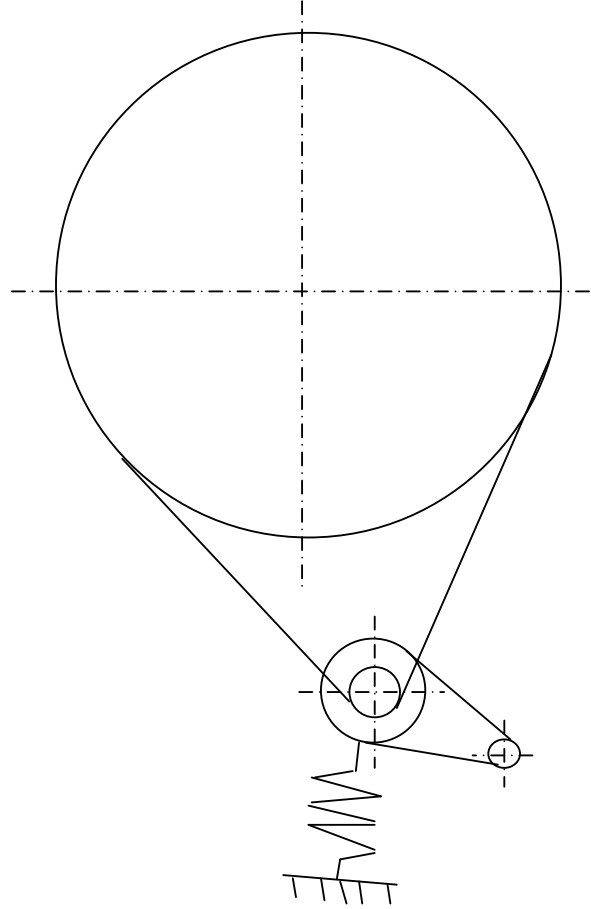
- İlk montaj esnasında kayış üzerinde oluşan aşırı gerdirme kuvvetleri,
- Kayış üzerinde oluşacak gevşemelerin kasnağın hareketi ile karşılanmaması.

olarak sıralanabilir.

Yukarıdaki maddelere bakarsak montajının diğer mekanizmalara kıyasla zor oluşu ve kayış üzerinde zamanla oluşacak gevşemelerin ek kasnak ile giderilme şansının olmaması bu mekanizmayı ikinci plana itmektedir.

Güvenli bir güç iletimi sağlanabilmesi konusunda kayış kasnak mekanizmaları için kayış ile motor mili arasındaki temas alanının yüksek olmasının olumlu bir etkisi vardır. Büyük temas yüzeylerini sağlamak için şekil 4.4'teki görülen çözüm kullanılabilir. Tambura moment iletimi sırasında bir devir değiştirici kasnak

kullanılması kayış ile kasnak arasındaki büyük temas yüzeyleri yanında momentin kademeli olarak iletilmesi mekanizmayı daha güvenli bir hale getirmektedir.



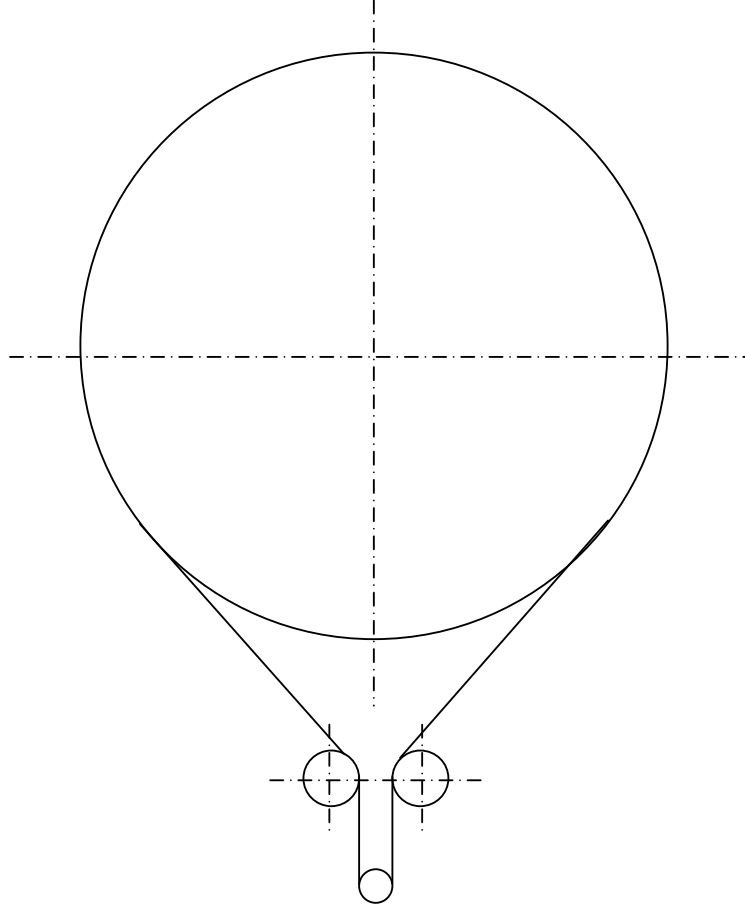
Şekil 4.4 : İki kayış ve devir değıştirici kasnak kullanılan tahrik mekanizması

Bu mekanizma ile aradaki devir değıştirici kasnağın motor miline göre daha düşük devirde dönmesi ve büyük bir kasnak çapına sahip olması sağlanabilmektedir. Bu sayede gerekli önyükleme kuvveti ile de güç iletimi için çok güvenilir bir mekanizma tasarlanabilir.

Fakat iki kayış kullanılmasının yanı sıra bir de yaya ihtiyaç duyulan bu mekanizmanın maliyetlerinin yüksek olması seri üretim için tercih edilmesinde büyük bir dezavantaj yaratmaktadır.

Farklı bir tasarım örneğı ise şekil 4.5'te görülebilir. Bu örnekte iki tane kasnak birbirlerine doğru bir yay ile çekilmektedir. Bu mekanizma motor milinde sarılma

açısı 180° olarak sağlanabilse de çok tercih edilen bir tasarım örneği değildir. Özellikle iki kasnağın motor üzerinde değil de ayrı birer braket üzerine monte edilmelerinin gerekliliği maliyetler açısından büyük problem oluşturmaktadır.



