

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ÇELİK ve PLASTİK ZİNCİRLİ KONVEYÖRLER,  
BUNLARIN TASARIM KRİTERLERİNİN İNCELENMESİ**

Makine Müh. C. Oktay AZELOĞLU

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı : Prof. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ**

**İSTANBUL, 2006**

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	iv
KISALTIMA LİSTESİ .....	vii
ŞEKİL LİSTESİ .....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ .....	ix
ÖNSÖZ.....	x
ÖZET .....	xi
ABSTRACT .....	xii
1 ZİNCİRLİ KONVEYÖRLER .....	1
1.1 Konveyörlerin Sınıflandırılması .....	1
1.2 Zincirli Konveyörlerin Sınıflandırılması .....	2
2 ÇELİK ZİNCİRLİ KONVEYÖRLERİN ANA BÖLÜMLERİ .....	3
2.1 Zincir .....	3
2.1.1 Yuvarlak Baklılı Zincirler .....	4
2.1.2 Döküm ve birleşim zincirleri .....	6
2.1.3 Mafsallı Zincirler .....	7
2.1.4 Zincir Dişli Çarkları .....	15
2.2 Ara Destekler .....	17
2.3 Gerdirme Düzeni .....	18
2.4 Tahrik Düzeni .....	20
2.5 Şasi .....	22
3 ÇELİK ZİNCİRLİ KONVEYÖRLERİN TASARIM KRİTERLERİ .....	23
3.1 Zincirli Konveyörlerin Kapasitesi .....	23
3.2 Direnç Kuvvetleri .....	25
3.2.1 Zincirli Konveyörlerde Direnç ve Güç .....	28
3.2.1.1 Ayrı Kesitlerdeki Direnç .....	28
3.2.1.2 Etkin Çekme Kuvvetinin ve Motor Gücünün Belirlenmesi .....	31
3.3 Zincirin Mukavemet Kontrolü .....	33
3.3.1 Pim Çapının ve Zincir Ek Yerlerindeki Özgül Basıncın Belirlenmesi .....	33
3.3.2 Burç Dış Çapının Belirlenmesi .....	37
3.3.3 Lamelli Baklıların Enine Kesitinin Belirlenmesi .....	38
3.3.4 Zincir Boyutlarıyla Emniyet Katsayısı Arasındaki Bağntı .....	40
3.4. Zincirli Konveyörlerin Tasarımına Etki Eden Dinamik Olaylar .....	41
3.4.1 Zincirin Hızı ve İvmesi .....	41
3.4.1.1 Zincir Dişlilerinde Minimum ve Maksimum Diş Sayıları .....	44
3.4.2. Zincirdeki Dinamik Yükler .....	46

3.4.2.1	Dengeleme arkları.....	47
3.4.3	Zincir Titreşimleri.....	49
3.5	elik Zincirli Konveyörlerin Tasarımına Etki Eden Faktörlerin İrdelenmesi.....	51
4	PALETLİ KONVEYÖRLER.....	54
4.1	Paletli Konveyörlerin Avantajları ve Sakıncaları.....	55
4.2	Paletli Konveyörlerin Konstrüksiyonu.....	56
4.2.1	Zincir.....	56
4.2.2	Paletler.....	57
4.2.3	Tahrik Birimi.....	59
4.2.4	Güç Aktarma Düzeni.....	59
4.2.5	Gerdirme Düzeni.....	59
4.2.6	Konveyör Şasisi.....	60
4.3	Doğrusal Olmayan Paletli Konveyörler.....	60
4.4	Örnek Paletli Konveyör Tasarımı.....	62
4.4.1	Konveyörün Ana Parametrelerinin Belirlenmesi.....	62
4.4.2	ekme Kuvvetinin ve Motor Gücünün Hesabı.....	63
4.4.3	Zincir, Zincir Dişlileri ve Devir Sayısının Belirlenmesi.....	65
5	PLASTİK ZİNCİRLİ KONVEYÖRLER.....	67
5.1	Plastik Zincirli Konveyörlerin Ana Bölümleri.....	67
5.1.1	Plastik Zincir.....	68
5.1.2	Kayma Şeridi.....	69
5.1.3	Tahrik Ünitesi.....	69
5.1.4	Saptırma Ünitesi.....	70
5.1.5	Gövde.....	70
5.1.6	Diğer Elemanlar.....	71
5.2	Plastik Zincirli Konveyörlerin Tasarım Kriterleri.....	72
5.2.1	Plastik Zincirli Konveyörlerin Kapasitesi.....	72
5.2.2	Maksimum ekme Kuvvetinin Hesabı.....	72
5.2.3	Motor Gücü ve Devir Sayısının Hesabı.....	76
5.2.4	Plastik Zincirli Konveyörlerde Sıcaklık Etkisi.....	77
5.2.5	Plastik Zincirli Konveyörlerde Emniyet Katsayıları.....	79
5.3	Örnek Plastik Zincirli Konveyör Tasarımı.....	80
5.3.1	ekme Kuvvetinin Hesabı.....	80
5.3.2	Motor Gücü ve Devir Sayısının Hesabı.....	82
6	SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	83
	KAYNAKLAR.....	84
	ÖZGEÇMİŞ.....	85

## SİMGE LİSTESİ

$p, t$	Zincirin hatvesi (adımı)
$d$	Çap
$b$	Yuvarlak baklılı zincirin dıştan dışa genişliği
$R$	Yarıçap
$\delta$	Düzensizlik oranı
$z$	Zincir dişli çarkı diş sayısı
$G_g$	Gerdirme ağırlığı
$S, F$	Zincirin çekme kuvveti
$K$	Katsayı
$i$	Tambur bloğu sayısı
$q, q_p$	Yükün metre başına ağırlığı
$q_0$	Zincirin metre başına ağırlığı
$v$	Konveyör hızı
$G$	Her bir parçanın ağırlığı
$G_2$	$z$ sayıda parça yığınının ağırlığı
$a$	Parçalar veya yığınlar arasındaki mesafe
$Q$	ton/saat cinsinden kapasite
$t_1$	Yüklerin geçişleri arasındaki zaman aralığı
$Z$	parça/saat cinsinden kapasite
$Q_{ort}$	Ortalama kapasite
$K'$	Besleme düzensizliği için katsayı
$H$	Yükseklik
$N$	Güç
$\eta$	Verim
$W$	Direnç kuvveti
$L$	Yükün taşınacağı mesafe
$\omega'$	Direnç katsayısı
$G_0$	Taşıyıcı elemanın ağırlığı
$\beta$	Eğim açısı
$\mu$	Sürtünme katsayısı
$C$	Katsayısı
$k$	Yuvarlanma sürtünmesi katsayısı
$D$	Tekerlek çapı
$M$	Eğilme momenti
$\sigma$	Eğilme gerilmesi
$\tau$	Kesme gerilmesi
$P$	Özgül basınç
$r$	Pim deliği yarıçapı
$v_0$	Dişin çevresel hızı
$\alpha_0, \varphi$	Açı değerleri
$\omega$	Açısal hız
$j'$	Zincirin ivmesi
$\Delta p$	Hatvedeki uzama miktarı
$J_A$	Teorik dinamik etki

$n_t$	Rezonans devir sayısı
$f_{tz}$	Diş sayısı ve çevrim oranı faktörü
$\lambda$	Serbestlik derecesinin mertebesi
$\nu$	Serbestlik derecesinin uyarı mertebesi
$F$	Zincire etki eden kuvvet
$F_K$	Zincirin kopma yükü
$c_{rel}$	Relatif zincir rijitliği
$I_1, I_2$	Atalet momentleri
$B$	Palet genişliği
$h$	Flanş yüksekliği
$A$	Palet ağırlığıyla ilgili katsayı
$q_{pa}$	Birikmeli çalışmada malın metre başına ağırlığı
$q_c$	Plastik zincirin metre başına ağırlığı
$k_\alpha$	Dönüş faktörü
$D_t$	Zincir dişli çarkının çapı
$n$	Dişli devir sayısı
$L_t$	Sıcaklık etkisiyle uzamış plastik zincir uzunluğu
$T$	Sıcaklık

## **KISALTIMA LİSTESİ**

DIN	Deutsches Institut für Normung
ACA	American Chain Association
ANSI	American National Standards Institute
POM	Poliasetal
PA	Poliamid
PP	Polipropilen
PC	Polikarbonat

## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	Zincir tipleri ..... 4
Şekil 2.2	Yuvarlak baklalı zincirler ..... 5
Şekil 2.3	Zincir makarası ..... 6
Şekil 2.4	Temper döküm kanca bakla birleşimi zincir ..... 7
Şekil 2.5	Mafsallı konveyör zinciri ..... 7
Şekil 2.6	Zinciri oluşturan elemanlar ..... 8
Şekil 2.7	Pimli zincir ..... 9
Şekil 2.8	Burçlu zincir ve zarflı zincir ..... 10
Şekil 2.9	Makaralı zincir ..... 10
Şekil 2.10	Plastik yataklı makaralı zincir ..... 11
Şekil 2.11	Konveyörler için uzun baklalı zincirler ..... 12
Şekil 2.12	Menteşeli transport zinciri ..... 12
Şekil 2.13	Bağlama ayaklı zincirler ..... 13
Şekil 2.14	Üzerine taşıyıcı doglar bağlanmış bir konveyör zinciri ..... 13
Şekil 2.15	K tipi ve F tipi bağlama ayakları ..... 13
Şekil 2.16	Taşıma makaralı zincirler ..... 14
Şekil 2.17	Uzun pimli zincir ..... 14
Şekil 2.18	F tipi bağlama ayaklı taşıma makaralı konveyör zinciri ..... 15
Şekil 2.19	Göbek yapıları itibariyle zincir dişli çarkları ..... 16
Şekil 2.20	Göbek - çember arası takviyeye göre zincir dişlileri ..... 16
Şekil 2.21	Zincirin bir kızak ile desteklendiği uygulama ..... 17
Şekil 2.22	Gerdirme düzenleri ..... 19
Şekil 2.23	Konveyör şasisi ..... 22
Şekil 3.1	Doğrusal kesitlerde dirençlerin belirlenmesi ..... 27
Şekil 3.2	Eğrisel kesitlerde dirençlerin belirlenmesi ..... 30
Şekil 3.3	Yeni bir zincir baklasında oluşan deformasyon ..... 34
Şekil 3.4	Çalışmış bir zincir baklasında yük dağılımı ..... 35
Şekil 3.5	İç zincir baklasında yük dağılımı ..... 38
Şekil 3.6	Zincir lamellerinde pim delikleri ..... 39
Şekil 3.7	Zincir dişlisi çevresinde dönen zincir ..... 42
Şekil 3.8	Zincirin hız ve ivme diyagramı ..... 43
Şekil 3.9	Diş sayısının fonksiyonu olarak zincir hızının düzgünlük oranı ..... 44
Şekil 3.10	Zincir hızının teorik düzgünlüğünün diş sayısına göre % değişimi ..... 45
Şekil 3.11	Diş sayısının zincir hızının değişimine etkisi ..... 45
Şekil 3.12	Ondüleli dişli çark biçiminde dengeleme çarkı ..... 48
Şekil 3.13	Kısa baklalı zincirli aktarmada dengeleme çarkı ..... 49
Şekil 4.1	Paletli konveyörler ..... 54
Şekil 4.2	Çekme elemanı zincirler ..... 57
Şekil 4.3	Palet çeşitleri ..... 58
Şekil 4.4	Gerdirme düzeni ..... 59
Şekil 4.5	Paletli konveyör şasisi ..... 60
Şekil 4.6	Doğrusal olmayan paletli konveyör ..... 61
Şekil 4.7	Bir paletli konveyörün hesaplama şeması ..... 62
Şekil 4.8	Bir paletli konveyörde zincir gerginliklerini gösteren şema ..... 65
Şekil 5.1	Yakıt enjektörü montaj hattı ..... 67
Şekil 5.2	Plastik zincirler ..... 69
Şekil 5.3	Kayma Şeridi ..... 69
Şekil 5.4	Tahrik dişlileri ..... 70

