

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

PAKETLEME MAKİNESİ İÇİN YENİ BİR KAM
MEKNİZMASININ KATI CİSİM DİNAMİK ANALİZİ

EMRE ÇOBANBAŞ

KOCAELİ 2023

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

PAKETLEME MAKİNESİ İÇİN YENİ BİR KAM
MEKNİZMASININ KATI CİSİM DİNAMİK ANALİZİ

EMRE ÇOBANBAŞ

Dr. Öğr. Üyesi Serkan ZEREN

Danışman, Kocaeli Üniv.

.....

Dr. Öğr. Üyesi Mücahit SOYASLAN

Jüri Üyesi, Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniv.

.....

Dr. Öğr. Üyesi Suat KARAKAYA

Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv.

.....

Tezin Savunulduğu Tarih: 22.06.2023

ETİK BEYAN VE ARAŞTIRMA FONU DESTEĞİ

Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez/proje çalışmada,

- Bu tezin/projenin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu,
- Çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı,
- Bu çalışma kapsamında elde edilen tüm veri ve bilgiler için kaynak gösterdiğimi ve bu kaynaklara kaynakçada yer verdiğimi,
- Bu çalışmanın Kocaeli Üniversitesi'nin abone olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Fen Bilimleri Enstitüsü'nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun olduğunu,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Tezin/Projenin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez/proje çalışması olarak sunmadığımı, beyan ederim.

☒ Bu tez/proje çalışmasının herhangi bir aşaması hiçbir kurum/kuruluş tarafından maddi/alt yapı desteği ile desteklenmemiştir.

☐ Bu tez/proje çalışması kapsamında üretilen veri ve bilgiler tarafından no'lu proje kapsamında maddi/alt yapı desteği alınarak gerçekleştirilmiştir.

Herhangi bir zamanda, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçları kabul ettiğimi bildiririm.

.....
Emre ÇOBANBAŞ

YAYIMLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI

Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından onaylanan lisansüstü tezimin/projemin tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda belirtilen koşullarla kullanıma açma izninin Kocaeli Üniversitesi'ne verdiğimi beyan ederim. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet hakları bende kalacak, tezimin/projemin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki makale, kitap, tebliğ, lisans, patent gibi çalışmalarda kullanımı, danışmanımın isim hakkı saklı kalmak koşuluyla ve her iki tarafın bilgisi dâhilinde bana ait olacaktır. Tezin/projenin kendi özgün çalışmam olduğunu, başkalarının haklarını ihlal etmediğimi ve tezimin/projenin tek yetkili sahibi olduğumu beyan ve taahhüt ederim. Tezimde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederim.

Yükseköğretim kurulu tarafından yayınlanan **“Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge”** kapsamında tezim aşağıda belirtilen koşullar haricinde YÖK Ulusal Tez Merkezi/ Kocaeli Üniversitesi Kütüphaneleri Açık Erişim Sisteminde erişime açılır.

☐ Enstitü yönetim kurulu kararı ile tezimin/projemin erişime açılması mezuniyet tarihinden itibaren 2 yıl ertelenmiştir.

☐ Enstitü yönetim kurulu gerekçeli kararı ile tezimin/projemin erişime açılması mezuniyet tarihinden itibaren 6 ay ertelenmiştir.

☒ Tezim/projem ile ilgili gizlilik kararı verilmemiştir.

.....
Emre ÇOBANBAŞ

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu tez, paketleme makineleri sektöründe kullanılan kamların tasarımları ve analizlerini içermektedir. Bu kamlar ilgili makinelerin kapasitelerini belirlemektedir. İyileştirilen kam mekanizmaları daha rijit ve yüksek kapasitelere ulaşmak için bir adımdır.

Tez çalışmam için bana destek olan danışman hocam Sayın Dr. Serkan Zeren'e, tez çalışmalarım boyunca ihtiyaç duyduğum deney düzeneği, malzeme ve ekipman konusunda destek veren Sayın Çınar ULUSOY' a, çok teşekkür ederim.

Haziran- 2023

Emre ÇOBANBAŞ



İÇİNDEKİLER

ETİK BEYAN VE ARAŞTIRMA FONU DESTEĞİ.....	i
YAYIMLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iii
ŞEKİLLER DİZİNİ	vi
TABLolar DİZİNİ.....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	viii
ÖZET	ix
ABSTRACT	x
1. GİRİŞ	1
1.1. Peçete Üretim Makineleri	1
1.2. Temizlik Kâğıdı	2
1.3. Son Ürün Çıktısı	4
1.4. Paketleme Makineleri	5
1.4.1. Besleme Grubu	6
1.4.2. Çözücü Grubu	6
1.4.3. Çekme-Kesme-Vakum Grubu.....	7
1.4.4. İtici-Asansör Grubu.....	7
1.4.5. Kenar Katlama ve Arka Yapıştırma Grubu	8
1.4.6. Kenar Yapıştırma ve Çıkış Konveyörü Grubu	8
2. KAM NEDİR?	9
2.1. Kam Çeşitleri	10
2.1.1. Motor Kamları.....	10
2.1.2. Disk Kamlar	11
2.1.3. Kanallı Tambur Kamlar	12
2.1.4. Kanallı Disk Kamlar.....	13
2.2. Kam Mekanizmalarının Avantaj ve Dezavantajları	13
2.2.1. Kam Mekanizmalarının Avantajları.....	13
2.2.2. Kam Mekanizmalarının Dezavantajları	13
2.3. Kam Tasarımı	14
3. LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	19
4. MALZEME TEORİ.....	21
4.1. Kamlarda kullanılan hammaddeler.....	21
4.2. Katı Cisimlerin Dinamiği	21
4.2.1. Katı Cisimler	21
4.2.2. Hız ve İvme	22
4.2.3. Katı Cisim Hareket Denklemleri.....	25
4.3. Kamların Teorik Hesaplamaları.....	29
5. PEÇETE PAKETLEME MAKİNELERİNİN YÜKSEK HIZLI KAM MEKANİZMALARI.....	33
5.1. MSC. Adams Programı.....	33
5.1.1. Avantajları	33
5.1.2. Uygulama Alanları	33
5.2. Kam Mekanizmasının Dinamik Simülasyonu	34
5.3. Temas Kuvvetlerinin Bulunması	41
5.4. Bulgular	42
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	43

KAYNAKLAR.....	44
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER.....	46
ÖZGEÇMİŞ.....	47



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Peçete makinesi	2
Şekil 1.2. Temizlik kağıdı bobinleri	3
Şekil 1.3. Son ürün	4
Şekil 1.4. Folyo hesabı	4
Şekil 1.5. Paketleme makinesi	5
Şekil 1.6. Besleme grubu	6
Şekil 1.7. Çözücü grubu	6
Şekil 1.8. Çekme-kesme-vakum grubu	7
Şekil 1.9. İtici-asansör grubu	7
Şekil 1.10. Kenar katlama ve arka yapıştırma grubu	8
Şekil 1.11. Kenar yapıştırma ve çıkış konveyörü grubu	8
Şekil 2.1. Kam çalışması	9
Şekil 2.2. Kam simülasyonu	10
Şekil 2.3. Disk kamlar	11
Şekil 2.4. Kanallı tambur kamlar	12
Şekil 2.5. Kanallı disk kamlar	13
Şekil 2.6. Örnek kam	14
Şekil 2.7. Kam tasarım komutu	14
Şekil 2.8. Kam tasarım ekranı	15
Şekil 2.9. Kam hesaplama ekranı	16
Şekil 2.10. Kam teknik resmi	17
Şekil 2.11 Kam konumlandırmaları	18
Şekil 4.1 Örnek	28
Şekil 4.2. Kam eğrileri	32
Şekil 5.1. Kam simülasyonu	34
Şekil 5.2. Tasarlanan kam mekanizması ve takipçileri (1-6).	35
Şekil 5.3. Takipçi 1 için yer değiştirme, hız ve ivme profilleri.	36
Şekil 5.4. Takipçi 2 için yer değiştirme, hız ve ivme profilleri.	36
Şekil 5.5. Takipçi 3 için yer değiştirme, hız ve ivme profilleri.	37
Şekil 5.6. Takipçi 4 için yer değiştirme, hız ve ivme profilleri.	37
Şekil 5.7. Takipçi 5 için yer değiştirme, hız ve ivme profilleri.	38
Şekil 5.8. Takipçi 6 için yer değiştirme, hız ve ivme profilleri.	38
Şekil 5.9. Tasarlanan kam mekanizması ve takipçileri	39
Şekil 5.10. Takipçi için yer değiştirme profili	39
Şekil 5.11. Takipçi için hız profili	40
Şekil 5.12. Takipçi için ivme profili	40
Şekil 5.13. Katı-katı temas modeli.	41
Şekil 5.14. En büyük temas kuvvetinin zamanla değişimi.	42

TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo 1.1. Farklı formlardaki temizlik kâğıdı üretimleri için bobin teknik özellikleri	3
Tablo 4.1. Kam hareket eğri tablosu.....	31



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

P	: Yük
D	: Dış çap(mm)
d	: İç çap(mm)
C	: Temel dinamik yük oranı(kN)
C_0	: Temel statik yük oranı(kN)
m	: Kütle(gram)
ρ	: Yoğunluk(g/cm^3)
g	: Yer çekimi ivmesi (m/sn^2)
ω, Ω	: Omega
θ	: Teta
β	: Beta
λ	: Lambda
τ	: Tau
ψ	: Psi

Kısaltmalar

1.2379	: Soğuk İş Çelikleri Grubunda Yer Alan Bir Alaşım.
C 1040	: Carbon 1040 (İmalat Çeliği)
C 4140	: Carbon 4140 (İmalat Çeliği)
C 8620	: Carbon 8620 (İmalat Çeliği)
GSM	: Gram Square Meter (Gram Metrekare)
HRC	: Hot Rolled Coin (Sertlik Birimi)
MBS	: Multi Body Simulation (Çoklu Cisim Simülasyonu)
PE-OPP-PP	: Polietilen Film
SEM	: Sonlu Elemanlar Modeli

PAKETLEME MAKİNESİ İÇİN YENİ BİR KAM MEKANİZMASININ KATI CİSİM DİNAMİK ANALİZİ

ÖZET

Kam, hareketi bir uzuvdan diğerine iletme için kullanılan kinematik bir çifttir. Genellikle bir kam, başka bir sert gövde ile temas halinde olan eğri bir yüzeye sahip olan rijit bir gövdedir. Takipçi adı verilen ikinci gövde genellikle basit bir şekildedir. Kam mekanizmaları, tasarımdaki sadelikleri nedeniyle yaygın olarak kullanılmaktadır. Yaygın olarak kullanılan bu sistemler, yüksek hızlar, kapasite geliştirme ve dayanıklılık koşulları için uygundur. Kam mekanizmaları, paketleme makinelerinde yüksek üretim limitleri, hızlar ve düzensiz hareketler altındaki kararsızlığı en aza indirmek için sıklıkla kullanılır. Bu nedenle kam mekanizmaları paketleme makinesi endüstrisinde araştırma ve geliştirme projelerinde öne çıkan konulardandır. Bir dakikada üretilen ürün sayısı, performans kriteri olarak bu makineler için hedef koşuldur. Paketleme makinelerinde uygun çalışma koşulları ve hareket serbestliği nedeniyle kam mekanizmaları tercih edilmektedir.

Bu çalışmada, yeni bir paketleme makinesi için yeni bir kam mekanizması tasarlanmıştır. Bu amaçla yeni kam tasarımının 70 parça/dakika üretim hızıyla titreşimsiz olarak çalışması hedeflenmiştir. Çünkü titreşim hem hızı hem de ürün limitlerini etkileyen bir olgudur. Çalışmanın ilk adımı, hareket girişinde kullanılan altı adet kam mekanizmasını tasarlamak ve ticari bir programda katı cisim hareketini analiz etmektir. Bu analizler şunları içerir: Belirli koşullar altında her takipçinin hızı ve ivmesi ile takipçileri üzerindeki temas kuvvetleri, katı-katı temas modeli kullanılarak bulunmuştur.

Mevcut 40 parça/dakika kam mekanizmasının referansında yapılan çalışmalarda geliştirilmiş sonuçlar ile tasarlanan yeni mekanizmanın hesaplanan hız, ivme ve yer değiştirme değerleri yardımıyla sistemin optimum çalışma koşulunu 70 dev/dakika olduğu görülmüştür. Ayrıca 70 parça/dakika üretim limiti de bu gelişmiş devir seviyesinin bir sonucudur.

Diğer bir analiz ise ana şaft üzerindeki kuvvetlerin bulunmasıdır. Bu kuvvetler gelecekteki çalışmalar için kullanılacaktır. Bu kuvvetler, paketleme makinesinin geçici durum analizleri için kullanılacak olan Sonlu Elemanlar Modelinin (SEM) giriş ana verileri olacaktır.

Son olarak elde edilen 70 parça/dakika verisini sağlayan mekanizma referans alınan mekanizmanın titreşimsiz ve daha rijit halini ortaya koymuştur. Bu kanıya yapılan analizler ve denemeler ile varılmıştır. Yapılan dinamik analizler Adams programı ile gerçekleştirilmiştir. Tasarım kısmında bulunan analizler inventör programları ile yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: KAM Mekanizmaları, Katı Cisim Dinamik Analizi, Kinematik Analiz.

RIGID BODY DYNAMIC ANALYSIS OF A NEW CAM MECHANISM FOR A PACKAGING MACHINE

ABSTRACT

Cam is a kinematic pair that is used to transmit motion from one link to another. Usually, a cam is a rigid body that possesses a curved surface that is in contact with another rigid body. The second body called a follower is generally a simple shape. Cam mechanisms are used widely for their simplicity in design. These widely used systems are eligible for high speeds, capacity enhancement, and robust durability conditions. Research and development phases of Cam mechanisms are hot topics in the packaging machine industry to minimize the instability under the high production limits, speeds and irregular motions in packaging machines. The number of products produced in a minute is a target condition for these machines as the performance criteria. Cam mechanisms are preferred in packaging machines because of the feasible work conditions and motion freedom.

In this study, a new CAM mechanism is designed for a new packaging machine. For this purpose, the new design is strengthened through a production speed of 70 pieces/minute without vibration. Because vibration is a fact that affects both speed and the product limits. First step of the study is designing six-input CAMs and analyzing the rigid body motion in a commercial program. These analyses include: each followers' velocity and acceleration under the given conditions and solid to solid contacts are used to focus on the contact of the followers.

With the computed velocity, acceleration and displacement values the optimum working conditions of the system are finalized as 70 rpm. Also, the production limit 70 pieces/minute is a result of this enhanced rpm level.

The mechanism providing the last 70 pieces/minute data revealed the vibration-free and more rigid state of the reference mechanism. This conclusion has been reached through analyzes and trials. The dynamic analyzes were carried out with the Adams program. The analyzes in the design part were made with inventor programs.

Keywords: CAM Mechanism, Rigid Body Dynamic Analysis, Kinematic Analysis.

1. GİRİŞ

Hazırlanan bu tez çalışmasında;

- Peçete üretim makineleri
- Üretim makinelerinde kullanılan temizlik kağıtları ve son ürünleri
- Paketleme makineleri
- Kam çeşitleri ve detayları
- Kam tasarım detayları
- Kamlarda kullanılan hammaddeler ve seçimleri
- Katı cisimlerin dinamik analizi
- Peçete makinesinin kam mekanizmasının dinamik simülasyonu

Yukarıda belirtilen başlıklar ele alınmıştır. Bu çalışmalar sonucunda referans alınan kam mekanizmasının daha az titreşimli ve rijit çalışması sağlanmıştır.

Sağlanan analizler Adams programı kullanılarak oluşturulmuştur.

Kam tasarımları Autodesk Inventör programı ile yapılmıştır.

Böylece mevcut 40 parça\dakika kapasitenin 70 parça\dakikaya çıkarılması sağlanmıştır.

Yenilenen kam mekanizması hali hazırda bir makinede kullanılmıştır ve sağlanan iyileştirmeler ar-ge sahasında gözlemlenmiştir.

İlgili paketleme makinesinin sahibi olan firma ile satış işleminden itibaren iletişim sağlanmaktadır ve gerekli bilgiler alınmaktadır. Alınan bilgiler sonucunda yeni kam mekanizması başarı ile sonucuna ulaşmıştır.

Elde edilen tecrübe ve bilgiler dahilinde geliştirilmesi gereken tüm noktalar belirlenmiştir.

1.1. Peçete Üretim Makineleri

Endüstriyel temizlik kâğıt bobinleri, peçete makineleri ile son kullanıcıya hazır hale getirilir. Bu makineler hat halinde çalışır ve son ürün yani raf ürünü çıktısı verir. Peçete makineleri istekler doğrultusunda özelleştirilebilir. Bu özellikler;

- Makine hızı
- Ürün deseni
- Ürün kâğıt kat sayısı
- Ürün kâğıt gramajı
- Ürünün katlama şekli
- Paket içerisindeki ürün sayısı

Yukarıdaki özellikler kullanıcı tarafından belirlenir. Özelleştirilen makineler çözgü, gofraj, laminasyon, baskı, katlama, transfer, paketlenme, kolileme ünitelerinde oluşur.



Şekil 1.1. Peçete makinesi

1.2. Temizlik Kâğıdı

Temizlik kâğıdı; sert ve yumuşak ağaçların karışımı, su ve sentetik bileşikler kullanılarak üretilir. Bir temizlik kâğıdı için oluşturma prosedürü; temel olarak hamur haline getirmeyi ve ıslatmayı, su tutma sınırını güçlendirmek veya yumuşatmak ve iyileştirmek için renk veya bileşenler eklemeyi ve son olarak gerekli şekle getirmek için sıkıyı içerir. İmal edilen temizlik kâğıdı büyük bobinlere sarılarak yarı mamul haline getirilir. Şekil 1.2’de temizlik kâğıdı bobinleri gösterilmiştir. Bobinlerin kütleleri 200-20.000 kg arasında değişiklik gösterebilmektedir.



Şekil 1.2. Temizlik kâğıdı bobinleri

Yarı mamul halindeki bobinler temizlik kâğıdı dönüşüm makinelerinde işlenerek tüketicinin kullanımına hazırlanmaktadır. Dönüşüm makinelerinin kendi bünyelerinde ki işlemlere göre dönüşüm çıktısı ürün; peçete,” v” katlı kâğıt havlu ve “z” katlı kâğıt havlu, endüstriyel rulo temizlik kâğıdı, tuvalet kâğıdı gibi farklı formlara dönüştürülmektedir. Son kullanıcıya hitap edecek farklı formlarda temizlik kâğıdı üretimi yapılabilmesi için; imal edilmek istenilen formdaki ürüne uygun üretim hattına sahip olmak ve forma uygun yarı mamul bobin kullanmak gerekmektedir. Kullanılan temizlik kâğıdının teknik özelliği üretimi doğrudan etkilemektedir. Bu kapsamda farklı formlardaki temizlik kâğıdı üretiminde kullanılan farklı bobin teknik özellikleri örnek olarak Tablo 1.1’de verilmiştir.