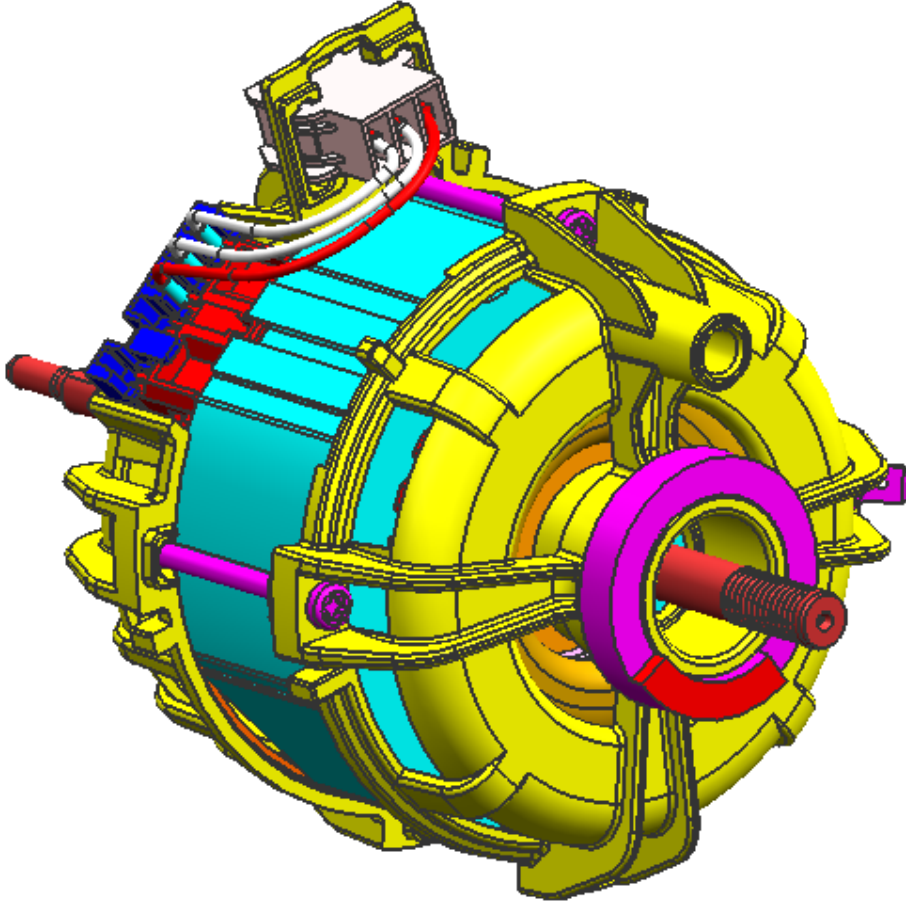
Şekil 4.5 : İki gergi kasnaklı tahrik mekanizması

Bütün bu seçenekler karşılaştırıldığında bir gergi kasnağının bir yay ile kayışı gergin tuttuğu seçeneğin güvenilir bir tasarım örneği ve maliyet kıyaslaması yapıldığında da uygun bir seçenek olduğu görülüyor, mevcut sistemimizi iyileştirmek için bu yönde tasarım değişiklikleri yapmalı ve deneylerle mekanizmanın güvenilirliğini kontrol etmeliyiz.

4.2 Yeni Tahrik Mekanizmasının Tasarlanması

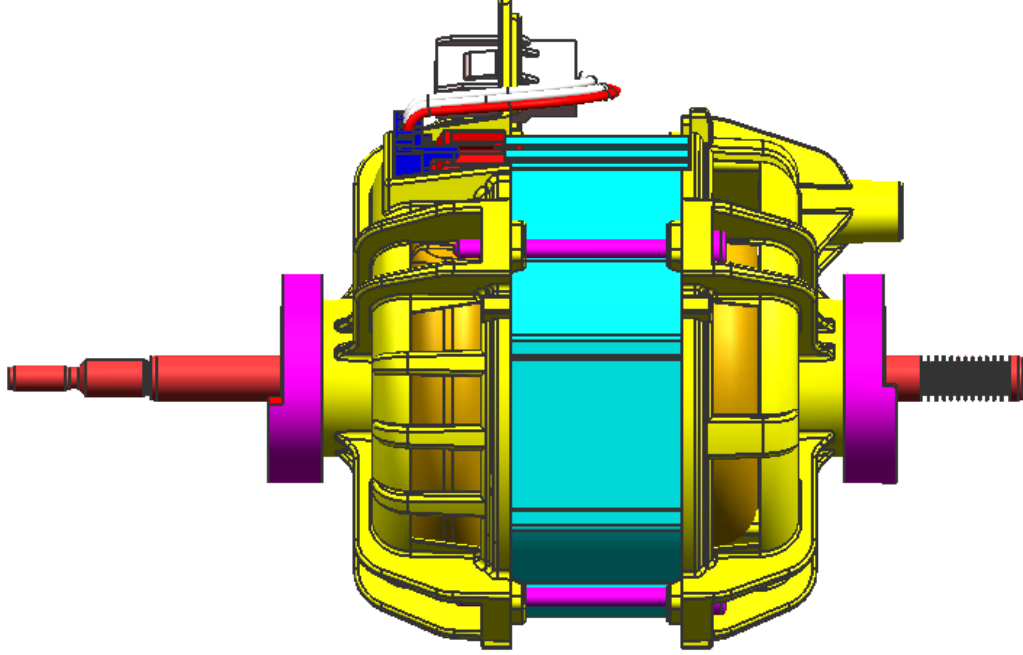
Mevcut tahrik mekanizması tasarımında kayışı gergin tutmak veya motor mili ile arasındaki sarılma açısını arttıracak herhangi bir parça bulunmamaktadır. Motor

milinden alından moment ve hareket bir kayış ile direkt tambura iletilmektedir. Şekil 4.6’da motor görülmektedir.



Şekil 4.6 : Mevcut motor tasarımı

Şekil 4.7’de ise motorun yandan görünüşü bulunmaktadır. Mevcut tasarım üzerinde mümkün olan en az ekleme/değişiklik ile 3. kasnak kullanımını mümkün kılmamız gerekiyor.



Şekil 4.7 : Mevcut motorun yandan görünüşü.

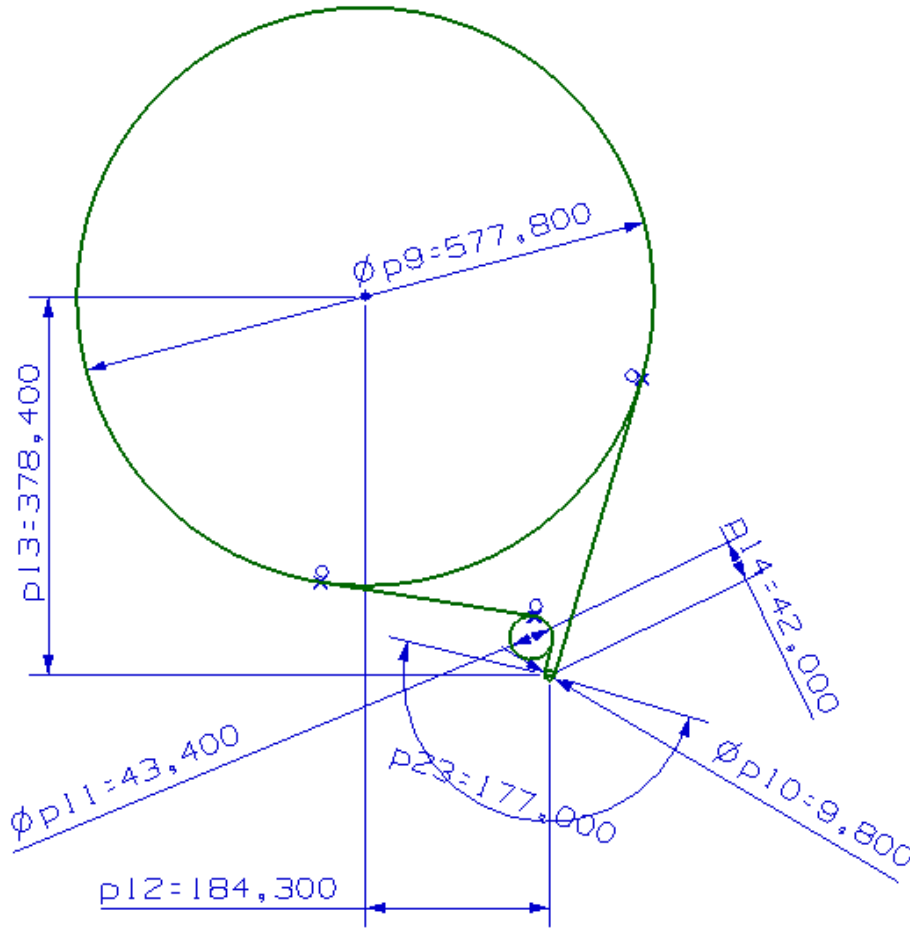
Yeni tasarıma geçmenin ilk adımı olarak, kayış kasnak düzeneği üzerine bir etüd hazırlanmalıdır. Şematik çizim olarak hazırlanacak olan bu etüd ile yeni tasarlanacak mekanizmanın ana hatları belirlenecektir.