Şekil 5.5	Saptırma makarası.....	70
Şekil 5.6	Düz gövde profili .....	71
Şekil 5.7	Dönüş için gövde profili .....	71
Şekil 5.8	Tabla uygulaması .....	71
Şekil 5.9	Koli taşıyan bir uygulama .....	72
Şekil 5.10	Malzemenin yatay düzlemde doğrusal şekilde iletilmesi hali .....	73
Şekil 5.11	Malzemenin yatay düzlemde birikerek iletilmesi hali .....	73
Şekil 5.12	Malzemenin belirli bir eğimle iletilmesi hali.....	74
Şekil 5.13	Malzemenin yatayda belirli bir açıyla dönerek iletilmesi hali.....	74
Şekil 5.14	Abaqus yazılımında sonlu elemanlar ağı örülmüş plastik zincir baklası.....	78
Şekil 5.15	Yüksek sıcaklıkta müsaade edilen çekme kuvveti altında plastik zincir baklasında oluşan deformasyon değerleri.....	78
Şekil 5.16	Tasarımı yapılacak plastik zincirli konveyör.....	80
Şekil 5.17	Bölüm 1.....	81
Şekil 5.18	Bölüm 2.....	81
Şekil 5.19	Bölüm 3.....	82

**ÇİZELGE LİSTESİ**

Çizelge 3.1	Sürtünme direnç katsayısı $\omega'$ .....	28
Çizelge 4.1	A katsayısının değeri .....	58
Çizelge 5.1	Değişik açılar için tavsiye edilen dönüş faktörü değerleri .....	75
Çizelge 5.2	Konveyörün uzunluğuna bağlı olarak tavsiye edilen maksimum çekme kuvveti .....	76
Çizelge 5.3	Konveyörün hızına bağlı olarak tavsiye edilen maksimum çekme kuvveti .....	76
Çizelge 5.4	Tavsiye edilen servis faktörü değerleri .....	77
Çizelge 5.5	İşletme sıcaklığının çekme kuvveti ve uzama miktarına etkisi .....	79

## ÖNSÖZ

Konveyörler modern üretim tesislerinin vazgeçilmez elemanları olarak sanayide çok geniş bir kullanım alanına sahiptir. Her çeşit malın boşaltma, yükleme ve depolama işlemlerinde, minerallerin yer altı ve yer üstünde çok çeşitli mesafelere iletilmelerinde, imalat esnasında hammaddelerin ve yarı mamullerin taşınmasında, montaj hatlarında, merkezi posta idarelerinde, hava alanlarında, kısacası iş akışının mevcut olduğu her yerde ürünlerin bir yerden bir yere iletilmesi işleminde kullanılırlar.

Bu kadar çok kullanım alanına sahip olan konveyörler iletilen mala, kuvvet iletiminin şekline ve konstrüksiyon tipine göre çok çeşitli sınıflara ayrılabilirler. Bu bakımdan incelendiğinde önemli bir konveyör grubu olarak “zincirli konveyörleri” görmekteyiz. Her ne kadar zincirli konveyörler dendiğinde aklımıza hemen çelik zincirli konveyörler gelse de, plastik teknolojisinin gelişmesiyle özellikle son yıllarda sanayide kullanımı giderek artan, plastik zincirli konveyörler de bu grupta yer almaktadır. Dolayısıyla bu tezde zincirli konveyörler incelenirken, çelik zincirli konveyörler ve plastik zincirli konveyörler olarak iki ana kısım gözetilmiştir.

Bu tez ile özellikle parça malzemelerin yatay ve eğimli olarak taşınmasında kullanılan zincirli konveyörler tanıtılmaktadır. Zincirli konveyörler iki ana başlık altında, “çelik zincirli ve plastik zincirli konveyörler” olarak incelenmekte, bunların hesap esasları verilmekte ve tasarımlarında etkili olan faktörler vurgulanmaktadır.

Bu çalışma boyunca yardımlarını ve tecrübelerini esirgemeyen tez danışmanım Prof. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ'ye teşekkürlerimi sunarım.

C. Oktay AZELOĞLU

## ÖZET

Konveyörler modern üretim tesislerinin vazgeçilmez elemanları olarak sanayide çok geniş bir kullanım alanına sahiptir. Konveyörler içerisinde önemli bir grup olarak da “zincirli konveyörler” görülmektedir. Her ne kadar zincirli konveyörler dendiğinde aklımıza hemen çelik zincirli konveyörler gelse de, plastik teknolojisinin gelişmesiyle özellikle son yıllarda sanayide kullanımı giderek artan, plastik zincirli konveyörler de bu grupta yer almaktadır. Dolayısıyla bu tezde zincirli konveyörler incelenirken, çelik zincirli konveyörler ve plastik zincirli konveyörler olarak iki ana kısım gözetilmiştir.

Bu tez ile parça malzemelerin yatay ve eğimli olarak taşınmasında kullanılan zincirli konveyörler incelenmekte, bunların hesap esasları verilmekte ve tasarımlarında etkili olan faktörler vurgulanmaktadır.

Bu çalışma zincirli konveyör tasarımı yapacak olan bir mühendise ne tür bir zincirli konveyör seçimi yapması gerektiği ve tasarım esnasında hangi kriterlere dikkat etmesi gerektiği konusunda yol göstermekte, gerek teorik gerekse de pratik olarak detaylı bilgi vermektedir. Tez içerisinde verilen iki örnek de zincirli konveyörlerin hesaplama yöntemi konusunda yardımcı olmaktadır.

**Anahtar kelimeler:** Zincirli konveyörler, konveyör zincirleri, plastik zincirli konveyörler, plastik zincirler, konveyör tasarımı.

**ABSTRACT**

As the indispensable elements of the modern production units, conveyors have a large area of use in industry. Among the conveyors, “chain conveyors” are considered as an essential group. Although steel chain conveyors are better known, we should acknowledge the fact that also the plastic chain conveyors, whose use in industry have increased considerably especially in recent years thanks to the development of the plastic technology, belong to the same group. Thus, in this thesis, while examining the conveyors I have divided them into two main groups as steel chain conveyors and plastic chain conveyors.

In this thesis, the chain conveyors, which are to carry the materials horizontally and vertically is examined along with their methods of calculation. The factors which have been influential in their design is also emphasized.

This study guides the engineer who is supposed to design chain conveyors, on what kind of a chain conveyor he should choose and which criteria he should take into consideration during the designing process. It gives detailed information both in theory and practise. The two examples with in the thesis, on the method of calculation of the chain conveyors would be helpful.

**Keywords:** Chain conveyors, conveyor chains, plastic chain conveyors, plastic chains, conveyor design.

## 1. ZİNCİRLİ KONVEYÖRLER

### 1.1. Konveyörlerin Sınıflandırılması

Konveyörler, özellikle üç duruma göre sınıflandırılırlar. Bunlar:

- İletilen mala göre sınıflandırma
- Kuvvet iletiminin şekline göre sınıflandırma
- Konstrüksiyon yönünden sınıflandırma

Konveyörlerin, iletilen mala göre sınıflandırılması şu şekildedir:

- Dökme mallar için konveyörler
- Parça mallar için konveyörler
- Dökme ve parça mallar için konveyörler
- İnsanlar için konveyörler

Konveyörlerin kuvvet iletiminin şekline göre sınıflandırılması ise şöyledir:

- Ağırlık kuvveti ile ileten konveyörler
- Mekanik kuvvet iletimli konveyörler
- Pnömatik konveyörler
- Hidrolik konveyörler

Konveyörlerin konstrüksiyonlarına göre sınıflandırılmaları ise şu şekildedir:

- Bantlı konveyörler
- Zincirli konveyörler
- Helezon konveyörler
- Masuralı konveyörler
- Titreşimli konveyörler
- Pnömatik konveyörler

- Hidrolik konveyörler

### **1.2. Zincirli Konveyörlerin Sınıflandırılması**

Zincirli konveyörler, transport makinaları içerisinde oldukça önemli bir yere sahiptir. Hem dökme malların hem de parça malların iletilmelerinde kullanılırlar. Bu çalışmada özellikle parça malların iletiminde kullanılan zincirli konveyörler üzerinde duracağız. Parça malların iletiminde kullanılan zincirli konveyörleri konstrüksiyonlarına göre şu şekilde sınıflandırmak mümkündür:

- Çelik zincirli konveyörler
  - Paletli konveyörler
  - Döner tablalı konveyörler
  - Yüksek (Askılı) konveyörler
  - Arabalı (İticili) konveyörler
  - Vagonlu yada platformlu konveyörler
  - Zincir makaraları üzerinde doğrudan taşıyıcı konveyörler
- Plastik zincirli konveyörler

## 2. ÇELİK ZİNCİRLİ KONVEYÖRLERİN ANA BÖLÜMLERİ

Çelik zincirli konveyörler temel olarak şu bölümlerden meydana gelirler:

- Yük taşıma ve çekme elemanı olarak zincir
- Ara destekler
- Zincire ilk gerginliğini veren gerdirme düzeni
- Zinciri hareket halinde bulduran tahrik düzeni
- Şasi

### 2.1. Zincir

Zincirler; konveyörlerde, yürüyen merdiven ve yürüyen bantlarda çekme ve tahrik elemanı olarak oldukça geniş şekilde kullanılan elemanlardır. Çelik zincirli konveyörlerde taşıma ve çekme elemanı çelik zincirdir.