Tablo 1.1. Farklı formlardaki temizlik kâğıdı üretimleri için bobin teknik özellikleri

	Kutu Mendil	Tuvalet Kağıdı	Kağıt Havlu	Peçete
GSM (g/m ²)	14-15	15-23	17-30	16-30

Tabloda GSM diye belirtilen, kullanılan temizlik kâğıdının metrekaresindeki gramını ifade etmektedir.

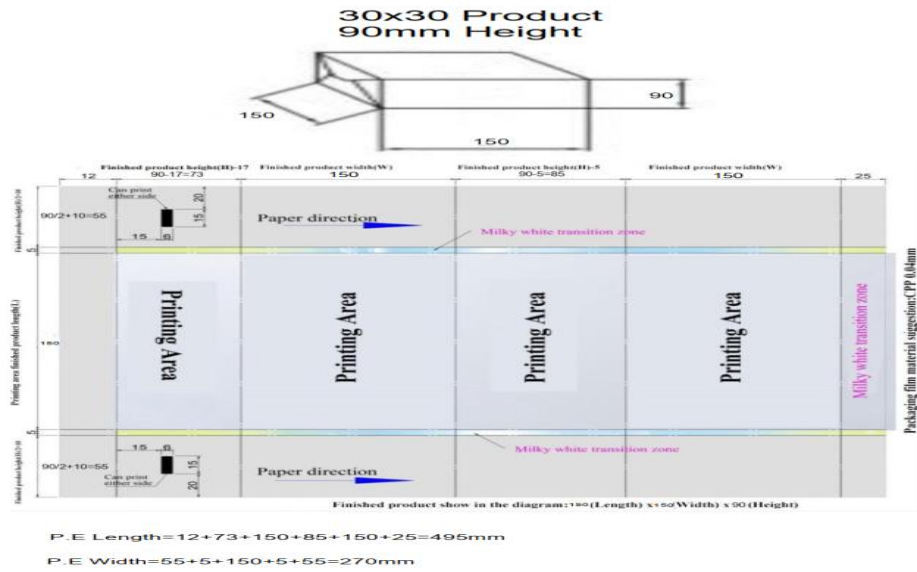
1.3. Son Ürün Çıktısı

Bahsi geçen peçete makinelerinden son ürün olarak istenilen standart ebatlarda peçeteler çıktı alınır. Bu standart ebatlar 240x240, 300x300, 330x330, 400x400 olarak belirtilebilir. Bu ürünler istenilen yükseklikte, adet sayısında, paket için sırasında ayarlanır ve paketlenir. Bir paketin içinde 1, 2 veya 3 adet sıralanmış ürün olabilir.



Şekil 1.3. Son ürün

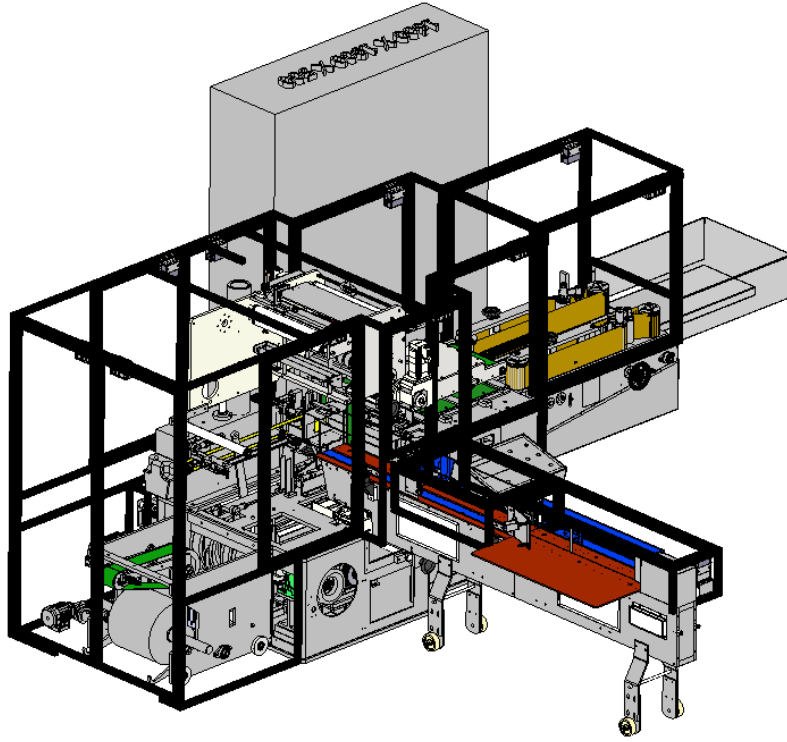
Çıkan son ürünler paketleme makinelerinde folyo ile kaplanır. Bu folyolar ürünlerin paketlerinin şeklini belirler tekli, çiftli, üçlü paketlerin folyo ölçüleri farklıdır ve standart olarak hesaplanır.



Şekil 1.4. Folyo hesabı

1.4. Paketleme Makineleri

Paketleme makineleri, siparişteki müşteri talebine göre değişik üretim yapmak isteyen firmaların talepleri doğrultusunda tasarlanır. Mevcut olan standart ve direktiflere uygun olarak üretilir. Paketleme makinelerinde 20-35 mikron kalınlık aralığında film (PE-OPP-PP vb.) bobinleriyle daha önceden ebatları belirlenmiş peçeteler paketlenir. Bu makinelerde ileri seviye mekanik ve elektronik teknolojisi kullanılarak, güvenilirlik, esneklik ve kolay kullanım özellikleri sağlanmıştır. Paketleme makineleri mekanik ve elektrik kaynaklı sebeplerden oluşabilecek yaralanmalar konusunda bilinçli ve deneyimli operatörlerce kullanılmalıdır.

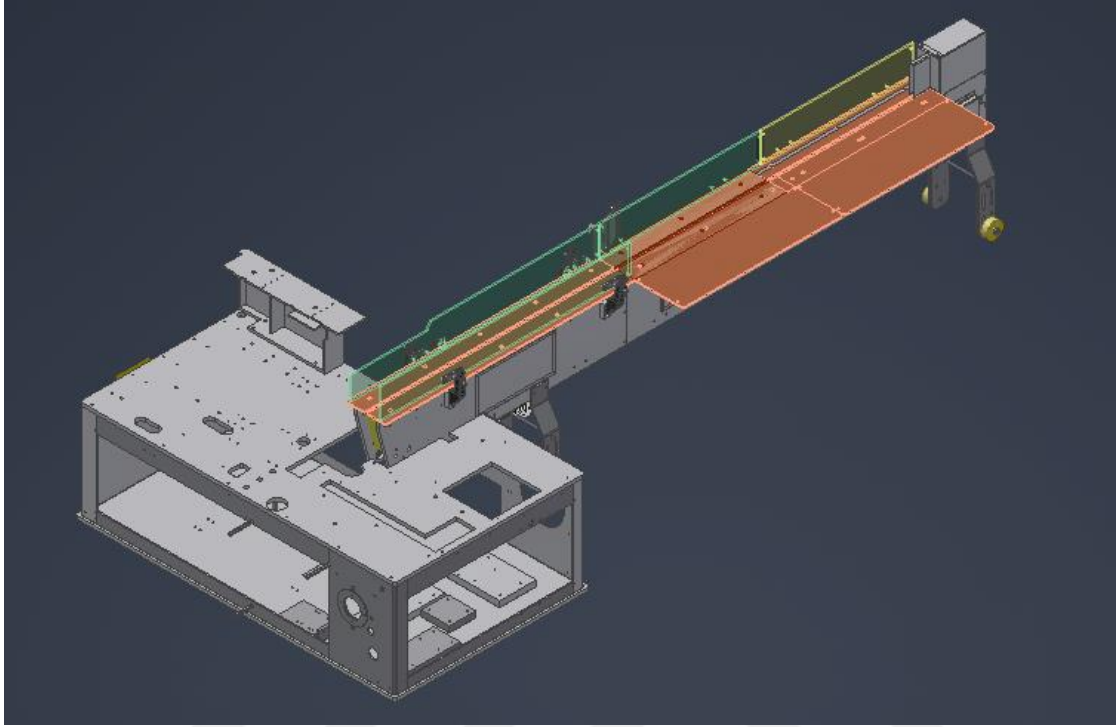


Şekil 1.5. Paketleme makinesi

Paketleme makinesi Şekil 1.5’de görülmektedir. Bu makine; besleme grubu, çözgü grubu, çekme-kesme-vakum grubu, itici-asansör grubu, kenar katlama-arka yapıştırma grubu, kenar yapıştırma-çıkış konveyörü gruplarından oluşmaktadır.

1.4.1. Besleme Grubu

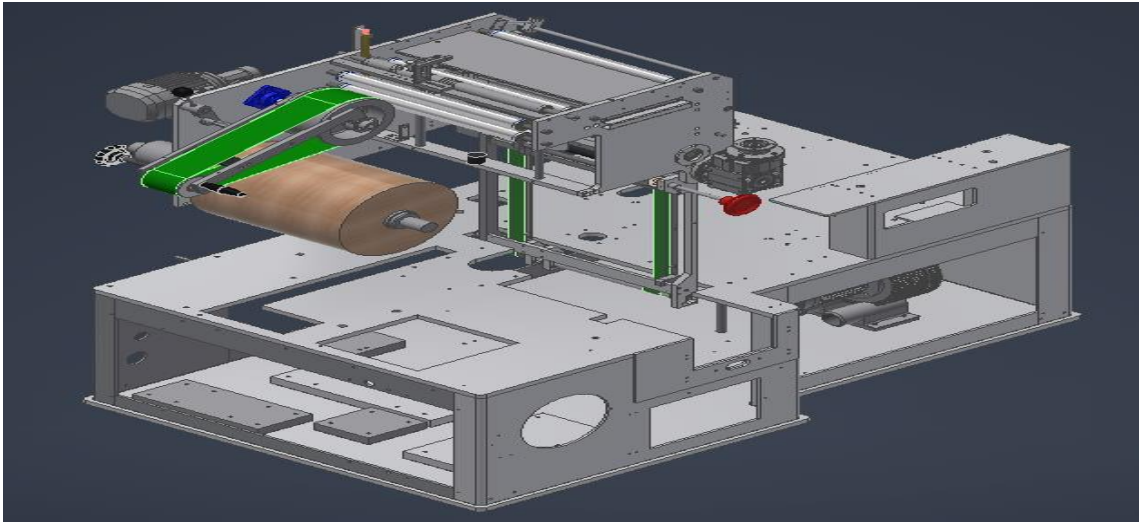
İstiflenmiş peçetelerin paketleme makinasına taşındığı giriş konveyör grubudur.



Şekil 1.6. Besleme grubu

1.4.2. Çözgü Grubu

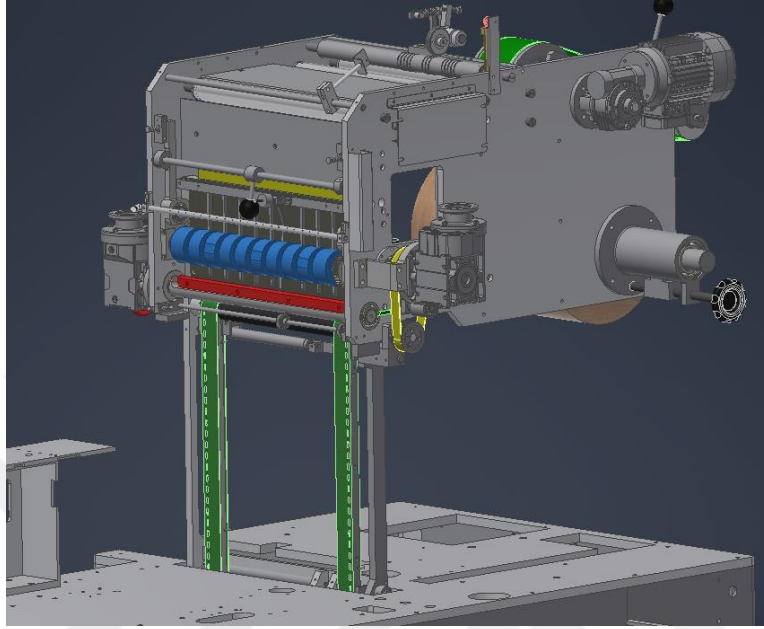
Bobin halindeki filmin, katını açarak makineye gönderen gruptur.



Şekil 1.7. Çözgü grubu

1.4.3.Çekme-Kesme-Vakum Grubu

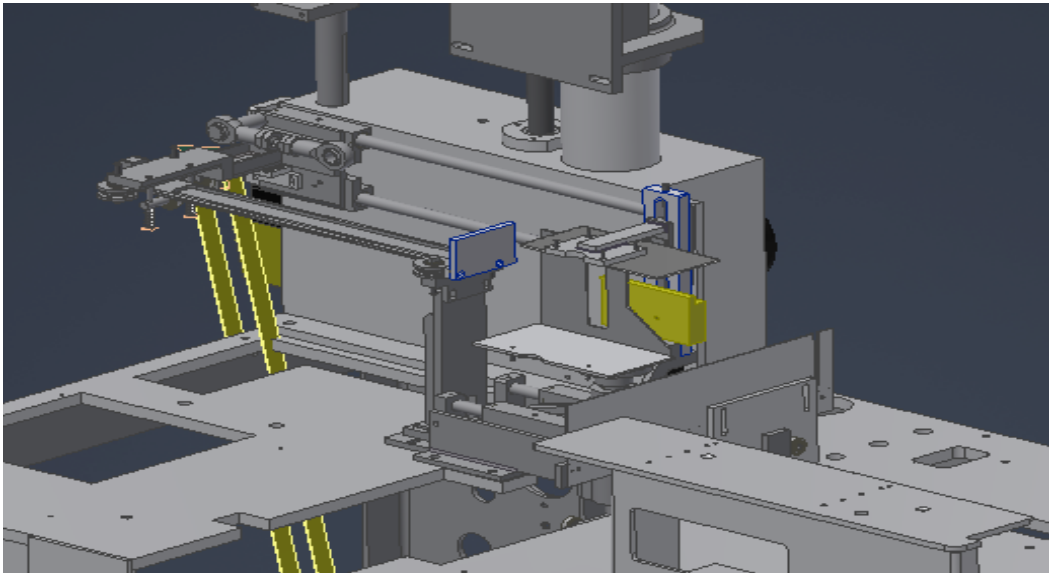
Filmin düzgün bir şekilde ilerlemesinin sağlandığı film boyunun kesildiği ve vakumla filmin tutulduğu gruptur.



Şekil 1.8. Çekme-kesme-vakum grubu

1.4.4. İtici-Asansör Grubu

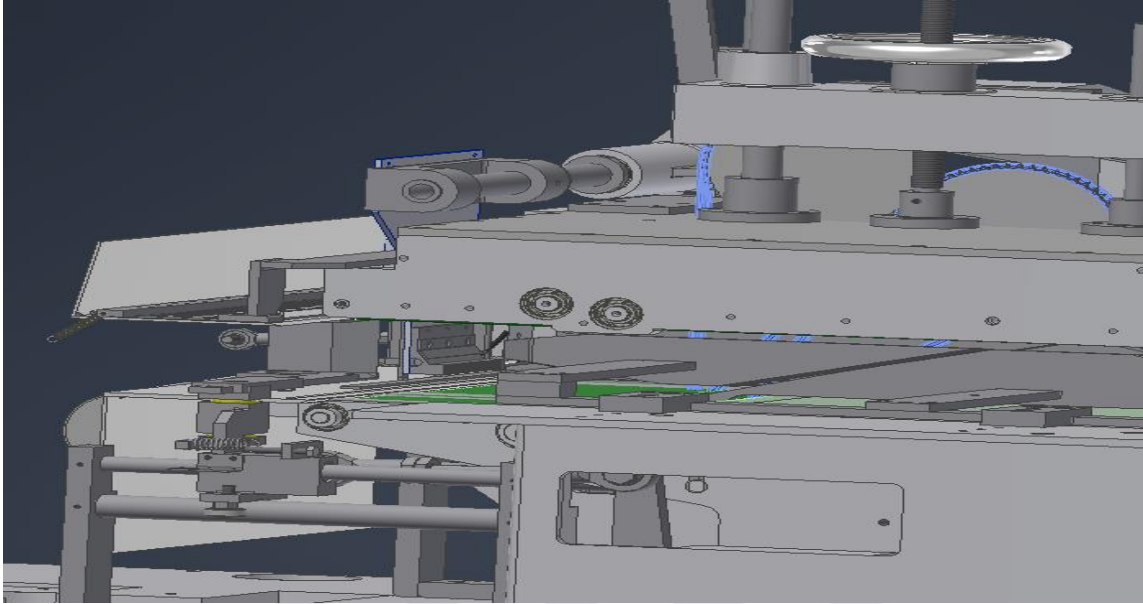
Peçeteleri sıkıştırarak, filmin içine itmeye yarayan gruptur.



Şekil 1.9. İtici-asansör grubu

1.4.5. Kenar Katlama ve Arka Yapıştırma Grubu

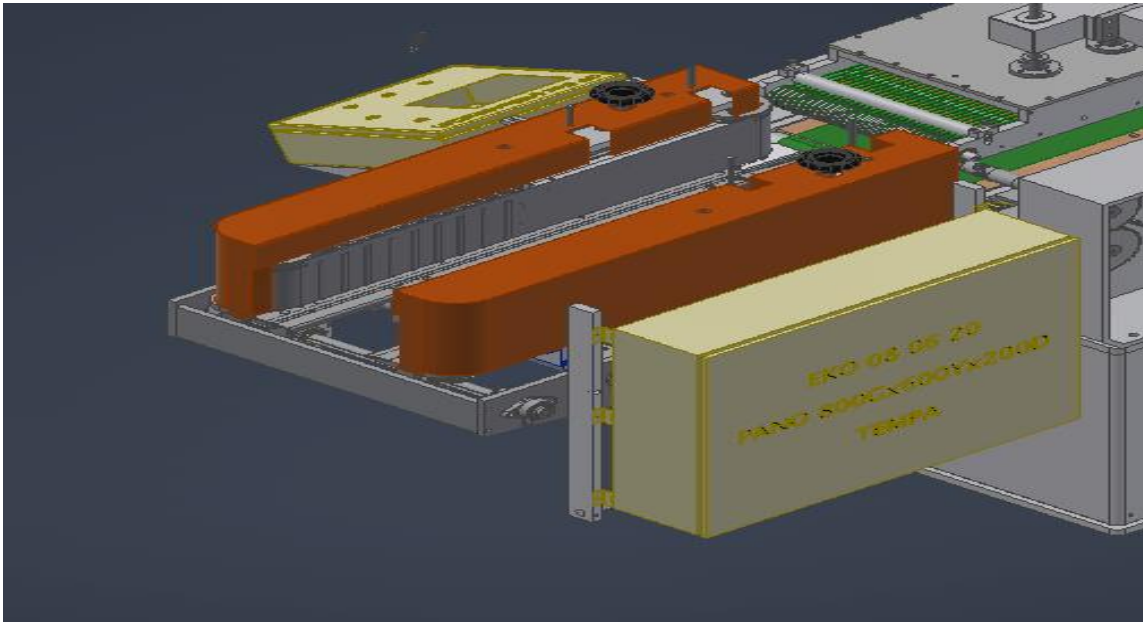
Filmin içine girmiş peçetelerin kenarlarının zarf şeklinde katlanmasının sağlandığı ve ürünün arka kısmının yapıştırıldığı gruptur.