Mekanizmanın boyutlarını gözden geçirecek olursak:

- Motor mil çapı: Ø9.8mm
- Tambur çapı: Ø576mm

Bu parçalara ek olarak mekanizmaya eklenecek olan kasnak için bir çap belirlememiz gerekecektir. Kasnak çapına karar verirken kayışın deforme olmaması için kasnak çapının küçük olmaması gereklidir. Buna ek olarak kayışın motor mili ile arasında yeterli düzeyde sarılma açısını da sağlamamız gerekiyor.

Bu etkileri göz önüne aldığımızda şekil 4.8’de görülen etüd hazırlanmış ve 40.6 mm kasnak çapı ile 177° sarılma açısı elde edilecek şekilde mekanizma taslağı çıkarılmıştır.

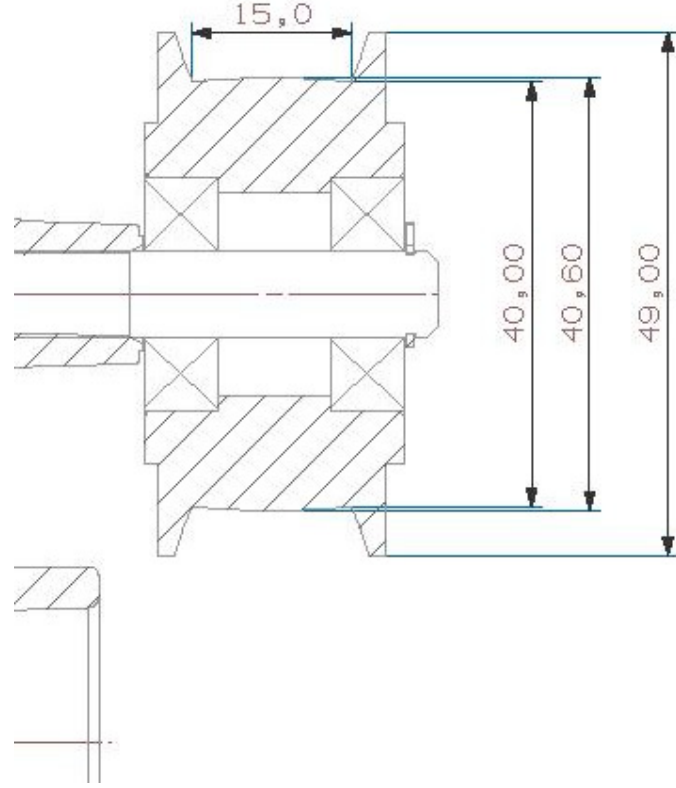


Şekil 4.8 : Yeni tahrik mekanizması etüdü.

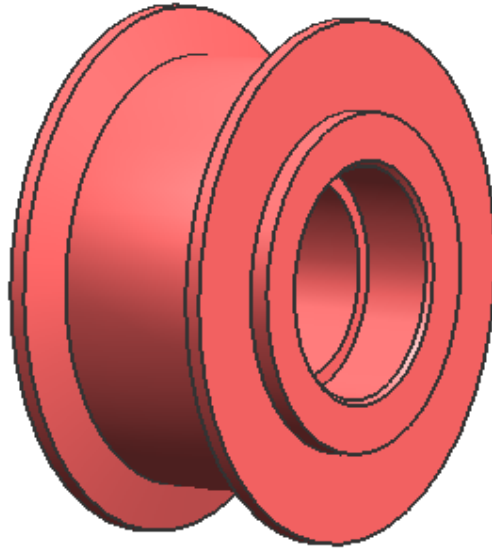
Kayış boyu hesaplanırken kayış üzerinden gelen et kalınlıkları da hesaba katılmaktadır. Etkin çapları hesaplarken bu kez tıraşlanmış kayış kullanıldığı için 0.9mm hd diş yüksekliği kullanılmıştır. Motor mil çapı ve tambur çapında herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Bu tip geliştirme çalıştırmalarında önemli olan en az değişiklik ve maliyet artışıyla iyileştirmeyi sağlamaktır. Yapılan taslak çizimde elde edilen kayış boyu 2010 mm olarak elde edilmiştir.

Kasnak detay tasarımında önemli noktalardan bir tanesi kasnak genişliğidir. Kasnak genişliği kayış genişliği göz önünde bulundurularak 15 mm alınmıştır. Bu genişlikte kasnak 14,4 mm genişliğinde 9 dişli kayış ile birlikte kullanılabilir.

Kayışın çalışma sırasında kasnaktan çıkmaması için kasnaklar bombeli yapılır. Kaynaklarda önerilen 40 mm çapında ve genişliği 250 mm'den küçük olan bir kasnak için yarıçapta 0.3 mm bombenin yeterli olduğudur. Bu bağlamda yarıçapta 0.3 mm çapta 0.6 mm bombeli bir kasnak tasarlanmıştır.(Şekil 4.9)

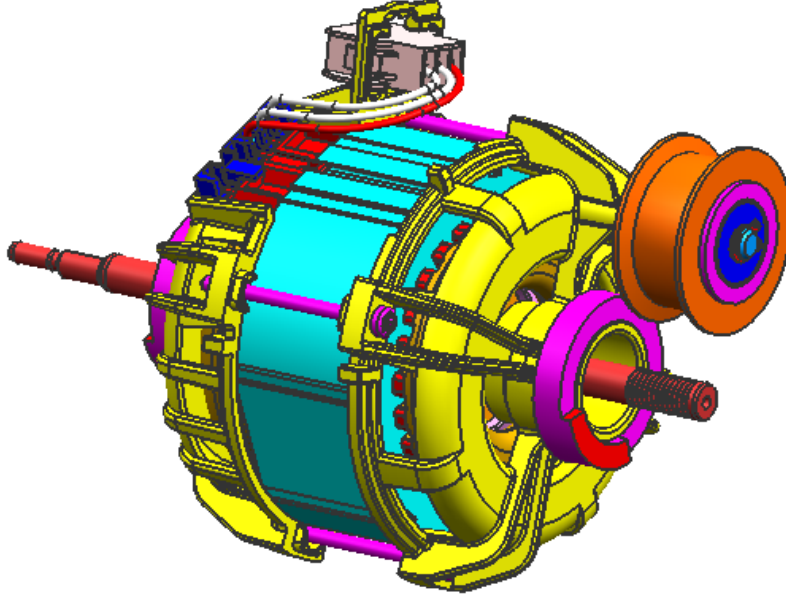


Şekil 4.9 : Gergi kasnağı tasarımı.