Zincirlerin konveyörlerde kullanılmasını sağlayan üstün yanlarını şöyle sıralayabiliriz:

- Küçük çaplı kasnak ve zincir dişlilerine kolayca sarılabilirler.
- Ek parçalar kolaylıkla eklenebilir.
- Zincir dişlileriyle iyi bir kavrama sağlarlar.
- Yük altında çok az bir uzama gösterirler.
- Çekme kuvvetini güvenilir şekilde iletirler.

Zincirlerin sakıncalarını ise şöyle sıralayabiliriz:

- Oldukça yüksek öz ağırlığa sahiptirler.
- İlk yatırım maliyeti yüksektir.
- Zincir baklaları için düzenli bakım ve yağlama gerekliliği, aşındırıcı toz içeren ortamlarda çalışma durumunda baklaların sıkışması problemi vardır.
- Ek (dinamik) yüklerin doğması nedeniyle çevre hızı sınırlı tutulmalıdır.
- Yüksek hızlarda artan zincir aşınması ve gürültü problemi mevcuttur.

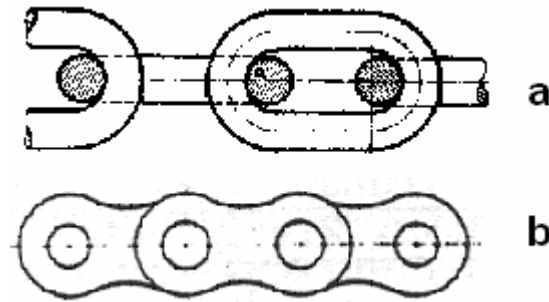
Konveyörlerde kullanılan çekme zincirleri, yapıları ve imal yöntemleri bakımından büyük değişiklik gösterirler. Çekme zincirlerinin ana parametreleri şunlardır; adım, boyuna kopma gerilmesi ve zincirin birim ağırlığı. Zincir tasarımlarının üstünlüklerinin karşılaştırılmasındaki en önemli ölçüt, kopma gerilmesinin zincir birim ağırlığına oranıdır. Bu oran, zincir uzunluğunun metresi başına [kg] olarak kopma gerilmesini, aynı zamanda emniyet gerilmesini gösterir.

Genel anlamda zincirler, kullanma amaçlarına göre üç kısımda incelenebilir. Bunlar; tahrik zincirleri, transport zincirleri, yük zincirleridir. Özellikle konumuz olan çelik zincirli konveyörlerde transport zincirleri kullanılmakta olup, bunlar taşıma ve iletim işlerinin mekanizasyonu için geliştirilmiş zincirlerdir. Yine de kullanma alanı bakımından zincirler arasında kesin bir ayırım yapmak genelde zordur. Örneğin bazı tahrik zincirleri ilave parçalar takılmak suretiyle transport işlerinde geniş kullanım alanı bulurlar.

Şimdi konveyörlerde en çok kullanılan zincir türlerini inceleyelim.

Konveyörlerde kullanılan zincirler yapı ve şekil itibariyle üç gruba ayrılırlar:

- Yuvarlak baklalı (Dairesel kesitli halkalı) zincirler (Şekil 2.1.a.)
- Döküm ve birleşim zincirleri
- Mafsallı zincirler (Şekil 2.1.b.)

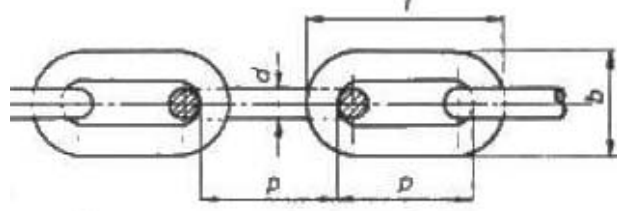


Şekil 2.1. Zincir tipleri (a. Yuvarlak baklalı, b. Mafsallı zincirler)

### 2.1.1. Yuvarlak Baklalı Zincirler

Yuvarlak baklalı zincirler, U formuna getirilmiş dairesel kesitli çubuklardan elektrik ark kaynağı ile, halkaların büyük olması halinde ise çelik döküm ile imal edilirler. Halka

şeklindeki dairesel kesitli zincir elemanlarının her biri tam ölçülerine göre toleranslı olarak imal edilmiş ise bu tür yuvarlak baklalı zincirlere kalibreli zincir adı verilir. İmalatta böyle bir tolerans aranmamışsa bu zincirlere de kalibresiz zincirler denir.



Şekil 2.2. Yuvarlak baklalı zincirler

Yuvarlak baklalı zincirlerin ana boyutları Şekil 2.2’de görülmektedir. Bunlar,  $d$  çapı,  $p$  hatvesi ve zincirin dıştan dışa genişliği olan  $b$  olup standartlaştırılmış birimlerdir. Şekil 2.3’de görüldüğü gibi zincir makarası ile tahrik edilirler.

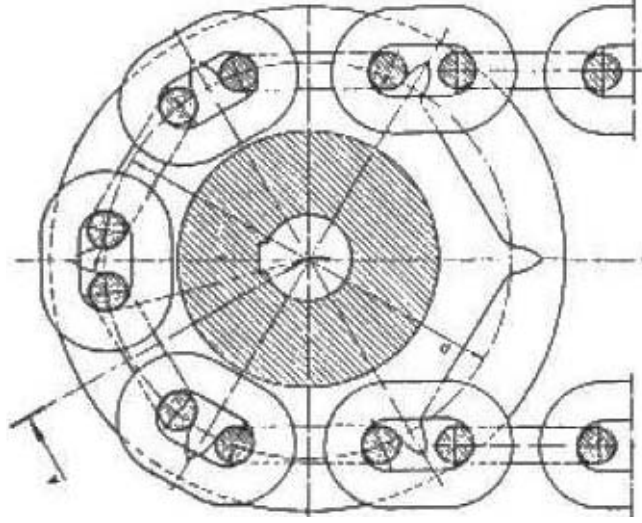
Yuvarlak baklalı zincirlerin üstünlükleri şunlardır:

- Bazı konveyörlerde istenilen bir özellik olarak her yöne bükülebilirler.
- Kötü işletme şartlarına karşı çok az hassasiyet gösterirler.
- Yağlama gereksinimlerinin olmaması dolayısıyla bakım gerektirmezler.
- Mafsallı zincirlere oranla çok daha ucuzdurlar.

Bu zincirlerin aynı zamanda pek çok sınırlama altında olduğu da düşünülmelidir. Bu dezavantajlar şöyle sıralanabilir:

- Baklaların değme alını ihmal edilebilecek ölçüde olduğundan yük altında uzarlar. yani zincir adımı düzgünlüğünü koruyamaz ve çabuk aşınma meydana gelir.
- Birim ağırlığı fazladır.
- Darbe ve aşırı yüke karşı hassastırlar.
- Elastikiyetleri az olduğundan kırılmaları ani olur.
- Ömürleri aşınmaya bağlıdır.
- Uygun çalışma şartlarında bile 1 m/s hız değerini aşmamalıdırlar.

Yuvarlak baklalı zincirlerin pratik uygulaması bunların tozlu ve korozyif çalışma ortamlarında, ömür bakımından çok daha karmaşık olan lamelli baklalı tip burçlu zincirlerle başarıyla rekabet edebildiklerini gösterir. Bu durum, çelik çubuktan yapılmış zincir baklalarının sürtünme yüzeylerinin, baklaların sıkışmasına ve aşınmasına neden olan aşındırıcı parçacıkları az miktarda tutmasıyla açıklanır. Çalışma ömrünü artırmak için yuvarlak baklalı zincirler ısıtılma tabii tutulurlar.



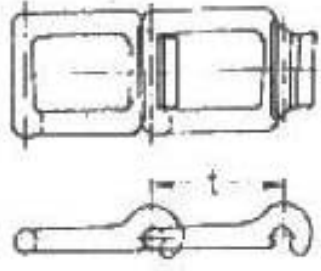
Şekil 2.3. Zincir makarası

Bu zincirler genellikle, kopma gerilmesinin  $200-250 \text{ daN/cm}^2$  'yi geçmediği yerlerde kullanılırlar.

### 2.1.2. Döküm ve Birleşim Zincirleri

Temper döküm zincirler (Şekil 2.4), zincirli konveyörlerde sınırlı bir kullanım alanına sahiptirler. Bunların üstünlüklerini şöyle sıralamak mümkündür; yük taşıyıcı elemanlar için özel bağlantı kulaklı baklalar oldukça düşük maliyetle yapılabilir. Diğer yandan, bu zincirlerin öz ağırlıkları büyüktür ve sahip oldukları boşluklar nedeniyle güvenilir değildirler. Zincir baklaları birbirinden kolayca ayrılabilir.

Yukarıda sıraladığımız sakıncalarından dolayı döküm zincirler sınırlı bir uygulama alanı bulmuşlardır. Ancak düşük yüklerde ve karmaşık bir profilin gerektiği konveyörlerde kullanılırlar. Diğer bütün gereksinimler için daha dayanıklı olan birleşim zincirleri tercih edilir.



Şekil 2.4. Temper döküm kanca bakla birleşimi zincir.

Birleşim zincirleri genellikle temper döküm, daha seyrek olarak da çelik malzemedен burçlu ve işlenmiş çelikten pimli ve makarasız yada makaralı yapırlar. Bazı durumlarda iç baklalar döküm, dış baklalar çelik şeritten preste çıkartılmış olurlar. Birleşim zincirleri, çeşitli konveyörlerde daha geniş çapta kullanılırlar.