Şekil 1.10. Kenar katlama ve arka yapıştırma grubu

1.4.6. Kenar Yapıştırma ve Çıkış Konveyörü Grubu

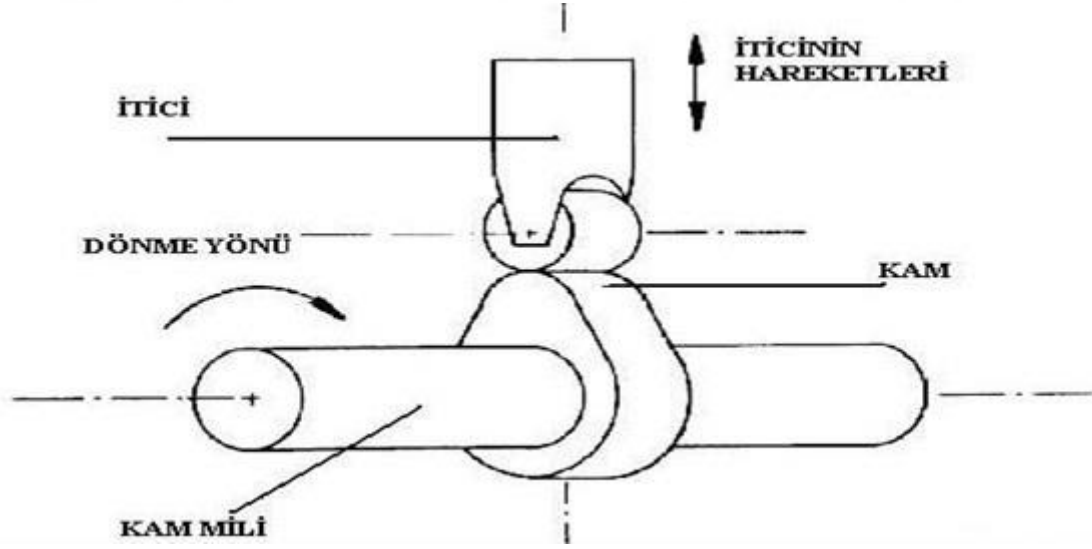
Filme sarılmış peçetelerin kenarlarının yapıştırıldığı ve dışarı taşındığı gruptur.



Şekil 1.11. Kenar yapıştırma ve çıkış konveyörü grubu

2. KAM NEDİR?

Kam mekanizmaları dairesel hareket ile sistemlerin alternatif hareketlerini yapmasını sağlayan makine elemanlarıdır. Kamlar sağlanması zor ve düzgün elde edilemeyen hareketlerin elde edilmesi için kullanılır. Kam ile sürekli temas halinde ve gerekli hareketin sağlanmasında büyük rol oynayan elemanlara izleyici denir. İzleyiciler genelde alternatif hareketleri sağlar fakat bazı durumlarda dairesel hareketi de sağlar. Aşağı-yukarı ve sağa-sola yapılan hareketler alternatif hareketlerdir. Makine elemanları genelde dairesel hareket ile çalışırlar. Değişik hızlarda ve boylarda hareketleri kamlar ile sağlamak mümkündür. İzleyicinin izlediği kam yolları bu hareketleri sağlamak için bulunur.



Şekil 2.1. Kam çalışması

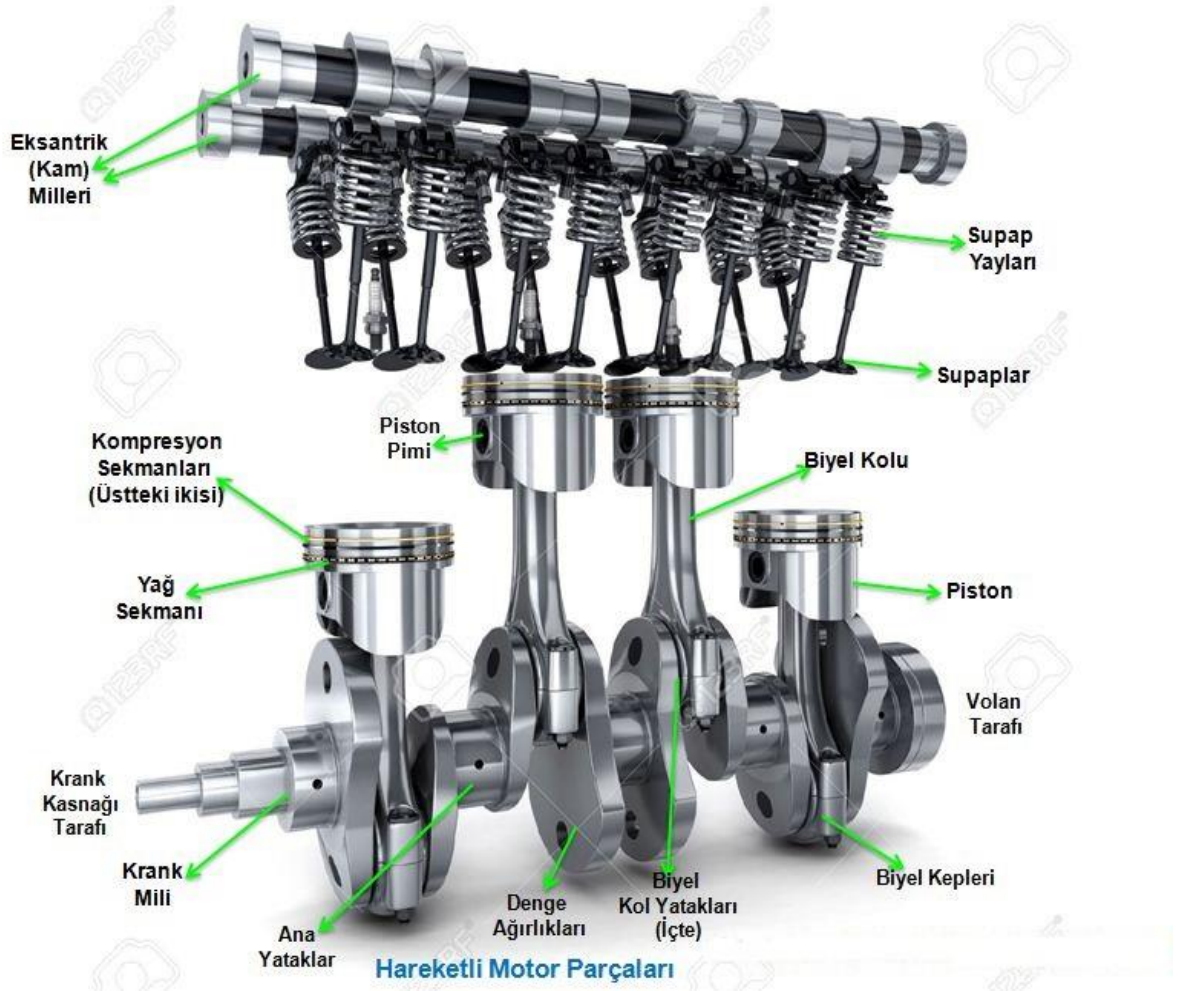
Şekil 2.1.'de belirtilen kam mekanizması izleyici, kam ve izleyici kolundan oluşmaktadır. Kam mili ile birlikte kam tahrik yönünde döner. Kam yolunu izleyici takip eder ve bu yol ile verilen hareketi aşağı-yukarı olarak sağlar. İzleyicinin kam yolundan temasının kesilmemesi için kam kolunda yay mekanizması olmalıdır. Çift etkili kamlar iki yönde hareket sağlayabilir.

Kamlar, düzeneklerin hareketlerini yapmasında önemli rol oynar. Endüstriyel makinelerde, talaşlı imalat makinelerinde, araç motorlarında, mekanik saatlerde, dikiş makinelerinde genellikle kullanılırlar. Kamlar otomatik çalışan çoğu makinelerde vazgeçilemezdir. Düzensiz bütün hareketleri sağlayan bu mekanizmalar çalışma prensiplerinin karmaşık olmasından ziyade maliyet olarak avantaj sağlamaktadır.

2.1. Kam eřitleri

2.1.1. Motor Kamları

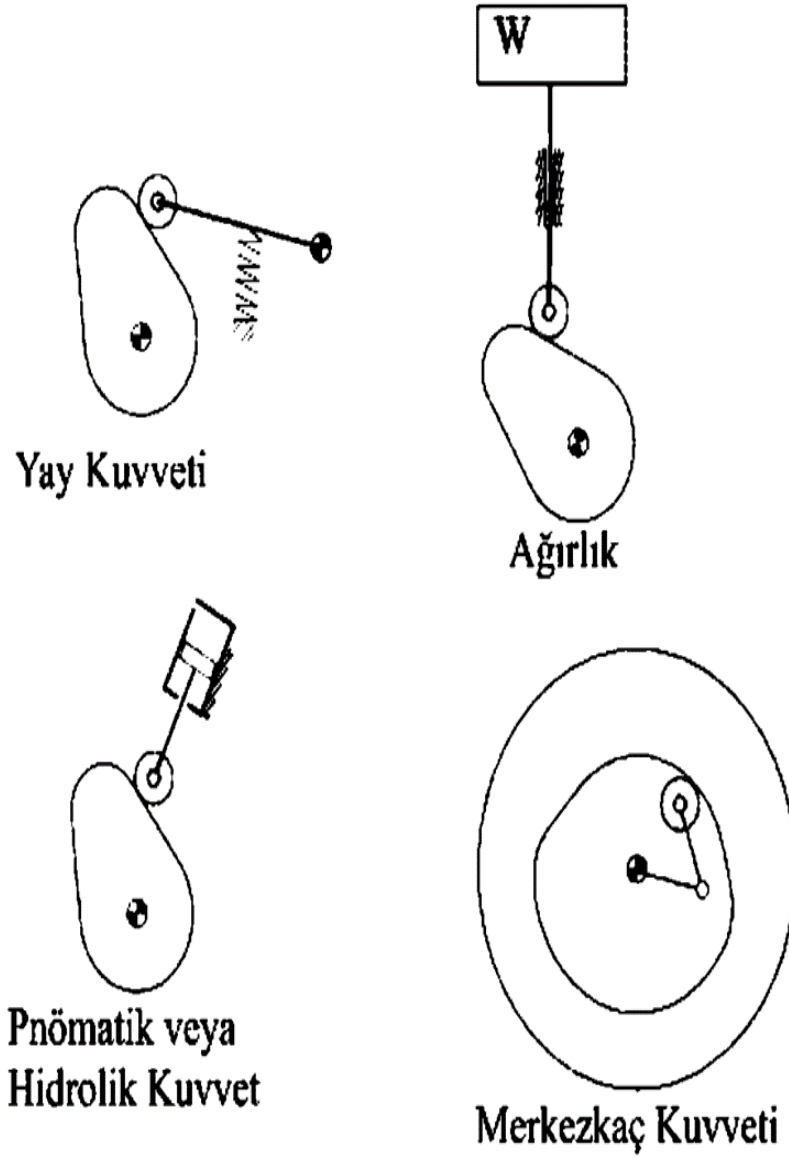
Motorlarda kullanılan kamlar, supapların hareketini sağlar ve açma-kapatma işlemi gerçekleştirir. Kam profili ile gerçekleştirilen bu açma-kapatma hareketi motor için yakıt beslemesi veya motordan yakıttan arta kalan gazı dışarıya atma işlemi gerçekleştirir. Her bir supap kamı tek bir mil üzerinde toplanmıştır, bu kam miline pratikte eksantrik mili adı verilmiştir.



şekil 2.2. Kam simülasyonu

2.1.2. Disk Kamlar

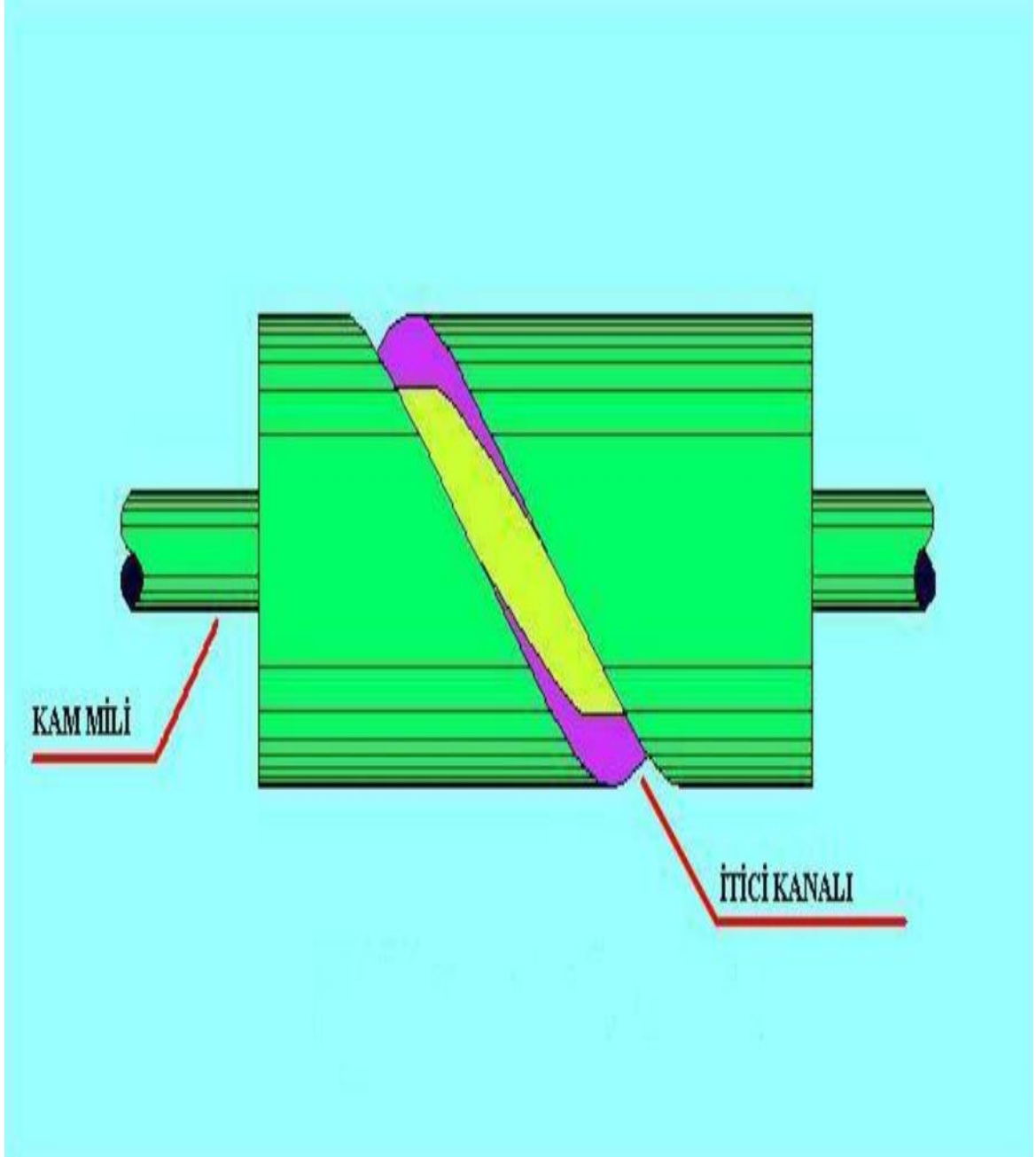
Bu tür kamlar isimlerinden de anlaşılacağı üzere disk şeklindedir ve simetrik değildirler. Görünüşleri herhangi bir biçimi ifade etmez. Şekil 2.3.' de örnek disk kamlar belirtilmiştir.



Şekil 2.3. Disk kamlar

2.1.3. Kanallı Tambur Kamlar

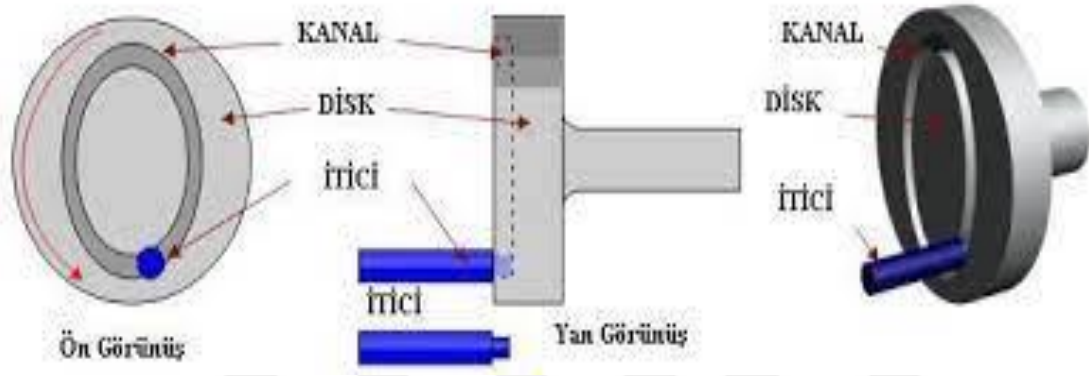
Kanallı tambur kamları, millerin üzerine izleyici profilleri açılarak elde edilir. Açılan profiller sonsuzdur. Sonsuz profil milin bir ucundan açılan kanal mil çevresini dönüp aynı yere gelmesiyle oluşur. Kam mili tahrik yönünde dönmeye başladığında profilin içinde bulunan izleyici sağ ve sola hareket eder.



Şekil 2.4. Kanallı tambur kamlar

2.1.4. Kanallı Disk Kamlar

Kanallı disk kamlar adı üzerinde disk şeklindedir ve üzerlerinde sonsuz kanallar mevcuttur. Kamın dönmesiyle bu kanal içinde bulunan izleyici hareketi başlar. Bu tür kamlar çift etkili kamlar kategorisine dahildir. Kamın dönme hareketi izleyicinin ileri-geri hareketlerini sağlar. Yeni kam tasarımlarında kanallı disk kamları kullanılmıştır. Yük dağılımı ve daha az titreşim sağladıkları tespit edilmiştir. Bu sayede makine daha verimli ve sessiz çalışmıştır.



Şekil 2.5. Kanallı disk kamlar

2.2. Kam Mekanizmalarının Avantaj ve Dezavantajları

2.2.1. Kam Mekanizmalarının Avantajları

- Kam tasarımları kolaydır ve değişik hareketlerin elde edilmesi için kullanılır.
- Az yer kaplamaları çok önemlidir.
- Kamlar uzun ömürlüdür. Yüksek hassasiyet istenilen yerlerde kullanılabilirler.
- Devir sayısının yüksek olduğu yerler için uygundurlar.
- Sistemlerin otomasyon yapısına kolaylıkla adapte olurlar.