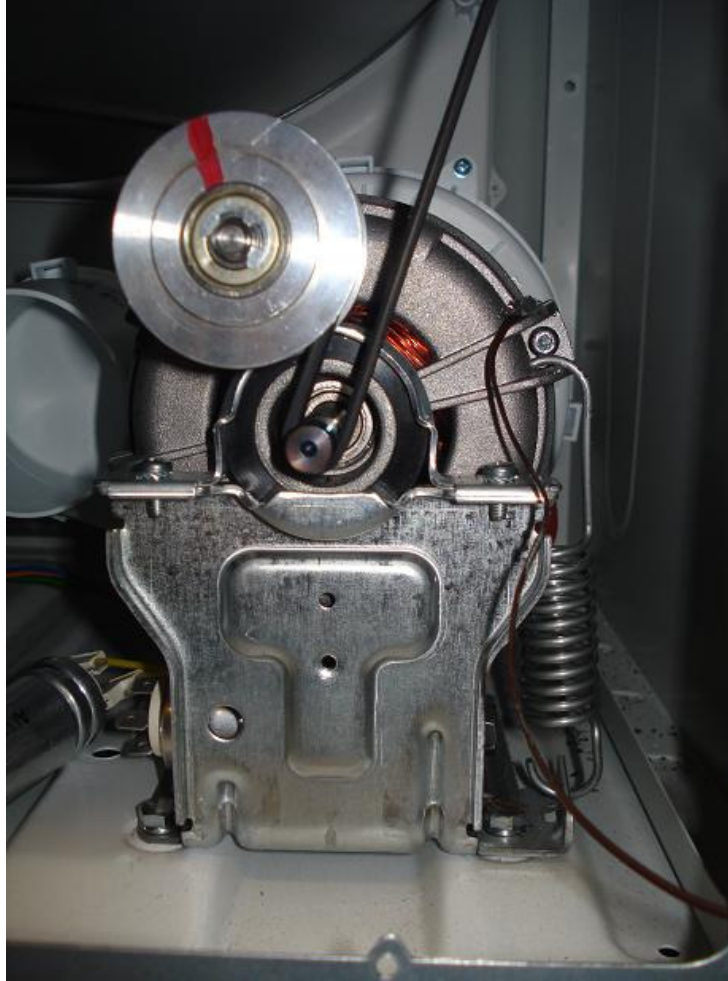


Şekil 4.10 : Gergi kasnağı CAD modeli.

Prototip hazırlanması aşamasında kasnak Al malzemeden işlenecektir. Seri üretime geçiş aşamasında ise termoplastik malzeme kullanılması bu parça tasarımı için uygundur.



Şekil 4.11 : Yeni gergi kasnağı ile motorun montajlı hali.



Şekil 4.12 : Gergi kasnağı ve kayışın montajlı hali.

4.3 Yeni Tahrik Mekanizması İçin Teorik Hesaplamalar

Mekanizmadaki motor ve tambur çapları değişmemektedir. Fakat kullandığımız yeni kayışın dişleri tıraşlanmış olduğu için etkin çap ve adım çap hesabını tekrar yapacağız.

Etkin çapların hesaplanması;

$$\text{Ø D1e} = \text{Motor mil çapı} = 9,8 \text{ mm}$$

$$\text{Ø D2e} = \text{Tambur çapı} + 2xh_d = 576 + 2x0,9 = 577,8 \text{ mm}$$

$$\text{Ø D3e} = \text{Kasnak çapı} + 2x(A-h_d) = 40,6 + 2x(2,3-0,9) = 43,4 \text{ mm}$$

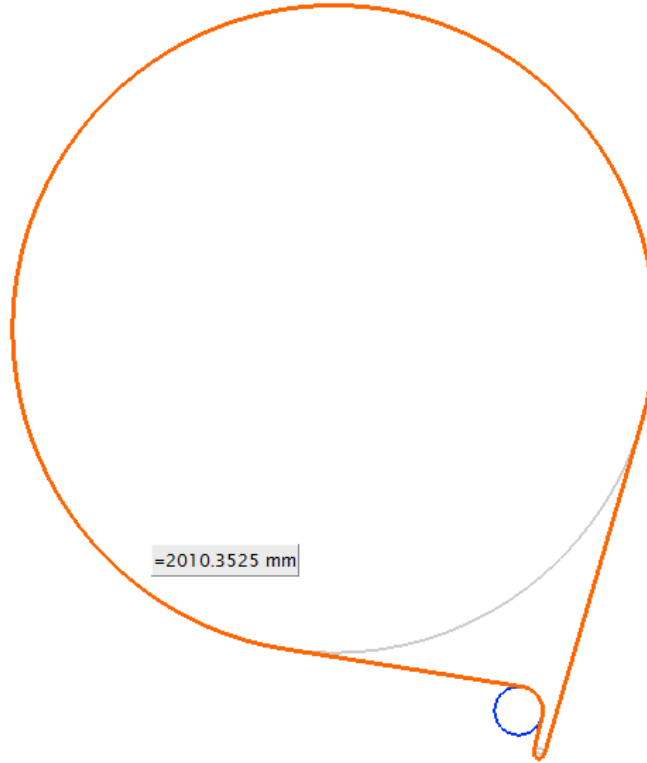
Adım çaplarının hesaplanması;

$$\text{Ø D1a} = \text{Motor mil çapı} + 2xh = 9,8 + 2x0,8 = 11,4 \text{ mm}$$

$$\text{Ø D2a} = \text{Tambur çapı} + 2x(h+h_d) = 576 + 2x(0,9+0,8) = 579,4 \text{ mm}$$

$$\text{Ø D3a} = \text{Kasnak çapı} + 2x(A-h_d-h) = 40,6 + 2x(2,3-0,9-0,8) = 41,8 \text{ mm}$$

Kayış boyu ve kol uzunlukları gibi geometrik özelliklerinin bilgisayar ortamında yapılan çizim ile elde edilmesi daha doğru bir sonuç verecektir.



Şekil 4.13 : Kayış boyunun bilgisayar ortamında hesaplanması.

Bilgisayar ortamında yaptığımız hesaplama sonucunda kullanacağımız yeni kayışın boyunun 2010 mm boyunda olması gerektiğini buluyoruz.