### 2.1.3. Mafsallı Zincirler

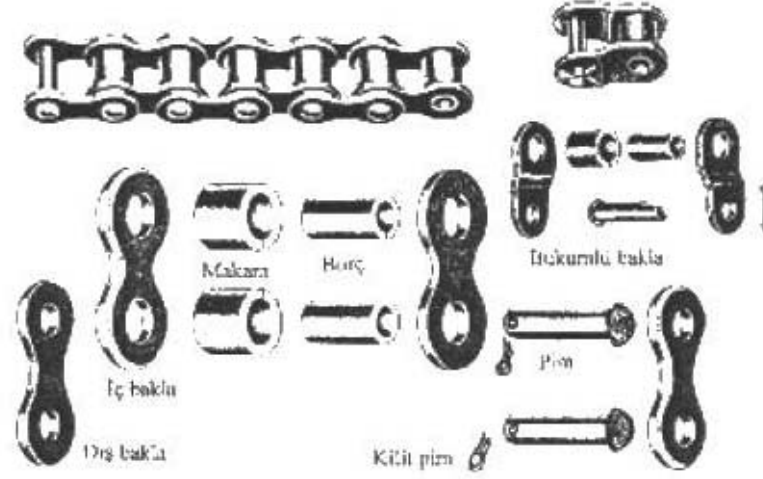
Konveyörlerde en çok kullanılan zincir tipi mafsallı zincirlerdir. Şekil 2.5’de bir mafsallı konveyör zinciri görülmektedir.



Şekil 2.5. Mafsallı konveyör zinciri

Tez konusu olarak incelediğimiz çelik zincirli konveyörlerde genellikle bu tip zincirler kullanıldığından bu tip zincirler üzerinde daha fazla inceleme yapmak uygun olacaktır.

Öncelikle mafsallı zincirleri oluşturan elemanlardan bahsetmek yerinde olacaktır. Şekil 2.6’da görüldüğü gibi mafsallı zincirler pim, burç, makara ve taşıyıcı levhalardan (lamellerden) oluşur.



Şekil 2.6. Zinciri oluşturan elemanlar

Yan baklalar da dediğimiz lameller çekiye çalışan taşıyıcı elemanlardır. İki pim eksenindeki uzaklığı yani zincir adımını (hatvesini) belirlerler. Zincirin özelliğine göre bakla kabuğu şeklinde veya dişli olabilmektedir. Bükümlü yan baklaların bir tarafı iç diğer tarafı dış bakla görevi yapar.

Pimler iç ve dış baklaları birbirine bir mafsal oluşturacak şekilde bağlayan ve kesilmeye çalışan elemanlardır. Bir tarafında perçin gibi bir baş diğer ucunda ise çatallı pimle emniyete alınabilmesi için delik bulunan tipleri vardır. Bazıları ise dış baklalara sıkı geçme olarak yerleştirilir. Her durumda dış baklaların pim etrafında dönmemesi, iç baklaların ise dönmesi sağlanır.

Burç daha gelişmiş zincirlerde pimi korumak için iç baklalar arasına dönme yapmayacak şekilde yerleştirilir. Pim burcun içinde ezilme ve kesilmeye karşı korunur. Burç makaralı zincirlerde makaraya yataklık eder. Makarasız zincirlerde zincir dişlisinin diş boşluğuna doğrudan oturur.

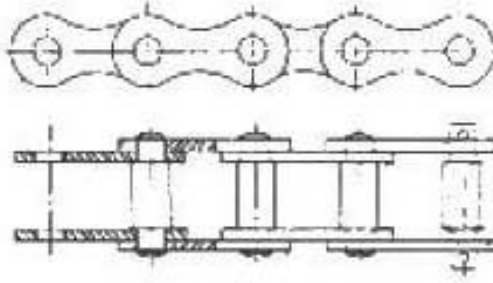
Makaralar en gelişmiş zincirlerde burcun etrafında dönerek, kayma sürtünmesini dönme sürtünmesine dönüştüren elemanlardır. Bunlar zincirin diş boşluğuna giriş ve çıkış hareketlerini sürtünme, ısınma ve aşınmayı minimuma indirerek yapmasını sağlarlar.

Basitten gelişmişe doğru mafsal zincirleri aşağıdaki gibi sınıflandırmak mümkündür:

- Pimli zincirler,
- Burçlu zincirler,

- Makaralı zincirler,
- Dişli zincirler,
- Özel zincirler.

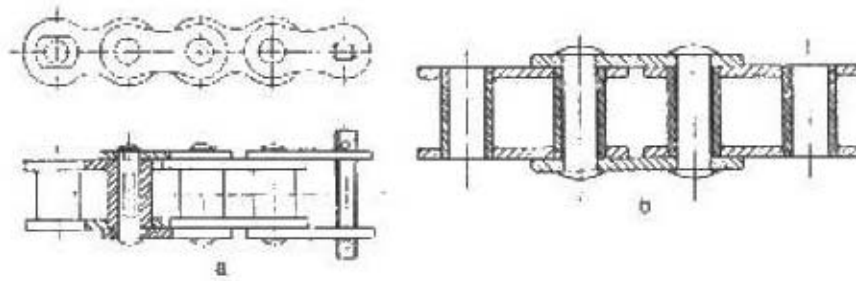
*Pimli zincirler*, iç ve dış lamellerin pimlerle mafsallandığı, ayrıca burç ve makaranın bulunmadığı en basit ve en ucuz mafsallı zincirlerdir. Pimli zincirleri de kendi içinde Gal zincirleri ve Fleyer zincirleri olarak sınıflandırmak mümkündür. Şekil 2.7’de de görüldüğü gibi Gal tipi zincirler (DIN 8150, 8151) iç ve dış baklalardan ve her iki ucu perçin gibi şişirilmiş pimlerden oluşur. Lameller Fe 60, pimler ise Fe 50 malzemedden yapılırlar. Ağır işler için birden çok iç ve birden çok dış bakla kullanılabilir. Zincir dişlileri ile eş çalıştırılabilirler. Pim etrafında eğilme nispeten zor olduğu için güç iletiminden ziyade yük zincirleri olarak kullanılırlar. Konveyörlerde de uygulama alanı bulurlar. Fleyer zinciri ise (DIN 8152) çok sayıda bakla kullanıldığından ve diş için boşluk bulunmadığından zincir dişlileriyle eş çalıştırmaya elverişli değildirler. Kaldırma makinalarında yük kaldırma işlerinde kullanılırlar, konveyörlerde kullanılmamaktadırlar.



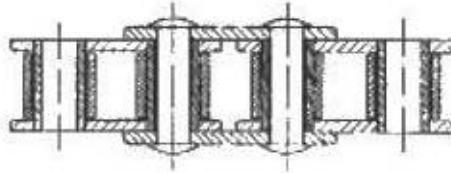
Şekil 2.7. Pimli zincir

*Burçlu zincirlerde* (DIN 8164) pimler burçların içinde korunmuştur. Şekil 2.8.a’da görüldüğü gibi pimler dış lamellere, burçlarda iç lamellere sıkı geçme olarak bağlanmıştır. Burç yerine daha ince saçların bükülmesiyle yapılan *zarflı zincirlerde* (Şekil 2.8.b) vardır. (DIN 8188) Bunlar yüksek devirli transport zinciri olarak da görev görürler. İyi bir yağlama sağlanamayan ve tozlu yerlerdeki çalışmalarda yüzey basıncını karşılayan yüzeylerinin büyüklüğü bakımından bu zincirler üstün tutulur. Burç ve pimleri sertleştirilmiş takım çeliğindedir. Bunlar özel olarak paslanmaz çelikten de imal edilirler.

*Makaralı zincirler* (DIN 8180, 8187, ACA B291) her ne kadar, daha ziyade güç aktarma elemanı olarak kullanılsalarda konveyörlerde de kullanım alanı bulurlar. Şekil 2.9'da da görüldüğü gibi makara, burcun (veya zarfın) etrafında serbestçe dönebilmektedir. Bu özellikleri neticesinde, dişli çarktan geçerken kayma hareketi yerine yuvarlanma hareketi meydana gelir ve çok daha rahat bir çalışma sağlanır. Buna karşılık fazla parçaları olmalarından dolayı daha hassastırlar ve daha iyi bir bakım ve yağlama ile tozdan korunmayı gerektirirler. Burç ve makaraların sertleştirilmiş takım çeliğinden yapılması tercih edilir. Büyük güçler için çok sıralı olarak yapılırlar. Özel işler için paslanmaz çelikten ve antimagnetik çelikten de yapılırlar.



Şekil 2.8. Burçlu zincir (a) ve zarflı zincir (b)

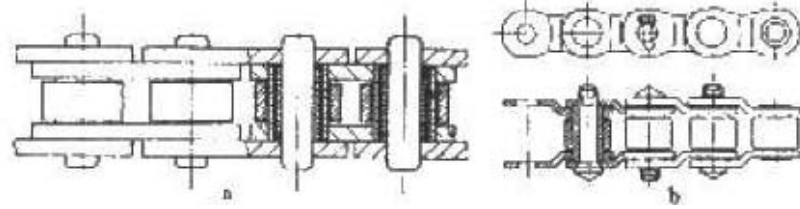


Şekil 2.9. Makaralı zincir

*Plastik yataklı makaralı zincirler* ise (Şekil 2.10.a) yağlamanın zor olduğu, korozyif ortamlarda tercih edilirler. Bu zincirlerde pim, plastik bir burcun içine yerleştirilir, zarf veya çelik burç plastik burcun dışındadır. En dışta ise makara bulunmaktadır.

*Rotary zincirleri* de denen makaralı zincirler ise özellikle konveyörlerde kullanılırlar. Bu zincirlerde lameller dışa bükülmeli olduğundan aynı bakla bir uçta iç diğer uçta ise dış bakla gibi görev yapmaktadır. Bu tip makaralı ve makarasız zincirler ACA da standartlaştırılmıştır. (Şekil 2.10.b) Rotary tipi zincirlerin özellikle diğer çelik zincirlere oranla daha fazla bükülebilir olması, dönüş profilli konveyörlerde sıkça kullanılmasına

neden olur. Bazı firmalar rotary tipi çelik zincirleri taklit ederek ıslak ve nemli ortamlarda çalışmaya elverişli plastik zincirler üretmişlerdir. Bunları yağlamak gerekmediğinden daha ziyade gıda, kimya, ilaç, kozmetik endüstrilerinde tercih edilmektedirler. Bu konu ayrıca plastik zincirli konveyörler başlığı altında incelenecektir.