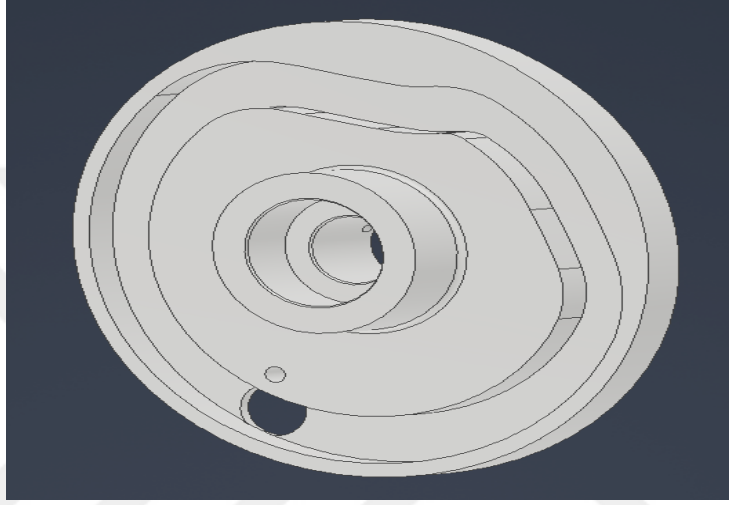
2.2.2. Kam Mekanizmalarının Dezavantajları

- Kamların imalatı yüksek maliyetli ve imalat süreleri uzundur.
- Sürekli izleyici ile birlikte çalıştıkları için aşınma süreleri kısadır.
- Yüksek titreşimli makinelerde kullanılan kamların bozulmaları muhtemeldir.

2.3. Kam Tasarımı

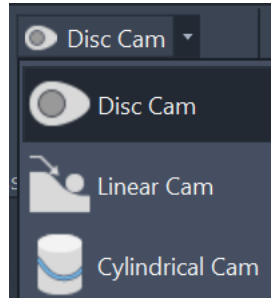
Kamların tasarımlarında aşağıda belirtilen 3D tabanlı tasarım programları kullanılır.

- Autodesk İntör
- Solidworks
- Catia
- Nx



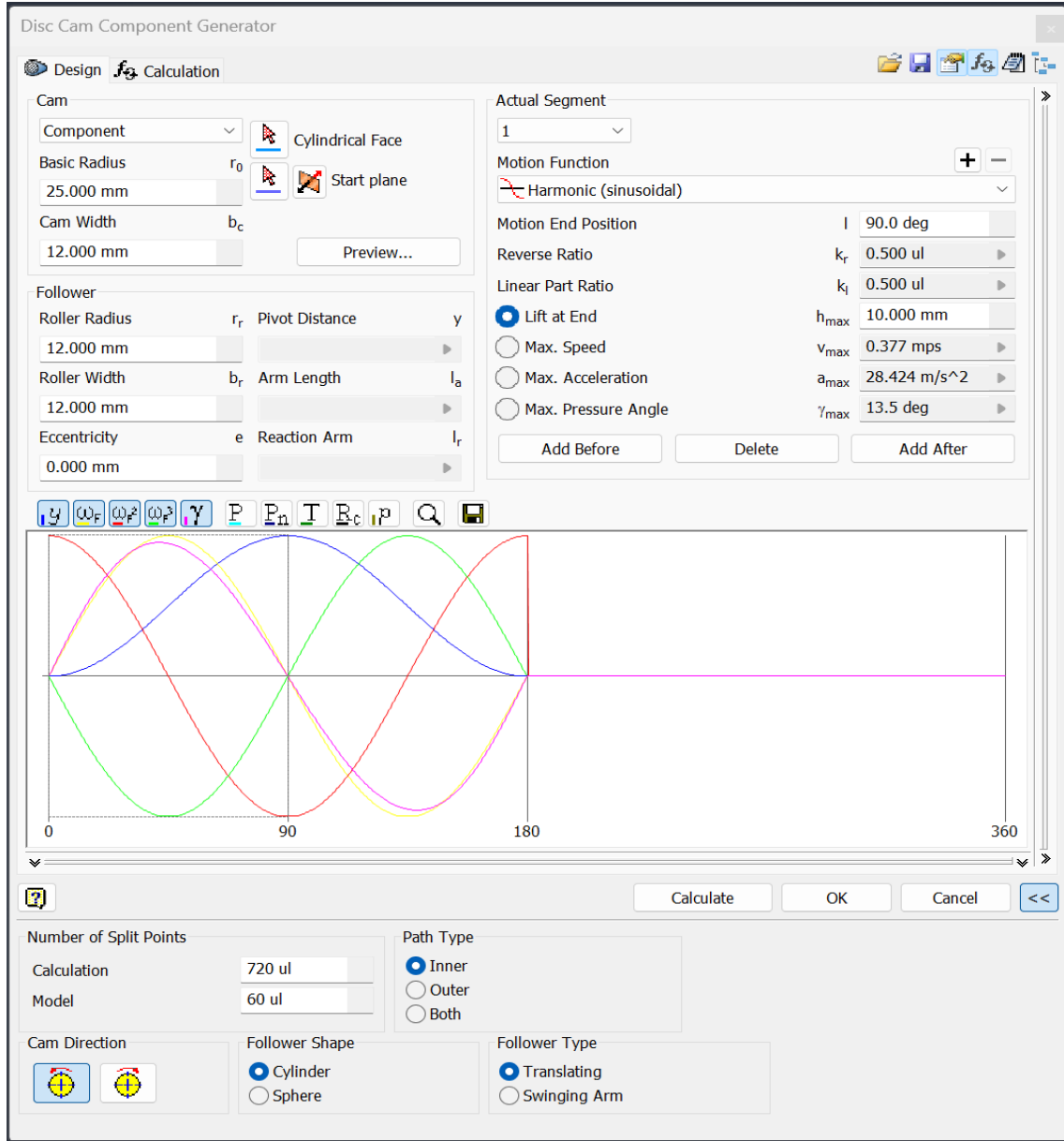
Şekil 2.6. Örnek kam

Şekil 2.6.' da belirtilen kam Autodes inventör ile tasarlanmıştır.



Şekil 2.7. Kam tasarım komutu

Şekil 2.7.' de belirtilen Autodesk inventör için de bulunan komut ile kam tasarımı başlatılır.



Şekil 2.8. Kam tasarım ekranı

Şekil 2.8.' de belirtilen ekran ile ilk olarak kamın kalınlığı, izleyici özellikleri, kam radius bilgileri belirlenir. İlgili kamın hareket fonksiyonu seçilir, bu fonksiyona bağlı olarak yükseklik, hız, ivme, basınç açısı değerleri belirlenir. Bu bilgiler doğrultusunda 360° aralığında kam yolları belirli ve istenilen açılar aralığında oluşturulur.

Disc Cam Component Generator

Design Calculation

Cycle Data

☐ Cycle Time t 0.1667 s

☒ Speed ω 360.000 rpm

Follower Loads

Force on Roller F 5.000 N

Accelerated Weight m 0.010 kg

Spring Rating c 0.000 N/mm

Cam Material

☐ User material

Allowable Pressure p_A 500.000 MPa

Modulus of Elasticity E 206700 MPa

Poisson's Ratio μ 0.300 ul

Follower Material

☐ User material

Allowable Pressure p_A 500.000 MPa

Modulus of Elasticity E 206700 MPa

Poisson's Ratio μ 0.300 ul

Results

h_{max} 10.000 mm

h_{min} 0.000 mm

v_{max} 0.377 mps

v_{min} -0.377 mps

a_{max} 28.424 m/s²

a_{min} -28.424 m/s²

j_{max} 2143.154 m/s³

j_{min} -2143.154 m/s³

γ_{max} 13.5 deg

γ_{min} -13.5 deg

F_{max} 5.284 N

F_{min} 4.716 N

$F_{n_{max}}$ 5.292 N

$F_{n_{min}}$ 4.716 N

T_{max} 0.036 N m

$R_{c_{min}}$ -68.529 mm

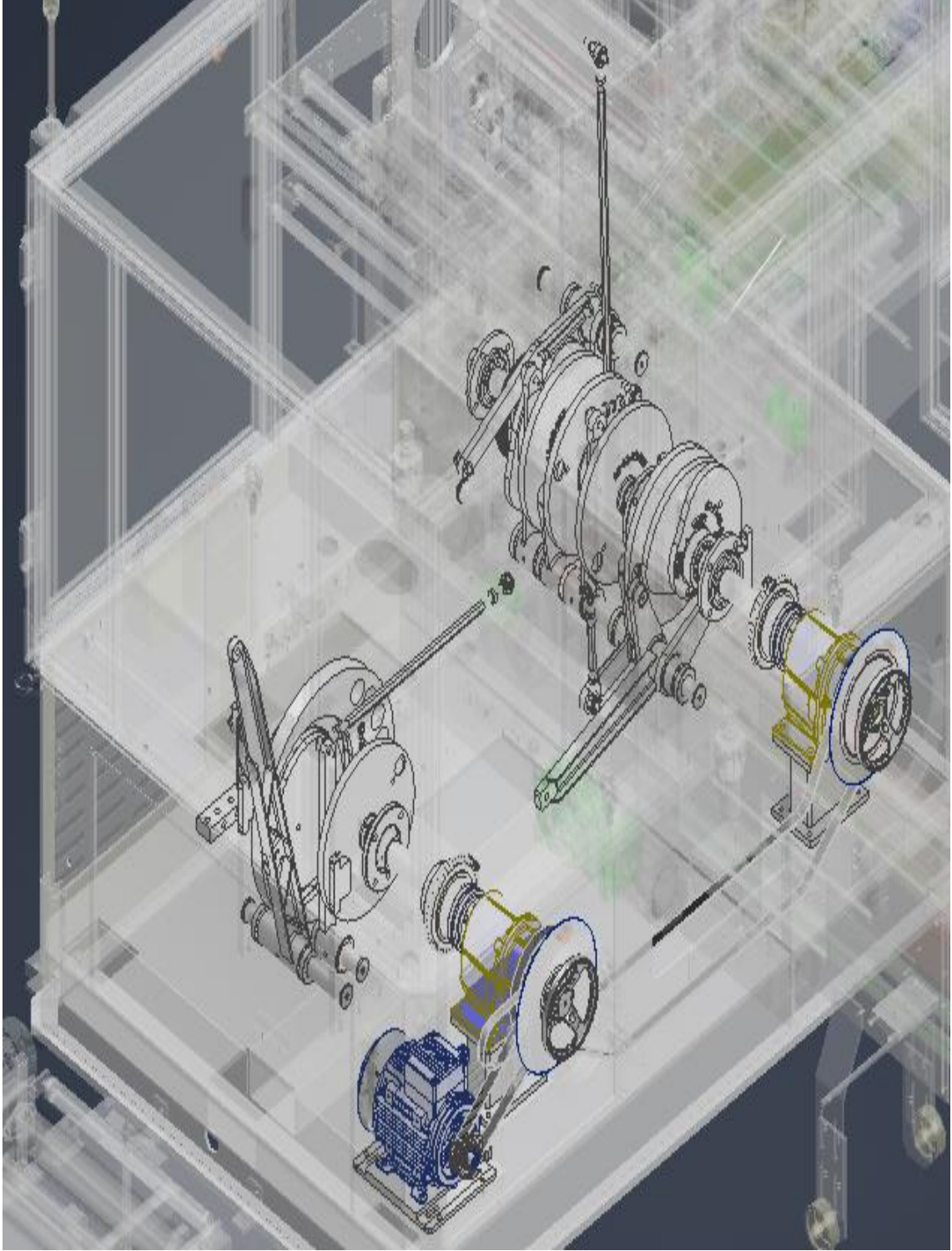
$R_{c_{min2}}$ -20.970 mm

p_{max} 43.169 MPa

Calculate OK Cancel >>

Şekil 2.9. Kam hesaplama ekranı

Şekil 2.9.' da belirtilen ekran tasarımı yapılan kamın izleyici analizi için kullanılır. İzleyicinin uygulayacağı kuvvet, ivme bilgilerinin tur süresi ile bağlantılı olarak gösterilmesini sağlar. Kam ve izleyici hammaddeleri üzerindeki baskı kuvveti ve elastisite modülünü eş zamanlı olarak izletir. Sonuç ekranında bütün girdilerin sebep olduğu değerler verilir. Kamın uygunluğuna karar verilmesi için gerekli değerler sağlanmış olur.



Şekil 2.11 Kam konumlandırmaları

Şekil 2.11. 'de görülen kamlar yeni tasarlanan kamlardır. Bu kamlar makine içerisinde ki İtici kol, asansör, kenar yapıştırma, kenar katlama çıkış konveyörü gibi fonksiyonları gerçekleştirmek için kullanılmıştır.

3. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Bu çalışmada, 30-40 paket/dakikadan 60-70 paket/dakika çalışma kapasitesine artırılması hedeflenen yeni bir paketleme makinesinde, kapasite artışının gerçekleştirilmesi için belirlenen Ar-Ge çalışmalarının içerisinde yer alan kam mekanizmasının ve takipçilerinin analiz edilerek yeni çalışma kapasitesine uygun olarak yeniden tasarlanması hedeflenmiştir.

Yapılan çalışmada, üretilmesi düşünülen paketleme makinasının 6 adet giriş kamının üç boyutlu katı modeli Autodesk Inventör ile oluşturulmuştur. Tasarlanan kam mekanizmasının dinamik simülasyon analizi Adams yazılımı aracılığıyla yapılmıştır. Kam-takipçi katı modelleri, mekanizmasının dinamik özelliklerini incelemek üzere Adams yazılımında geliştirilen dinamik simülasyon kullanılmıştır.

Kam mekanizmaları, çeşitli hareketlerin kolayca elde edilebilmesi ve tasarımların diğer mekanizmalara göre görece kolay olması sonucu, makine tasarımlarında en çok tercih edilen mekanizmalarından biridir. Kam çifti iki serbestlik dereceli, kinematik elemanlar arasında nokta veya çizgisel teması olan yüksek kinematik çifttir (Söylemez, 2010). Kolay tasarımı ve beklemeli hareket gibi diğer mekanizmalarda kolayca elde edilemeyen hareketleri sağlaması yanında, kam çiftlerinde sürtünme ve aşınma önemli birer problem olarak ortaya çıkmaktadır.

Kam mekanizmasının tasarımında ilk adım, mekanizmanın kullanılacağı makinenin önerilen tasarım hızını belirlemektir. Bu karar kritik bir karardır ve mevcut en iyi deneyime ve yargıya dayanmalıdır (Rothbart, 2004). Özellikle yüksek hızlarda çalışması istenilen makina tasarımlarında kamların tasarımı ve analizleri dikkatli bir şekilde yapılmalıdır. Pozitif tahrik, kapalı hatlı radyal kamlar veya silindir takipçilerine sahip eşlenik çift kamlar en popüler seçeneklerdir.

Günümüzde bilgisayar yazılımlarının ve donanımlarının gelişmesi ile makina tasarımında sanal prototip teknolojisi çok yaygın kullanılmaya başlanmıştır. Sanal prototip teknolojisi, fiziksel prototiple tutarlı dijital sanal prototip modeli oluşturan ve bu modeli multidisipliner analizler yapmak için kullanan bir tekniktir. (Zhang, Li, Xiao ve Yang, 2012). Özellikle kam mekanizmalarının ve bunları kullanılan makinaların dinamik analizleri artık tamamen sanal ortamda gerçekleşmektedir (Rajput, Gangele, Israr, 2017).

Kam ve takipçi mekanizmalarının dinamik özellikleri incelemek üzere çoklu cisim dinamiği analizi yapan birçok ticari ve açık kaynaklı yazılım bulunmaktadır (URL 1). Çoklu cisim simülasyon (MBS), çok cisimli sistemlerin çeşitli katı veya elastik gövdelerden oluştuğu bir sayısal simülasyon yöntemidir. Gövdeler arasındaki bağlantılar, kinematik kısıtlamalar (mafsallar gibi) veya kuvvet elemanları (yay-damperler gibi) ile modellenenir.

Uygun dinamik kam ve takipçisi tasarımı, kam takipçisinin ivme eğrisinin incelenmesini gerektirir. Atalet kuvvetlerini ve gerilimleri küçük tutmak için takipçinin maksimum ivmesi mümkün olduğunca düşük olmalıdır (Rothbart, 2004).

Bilgisayar yazılımlarının gelişmesiyle beraber kam tasarımlarında dinamik analiz yöntemleri çok sık kullanılmaktadır. MSC Software'nin geliştirdiği Adams yazılımı mekanik sistem modellerinin oluşturulmasına ve modellerin tam dinamik davranışını simüle edilmesine olanak verir. Çok sayıda araştırmacı ve mühendis, en uygun tasarımı bulana kadar birden fazla tasarım varyasyonunu hızlı bir şekilde analiz etmek için Adams yazılımını kullanmaktadır (URL 2). Chang, Zong ve An (2012) çalışmalarında çoklu cisim dinamiği teorisi üzerine, sürtünmesiz durumda kam mekanizması için dinamik simülasyon analizini Adams yazılımında sürtünme boşluğunu dikkate alarak yapmışlardır. Başka bir çalışmada, birleşik optimizasyon olarak bilinen nispeten yeni bir strateji kullanarak, tek amaçlı optimizasyon işlemi Adams yazılımı ile entegre edilerek bir ofset baskı makinesinin dağıtım sistemi için kam profili optimizasyonuna uygulanmıştır (Ouyang, T., Wang, P., ve Huang, 2017). Diğer bir çalışmada ise salınımlı ve çift durdurma takipçisine sahip küresel kam mekanizması için Adams yazılımı kullanılarak dinamik model oluşturulmuş ve dinamik simülasyon yoluyla, kam mekanizmasının salınımlı açısai yer değıştirmesi, açısai hızı ve açısai ivmeleri incelenmiştir (Ge, Wang, and Zhang, 2017).

4. MALZEME TEORİ

4.1. Kamlarda kullanılan hammaddeler

Kamların hammadde seçimleri aşağıdaki kriterlere göre yapılmaktadır;

- Kullanıldıkları yerlere
- Çalıştıkları devirlere
- Üzerine uygulanan kuvvete
- Çalıştığı takipçiye

Kamlarda C1040, C4140, C8620 kalitesinde çelikler kullanılır. Kamların hammadde kalitesi istenilen sertlik ölçeğinde değişir. Her kalitenin karbon oranıyla lineer doğrultuda ısıtılma işlemi ile aldığı sertlik derecesi farklıdır. Kamların kullanıldıkları yerlerde paslanmaması ve deforme olmaması adına asidasyon, normalizasyon, galvaniz, sertlik gibi gerekli fason işlemlerden geçirilir. Çalıştıkları devirler ve takipçilerinin uyguladıkları kuvvetler doğrultusunda sertlik işlemleri uygulanmalıdır. Yaygın olarak sertlik işlemleri içerisinde vakum ile sertleştirme tercih edilir. Gerekli sertlik sağlanmaz ise kam takipçisi çalışma süresi içinde kamı deforme edebilir ve kam yolları zarar görebilir. Kam yollarının zarar görmesi kamın amacına uygun çalışmasına engel olacaktır.