Çevresel hızın hesaplanması;

$$V = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot D_{1a}}{60} \quad (2.1)$$

$$V = \frac{\pi \cdot 2800 \cdot 11,4}{60} \quad (4.1)$$

$$V = 1,671 m/s$$

Gereken momenti güvenli şekilde iletebilmek için gerekli kayış gerginliğinin hesaplanması;

$$P_{hesap} = P \cdot C_2 \quad (1.5)$$

$$P_{hesap} = 160 \cdot 1,1 \quad (4.2)$$

$$P_{hesap} = 176 W$$

$$P = F_t \cdot v \quad (1.10)$$

$$176 = F_t \cdot 1,671 \quad (4.3)$$

$$F_t = 105,3 N$$

Yeni mekanizmanın sarılma açısı;

$$\beta = 177 \cdot \pi / 180 = 3,09 \text{ rad} \quad (4.4)$$

Kayışın diş sayısının hesaplanması;

Sarılma açısı faktörü: $C_\beta = 0,97$ (Çizelge 1.3 ten 170° e göre alındı.)

Kayış boy faktörü: $C_L = 1,19$ (Çizelge 1.4 ten alındı.)

Çevrim oranı faktörü: $P_a = 0,02 \text{ kW}$ (Çizelge A.2 den alındı.)

Kayışın bir yivinin iletebileceği güç $P_b = 0,006 \text{ kW}$ (İntepolasyon ile Çizelge A.1 den alındı.)

Gergi kasnağı faktörü: $C_4 = 0,91$

$$z = \frac{P_{hesap}}{(P_a + P_b) \cdot C_\beta \cdot C_L \cdot C_4} \quad (1.25)$$

$$z = \frac{0,176}{0,026.0,97.1,19.0,91} \quad (4.5)$$

$$z = 6,4$$

Tam sayıya yuvarladığımızda bu mekanizma için 7 dişli bir kayış kullanılması uygundur. “k” değeri çizelge 1.2 den PH kesit kalınlığına en yakın olan “Z” kesit kayışın değeri olan 0,06 alınmıştır.

Hesaplamalarda kayışın kasnak ile arasındaki sürtünme katsayısı kayış üreticisi firmadan alınan veriler sonucu 0,5 alınmıştır.

$$F_o = \frac{F_t}{2 \cdot \frac{e^{0.5\beta} - 1}{e^{0.5\beta} + 1}} + k.v^2 \quad (1.11)$$

$$F_o = \frac{105,3}{2 \cdot \frac{e^{0,5,3,09} - 1}{e^{0,5,3,09} + 1}} + 0,06.1,671.1,671 \quad (4.6)$$

$$F_o = 81,4N$$

Çalışma durumunda oluşacak gergin ve gevşek kol kuvvetlerinin hesaplanması;

$$F_t = F_1 \cdot \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta}} \quad (1.8)$$

$$F_1 = F_t \cdot \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} \quad (3.10)$$

$$F_1 = 105,3 \cdot \frac{e^{0,5,3,09}}{e^{0,5,3,09} - 1} \quad (4.7)$$

$$F_1 = 133,9N$$

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu\beta}} \quad (1.9)$$

$$F_2 = \frac{133,9}{e^{0,5,3,09}} \quad (4.8)$$

$$F_2 = 28,6N$$

Mekanizma hareketsizken yataklamalara gelen kuvvetlerin hesaplanması;

$$F_n = \sqrt{F_0^2 + F_0^2 - 2.F_0^2 \cdot \cos(\beta)} \quad (1.22)$$

$$F_n = \sqrt{81,4^2 + 81,4^2 - 2.81,4^2 \cdot \cos(3,09)} \quad (4.9)$$

$$F_n = 162,7N$$

Mekanizma hareketliken yataklamalara gelen kuvvetlerin hesaplanması;

$$F_n = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2.F_1.F_2 \cos(\beta)} \quad (3.14)$$

$$F_n = \sqrt{133,9^2 + 28,6^2 - 2.133,9.28,6 \cdot \cos(3,09)} \quad (4.10)$$

$$F_n = 162,4N$$

Gerekli gerginliğin Hz cinsinden karşılığının hesaplanması;

$$F_o = 4.M_l.rib_sayisi.l_b^2.F^2 \quad (3.16)$$

$$f = \sqrt{\frac{81,4}{4.0,0042.7.0,31^2}} \quad (4.11)$$

$$f = 84,7Hz$$

4.4 Prototip Makine Üzerinde Yapılan Testler

4.4.1 Kayış Kayma Testi

Hazırlanan ilk örnek makine üzerinde öncelikle çalışma sırasında ne kadar kayıpla güç iletimi yapıldığının kontrol edilmesi için kayış kayma testi yapılmıştır.

Çizelge 4.1 : Hazırlanan prototip makinede kayış kayma testi sonuçları.

Gerilim (V)	Kapasitör (uF)	Kayış Gerginliği (N)	Islak Yük (kg)	Tambur Devri (d/dak)	Motor Devri (d/dak)	Motor Devri/ Tambur Devri	Çevrim Oranı	Kayma(%)
230	8	90	0	55	2899	52,71	50,82	3,64%
230	8		14	53	2817	53,15		4,50%
230	8		18	53	2806	52,94		4,10%
230	8		24	52	2783	53,52		5,23%

Sonuçları incelediğimizde yük atılsa da tambur devrinin belirli bir değer etrafında sabitlendiğini görüyoruz. Özellikle 14kg yük altındaki kayma değerinin %5 altında olması mekanizmanın kayıplar açısından güvenilir bir düzeye geldiğini bize kanıtlamaktadır.

4.4.2 Tambur Kalkış Testi

Bir gergi mekanizması kullanılması ve sarılma açısının neredeyse iki katına çıkması düşük voltajda kalkma durumunu bir miktar etkilemiştir.

Çizelge 4.2 : Prototip makine kalkış testi.

Kapasitör (uF)	Mil Çapı (mm)	Kayış Gerginliği (N)	Kalkış Voltajı SY (V)	Kalkış Voltajı SYA (V)
8	ø9,8	92	197	198

Gergi mekanizması olmayan mekanizmada kalkış voltajı ana dönüş yönü saat yönü aksi olan bu kurutucuda 194V olarak ölçülmüştü. Gergi mekanizması ile hazırladığımız bu prototipte kalkış voltajını 198V olarak ölçüyoruz. Algoritmasında belirli sürede bir geri dönüşler yaptığını da göze alarak saat yönü dönüşündeki kalkış voltajını da değerlendirmek gerekirse, 192V'tan 197V'a gelen bir artış olduğu görülüyor. Her iki dönüş yönünde de kalkış voltajlarında bir miktar artış olsa da 230V olan şebeke geriline kıyasladığımızda güvenli bölgede çalışmaya başlayabilen bir mekanizma olduğu söylenebilir.

4.4.3 Kilitli Tambur Testi

Mekanizmanın güvenilirliğini gösteren belki de en önemli testin kilitli tambur testi olduğunu söyleyebiliriz. Tamburun çalışma sırasında kilitlendiği bir durumda mekanizmanın nasıl bir davranış göstereceği önemli bir konudur. Bu yüzden hazırlanan prototipin kıyaslamasını yapmak için bu testin sonuçları önem taşımaktadır.