Şekil 2.10. Plastik yataklı makaralı zincir (a) ve rotary zincir (b)

*Dişli zincirler* ise lamellerinin her iki ucuna bir tarafa doğru çıkıntı verilerek dişler oluşturulmuş zincirlerdir. Genelde zincirlerin gürültülü çalıştıkları bilinmektedir. Buna rağmen bu zincirler makaralılarına nazaran çarklarına daha az darbeli ve tedrici bir oturma yaptıklarından gürültüleri görece olarak azdır. Bu özelliğinden ötürü adına sessiz zincir denir. Dişli zincirler Amerikan ANSI B292 ve DIN 8190 da standartlaştırılmıştır. Konveyörlerde çok nadir kullanılırlar.

Bu belli başlı tiplerin dışında, zincirli konveyörlerde bunlara benzer özellikler taşıyan çok çeşitli zincirler de kullanılır. Bunları *özel zincirler* olarak adlandırmak yerinde olur. Transport işlerinde kullanılmak amacıyla üretilen bu özel zincirleri ise kendi aralarında; uzun baklalı zincirler, menteşeli zincirler, yana yaylanan zincirler, bağlama ayakları takılmış zincirler, taşıma makaralı zincirler, uzatılmış pimli zincirler ve bunların uygulamaları olarak sınıflandırabiliriz. Bunlar zincir üreticisi firmaların kataloglarında genel olarak *transport zinciri* olarak adlandırılırlar.

*Uzun baklalı zincirler* özel ihtiyaç halinde (DIN 8181) yapılırlar ve bunların adımı Şekil 2.11'de de görüldüğü gibi iki normal adım boyundadır ( $p' = 2p$ ). Bunlar transport uygulamalarında kullanılmak üzere üretilirler. Pim, burç, makara gibi diğer zincir elemanları normal zincirlerle aynı boyutta olup sadece baklaları daha uzundur.



Şekil 2.11. Konveyörler için uzun baklalı zincirler

Şekil 2.12’de görülen *menteşeli zincirler* (DIN 8153) de konveyörlerde sıkça kullanılırlar. Bunlar özellikle transport uygulamaları için imal edildiğinden üzerine ek bir bağlantı parçası eklenmeksizin taşıma işlerinde kullanılabilirler.



Şekil 2.12. Menteşeli transport zinciri

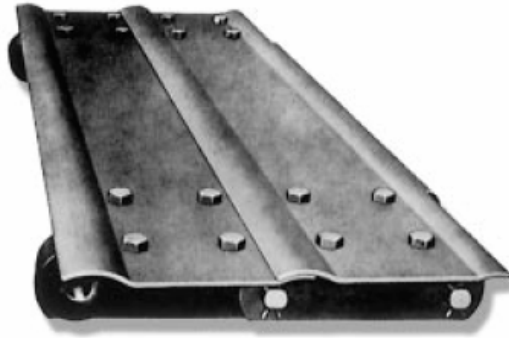
*Yana yaylanan zincirler* ise özellikle hava alanlarında yolcu bagajlarını sevk eden konveyör şeritlerinde olduğu gibi iletim yolunun bir kavis (yay) çizerek yana doğru dönmek zorunluluğunda kaldığı uygulamalarda kullanılır. Bazı imalatçılar tarafından  $p = 1/2''$ ,  $5/8''$  ve ya  $3/4''$  'lik adımlarda yapılan bu zincirler  $R = 425$  ila  $650$  mm. 'lik yarıçaplı yaylar çizerek yana doğru yol alabilirler. Bunların pimlerinin ortasının ufak bir kısmı silindirik, iki başı ise koniktir. Bu koniklik de yana doğru hareketi (yaylanmayı) mümkün kılar.

Özel zincir olarak niteleyebileceğimiz bir başka zincir tipi de Şekil 2.13’de görülen, *bağlama ayakları takılmış zincirler*dir. Taşınacak olan yükün veya taşıyıcı aparatın bağlanması gibi maksatlarla (Şekil 2.14) konveyör zincirlerine genellikle bağlama ayakları takılır. Bunlar özel şekildeki baklalardır. Bağlama tipleri de standartlaştırılmış olup K bağlama ve F bağlama diye isimlendirilirler. (Şekil 2.15) K bağlamalar zincire paralel bir taşıyıcı platform elde etmek için, F bağlamalar ise zincir lamellerine dik bir taşıyıcı yüzey oluşturmada kullanılır. Yine özel taşıma uygulamaları için standartlaştırılmamış çok çeşitli bağlama ayakları da kullanılır.

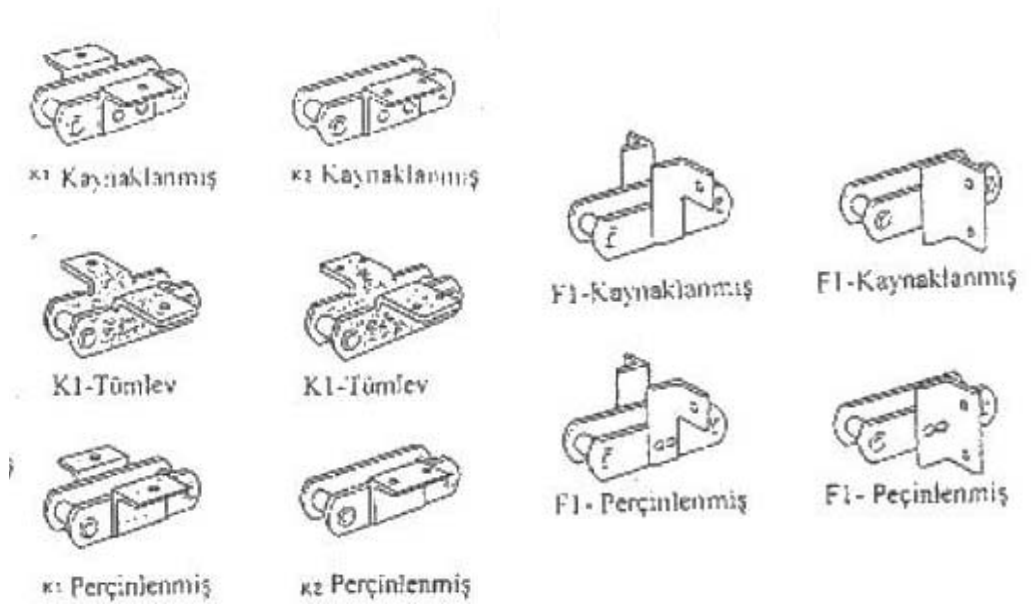
Birkaç sıralı zincirde yan yana takılan bu ayaklar, transport şeridine konan kutu, sandık gibi parçaları beraber sürükledikleri gibi, bunları meyilli bir yerden de yukarıya çıkarırlar. Zincir baklasının kendisi köşeli olmadığından büyük adımlı zincirlerde düz baklaya ufak bir köşebent parçası bağlanarak köşeli bir bağlama meydana getirmek de mümkündür.



Şekil 2.13. Bağlama ayaklı zincirler



Şekil 2.14. Üzerine taşıyıcı doglar bağlanmış bir konveyör zinciri



Şekil 2.15. K tipi ve F tipi bağlama ayakları

*Taşıma makaralı zincirler* ise Şekil 2.16’da görülebilir. Bunları başta değindiğimiz makaralı zincirlerden ayırmak gerekir. Makaralı zincirler transmisyon zincirleri olarak kullanılan ve bazen transport uygulamalarında konveyör zinciri olarak da kullanılabilen zincirlerdir. Bu zincirlerde burcu koruyan bir makara bulunur. Makaralı konveyör zincirlerinde ise yine böyle bir makara mevcut olmakla beraber, bu makara lamellerden dışarı taşacak bir ölçüye sahiptir. Böylelikle zincirin hareketi diğer konveyör zincirlerinden farklı olarak, lamellerin alt yüzeylerinin makara veya plakalar üzerinde hareket etmesiyle değil, bu taşıma makaralarının bir nevi tekerlek görevi yaparak hareket etmesiyle sağlanır. Buradaki avantaj kayma sürtünmesinin yuvarlanma sürtünmesine dönüşmesidir. Bu nedenle özellikle ağır yüklerin taşınmasında tercih edilirler.



Şekil 2.16. Taşıma makaralı zincirler

Uzatılmış pimler de (Şekil 2.17) zincirin taşıma görevini arttırabilir. Bu amaçla *uzun pimli zincirler* kullanılır. Paralel iki zincir böyle uzatılmış pimlerle donatılarak nispeten geniş bir “taşıyıcı yüzey” meydana gelir. Uzatılmış bu pimlere birer boru veya çubuk parçası geçirmekle bu taşıyıcı yüzey çok daha fazla genişletilebilir. Yine baklaların ortasına delikler delinerek ve paralel olan iki zincir uzun çubuklarla birleştirilerek taşıyıcı geniş bir yüzey elde etmek de mümkündür.



Şekil 2.17. Uzun pimli zincir

Tüm bu zincir tipleri, bir zincirli konveyör uygulamasında tek başına kullanılabilceği gibi bir uygulama bunların bir yada birkaçını bir arada içeren zincirleri de gerektirebilir. Örneğin Şekil 2.18’de F tipi bağlama ayakları içeren bir taşıma makaralı konveyör zinciri görülmektedir.