4.2. Katı Cisimlerin Dinamiği

4.2.1. Katı Cisimler

Noktasal olmayıp, uzayda yer tutan Katı Cisimlerin dinamiği uygulamada çok önemlidir. Katı cisim, 'kendisini oluşturan tüm noktasal unsurlar arasındaki uzaklıkların sabit olduğu yapı' olarak tanımlanır. Bunun matematik ifadesi: tüm i, j çiftleri için

$$|\vec{r}_i - \vec{r}_j| = \text{sabit} \quad (4.1)$$

sabit olması demektir. Bir yapının uzaydaki konumunu belirlemek için kaç tane koordinata gerek olduğu temel bir sorudur. Bu sayı 'Serbestlik Derecesi' olarak adlandırılır ve f ile gösterilir. Katı cisim kısıtlamaları olmayan, Akışkanlar Mekaniği benzeri konularda N parçacığın $3N$ serbestlik derecesi vardır ve $N \rightarrow \infty$ için bu sayının üst sınırı yoktur. Katı cisimlerin özel durumunu anlamak için adım adım gitmek yararlı olur. Tek parçacığın serbestlik derecesi $f = 3$ olacaktır. İki parçacıkta

$$f = 2 * 3 = 6 \quad (4.2)$$

ile başlanır ama

$$|\vec{r}_1 - \vec{r}_2| \quad (4.3)$$

sabit kısıtı bu sayıyı 5 'e indirir. Bu sisteme bir üçüncü parçacık eklersek

$$f = 5 + 3 = 8 \quad (4.4)$$

olur ama

$$|\vec{r}_2 - \vec{r}_3| \quad (4.5)$$

Sabit ve

$$|\vec{r}_3 - \vec{r}_1| \quad (4.6)$$

sabit kısıtları bu sayıyı 6 'ya indirir. Bundan sonra eklenen her parçacık 3 yeni serbestlik derecesi yanı sıra 3 de kısıt getireceği için f 'in üst sınırı 6 olacaktır. 6 tane koordinatın akılcı bir biçimde seçiminde önce 'Kütle Merkezi' $\vec{R}_{CM}$ le ilk 3 'ü aradan çıkartılır. Geri kalan 3 koordinatı seçmeden önce 3-Boyutlu uzayda dönmeleri incelemek gerekir.

4.2.2. Hız ve İvme

Newton yasalarının geçerli olduğu 'Uzay' koordinat sistemi ile bu sisteme göre sabit açısal hız $\vec{\omega}_0$ ile dönmekte olan 'Cisim' koordinat sistemi arasındaki ilişkinin 'Konum' vektörüne uygulanmasını

$$\vec{r}_u = \mathbb{R}_{\hat{n}}(\Phi) \vec{r}_c \quad (4.7)$$

denklemleri ile gösterelim. Bu ifadenin zamana göre türevi

$$\frac{d\vec{r}_u}{dt} = \mathbb{R} \frac{d\vec{r}_c}{dt} + \frac{d\mathbb{R}}{dt} \vec{r}_c = \mathbb{R} \frac{d\vec{r}_c}{dt} + \vec{\omega}_0 \times \vec{r}_c \quad (4.8)$$

ile verilir, ancak

$$\mathbb{R} \vec{\omega}_0 = \vec{\omega}_0 \quad (4.9)$$

olduğu için

$$\frac{d\vec{r}_u}{dt} = \mathbb{R} \left[\frac{d\vec{r}_c}{dt} + \vec{\omega}_0 \times \vec{r}_c \right] \rightarrow \vec{V}_u = \mathbb{R} [\vec{V}_c + \vec{\omega}_0 \times \vec{r}_c] \quad (4.10)$$

olarak yazılır. Bir türev daha alarak, 'İvme' ifadesi

$$\begin{aligned}\vec{a}_u &= \frac{d\vec{v}_u}{dt} = \mathbb{R}[\vec{a}_c + \vec{\omega}_0 \times \vec{r}_c] + \vec{\omega}_0 \times [\vec{v}_c + \vec{\omega}_0 \times \vec{r}_c] \\ &= \mathbb{R}[\vec{a}_c + 2\vec{\omega}_0 \times \vec{v}_c + \vec{\omega}_0 \times (\vec{\omega}_0 \times \vec{r}_c)]\end{aligned}\quad (4.11)$$

olur.

Dinamiğe doğrudan etkili olmayan, sadece koordinat eksenlerinin yönlerini belirleyen $\mathbb{R}$ 'den kurtularak, kısaca

$$\vec{r}_u \rightarrow \vec{r}_c, \quad \vec{v}_u \rightarrow \vec{v}_c + \vec{\omega}_0 \times \vec{r}_c \quad (4.12)$$

Ve

$$\vec{a}_u \rightarrow \vec{a}_c + 2\vec{\omega}_0 \times \vec{v}_c + \vec{\omega}_0 \times (\vec{\omega}_0 \times \vec{r}_c) \quad (4.13)$$

yazılır.

$$2\vec{\omega}_0 \times \vec{v}_c \quad (4.14)$$

ifadesi 'Coriolus İvmesi'

$$\vec{\omega}_0 \times (\vec{\omega}_0 \times \vec{r}_c) \quad (4.15)$$

ise 'Merkezcil İvme' olarak adlandırılır. Cisim sisteminde yer alan bir gözlemci

$$\vec{a}_c = -[2\vec{\omega}_0 \times \vec{v}_c + \vec{\omega}_0 \times (\vec{\omega}_0 \times \vec{r}_c)] \quad (4.16)$$

sanal İvme' lerini hissedecektir. Kendi etrafında

$$\omega_0 \cong 7.3 \cdot 10^{-5} \quad (4.17)$$

radyan / saniye açısal hızla dönen dünyamız bu ivmelerin gözlenmesi için ideal bir ortamdır. Yönler için;

$\hat{r}$: Yukarı $\hat{\theta}$:Güney $\hat{\phi}$:Doğu seçimi yapıp

$$\begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{y} \\ \hat{z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin\theta\cos\phi & \cos\theta\cos\phi & -\sin\phi \\ \sin\theta\sin\phi & \cos\theta\sin\phi & \cos\phi \\ \cos\theta & -\sin\theta & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{r} \\ \hat{\theta} \\ \hat{\phi} \end{bmatrix} \rightarrow \omega_0 = \omega_0 \hat{z} = \omega_0 (\cos\theta \hat{r} - \sin\theta \hat{\phi}) \quad (4.18)$$

bağıntılarını kullanarak önce Coriolis kuvvetini inceleyelim : İstanbul enleminde Güney'e doğru

$$v_0 = 10^3 \text{ m/s} \quad (4.18)$$

Ses hızının üç katı hızla atılan bir yatay mermiye etki eden kuvvet

$$-2m\omega_0(\cos\theta\hat{r} - \sin\theta\hat{\phi}) \times v_0\theta = -2m\omega_0v_0(\cos\theta\hat{\phi} - \sin\theta\hat{r}) \quad (4.19)$$

ile verilir. Bu ifadenin $\hat{r}$ bileşeni, aynı yöndeki yer çekimi kuvvetine göre küçük (<%1) olduğu için göz ardı edilir

$$d\theta = \frac{\text{yana sapma}}{\text{boyuna mesafe}} = \frac{\omega_0 v \cos\theta (dt)^2}{v (dt)} = \omega_0 \cos\theta (dt) \quad (4.20)$$

Gün boyunca toplam açısal sapma ise

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{1 \text{ gün}} \rightarrow \Delta\theta = 2\pi \cos\theta \quad (4.21)$$

olacaktır. Yüksekten düşen cisimlerde de Coriolis sapması gözlenir; bu problemdeki hız değişken olduğu için çözüm biraz daha zordur. H yüksekliğinden serbest düşüşte

$$\vec{v} = gt(-\vec{r}), \quad \vec{\omega}_0 = \omega_0(\cos\theta\hat{r} - \sin\theta\hat{\phi}) \rightarrow a = 2\omega_0 g t \sin\theta \hat{\phi} \quad (4.22)$$

geçerlidir. Bu ivmenin zamana göre iki kere integrali alınarak Coriolis sapması

$$\tau = \frac{\sqrt{2H}}{g} \quad (4.23)$$

kullanılarak

$$s = \frac{a \tau^2}{2} = \sqrt{\frac{8H^3}{9g}} \quad (4.24)$$

bulunur.

Merkezkaç ivmesi

$$-\vec{\omega}_0 \times (\vec{\omega}_0 \times \vec{r}_c) \quad (4.25)$$

ise

$$a_c = \omega_0^2 R (\cos\theta \sin\theta \hat{\theta} + \sin^2\theta \hat{r}) \quad (4.26)$$

sonucunu verir. $\hat{r}$ yönündeki ivme, aynı yöndeki yer çekimi ivmesine göre çok küçük

$$\left(\frac{\omega_0^2 R}{g} < 0.4 \%\right) \quad (4.27)$$

olduğu için gene göz ardı edilir. $\hat{\theta}$ yönündeki bileşen, uzun bir ipe bağlı kütlenin gerçek dik $\hat{r}$ yönünden güneye doğru

$$\frac{\omega_0^2 R}{g} \sin\theta \cdot \cos\theta \quad (4.28)$$

açısal sapma yapmasını öngörür.

4.2.3. Katı Cisim Hareket Denklemleri

Noktasal bir parçacık için geçerli

$$\frac{d\vec{p}}{dt} = \vec{F} \quad (4.29)$$

bağıntısının $\vec{r}$ ile vektörel çarpımı,

$$\vec{v} \times \vec{p} = \vec{0} \quad (4.30)$$

olduğu için

$$\vec{r} \times \frac{d\vec{p}}{dt} = \frac{d(\vec{r} \times \vec{p})}{dt} = \vec{r} \times \vec{F} \quad (4.31)$$

denklemini verir.

Açısal Momentum;

$$\vec{L} = \vec{r} \times \vec{p} \quad (4.32)$$

Tork;

$$\vec{\tau} = \vec{r} \times \vec{F} \quad (4.33)$$

tanımları ile

$$\frac{d\vec{p}}{dt} = \vec{F} \quad (4.34)$$

benzeri

$$\frac{d\vec{L}}{dt} = \vec{\tau} \quad (4.35)$$

elde edilir.

$$d\vec{L} = \vec{r} \times (dm)\vec{v} = (dm) [\vec{r} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})] = (dm) [r^2\vec{\omega} - (\vec{\omega} \times \vec{r}) \times \vec{r}] \quad (4.36)$$

bağıntısının açık yazılışı

$$\begin{bmatrix} DL_x \\ DL_y \\ DL_z \end{bmatrix} = (dm) \begin{bmatrix} y^2 + z^2 & -xy & -xz \\ -xy & x^2 + z^2 & -yz \\ -xz & -yz & x^2 + y^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} \quad (4.37)$$

ifadesinin integrali alınarak 'Eylemsizlik Momenti' matris elemanları:

$$I_{xx} = \int dm (y^2 + z^2) , I_{yy} = \int dm (x^2 + z^2) , I_{zz} = \int dm (x^2 + y^2) \quad (4.38)$$

$$I_{xy} = I_{yx} = - \int dm xy , I_{xz} = I_{zx} = - \int dm xz , I_{yz} = I_{zy} = - \int dm yz \quad (4.39)$$

olmak üzere,

$$\begin{bmatrix} L_x \\ L_y \\ L_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_{yy} & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} \rightarrow: \vec{L} = I \vec{\omega} \quad (4.40)$$

sonucuna ulaşılır. Genelde $I = I_1$ olmadığı için $\vec{L}$ ve $\vec{\omega}$ aynı yönde değildir. I matrisinin 'Simetrik', yani 'Reel' ve 'Hermitse' olması özdeğerlerinin reel, özvektörlerinin de birbirine dik oluşunu sağlar. Özvektörlerin aynı zamanda pozitif olduğunu anlamak için kinetik enerji ifadesini eklemek gerekecektir. Dönme ifade eden ve 'Asal Eksen Dönüşümü' adı verilen bir benzerlik dönüşümü ile I matrisi diyagonal hale getirilebilir, dolayısıyla bundan sonra genellikle ayrılardan

$$I = \begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 \\ 0 & 0 & I_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} \quad (4.41)$$

Ve

$$L_k = I_k \omega_k \quad (4.42)$$

olduğu kabul edilecektir. Katı cismi oluşturan sonsuz küçük unsurların Kinetik Enerjisi

$$dE = \frac{dm}{2} v^2 = \frac{dm}{2} \vec{v} \cdot (\vec{\omega} \times \vec{r}) = \frac{\vec{\omega} \cdot d\vec{L}}{2} \quad (4.43)$$

ifadesinin integrali alınarak

$$E = \frac{\vec{\omega} \cdot \vec{L}}{2} = \frac{\vec{\omega}^T \cdot I \cdot \vec{\omega}}{2} = \frac{I_1 \omega_1^2 + I_2 \omega_2^2 + I_3 \omega_3^2}{2} \quad (4.44)$$

sonucuna ulaşılır. Katı Cisim dinamiği problemleri, $\{I_1, I_2, I_3\}$ değerlerine göre:

$I_1 = I_2 = I_3$:SO (3) Simetrik Topaç (Küre Simetrisi)

$I_1 = I_2 \neq I_3$:SO (2) Simetrik Topaç (Silindir Simetrisi)

$I_1 = I_2 , I_3 = 0$:2-Boyutlu Topaç

$I_1 \neq I_2 \neq I_3$: Asimetrik Topaç

olarak sınıflandırılır. Çözümlere gelince: SO (3) simetrisi olan problemler hesap gerektirmeyecek kadar basittir; açısal momentum bileşenleri ayrı ayrı korunur, $\vec{L}$ ve $\vec{\omega}$ sabit ve paraleldir. Öteki uçtaki Asimetrik Topaç probleminde ise lineer olmayan diferansiyel denklemlerin genel ve analitik çözümü, zahmetine değmeyecek ölçüde karmaşıktır. Simetrik Topaç probleminin ise matematiği kolay, fiziği zengindir. Açısal hızın bir bileşeninin sabit oluşu denklemleri lineer yapar ve kolayca çözüme varılır.

$$\frac{d\vec{L}}{dt} = \vec{\omega} \cdot \vec{L} \text{ Ve } L_k = I_k \omega_k \quad (4.45)$$

Başlangıç noktası alınarak varılan

$$\frac{d\omega_x}{dt} = \frac{I_3 - I_1}{I_1} \omega_y \omega_z \quad (4.46)$$

$$\frac{d\omega_y}{dt} = \frac{I_1 - I_3}{I_2} \omega_z \omega_x \quad (4.47)$$

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{I_2 - I_1}{I_3} \omega_x \omega_y \quad (4.48)$$

denklemleri $I_1 = I_2$ özel durumunda

$$\frac{d\omega_x}{dt} = \frac{I_3 - I_1}{I_1} \omega_y \omega_z \quad (4.49)$$

$$\frac{d\omega_y}{dt} = \frac{I_1 - I_3}{I_1} \omega_z \omega_x \quad (4.50)$$

$$\frac{d\omega_z}{dt} = 0 \quad (4.51)$$

biçimini alır. Çözümü en kolay olan 3. Denklem

$$\omega_z = \omega_{z0} \quad (4.52)$$

sabit sonucunu verir. Bunun diğer iki denkleme yerleştirilmesi sonucu elde edilen denklemler

$$\Omega = \frac{I_3 - I_1}{I_1} \omega_{z0} \quad (4.53)$$

tanımıyla

$$\frac{d\omega_x}{dt} = \Omega \omega_y, \quad \frac{d\omega_y}{dt} = -\Omega \omega_x \quad (4.54)$$

biçimini alırlar. Bunların zamana göre birer türevi daha alınarak

$$\frac{d^2\omega_x}{dt^2} = -\Omega^2\omega_x, \frac{d^2\omega_y}{dt^2} = -\Omega^2\omega_y \quad (4.55)$$

elde edilir. Sonucu yazmadan önce ileride 'Başlangıç Koşulu' aşamasında yararlı olacak bir özdeşliği elde etmek gerekir:

$$\frac{d\omega_x}{dt} = \Omega\omega_y, \frac{d\omega_y}{dt} = -\Omega\omega_x, \frac{d\omega_z}{dt} = 0 \quad (4.56)$$

denklemlerinden

$$\vec{\omega} \cdot \frac{d\vec{\omega}}{dt} = 0 \rightarrow \frac{d(\omega^2)}{dt} = 0 \quad (4.57)$$

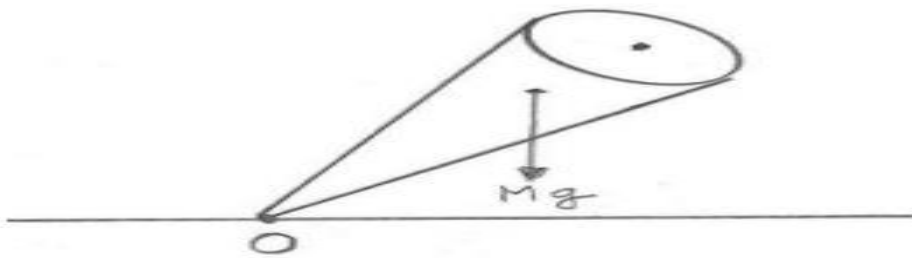
olduğu açıktır. Bunun anlamı ω_z ye ek olarak ω^2 ve

$$\omega^2 - \omega_z^2 = \omega_x^2 + \omega_y^2 \quad (4.58)$$

sabit oluşudur. Böylece

$$\begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sqrt{\omega^2 - \omega_{z0}^2} \cos(\Omega t) \\ \sqrt{\omega^2 - \omega_{z0}^2} \sin(\Omega t) \\ \omega_{z0} \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} L_x \\ L_y \\ L_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sqrt{L^2 - L_{z0}^2} \cos(\Omega t) \\ \sqrt{L^2 - L_{z0}^2} \sin(\Omega t) \\ L_{z0} \end{bmatrix} \quad (4.59)$$

sonucu elde edilir. $\vec{\omega}$ vektörünün yatay bileşeninin bir daire çizmesi olayı 'Presesyon' olarak adlandırılır ve çocuk oyuncaklarından, dünyamıza kadar dönen pek çok cisimde gözlenir. Somut bir örnek olarak dünyanın çekim alanında, uç noktası sabit bir topacın hareketini inceleyelim:



Şekil 4.1 Örnek

M kütlesi düzgün dağılmış H yüksekliğinde, R yarıçaplı bir koninin kütle merkezi uç noktadan $3H/4$ uzaktır ve ana eksen etrafında dönme için eylemsizlik momenti ise

$$3/10 MR^2 \quad (4.60)$$

ile verilir.

$$\frac{d\vec{L}}{dt} = \vec{\tau} = \overrightarrow{D_{CM}} \times Mg(-\hat{z}) \quad (4.61)$$

$$\frac{\vec{L}}{3/10 MR^2 \omega_0} = \frac{\overrightarrow{D_{CM}}}{3/4 H} \quad (4.62)$$

bağlantılarından elde edilen

$$\frac{d\vec{L}}{dt} = \frac{5Hg}{2R^2 \omega_0} \quad (4.63)$$

olmak üzere

$$\begin{bmatrix} L_x \\ L_y \\ L_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sqrt{L^2 - L_{z0}^2} \cos(\Omega t) \\ \sqrt{L^2 - L_{z0}^2} \sin(\Omega t) \\ L_{z0} \end{bmatrix} \quad (4.64)$$

elde edilir.