Çizelge 4.3 : Prototip makine kilitli tambur test sonuçları

Mil Çapı (mm)	Gerilim (V)	Kapasitör (uF)	Kayış Gerginliği (N)	Zaman (dk)	Motor Sıcaklığı (°C)	Açıklama
ø9,8	240	8	90	09:47	134	Motor Termiği Attı

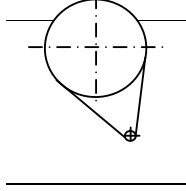
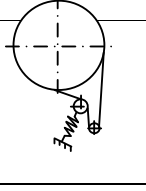
Çizelge 4.3'te gördüğümüz gibi kilitli tambur test sonuçlarına baktığımızda kayışın kopmadığını motorun yüksek sıcaklık nedeniyle çalışmayı durdurduğunu görüyoruz.

Yaptığımız bu en ağır test koşulunda da kayışın kopmaması mekanizmanın güvenilir bir şekilde kullanılabileceğini göstermektedir.

4.4.4 Mekanizmaların Kıyaslanması

Yapılan çalışmada testleri yapılan iki mekanizmayı kıyaslayacak olursak çizelge 4.4'deki ana unsurlara göre bir kıyaslama yapabiliriz.

Çizelge 4.4 : Mekanizmaların kıyaslaması.

Kıstaslar		
Kayma Testi	-	+
Kalkış Testi	+	+
Kilitli Tambur Testi	-	+
Maliyet	+	-

İlk mekanizmada bir gergi mekanizması bulunmamakla birlikte yüksek çevrim oranı nedeniyle test sonuçları istenen seviyede olmamaktadır. Kalkış gerilim seviyesinde sıkıntı yaşanmamakta fakat mekanizmadaki kayıplar ve aşırı yük nedeniyle oluşabilecek bir kilitlenme durumunda mekanizmanın kayışında deformasyon oluşma riski bulunmaktadır. Buna rağmen bu mekanizmanın en önemli avantajı maliyetinin düşük olmasıdır.

Gergi mekanizmasıyla hazırladığımız prototip makinede elde ettiğimiz test sonuçları oldukça tatmin edici seviyedeydi. Kayma testinde kayıplar %5 civarındaydı, kalkış testinde 200V altında bir gerilimde makine ilk kalkışını yapabiliyor ve en önemlisi kilitli tambur testinde kayışın motor milini kitlemesi ve mekanizmada bir deformasyon oluşmamasının sağlanabilmesi bu mekanizmayı öne çıkarmakta. İlk mekanizmayla kıyasladığımızda gergi mekanizmalı bu tahrik mekanizmasının tek dezavantajı maliyetidir. Fakat yine de kullanılabilecek diğer yöntemlere baktığımızda bu mekanizmayı maliyet ve güvenilirlik kıstaslarının optimum seviyede birleştiği bir seçenek olarak kullanabiliriz.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, bir beyaz eşya tipi olan çamaşır kurutucuların tahrik mekanizması problemleri ve tasarımı üzerinde durulmuştur. Kurutucuların tahrik mekanizması tasarımı yapılırken önümüzde duran kısıtlar iyi değerlendirilmeli, makine kurutma performansını, makine boyutlarını ve makineden beklenen diğer çalışma özelliklerini kötü yönde etkilemeden güvenilir bir tahrik mekanizması tasarımı yapılmalıdır.

Kurutucuların bahsedilen kısıtlarını sağlayacak şekilde imal edilecek bir ürünün tahrik mekanizması da müşteri memnuniyeti sağlamalı ve olumsuz geri dönüşlerin olmaması için yeterli güvenilirlikte olmalıdır.

Günümüz endüstrisinde seri üretimi yapılan beyaz eşya gibi ürünlerin performans ve maliyet optimizasyonunun çok iyi yapılması gerekmektedir. Sadece çok güvenilir bir ürün yapmak o ürünün başarılı olduğunu göstermez. Bu nedenle çamaşır kurutucular için en uygun güç iletim elemanının ucuz maliyeti nedeniyle kayış olduğunu söyleyebiliriz. Yapılan çalışmada bir çamaşır kurutucusunun kayış-kasnak tahrik mekanizmasının güvenilirliğini kontrol edebilmek için bazı kontrol/ölçüm yöntemleri kullanılmış ve bu kontrol metotlarından alınan sonuçlar doğrultusunda yapılan tasarımın istenen düzeye gelip gelmediği ölçülmeye çalışılmıştır.

Yüksek çevrim oranları, düşük tutunma yüzeyleri gibi olumsuz etkilerin en aza indirmeye çalışıldığı bu çalışmada, sadece bir gergi kasnağı ve kayış gergi yayı ile maliyet artışı da minimumda tutulmuştur. Böylece bir çamaşır kurutucuda parça değişimini en azda tutarak seri üretime geçişinin çok hızlı yapılabileceği bir tahrik mekanizması tasarlanmıştır.

Test sonuçları incelendiğinde de tahrik mekanizmasının memnun edici seviyelere geldiği ve müşteri tarafında maliyet ve ürünün kullanımı süresince problem çıkma riskinin en az olmasının beklendiği bir mekanizma ortaya çıkmıştır.

Bu çalışmada dikkat edilmesi gereken bir başka konu ise kayışın motor miline tutunma yüzeyinin arttırılmasını sağlayan gergi kasnağının kayışı bir kez daha burkulmaya zorlamasıdır. Bir beyaz eşyadan beklenen uzun çalışma ömrü boyunca

kayışın her bir tur dönmesinde normale göre bir kez daha fazla burkulacak olması kayış ömründe olumsuz bir etki yaratacaktır. Bu nedenle bu etkiyi görmek için mutlaka hazırlanacak birkaç prototip makinenin ömür testine girmesi ve kayışın üzerinde uzun çalışmalar sonunda bir problem olup oluşmayacağı incelenmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] **Akkurt, M.**, 2005. *Makine Elemanları Cilt I-II*, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [2] **Megarubber**, 2008. *PV Belts Calculation Handbook*, Megadyne Rubber, Spain, 7-18.
- [3] **Bozacı, A., Koçaş, İ., Çolak, Ö.**, 2001. *Makine Elemanlarının Projelendirilmesi*, Çağlayan Kitabevi, İstanbul, 12/13
- [4] **Budynas-Nisbett**, 2006. *Shigley's Mechanical Engineering Design, 8th Edition*, McGraw-Hill, New York
- [5] **Yücenur, S.**, 1989. *Kayış-Kasnak Mekanizmaları*, Doğan Ofset, 14-19.
- [6] **Url-1** <<http://www.hutchinsontransmission.com>>, alındığı tarih 03.11.2007
- [7] **Bozacı, A.**, 2005. *Makine Elemanları, Cilt 2*, Çağlayan Kitabevi, İstanbul, 183
- [8] **ISO 9982**, 1998. *Belt drives- Pulleys and V-ribbed belts for industrial applications -- Dimensions -- PH, PJ, PK, PL and PM profiles*, ISO Standard
- [9] **Okday, Ş.**, 1973. *Makine Elemanları, Cilt 4*, Matbaa Teknisyenleri Basımevi, İstanbul, 80-83.

EKLER

EK A.1 : Mil çapına göre kayışın bir yivinin iletebileceği güç (P_b) [2]

EK A.2 : evrim oranı faktörü.(P_a) [2]

EK A.1

Çizelge A.1 : Mil çapına göre kayışın bir yivinin iletebileceği güç (P_b) [2].