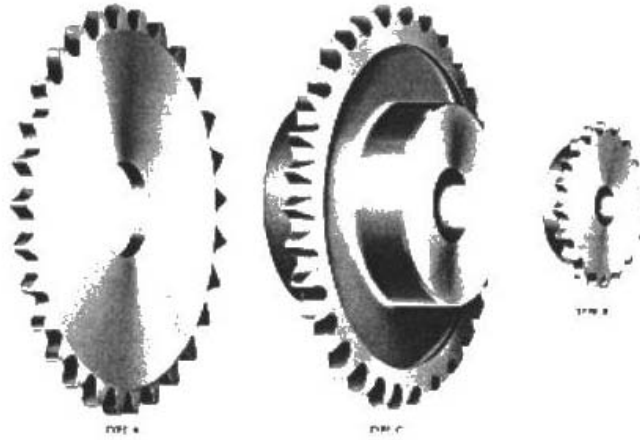
Şekil 2.18. F tipi bağlama ayaklı taşıma makaralı konveyör zinciri

Tabii bilindiği gibi zincir sistemleri genellikle zincir – dişli mekanizmaları olarak adlandırılır. Bu nedenle çelik zincirli konveyörlerde kullanılan zincirlerden bahsetmişken zincir dişli çarkları hakkında bilgi vermek de gerekli olacaktır.

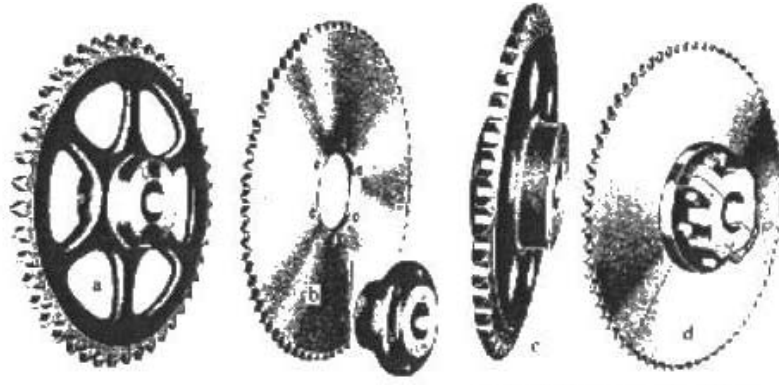
#### 2.1.4. Zincir Dişli Çarkları

Bir zincir mekanizmasının düzgün çalışması, hassas bir eleman olan zincirin hatasız ve hassas imal edilmiş çarklarla birlikte kullanılması ile mümkündür. Dişler, zincirin çark üzerine bir zorlanma olmadan sarılmasına imkan verecek şekilde seçilir. Çalışma sonucu meydana gelebilecek zincir uzamasına karşın çarkta, kavrama bölgesinde yeterince yer bırakılmış olmalıdır. Bu yer, diş boşluğunu  $p$  hatvesinin % 2’si kadar geniş tutmakla sağlanır. Görünüş bakımından zincir dişli çarkları normal alın dişli çarklara benzerler. Yüklenmeleri ise daha uygundur, çünkü normal dişli çarklarda bütün yük birkaç diş tarafından karşılanırken zincir dişli çarklarında zincir  $90^\circ$  ila  $270^\circ$ ’lik bir sarım açısıyla çarkı kavradığından, zincir kuvveti çok sayıda diş tarafından karşılanır. Bu özelliği ve aynı zamanda oldukça rijit olmaları nedeniyle zincir dişli çarkı ve dişleri için ayrıca bir mukavemet hesabı yapılmasına gerek yoktur.

Zincir dişlileri Şekil 2.19’da görüldüğü gibi göbek yapıları itibariyle; disk şeklinde, çift taraflı göbekli ve tek taraflı göbekli olabilir. Zincir dişli çarkları, göbek ve çember arası takviyeye göre ise Şekil 2.20’de görüldüğü gibi; kollu, dolu, deliklerle hafifletilmiş ve iki parça gövdeli olabilmektedirler.



Şekil 2.19. Göbek yapıları itibariyle zincir dişli çarkları



Şekil 2.20. Göbek – çember arası takviyeye göre zincir dişlileri

Zincir dişlilerin konstrüksiyonuna baktığımızda ise genellikle disk ve göbeğin yekpare olduğu görülür. Hatta küçük çarklar miliyle yekpare olarak da imal edilebilirler. Ancak disk ve göbeğin ayrı imal edildiği ve sonradan kaynakla veya cıvatayla bağlandığı uygulamalar da vardır. Eğer hem disk hem de göbek çelikse bunların kaynaklı konstrüksiyonunda bir problem yoktur. Ancak göbeğin dökme demir olduğu uygulamalarda cıvatalı bağlantı tercih edilmelidir. Çok sıralı zincirlerin çarkları da doğal olarak çok sıralı olmaktadır. ACA standartlarında, tıpkı emniyet kavramalarında olduğu gibi, emniyet pimli zincir dişlileri de bulunmaktadır. Bu çarklarda aşırı yükleme durumunda pimler kesileceği için zincirlere güç ve hareket iletimi durur ve sistemin zarar görmesi önlenir. Hız arttıkça zincir mekanizmalarında gürültünün arttığı bilinmektedir. Bu nedenle yüksek hızlarda ve küçük ila orta güçlerde plastik dişliler kullanılabilir.

Bunların çoğu tamamen plastikten olmayıp metal diskin çevresine plastik dişli çember geçirilmiştir. Bunların kullanımında amaç gürültüyü azaltmaktır.

Zincir dişlilerinin diş sayıları ise zincir mekanizmasındaki en önemli problemdir. Zira zincirin çarka bir poligon şeklinde sarılması bir  $\delta$  düzgünlük oranına neden olur. Bu istenmeyen durumun özellikle diş sayısı 19'dan az olan çarklarda hızla arttığı görülmüştür. Bu nedenle özellikle yüksek hızlı mekanizmalarda küçük diş sayılarından kaçınılmalıdır ve çarkın minimum diş sayısı  $z = 19$  olarak alınmalıdır. Zincir dişlisinin maksimum diş sayısı ise müsaade edilen zincir uzaması ile sınırlıdır. Bu nedenle zincir boyunun % 1,25 uzamasına kadar müsaade edecek şekilde maksimum diş sayıları; makaralı ve burçlu zincirlerde  $z_{\max} = 120$ , dişli zincirlerde  $z_{\max} = 140$  olarak belirlenmiştir.

## 2.2. Ara Destekler

Bir yük taşıyıcı elemana mafsallanmış olan zincirin gerek yüklü gerekse boş şeridi boyunca desteklenmesi gerekir.

Zincirli konveyörlerde ara destek ünitesi olarak genellikle üç durum görülür:

- Zincirin kılavuz yollar (ray, hadde profili gibi...) üzerinde sabit veya hareket eden makaralar ile desteklendiği çalışmalar.
- Zincirin kılavuz yollar üzerinde zincir dişlileriyle desteklendiği çalışmalar.
- Zincirin bir kılavuz yol boyunca sabit bir kızak üzerinde kayarak desteklendiği çalışmalar. (Şekil 2.21)

Üçüncü durum ara destek ünitesinde kızak malzemesi olarak çelik sac, ağaç türevleri veya sürtünme direnci düşük plastik malzemeyle kaplanmış sac malzemeler ara destek ünitesi olarak kullanılabilir.



Şekil 2.21. Zincirin bir kızak ile desteklendiği bir uygulama

Hangi tür ya da tasarımda olursa olsun, ara desteklerde şu özellikler aranır:

- Harekete karşı minimum direnç katsayısı,
- Basit yapı ve hafiflik (konveyör sisteminin toplam ağırlığının büyük bir bölümünü bu ara desteklerin ağırlıkları oluşturur),
- Yüksek dayanım ve aşınmaya karşı direnç,
- Zorlu işletme koşulları altında güvenli çalışma ve uzun ömür,
- Yatakların toz girişine karşı güvenilir biçimde korunması,
- Basit bakım ve yatakların uygun biçimde yağlanması.

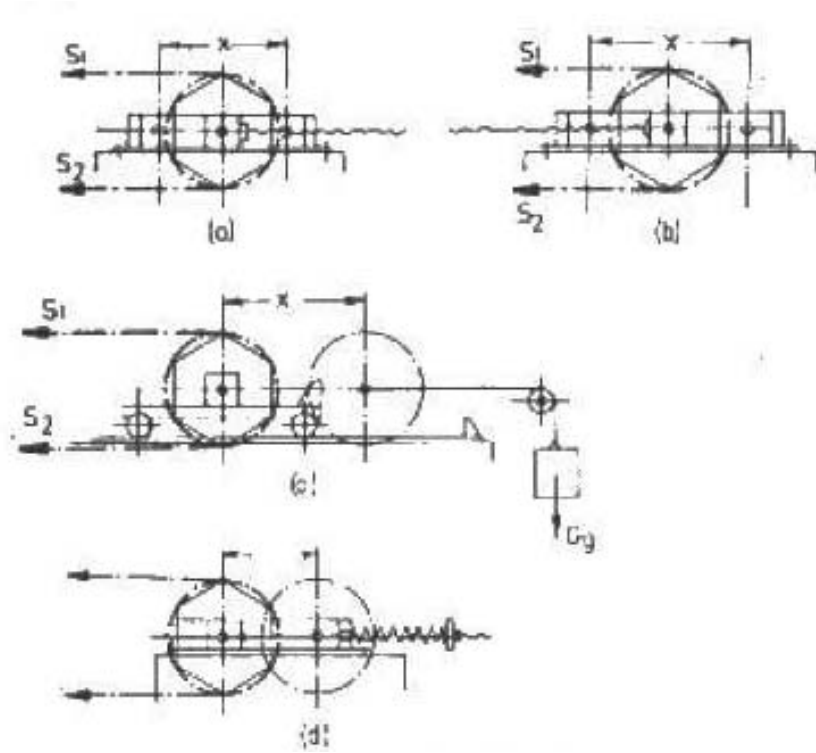
Bu istemler konveyörün hareketli parçalarının ve destekleme ünitesinin parçalarının dikkatli bir tasarımını gerektirir. Tasarımda konveyörün uygun bakımı en büyük rolü oynar, bu bakım işlemi düzenli yağlama, toz ve yapışmış maddelerin temizlenmesi, grupların koruyucu bakımı gibi durumları içerir.

### **2.3. Gerdirme Düzeni**

Zincirli konveyörlerin ana bölümlerinden birisi de gerdirme düzenidir. Bu düzen, zincire başlangıç gerginliğini verir, ara destekler arasındaki sehimi giderir ve çalışma süresince yük altındaki uzamayı dengeler. Zincirli konveyörlerde, döndüren dişlinin kaymaması için zincirin gevşek tarafı gergin tutulmalıdır.