4.3. Kamların Teorik Hesaplamaları

Kamların teorik olarak hesaplamaları hareket eğrilerinin normalizasyonu ile elde edilir.

Verilen eğrileri birbirleri ile karşılaştırmak için bu eğrilerin "normalize" edilmesi gerekmektedir. Normalizasyon hareket denklemlerinde H, Ω ve β değerlerinin:

$$\Omega = 1 \text{ rad/s}$$

$$H = 1 \text{ birim}$$

$$\beta = 1 \text{ radyan}$$

olarak alınması ile yapılır. Karşılaştırmak için şekilde çeşitli eğrilerin hız, ivme ve ivme değişim diyagramları gösterilmiştir. C_v , C_a ve C_j , normalize edilmiş hareket eğrilerinin maksimum hız, ivme ve ivme değişim değerleridir. Herhangi H, Ω ve β değeri için maximum hız, ivme ve ivme değişim değeri (sadme) bulunmak istendiğinde:

$$v_{max} = C_v \frac{H}{\beta} \omega \quad (4.65)$$

$$a_{max} = C_a \frac{H}{\beta^2} \omega^2 \quad (4.66)$$

$$j_{max} = C_j \frac{H}{\beta^3} \omega^3 \quad (4.67)$$

olarak elde edilir. Herhangi bir H yükselme ve β kam dönme hareketi için yazmak istediğimizde, normalize edilmiş eğri denklemini H ile çarpmak ve ϑ açısı yerine ϑ/β yerleştirmek yeterlidir. Örneğin normalize edilmiş üçüncü derece hareket eğrisi:

$$s = 3\theta^2 + 2\theta^3 \quad (4.68)$$

olarak verildiğinden, denklemi H ile çarpar ϑ açısı yerine ϑ/β yerleştirir isek:

$$s = H \left[3 \left(\frac{\vartheta}{\beta} \right)^2 - 2 \left(\frac{\vartheta}{\beta} \right)^3 \right] \quad (4.69)$$

olacaktır veya:

$$s = H \left(\frac{\vartheta}{\beta} \right)^2 \left(3 - 2 \frac{\vartheta}{\beta} \right) \quad (4.70)$$

dir.

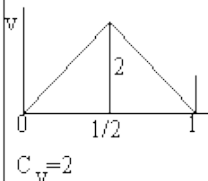
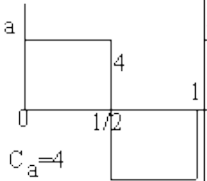
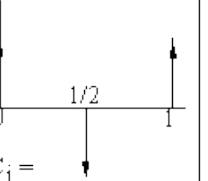
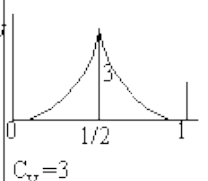
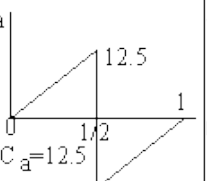
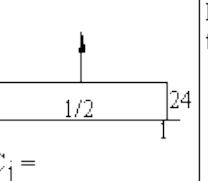
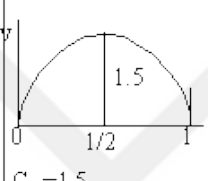
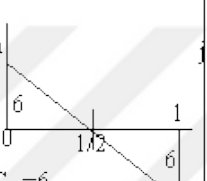
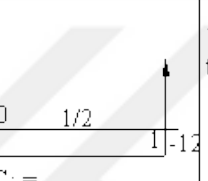
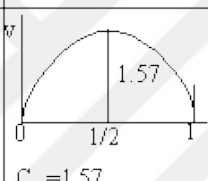
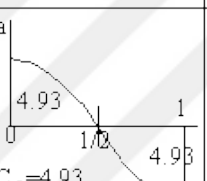
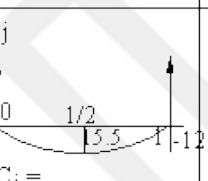
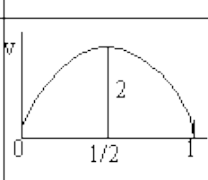
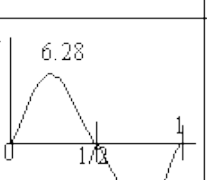
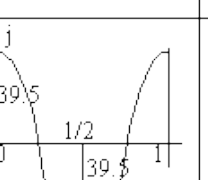
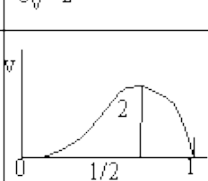
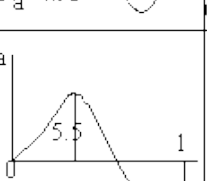
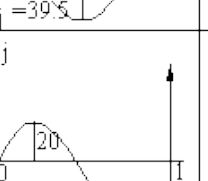
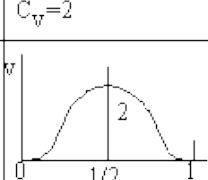
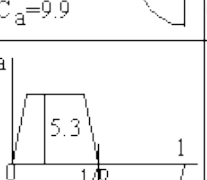
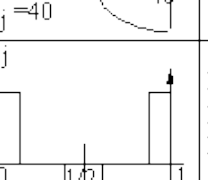
ve bu eğrinin maksimum hız ve ivme değerleri:

$$v_{max} = 1,5 \times H \times \omega / \beta \quad (4.71)$$

$$a_{max} = 6H(\omega / \beta)^2 \quad (4.72)$$

dir.

Tablo 4.1. Kam hareket eğri tablosu

Hareket Eğrisi	Hız	İvme	Sadrne	Not
Parabolik $0 < \theta < 1/2$ $s = 2 \theta^2$ $1/2 < \theta < 1$ $s = 1 - 2 (1 - \theta)^2$	 $C_v=2$	 $C_a=4$	 $C_j =$	Boşluk sorunları vardır
Üçüncü derece eğri #1 $0 < \theta < 1/2$ $s = 4 \theta^3$ $1/2 < \theta < 1$ $s = 1 - 4 (1 - \theta)^3$	 $C_v=3$	 $C_a=12.5$	 $C_j =$	Kullanılması tavsiye edilmez
Üçüncü derece eğri #2 $s = 3 \theta^2 - 2 \theta^3$	 $C_v=1.5$	 $C_a=6$	 $C_j =$	Yüksek hızlar için tavsiye edilmez
Basit harmonik $s = 1/2(1 - \cos(\pi \theta))$	 $C_v=1.57$	 $C_a=4.93$	 $C_j =$	Orta ve düşük hızlar için olumlu
Sikloid $s = \frac{1}{\pi}(\pi \theta - \frac{1}{2} \sin(2 \pi \theta))$	 $C_v=2$	 $C_a=4.93$	 $C_j=39.5$	Hassas imalat yapılabilir ise yüksek hızlarda olumlu
Çift harmonik $s = 1/4 - 1/2 \cos(\pi \theta) + 1/4 \cos(2 \pi \theta)$	 $C_v=2$	 $C_a=9.9$	 $C_j=40$	Bekleme-Hareket eğrileri için en uygun eğridir.
Trapez ivme	 $C_v=2$	 $C_a=5.3$	 $C_j=44$	Hassas imalat yapılabilir ise yüksek hızlarda çok iyi

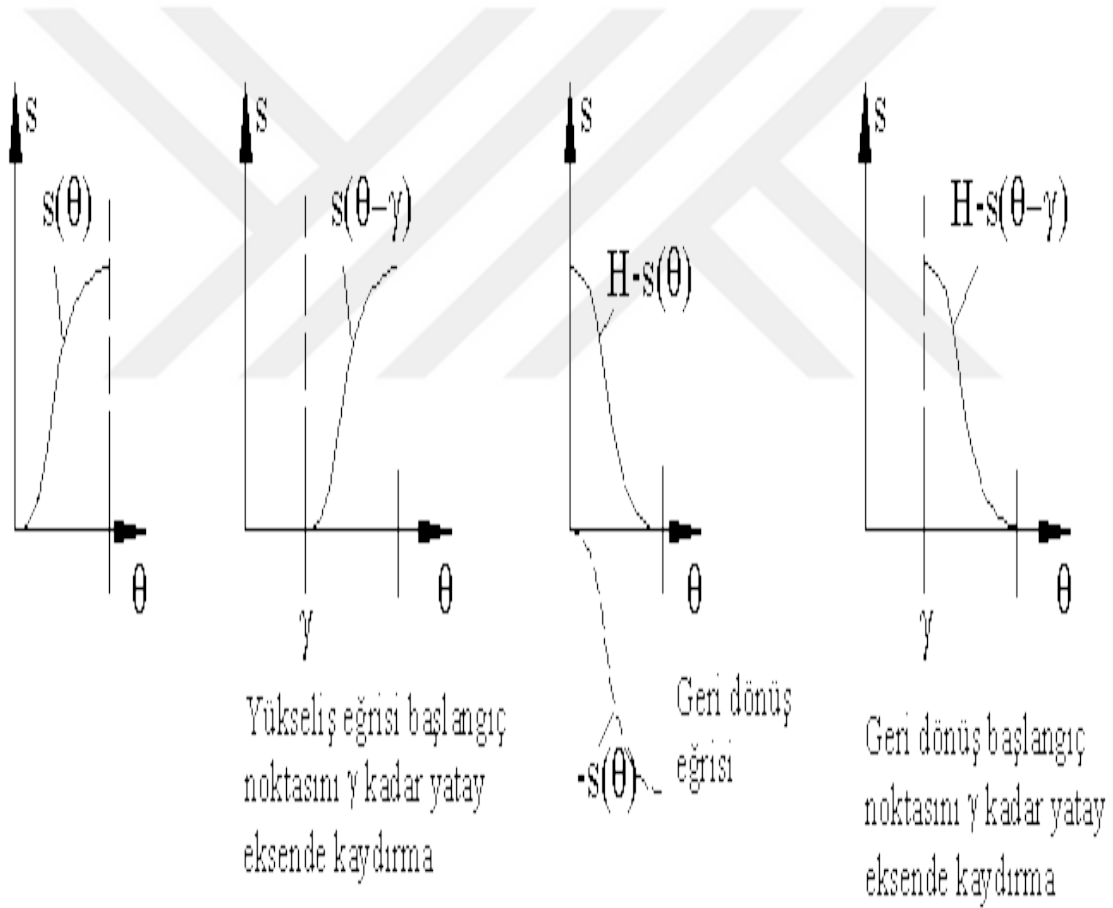
$\theta = 0$ ' dan başlayan ve $\theta = \beta$ da $s=H$ kadar yükselen bu eğriler, merkez değiştirme ve H yüksekliğinden çıkarma yapılarak geri dönüş eğrisi olarak da kullanılabilir. Bu işlemler

şekilde gösterilmektedir. Örneğin eğrinin $\vartheta = \gamma$ açısında yükselmeye başlaması için eğri denkleminde her q terimi yerine $(\vartheta - \gamma)$ terimi yerleştirebilir, bu eğriyi geri dönüş eğrisi yapmak için ise, bu yükseliş eğrisi denklemini $(s(\vartheta))$, H değerinden çıkarmak gereklidir. $(f(\vartheta)=H-s(\vartheta))$ (4.73)

denklemini $\vartheta=0$ da başlayan geri dönüş denklemdir.

$$f(\vartheta)=H-s(\vartheta - \gamma) \quad (4.74)$$

ise $\vartheta = \gamma$ da başlayan geri dönüş denklemini olur). Çift harmonik dışında tüm eğriler simetrik olduğundan elde edilen eğriler yine istenilen özelliklere sahip olacaktır.



Şekil 4.2. Kam eğrileri

5. PEÇETE PAKETLEME MAKİNELERİNİN YÜKSEK HIZLI KAM MEKANİZMALARI

5.1. MSC. Adams Programı

Mekanik sistemlerin simülasyonunu yapan bir yazılımdır. Sistemlerin titreşim davranışını analiz eder, kuvvetleri ve ivmeleri hesaplar. Kompleks sistemlerin hareketini belirler. MSC. ADAMS programı kullanılarak tasarlanan mekanik sistem, pahalı prototipler yapmadan ve birçok test gerçekleştirmeden, simüle edilebilmektedir.

İmalatçılar, bu mekanik sistem simülasyonu programına endüstrilere özel ürünleri de ekleyerek, kendi endüstrilerine özel bilgilere ulaşabilirler, mühendislik süreçleri için uygun hale getirilmiş şablonlardan yararlanabilirler ve gerçeğe uygun sanal prototipler geliştirerek kritik tasarım kararları alabilirler.

5.1.1. Avantajları

- Daha güvenli bir test ortamında çalışarak, test süreci daha iyi kontrol edebilmektedir, ekipman yetersizliklerinden dolayı ortaya çıkacak veri kaybı önlenebilmektedir.
- Ürün geliştirme sürecinin her aşamasında ulaşılabilecek yeni bilgiler ile risk azaltılabilmektedir.
- Fiziksel prototip testlerine kıyasla, dizayn değişiklikleri daha hızlı ve düşük maliyetli olarak analiz edilebilmektedir.
- Birçok tasarım incelenip sistem davranışı optimize edilerek kalite arttırılabilmektedir.
- Fiziksel ekipmanlar değiştirilmeden, test düzeneği modifiye edilmeden, kolayca değişik analizler yapılabilmektedir.

5.1.2. Uygulama Alanları

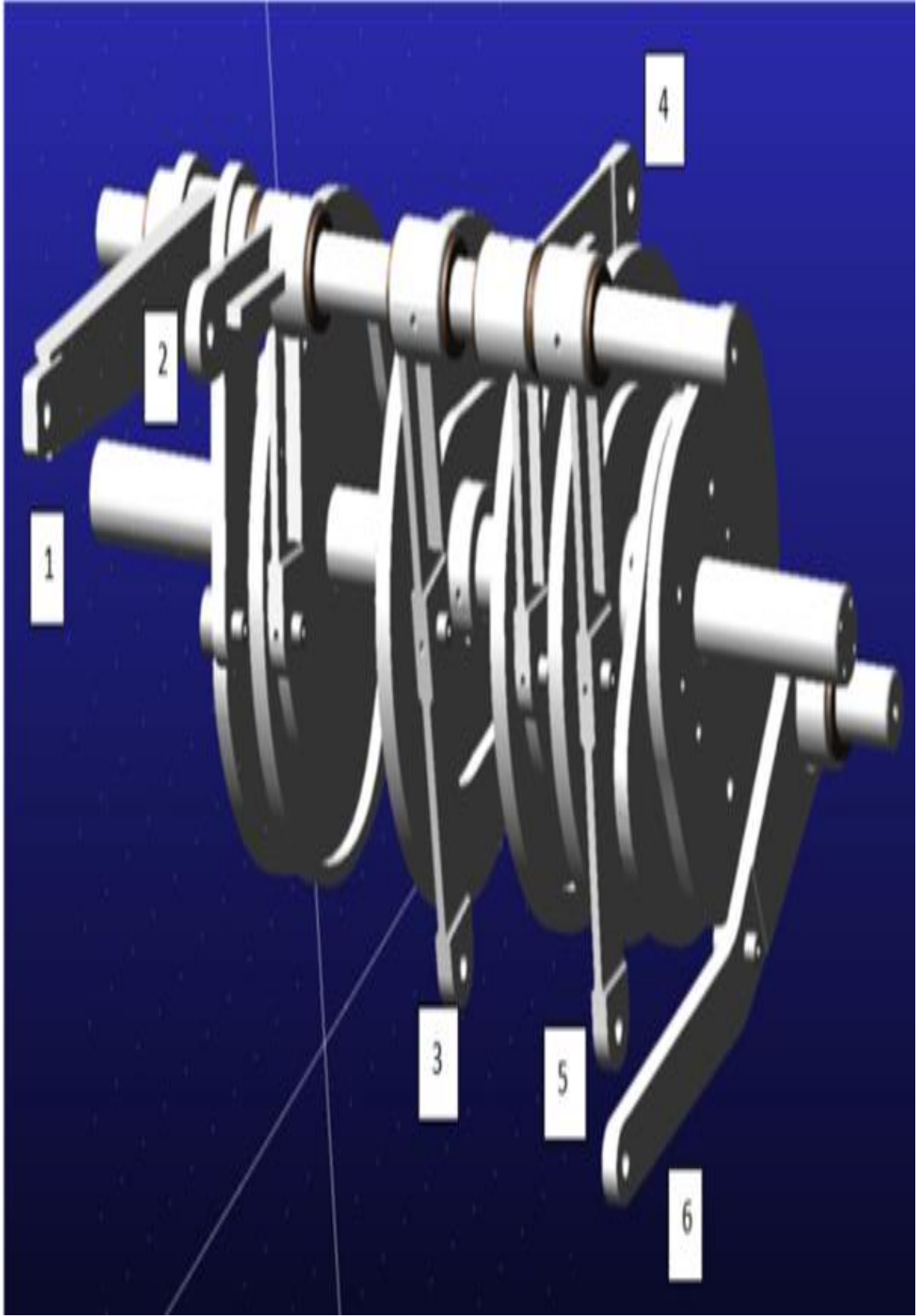
- Uçak imalatçılarına, uçuş güvenliğini arttırmak için, uçuş kontrol tasarımlarını anlamaları ve uyum konularında yardımcı olur.
- Taşıt dinamiği simülasyonları, gürültü ve dayanıklılık testleri sayesinde otomotiv imalatçılarının araç geliştirme sürelerini kısaltmalarına destek olur.
- Makine üreticilerine mevcut tasarımlarının geliştirilmesi için yardımcı olur.