	Motor Mil Çapına Göre Kayışın Bir Yivinin İletebileceği Güç																
	de	13	17	20	25	31,5	35,5	40	45	50	63	71	80	90	100	112	125
Motor Mil Hızı (d/dak)	100	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03			
	300	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	0,06	0,07	0,08
	500	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,13
	700	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07	0,09	0,10	0,11	0,12	0,14	0,15	0,17
	900	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,08	0,11	0,12	0,14	0,15	0,17	0,19	0,21
	1000	0,02	0,02	0,03	0,04	0,06	0,06	0,07	0,08	0,09	0,12	0,13	0,15	0,17	0,19	0,21	0,23
	1100	0,02	0,03	0,03	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,13	0,15	0,16	0,18	0,20	0,23	0,25
	1200	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09	0,10	0,11	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,25	0,27
	1300	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,15	0,17	0,19	0,21	0,24	0,26	0,29
	1400	0,02	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11	0,12	0,16	0,18	0,20	0,23	0,25	0,28	0,31
	1500	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,09	0,10	0,12	0,13	0,17	0,19	0,22	0,24	0,27	0,30	0,33
	1600	0,02	0,04	0,05	0,06	0,08	0,10	0,11	0,12	0,14	0,18	0,20	0,23	0,26	0,28	0,32	0,35
	1700	0,02	0,04	0,05	0,07	0,09	0,10	0,12	0,13	0,15	0,19	0,21	0,24	0,27	0,30	0,34	0,37
	1800	0,02	0,04	0,05	0,07	0,09	0,11	0,12	0,14	0,15	0,20	0,22	0,25	0,28	0,32	0,35	0,39
	1900	0,03	0,04	0,05	0,07	0,10	0,11	0,13	0,14	0,16	0,21	0,23	0,27	0,30	0,33	0,37	0,41
	2000	0,03	0,04	0,05	0,07	0,10	0,12	0,13	0,15	0,17	0,22	0,25	0,28	0,31	0,35	0,39	0,43
	2100	0,03	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,23	0,26	0,29	0,33	0,36	0,40	0,45
	2200	0,03	0,05	0,06	0,08	0,11	0,13	0,14	0,16	0,18	0,24	0,27	0,30	0,34	0,38	0,42	0,47
	2300	0,03	0,05	0,06	0,08	0,11	0,13	0,15	0,17	0,19	0,25	0,28	0,31	0,35	0,39	0,44	0,49
	2400	0,03	0,05	0,06	0,09	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,25	0,29	0,33	0,37	0,41	0,45	0,50
	2500	0,03	0,05	0,07	0,09	0,12	0,14	0,16	0,18	0,21	0,26	0,30	0,34	0,38	0,42	0,47	0,52
	2600	0,03	0,05	0,07	0,09	0,13	0,14	0,17	0,19	0,21	0,27	0,31	0,35	0,39	0,44	0,49	0,54
	2700	0,03	0,05	0,07	0,10	0,13	0,15	0,17	0,20	0,22	0,28	0,32	0,36	0,41	0,45	0,50	0,56
	2800	0,03	0,06	0,07	0,10	0,13	0,15	0,18	0,20	0,23	0,29	0,33	0,37	0,42	0,46	0,52	0,57
	2900	0,03	0,06	0,07	0,10	0,14	0,16	0,18	0,21	0,23	0,30	0,34	0,38	0,43	0,48	0,53	0,59
	3000	0,03	0,06	0,08	0,11	0,14	0,16	0,19	0,22	0,24	0,31	0,35	0,40	0,44	0,49	0,55	0,61
	3100	0,04	0,06	0,08	0,11	0,15	0,17	0,19	0,22	0,25	0,32	0,36	0,41	0,46	0,51	0,56	0,62
	3200	0,04	0,06	0,08	0,11	0,15	0,17	0,20	0,23	0,26	0,33	0,37	0,42	0,47	0,52	0,58	0,64
	3300	0,04	0,06	0,08	0,11	0,15	0,18	0,20	0,23	0,26	0,34	0,38	0,43	0,48	0,53	0,59	0,66
	3400	0,04	0,06	0,08	0,12	0,16	0,18	0,21	0,24	0,27	0,35	0,39	0,44	0,49	0,55	0,61	0,67
	3500	0,04	0,07	0,09	0,12	0,16	0,19	0,21	0,25	0,28	0,35	0,40	0,45	0,51	0,56	0,62	0,69
	3600	0,04	0,07	0,09	0,12	0,17	0,19	0,22	0,25	0,28	0,36	0,41	0,46	0,52	0,57	0,64	0,70
	3700	0,04	0,07	0,09	0,13	0,17	0,20	0,23	0,26	0,29	0,37	0,42	0,47	0,53	0,59	0,65	0,72
	3800	0,04	0,07	0,09	0,13	0,17	0,20	0,23	0,26	0,30	0,38	0,43	0,48	0,54	0,60	0,66	0,73
	3900	0,04	0,07	0,09	0,13	0,18	0,20	0,24	0,27	0,30	0,39	0,44	0,49	0,55	0,61	0,68	0,75
	4000	0,04	0,07	0,10	0,13	0,18	0,21	0,24	0,28	0,31	0,40	0,45	0,51	0,57	0,62	0,69	0,76
	4100	0,04	0,08	0,10	0,14	0,18	0,21	0,25	0,28	0,32	0,41	0,46	0,52	0,58	0,64	0,70	0,77
	4200	0,04	0,08	0,10	0,14	0,19	0,22	0,25	0,29	0,32	0,41	0,47	0,53	0,59	0,65	0,72	0,79
	4400	0,05	0,08	0,10	0,14	0,20	0,23	0,26	0,30	0,34	0,43	0,49	0,55	0,61	0,67	0,74	0,81

Çizelge A.1 : (devam) üst.