Gerdirme düzenleri, tasarım ve çalışma ilkesine göre ikiye ayrılırlar:

- Mekanik gerdirme düzenleri
- Karşı ağırlıklı gerdirme düzenleri



Şekil 2.22. Gerdirme düzenleri

Mekanik tiplerde zincirin gerdirilmesi, elle yapılır ve çekme (Şekil 2.22.a) yada itme vidası (Şekil 2.22.b), kremayeri veya pinyonu kullanılır. Zincirin gerginliği sabit değildir. Zincir yük altında uzadıkça bu gerginlik de yavaş yavaş azalır. Mekanik gerdirme düzenlerinin birçok sakıncaları vardır; sürekli bir bakım ve ayar isterler, çalışma sırasında yaratılan çekme kuvveti değişkendir, tespit biçimi rijit olduğundan darbeli yüklerde gerekli elastiklikten yoksundurlar. Mekanik gerdirme düzenlerinin başlıca üstünlüğü olarak küçük bir hacim gereksinmesi ve basit oluşları sayılabilir.

Karşı ağırlıklı gerdirme düzenlerinde ise asılı bir ağırlık vardır. Bunun yardımıyla zincir sabit bir gerginlikte tutulur. Bu tür gerdiriciler, zincirin uzunluğuna etkiyen sıcaklık değişmelerini, uzama ve aşınmalardan doğan sarkmaları, ani ve darbeli yüklerin etkilerini kendiliğinden dengelerler. Sayılan bu nitelikler, ağırlıklı gerdirme düzenlerinin üstünlükleridir. Bu düzenlerin söz konusu edilmeğe değer tek sakıncası, fazla yer kaplamaları ve ağır hizmet tipi konveyörlerde uygulanacak karşı ağırlığın çok büyük olmasıdır. Bu durum araba ve karşı ağırlık arasına bir kasnak (tambur) bloğunun yerleştirilmesini gerektirir. Karşı ağırlıklı gerdirme düzenleri genellikle taşıyıcı zincirli konveyörlerde uygulanırlar. Diğer zincirli konveyörler ise genellikle mekanik gerdirme (özellikle vidalı tip) düzeniyle donatılırlar. Ağır ve uzun zincirli konveyörlerde ise yaylı ve

vidalı gerdirme düzenlerinin kullanılması uygundur (Şekil 2.22.d). Yaylardaki şekil değiştirme enerjisi, aşırı yükleri almak bakımından, bu düzenleri rijit vidalı gerdirme düzenlerinden üstün kılar. Az yer kaplamaları nedeniyle, vidalı gerdirme düzenleri taşınabilir konveyörlerde, aktarma makinalarında ve besleyicilerde kullanılırlar. Tanıtılan bu gerdirme düzenlerinden her biri, gerginliğin en düşük olduğu yere, yani zincirin  $180^\circ$ 'lik bir sarma açısıyla değdiği zincir dişlisi üzerine yerleştirilir.

Gerdirme stroku, konveyörün uzunluğuna, profiline ve çekme elemanının tipine bağlıdır. Çekme elemanının önemli ölçüde uzamadığı zincirli konveyörlerde gerdirme stroku, genellikle yarım zincir birimi (düz lamelli-baklı zincirlerde 1 çift bakla, eğri-baklı zincirlerde 1 bakla, 1 zincir birimidir) boyu artı 50 – 100 mm (aşınmış zincir biriminin değiştirilmesi için pay) alınır.

Paralel iki zincir şeridinin olduğu zincirli konveyörlerde gerdirme düzeninin ağırlığı, aşağıdaki denklemden hesaplanır:

$$G_g \approx K(S_{ger} + S_{gev} + W_k) \frac{1}{i} \quad (2.1)$$

Burada:

$S_{ger}$  : Zincirin gergin tarafındaki çekme kuvveti [kg]

$S_{gev}$  : Zincirin gevşek tarafındaki çekme kuvveti [kg]

$K$  : Saptırma tamburları kullanılacaksa bunlardaki kayıplar için katsayı  
(Genelde yaklaşık olarak 1 alınır.)

$i$  : Varsa tambur bloğu sayısı

#### 2.4. Tahrik Düzeni

Tahrik düzeni, konveyörün çekme ve yük taşıyıcı elemanlarını hareket ettirmeye yarar. Döndürme kuvvetini aktarma biçimine göre, tahrik düzenleri iki kısma ayrılır:

- Çekme kuvvetini kavrama yoluyla aktaranlar,
- Çekme kuvvetini sürtünmeyle aktaranlar.

Zincirli konveyörler genellikle çekme kuvvetini kavrama yoluyla aktaran tahrik düzeni ile çalıştırılırlar. Zincir, zincir dişlisi vasıtasıyla tahrik edilir. Paletle döndürme adı verilen bazı tahrik birimlerinde ise konveyörün doğrusal bir bölümüne yerleştirilmiş özel bir zincir dişli düzeni bulunur. Çekme kuvvetini sürtünmeyle aktaran zincirli konveyörler ise yuvarlak baklalı zincirlerin kullanıldığı uygulamalardır.

Zincirli konveyörlerde kullanılan tahrik düzenleri çalışma durumuna göre, sabit ya da değişken hızlı olabilir. Değişken hız; birimin uygun bir yerine yerleştirilmiş olan bir varyatörle, kademeli redüktörlerle ya da değişken hızlı motorlarla elde edilebilir.

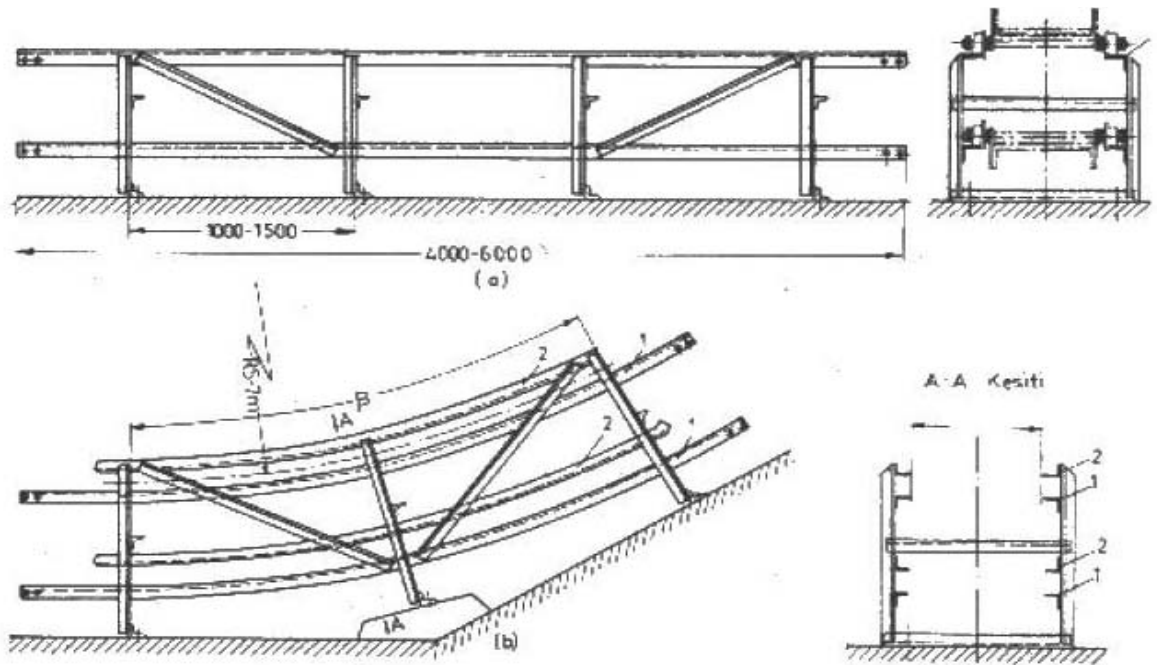
Bir zincirli konveyör sisteminde tahrik tek motorla yapılabildiği gibi, birden fazla motor da kullanılabilir. Çok motor kullanan konveyörlerde bağımsız fakat birbiriyle uyumlu çalışan elektrik motorları zincirin hareket yörüngesi boyunca yerleştirilmişlerdir. Bu düzenleme biçimi, zincirin toplam çekme gerilmesini önemli ölçüde azaltır. Çok motorlu tahrik birimleri, uzun mesafelerde ağır yüklerin taşınması için projelendirilmiş konveyörlerde geniş bir uygulama alanı bulmaktadırlar.

Uzun adımlı zincirlerin kullanıldığı ve yüksek hızda (genellikle 0,75 – 1 m/s'nin üstünde) çalışan konveyörlerde, poligon etkisinden ötürü dengeleme çalıştırıcısı adı verilen tahrik birimleri kullanılır.

Tahrik biriminin yeri, zincirin gerginliğine ve gerekli motor gücüne etki yaptığından, çok önemli bir tasarım sorunudur. Tahrik birimi, zincirdeki maksimum çekme gerilmesini azaltacak bir noktaya yerleştirilmelidir. Bu istemi karşılamak üzere tahrik biriminin, ağır şekilde yüklenmiş bölümlerin ucuna (yani yüksek dirençli bölümlerden hemen sonra) yerleştirilmesi gerekir. Böylece, zincir birçok yay ve dönüşü taşıyan bölümlerden mümkün olan en küçük dirençle geçer. Böyle bir düzenleme, etkin çekme kuvvetinin yüzdesi olarak tanımlanan direnç kayıplarının minimumda tutulmasını sağlar. Basit profilli bir yörüngeye sahip olan konveyörlerde tahrik birimi, en uygun yer olarak yükle şeridin sonundaki zincir dişlisine bağlanır. Karmaşık bir yörünge profiline sahip konveyörlerde tahrik birimi, çekme gerilmesi dağılımının yararları ve sakıncaları incelendikten sonra, özel bir gerilme dağılımı diyagramı çizerek belirlenir.