5.2. Kam Mekanizmasının Dinamik Simülasyonu

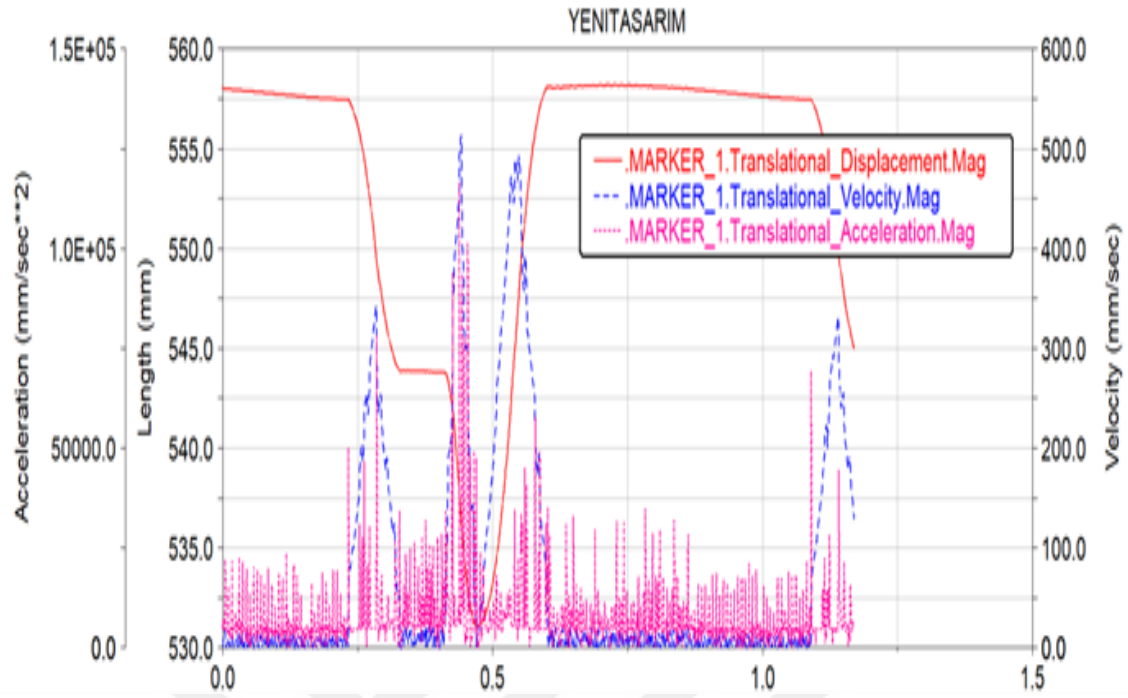
Tasarlanan kam mekanizmalarının, yeni paketleme makinasındaki çalışma koşulları göz önüne alınarak analizleri gerçekleştirilmiştir. Kamların üzerine yerleştirildiği ana mil planlanan çalışma hızı olan 70 dev/dak dönme hızıyla döndürülmüştür. Elde edilmesi istenen ilk sonuçlar kinematik büyüklükler olan takipçilerin yer değiştirme, hız ve ivme verileridir. Bu amaçla her bir takipçilerin uç noktalarını markerlar yerleştirilmiştir. Analiz sonucunda postprocessing adımı, bu marker noktalarının yer değiştirme, hız ve ivme değerleri işlenmiştir. Analiz sonrasında elde edilen sonuçlar her bir takipçi için ayrı olarak Şekil 5.1.'de verilmiştir. Burada verilen hız ve ivmenin büyüklükleri sırasıyla mm/sn. ve mm/sn² cinsinden olup, zamanla değişimi gösterilmiştir.



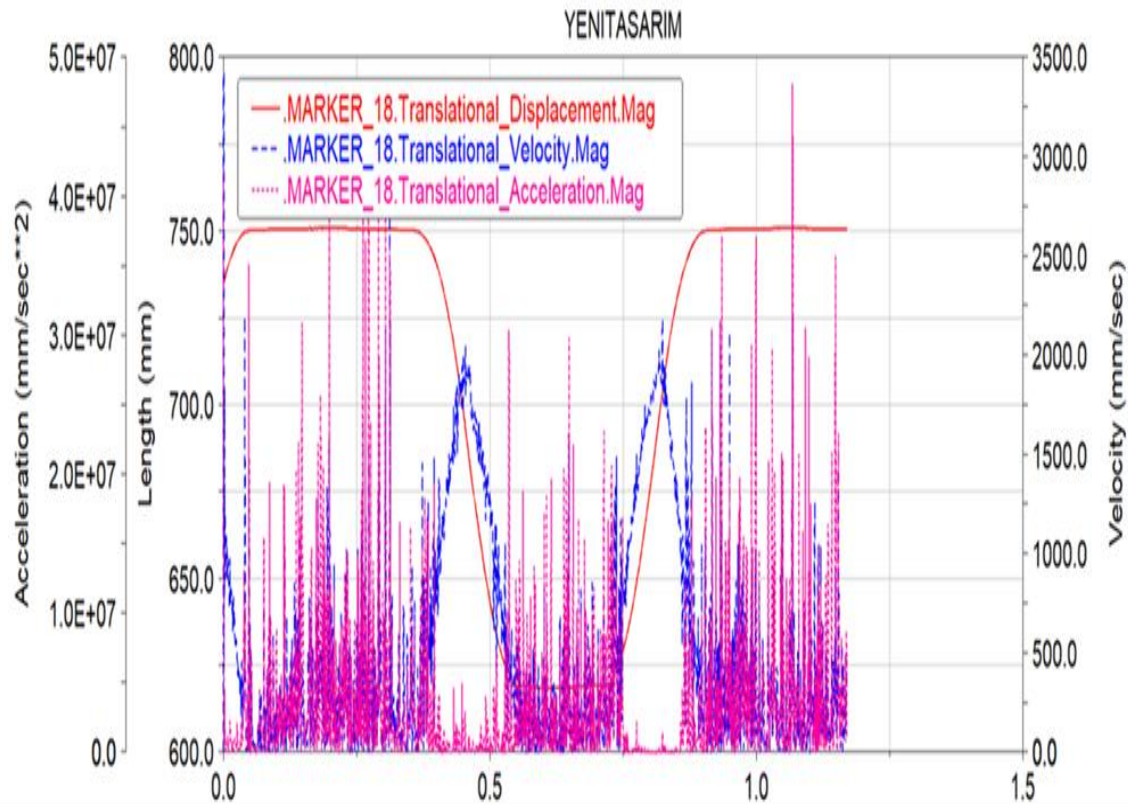
Şekil 5.1. Kam simülasyonu



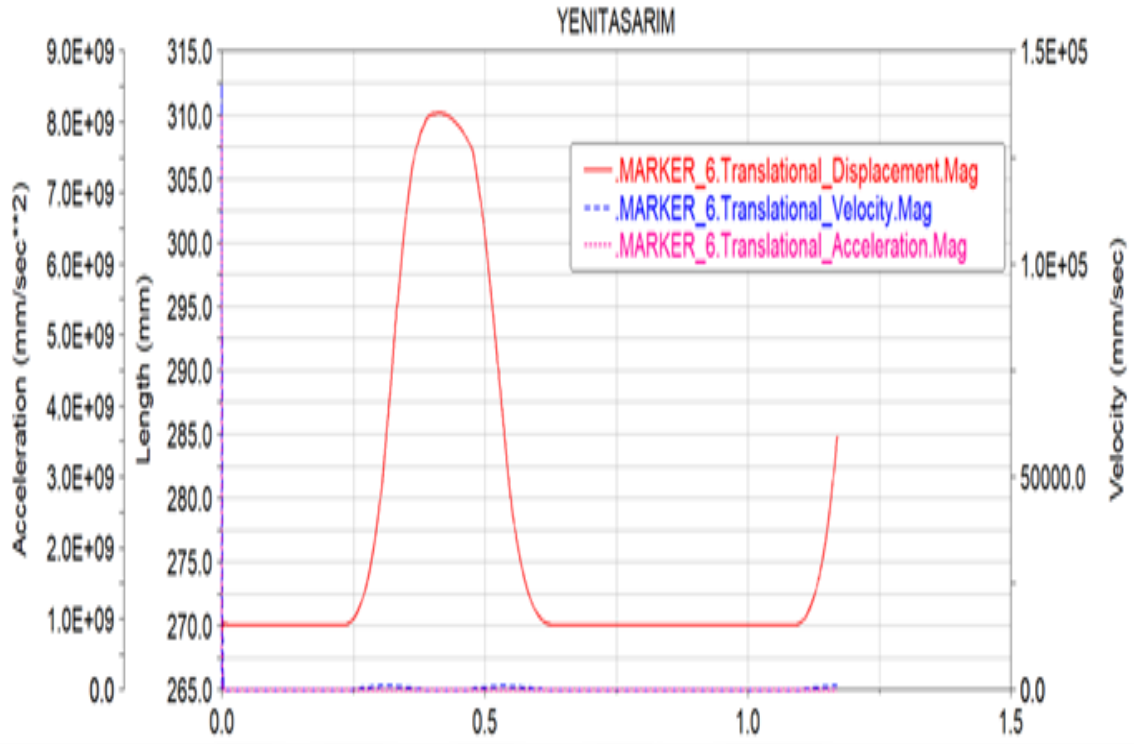
Şekil 5.2. Tasarlanan kam mekanizması ve takipçileri (1-6).



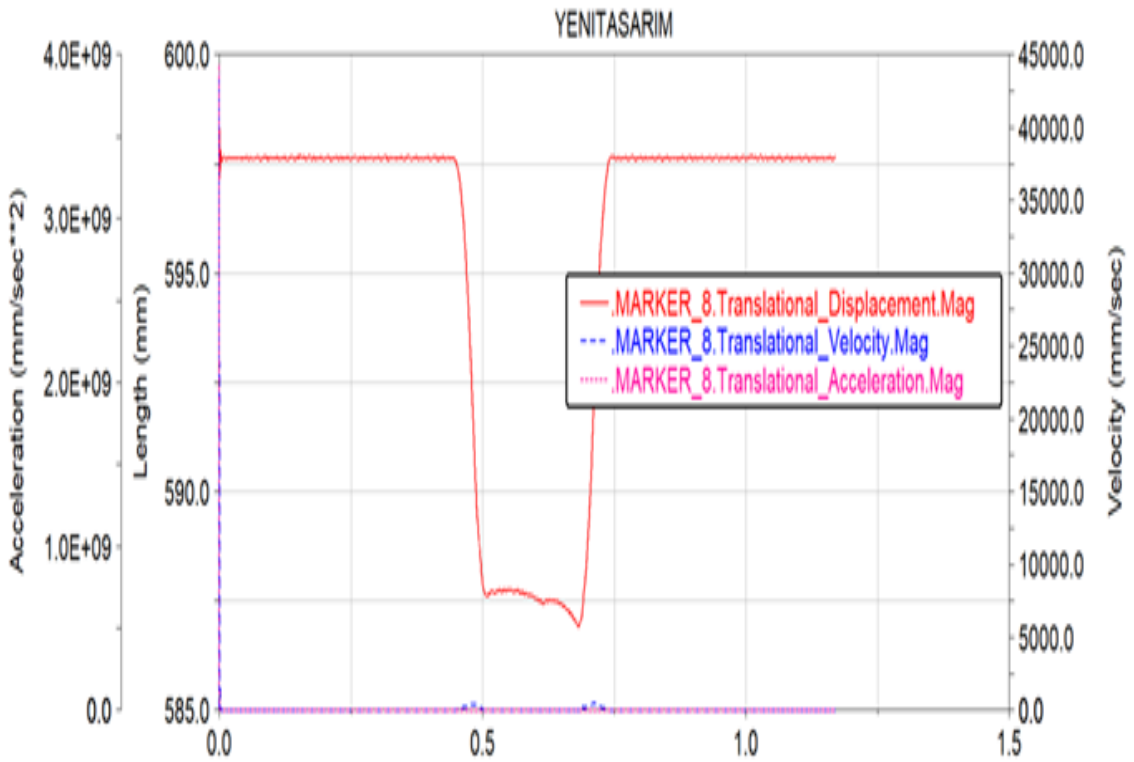
Şekil 5.3. Takipçi 1 için yer değiştirme, hız ve ivme profilleri.



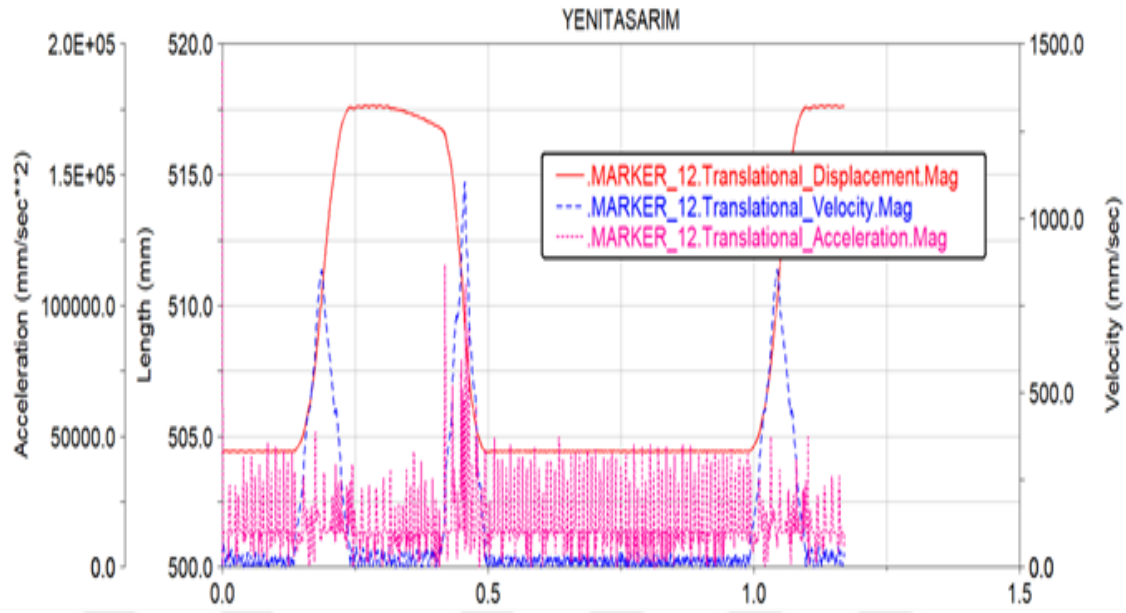
Şekil 5.4. Takipçi 2 için yer değiştirme, hız ve ivme profilleri.



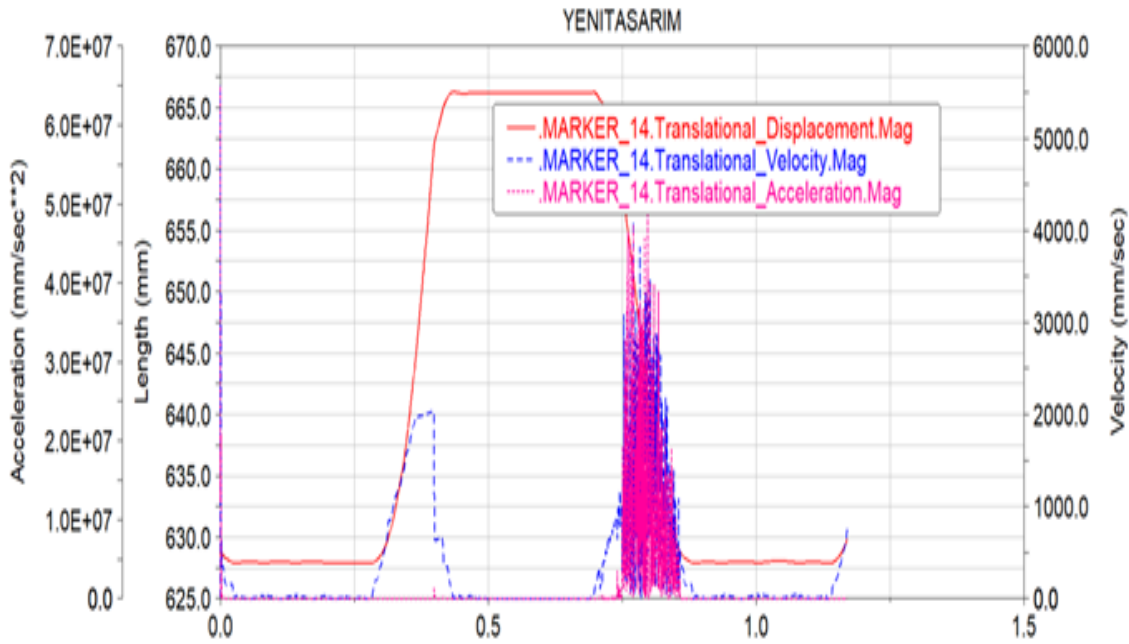
Şekil 5.5. Takipçi 3 için yer değiştirme, hız ve ivme profilleri.



Şekil 5.6. Takipçi 4 için yer değiştirme, hız ve ivme profilleri.

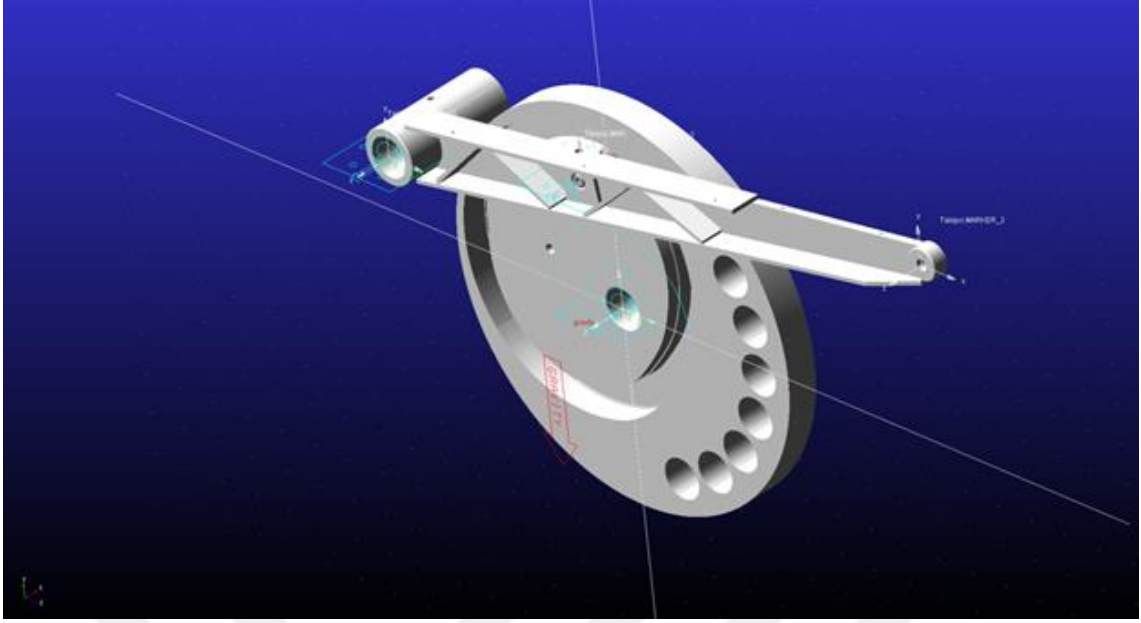


Şekil 5.7. Takipçi 5 için yer değiştirme, hız ve ivme profilleri.