Motor Mili Hızı (d/dak)	4600	0,05	0,08	0,11	0,15	0,20	0,24	0,27	0,31	0,35	0,45	0,50	0,57	0,63	0,70	0,77	0,83
	4800	0,05	0,08	0,11	0,16	0,21	0,24	0,28	0,32	0,36	0,46	0,52	0,59	0,65	0,72	0,79	0,86
	5000	0,05	0,09	0,12	0,16	0,22	0,25	0,29	0,33	0,38	0,48	0,54	0,61	0,68	0,74	0,81	0,88
	5200	0,05	0,09	0,12	0,17	0,23	0,26	0,30	0,34	0,39	0,49	0,56	0,62	0,70	0,76	0,83	0,89
	5400	0,05	0,09	0,12	0,17	0,23	0,27	0,31	0,36	0,40	0,51	0,57	0,64	0,71	0,78	0,85	0,91
	5600	0,05	0,10	0,13	0,18	0,24	0,28	0,32	0,37	0,41	0,53	0,59	0,66	0,73	0,80	0,87	0,92
	5800	0,06	0,10	0,13	0,18	0,25	0,29	0,33	0,38	0,42	0,54	0,61	0,68	0,75	0,82	0,88	0,93
	6000	0,06	0,10	0,13	0,19	0,25	0,30	0,34	0,39	0,44	0,56	0,62	0,70	0,77	0,83	0,89	0,94
	6200	0,06	0,10	0,14	0,19	0,26	0,30	0,35	0,40	0,45	0,57	0,64	0,71	0,78	0,85	0,91	0,95
	6400	0,06	0,11	0,14	0,20	0,27	0,31	0,36	0,41	0,46	0,58	0,65	0,73	0,80	0,86	0,92	0,95
	6600	0,06	0,11	0,14	0,20	0,28	0,32	0,37	0,42	0,47	0,60	0,67	0,74	0,81	0,87	0,92	0,95
	6800	0,06	0,11	0,15	0,21	0,28	0,33	0,38	0,43	0,48	0,61	0,68	0,76	0,83	0,88	0,93	0,95
	7000	0,06	0,11	0,15	0,21	0,29	0,34	0,39	0,44	0,50	0,63	0,70	0,77	0,84	0,89	0,93	0,94
	7200	0,06	0,12	0,15	0,22	0,30	0,34	0,40	0,45	0,51	0,64	0,71	0,78	0,85	0,90	0,93	0,93
	7400	0,06	0,12	0,16	0,22	0,30	0,35	0,40	0,46	0,52	0,65	0,72	0,80	0,86	0,91	0,93	0,92
	7600	0,07	0,12	0,16	0,23	0,31	0,36	0,41	0,47	0,53	0,66	0,74	0,81	0,87	0,91	0,93	0,90
	7800	0,07	0,12	0,16	0,23	0,32	0,37	0,42	0,48	0,54	0,68	0,75	0,82	0,88	0,92	0,92	0,88
	8000	0,07	0,13	0,17	0,24	0,32	0,37	0,43	0,49	0,55	0,69	0,76	0,83	0,89	0,92	0,91	0,85
	8200	0,07	0,13	0,17	0,24	0,33	0,38	0,44	0,50	0,56	0,70	0,77	0,84	0,89	0,92	0,90	0,82
	8400	0,07	0,13	0,17	0,25	0,34	0,39	0,45	0,51	0,57	0,71	0,78	0,85	0,90	0,91	0,89	0,78
	8600	0,07	0,13	0,18	0,25	0,34	0,40	0,46	0,52	0,58	0,72	0,79	0,85	0,90	0,91	0,87	0,74
	8800	0,07	0,14	0,18	0,26	0,35	0,40	0,46	0,53	0,59	0,73	0,80	0,86	0,90	0,90	0,84	0,70
	9000	0,07	0,14	0,18	0,26	0,36	0,41	0,47	0,54	0,60	0,74	0,81	0,87	0,90	0,89	0,82	0,65
	9200	0,07	0,14	0,19	0,26	0,36	0,42	0,48	0,55	0,61	0,75	0,82	0,87	0,90	0,88	0,79	
	9400	0,08	0,14	0,19	0,27	0,37	0,43	0,49	0,56	0,62	0,76	0,82	0,87	0,89	0,86	0,76	
	9600	0,08	0,14	0,19	0,27	0,37	0,43	0,50	0,56	0,63	0,77	0,83	0,88	0,89	0,85	0,72	
	9800	0,08	0,15	0,20	0,28	0,38	0,44	0,50	0,57	0,64	0,77	0,84	0,88	0,88	0,83	0,68	
	10000	0,08	0,15	0,20	0,28	0,39	0,45	0,51	0,58	0,64	0,78	0,84	0,88	0,87	0,80	0,63	
	10300	0,08	0,15	0,20	0,29	0,39	0,46	0,52	0,59	0,66	0,79	0,85	0,87	0,85	0,76		
	10600	0,08	0,16	0,21	0,30	0,40	0,47	0,53	0,60	0,67	0,80	0,85	0,87	0,83	0,72		
	10900	0,08	0,16	0,21	0,30	0,41	0,48	0,55	0,62	0,68	0,81	0,85	0,86	0,80	0,66		
	11200	0,08	0,16	0,22	0,31	0,42	0,49	0,56	0,63	0,69	0,81	0,85	0,84	0,77	0,60		
	11500	0,09	0,16	0,22	0,32	0,43	0,50	0,57	0,64	0,70	0,82	0,85	0,83	0,73			
	11800	0,09	0,17	0,23	0,32	0,44	0,50	0,58	0,65	0,71	0,82	0,84	0,81	0,69			
	12100	0,09	0,17	0,23	0,33	0,45	0,51	0,58	0,66	0,72	0,82	0,83	0,78	0,64			
	12500	0,09	0,17	0,24	0,34	0,46	0,53	0,60	0,67	0,73	0,82	0,82	0,75	0,56			

Çizelge A.2 : Çevrim oranı faktörü.(P_a) [2].

		Çevrim Oranı Faktörü									
		1	1,02	1,05	1,09	1,13	1,19	1,25	1,35	1,52	2
		1,01	1,04	1,08	1,12	1,18	1,24	1,34	1,51	1,99	>2,00
Motor Mili Hızı (d/dak)	100	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	300	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	500	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	700	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	900	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,01
	1000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,01
	1100	0	0	0	0	0	0	0	0,01	0,01	0,01
	1200	0	0	0	0	0	0	0	0,01	0,01	0,01
	1300	0	0	0	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01
	1400	0	0	0	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01
	1500	0	0	0	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01
	1600	0	0	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	1700	0	0	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	1800	0	0	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	1900	0	0	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	2000	0	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	2100	0	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	2200	0	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	2300	0	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	2400	0	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	2500	0	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	2600	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	2700	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02
	2800	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02
	2900	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02
	3000	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02
	3100	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02
	3200	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02
	3300	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02
	3400	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02
	3500	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02
	3600	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02
	3700	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02
	3800	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02
	3900	0	0	0	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
	4000	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
	4100	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
	4200	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
	4400	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
	4600	0	0	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03
	4800	0	0	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03
	5000	0	0	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03
	5200	0	0	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03
	5400	0	0	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03
	5600	0	0	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03
	5800	0	0	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03
	6000	0	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03

Çizelge A.2 : (devam) üst.

Motor Mili Hızı (d/dak)	6200	0	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04
	6400	0	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04
	6600	0	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04
	6800	0	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04
	7000	0	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04
	7200	0	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04
	7400	0	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04
	7600	0	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,04
	7800	0	0	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04
	8000	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05
	8200	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05
	8400	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05
	8600	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05
	8800	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05
	9000	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,04	0,05
	9200	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,04	0,05
	9400	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,04	0,05
	9600	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05
	9800	0	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06
	10000	0	0,01	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06
	10300	0	0,01	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06
	10600	0	0,01	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06
	10900	0	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06
	11200	0	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06
	11500	0	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05	0,07
	11800	0	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07
	12100	0	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,06	0,07
	12500	0	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,06	0,07

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: İdris Burak HARAÇ

Doğum Yeri ve Tarihi: Tekirdağ, 11/11/1984

Adres: Şeyshinan Mah. Ereğli Sok. No:6/2 Haraç Apt.
Çorlu/TEKİRDAĞ

Lise: 1995-2002, Çorlu M.A.E. Anadolu Lisesi

Lisans Üniversite: 2002–2006, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine
Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

İş Deneyimi: 2007–2009, Arçelik A. Ş. Kurutucu İşletmesi AR-GE
Mühendisi