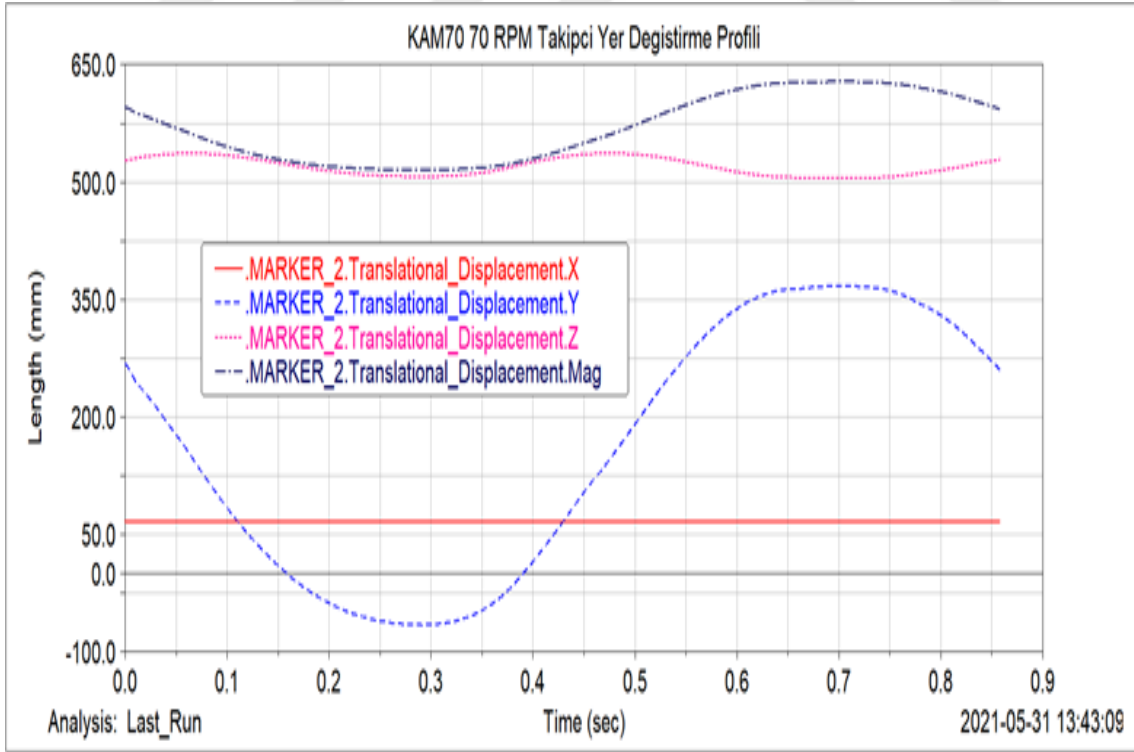
Şekil 5.8. Takipçi 6 için yer değiştirme, hız ve ivme profilleri.

Takipçilerin ivme profilleri incelendiğinde en yüksek ivme değerleri, Şekil 5.8.'de verilen takipçi 6 için bulunmuştur. Burada karşılan ani ivme dalgalanması ile karşılaşılmıştır. Takipçi 1, 2 ve 6 tablolarında gözüktüğü üzere değerler geliştirilmelidir ve buna uygundurlar. Şekillerde gösterilen tablolarda ki değerler sınır değerleri içindedir.

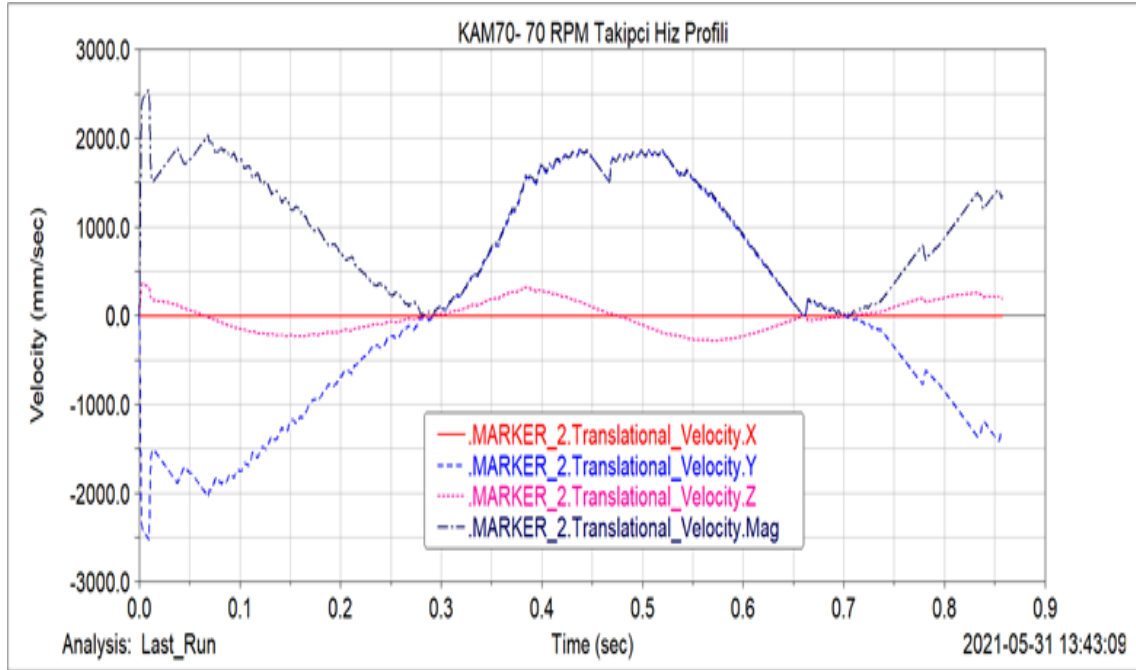


Şekil 5.9. Tasarlanan kam mekanizması ve takipçileri

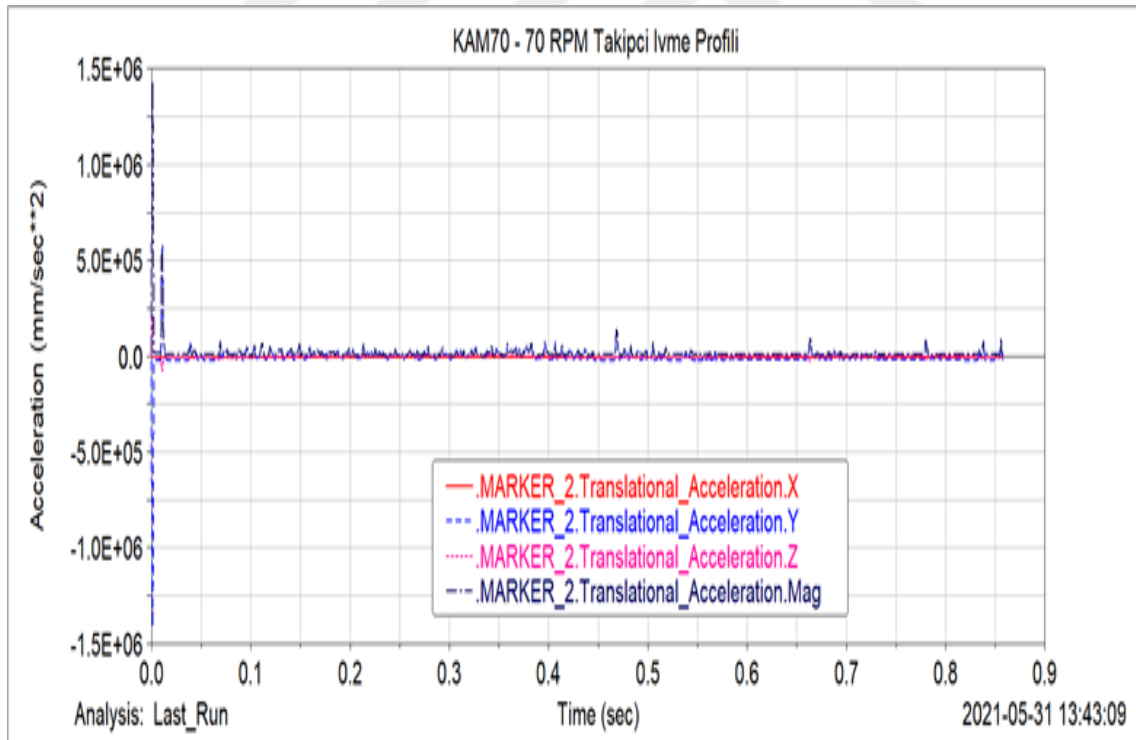
Şekil 5.9.' da ki Takipçinin (Takipci.MARKER_2) 70 RPM (420d/sn) hızında yer değiştirme, hız ve ivme profili aşağıda verilmiştir. Simülasyon süresi $t_f=0.858$ sn.



Şekil 5.10. Takipçi için yer değiştirme profili



Şekil 5.11. Takipçi için hız profili

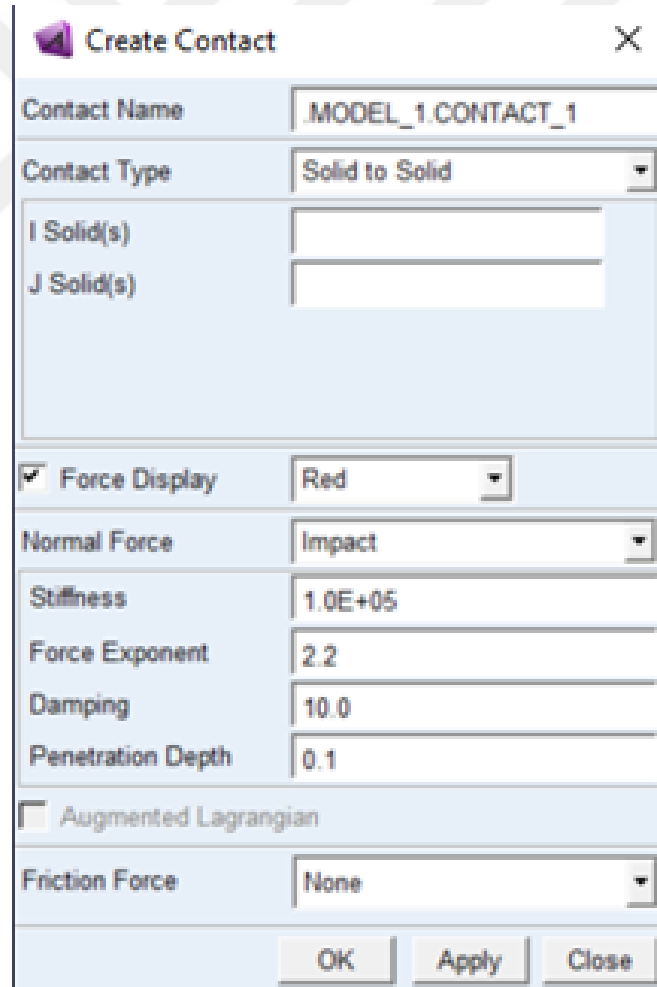


Şekil 5.12. Takipçi için ivme profili

5.3. Temas Kuvvetlerinin Bulunması

Paketleme makinesi için tasarlanan yeni bir kam mekanizmasının 70 parça/dakika üretim hızıyla titreşimsiz olarak çalışması hedeflenmiştir. Çünkü titreşim hem hızı hem de ürün limitlerini etkileyen bir olgudur. Hem titreşim hem de yıpranmanın engellenmesi adına kam mekanizması ve takipçiler arasında temas kuvvetlerinin şiddeti büyük önem taşımaktadır. Şekil 5.13.'de gösterildiği üzere, hareket girişinde kullanılan altı adet kam mekanizmasını ve takipçileri üzerindeki temas kuvvetleri, katı-katı temas modeli kullanılarak bulunmuştur.

(Adams View User Guide, 2017). Temas kuvvetlerinin bulunması için kullanılan analiz, kamları taşıyan ana mil 70 dev/dak. hızla bir tur atacak şekilde koşturulmuştur.



Contact Name		MODEL_1.CONTACT_1
Contact Type		Solid to Solid
I Solid(s)		
J Solid(s)		
☒ Force Display	Red	
Normal Force		Impact
Stiffness		1.0E+05
Force Exponent		2.2
Damping		10.0
Penetration Depth		0.1
☐ Augmented Lagrangian		
Friction Force		None
OK		Apply
		Close

Şekil 5.13. Katı-katı temas modeli.

Dinamik analiz sonucunda büyük takipçiler ve kam mekanizması üzerindeki bütün temas kuvvetleri elde edilmiştir. Bu bölümde sadece görülen en büyük kuvvet verilmiştir. (Şekil 5.14.).



Şekil 5.14. En büyük temas kuvvetinin zamanla değişimi.

5.4. Bulgular

İlgili peçete makinesinin 40 paket/dakika çalışan versiyonu baz alınarak ve makine üzerinde yapılan hız ve titreşim ölçüleri sonucunda kamların yeni şekilleri belirlenmiştir. Öncelikle baz alınana 40 paket/dakika çalışan makine mevcut hali ile 45 sonrasında 50 ve 55 ardından 60 paket/dakika hızlarında çıkartılarak gözlemlenmiştir. Aynı zamanda titreşim ve hız ile oluşan sonuçlar kayıt altına alınmıştır. Bu kayıtlar ile yapılan program üzerinde ki analizler sonucunda yeni kam tasarımlarına başlanmıştır. Yeni kam tasarımları sırasında baz alınan makinede ki eksikliklerin tamamlanması adına da revizyonlar yapılmıştır. Bu revizyonlar;

Kam üzerinde ki takipçilerin oluşturduğu boşluklar fazladan titreşim ve ses oluşturduğu için bu sorun ortadan kaldırılmıştır. Sorunun ortadan kaldırılması için çift kollu takipçi tasarımı uygun görülmüştür. Bu sayede takipçi hiçbir zaman kam üzerinden ayrılma durumu göstermemiştir.

Çift kollu takipçi kolu aynı zamanda takipçi üzerine düşen kuvvetleri azaltmıştır. Bu sayede takipçi ömürleri uzamıştır. Makinenin mevcut çıkarttığı ses azalmıştır ve daha konforlu bir çalışma sahası oluşumunda bir adım daha atılmıştır.

Oluşturulan yeni sistem kamları bulunan bulgular ile birlikte daha ileriye doğru geliştirilmesi mümkün olduğu görülmüştür.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yeni paketleme makinası için 6 adet giriş kamı Autodesk Inventör ile tasarlanmıştır. Tasarlanan kam mekanizmasının dinamik simülasyon analizi Adams yazılımı aracılığıyla yapılmıştır. Kam-takipçi katı modelleri, mekanizmasının dinamik özelliklerini incelemek üzere Adams yazılımında geliştirilen dinamik simülasyonda kullanılmıştır. Hesaplanan hız, ivme ve yer değiştirme değerleri yardımıyla sistemin optimum çalışma koşulunu 70 dev/dakika olduğu görülmüştür. Ayrıca 70 parça/dakika üretim limiti de bu gelişmiş devir seviyesinin bir sonucudur.

İleride yapılması düşünülen çalışmada, kamları taşıyan ana şaft üzerindeki kuvvetlerin bulunmasıdır. Bu kuvvetler, paketleme makinesinin geçici durum analizleri için kullanılacak olan Sonlu Elemanlar Modelinin (SEM) giriş ana verileri olarak kullanılabilecektir.

Analizi yapılan takipçiler arasında geliştirilmesi gereken durumlar saptanmıştır. Bu durumlar yer değiştirme, hız ve ivme değerlerinden yola çıkılarak bulunmuştur.

Takipçilerin yer değiştirme esnasında hız ve ivmelerinin lineer ve çok artış göstermemeleri çalışma prensipleri bakımından daha iyidir çünkü daha az titreşim ve daha az ses çıkartırlar. Takipçi üzerine yüklenen yük azalır ve ömürleri uzatılır.

Bu sebepler doğrultusunda kanallı disk kamlar ve çift kollu takipçiler kullanılmıştır.

1,2 ve 6 numaralı takipçilerin grafiklerinde bulunan değerler iyileştirme yönünde çalışmaya açıktır. 3 ve 4 numaralı takipçilerin grafik değerleri normaldir. Bütün takipçilerin grafik değerleri kabul edilebilir sınırlar içerisindedir.

Bu bulgular ile imalatı tamamlanan makinenin deneme çalıştırmaları başarı ile tamamlanmış 70 dakika/parça test çalıştırmalarının hepsini başarı ile gerçekleştirmiştir.

Makine testleri sonucunda satış işlemleri gerçekleştirilmiştir ve müşteri sahasında hala sorunsuz bir biçimde çalışmaya devam etmektedir.

KAYNAKLAR

Adams View User Guide (2017), MSC Software.

Chang, D. G., Zong, R., and An, C. F. (2012), “Dynamics Simulation Analysis of Roller Gear Indexing Cam Mechanism with Friction Gap”, Advanced Materials Research: 213-217 Volume: 426.

Ge, R., Wang, J. and Zhang, C. (2017), “Model and Simulation of Globoidal Cam Mechanisms with Oscillating and Dual Stopping Followers”, International Conference on Mechanical, Aeronautical and Automotive Engineering, February 25-27, 2017, 1-5, Malaysia.

Ouyang, T., Wang, P., and Huang, H. (2017), “Cam profile optimization for the delivery system of an offset press”, Proc IMechE Part C: J Mechanical Engineering Science: 4287–4297 Volume: 231, Issue: 23.

Rajput, R. S., Gangele A., and Israr, M. (2017), “Modeling And Simulation For Dynamic Analysis of Cam and Follower of Valve Train System For The Prediction of Wear-Rate”, International Journal of Mechanical Engineering and Technology: 750-758 Volume: 8, Issue: 7, July 2017.

Rigid Body Dynamics Algorithms Roy Featherstone – Library of congress control number: 2007936980 ISBN 978-0-387-74314-1 ISBN 978-1-4899-7560-7 (ebook)

Rothbart, H. A. (2004), “Cam Design Handbook”, First Edition, McGraw-Hill, USA.

Söylemez, E. (2010), “Mekanizma Tekniği”, Güncelleştirilmiş Üçüncü Baskı, Birsen Yayınevi, İstanbul.

URL1.http://www.cs.rpi.edu/~trink/sim_packages.html, (20 Şubat 2023)

URL2.<https://www.mscsoftware.com/product/adams>, (3 Mart 2023)

URL3.http://makted.org.tr/wpcontent/uploads/kaynaklar/mekanizma_teknigi_konu_anlatimi/ch8/sec3/harEgNor.html, (17 Mart 2023)

URL4.<http://www.phys.boun.edu.tr/~beker/wp-content/uploads/2018/12/CM-5-.pdf>, (18 Mart 2023)

URL5.<https://www.cs.umd.edu/class/fall2022/cm828X/LEC/rbd1.pdf>, (2 Mayıs 2023)

URL6.<https://asmedigitalcollection.asme.org/appliedmechanicsreviews/article/71/5/050804/726097/Tensor-Train-Accelerated-Solvers-for-Nonsmooth>, (17 Mayıs 2023)

Zhang, Y., Li, R., Xiao, L. and Yang, J. (2012), “Study on Dynamic Simulation of Cam Mechanism Based on Pro/ E and ADAMS”, 2nd International Conference on

Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology, September 7-9, 2012, 1230-1232, China.



KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

Çobanbaş.E., Sarı.U.C., Kesmen B., Ulusoy U., Zeren S., (2021). Paketleme Makinesi İçin Yeni Bir Kam Mekanizmasının Katı Cisim Dinamik Analizi. *2nd International Istanbul Modern Scientific Research Congress* , İstanbul, Turkey 23-25 Aralık 2021



ÖZGEÇMİŞ

2020 yılında Sakarya Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Mekatronik Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 2021 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Mekatronik Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans eğitime başladı ve sürdürmektedir.