## 2.5. Şasi

Genellikle profil çeliğinden ve cıvatalı veya kaynaklı yapı olarak hazırlanır. Uç bölümler döndürmeyi ve gerdirmeyi kolaylaştırmak için ayrı yapılırlar. Konveyörün hareketli parçalarını taşıyan ara bölümler ise 4 ila 6 [m] uzunluğunda modüller halinde yapılır. Şekil 2.23’de görüldüğü gibi Taşıyıcı makaraların kılavuz kızakları (1) hafif konveyörlerde köşebent ve profil demirlerinden, ağır konveyörlerde ise dar ölçülü raylardan yapılır. Eğrisel bölümlerde tekerlek yolu üzerindeki (2) rayları zincirin yukarı doğru fırlamasını önler. Montaj hatlarında kullanılan konveyörlerin çeşitli tasarım biçimlerindeki koruma düzenleri, konveyörün ara bölümlerinde işletme güvenliği sağlarlar ve çalışan zincir şeridini fiziksel temaslara karşı kapatırlar.



Şekil 2.23. Konveyör şasisi

### 3. ÇELİK ZİNCİRLİ KONVEYÖRLERİN TASARIM KRİTERLERİ

#### 3.1. Zincirli Konveyörlerin Kapasitesi

Sürekli transport makinalarının taşıma kapasitesi, taşıyıcının her metresine gelen yükün ağırlığına  $q$  [kg/m] ve iletim hızına  $v$  [m/s] bağlıdır. Sürekli transport makinasının kapasitesi  $q \cdot v$  [kg/s] olduğundan, saatlik kapasite şöyle ifade edilir:

$$Q = \frac{3600}{1000} q \cdot v = 3,6 \cdot q \cdot v \quad [\text{ton/saat}] \quad (3.1)$$

Birim yüklerin taşındığı durumlarda, her birinin ağırlığı  $G$  [kg] olan tek ya da  $z$  sayıdaki parçalardan meydana gelmiş, yığınlar arasında  $a$  [m] uzaklık varsa transport makinasının kapasitesi, sırasıyla ( tek parça ağırlığı  $G$  ve  $z$  sayıdaki parça yığınının ağırlığı  $G_2$  alınarak aşağıdaki gibi gösterilir:

$$q = \frac{G}{a} \quad [\text{kg/m}] \quad \text{veya} \quad q = \frac{G_2}{a} \quad [\text{kg/m}] \quad (3.2)$$

$G$  değerini (3.1) denkleminde yerine koyarak, birim yüklerin taşınması durumu için şu ifadeyi elde ederiz:

$$Q = 3,6 \frac{G}{a} v \quad [\text{ton/saat}] \quad \text{veya} \quad Q = 3,6 \frac{G_2}{a} v \quad [\text{ton/saat}] \quad (3.3)$$

Ayrı yükler veya yük yığınlarının geçişleri arasındaki zaman aralığı  $t_1$  [s] ise ifade:

$$Q = 3,6 \frac{G}{t_1} \quad [\text{ton/saat}] \quad \text{veya} \quad Q = 3,6 \frac{G_2}{t_1} \quad [\text{ton/saat}] \quad \text{olur.} \quad (3.4)$$

Sürekli transport makinalarının kapasitesi bazı durumlarda saatte gönderilen parça sayısı ile da belirtilir. Parçalar ya da parça yığınları arasındaki zaman aralığı  $t_1$  ise:

$$t_1 = \frac{a}{v} \quad [\text{s}] \quad \text{olarak ifade edilebileceğinden,} \quad (3.5)$$

saatlik kapasite:

$$Z = \frac{3600}{t_1} = \frac{3600.v}{a} \quad [\text{parça/saat}] \quad \text{olarak bulunur.} \quad (3.6)$$

Eğer  $z$  sayıda parça içeren partiler iletiliyorsa saatlik kapasite şöyledir:

$$Z = \frac{3600.z.v}{a} \quad [\text{parça/saat}] \quad (3.7)$$

$G$ , her bir yükün ağırlığı ise [kg], ağırlık birimi olarak kapasite:

$$Q = \frac{G.Z}{1000} \quad [\text{ton/saat}] \quad \text{olarak hesaplanabilir.} \quad (3.8)$$

Tüm bu formüllerden görüldüğü gibi birim yükleri taşımada kapasite, birim ağırlıktaki artışla doğru orantılı ve ayrı yük birimlerinin veya partilerinin arasındaki uzaklıkla ters orantılı olarak değişir.

Verilen türde bir makina için işletmenin istemlerine uygun olarak iletim hızı belirlendikten sonra, yukarıda verilen denklemlerle makinanın kapasitesine ilişkin ara nitelikler bulunur. Örneğin (3.3)'deki ifadelerden yük birimleri ya da partileri arasındaki  $a$  uzaklığı hesaplanabilir. Birim yükler için kapasite hesaplanırken dikkat edilmesi gereken bir diğer nokta da  $a$  ölçüsünün yükün dıştan dışa boyutlarıyla uyum içinde olması gerektiğidir. Benzer şekilde, makinanın yük taşıyıcı elemanının boyutları da (platformlu bir transport makinasında platformun uzunluğu ve genişliği) taşınan yükün dıştan dışa boyutlarıyla uyumlu olmalıdır.

Sürekli transport makinalarında, yukarıdaki denklemlere göre hesapta temel alınan  $Q$  [ton/saat] kapasitesine, hesaplanmış kapasite ya da tasarım kapasitesi denir. Bu kapasite alışılmış olarak ortalama kapasiteye ( $Q_{ort}$ ) eşit ya da ondan yüksektir. Malzemenin

besleme düzensizliği için bir  $K'$  katsayısını  $K' \geq 1$  olmak üzere dikkate alarak gerçek kapasite değeri:

$$Q = Q_{ort} \cdot K' \quad [\text{ton/saat}] \quad \text{bulunur.} \quad (3.9)$$

### 3.2. Transport Makinalarında Direnç Kuvvetleri

Bir sürekli transport makinası saatte  $Q$  ton yükü  $H$  metreye kaldırıyorsa, bu yükü kaldırmak için harcanan etkin güç:

$$N_{et} = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot 102} = \frac{Q \cdot H}{367} \quad [\text{kW}] \quad (3.10)$$

olacaktır.

Bu durumda transport makinasının verimi  $\eta$  ise gerekli motor gücü:

$$N = \frac{N_{et}}{\eta} = \frac{Q \cdot H}{367 \cdot \eta} \quad [\text{kW}] \quad \text{olur.} \quad (3.11)$$

Sürekli transport makinaları genellikle yükleri yatay olarak taşırlar. Bu durumda  $H=0$  olduğundan,  $N_{et}$  ve  $N$  cebri olarak sıfır olurlar. Bir başka deyişle, bu durumda yük kaldırma işlemi için harcanmış faydalı iş yoktur. Buradan çıkan sonuç, genel transport makinalarında güç hesabı için kullanılan bu formüllerin yatay konveyörlerde gerekli motor gücünü belirtmekte kullanılamayacağıdır. Eğer yük düşey kesitler boyunca ( $H \neq 0$ ) hareket ediyor ve  $H$  değerinin yanında ihmal edilebiliyorsa sürtünme direncini yenmek için gerekli güç, yükü yükseltmek için gerekenden çok fazla çıkacak ve transport makinasının verimini belirten sayı, ihmal edilecek kadar küçülerek makinanın mekanik niteliklerini göstermekten uzak olacaktır. Bu nedenle gerekli motor gücü genellikle (3.10)'daki ifadeyle bulunmayacaktır. Bunun yerine, yükü yükseltmek için gerekli motor gücüyle yükün hareketine karşı sürtünme direncini yenmek için gerekli motor güçleri ayrı ayrı hesaplanacaktır.

Yükün hareketine karşı direnç, harekete karşı direnç katsayısı olarak adlandırılır. Yükün hareketini sınırlayan kuvvetlerin yükün ağırlığına oranına direnç katsayısı denir. Yükün transport makinasının birim uzunluğu başına ağırlığı  $q$  [kg/m], yükün yörünge boyu  $L$  [m] ve sürtünme katsayısı  $\omega$  ise bu durumda sürtünme direnci ( $W_{sürt}$ ) :

$$W_{sürt} = q.L.\omega \quad [daN] \text{ olacaktır.} \quad (3.12)$$

Sürtünme direncini yenmek için gerekli güç ise:

$$N_{sürt} = \frac{W_{sürt} \cdot v}{102} = \frac{q.L.\omega.v}{102} = \frac{Q.L.\omega}{102 \cdot 3,6} = \frac{Q.L.\omega}{367} \quad [kW] \text{ 'tır.} \quad (3.13)$$

Bu durumda toplam güç tüketimi (3.11) ve (3.13) düzenlenerek aşağıdaki gibi olur:

$$N = \frac{Q}{367} (H + L.\omega) \quad [kW] \quad (3.14)$$

Yukarıda verilen bu bağıntılar; yüklerin yükseltilmesi, yatay ve düşey olarak taşınması gibi işlemleri yapmak üzere tasarlanmış transport makinalarında toplam gücün hesaplanması için kullanılır.

Yatay transport makinaları için ( $H=0$ ) (3.14)'teki bağıntı aşağıdaki şekli alır:

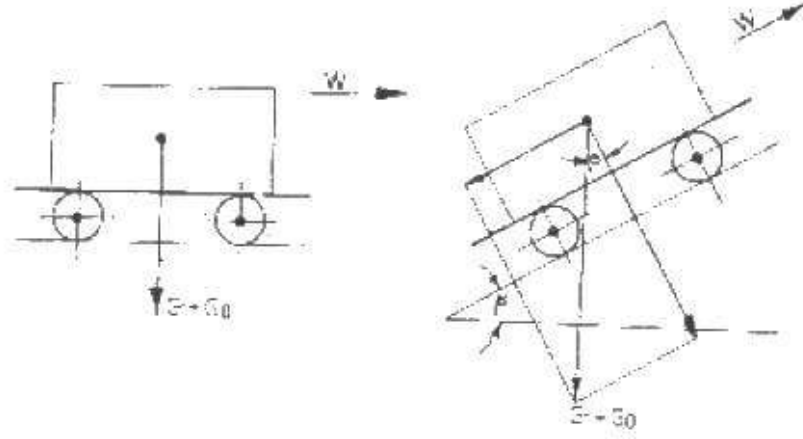
$$N = N_{sürt} = \frac{Q.L.\omega}{367} \quad [kW] \quad (3.15)$$

Düşey sistemler içinse:

$$N = \frac{Q.H}{367} (1 + \omega) \quad [kW] \text{ olur.} \quad (3.16)$$

Bu formüllerden görüldüğü gibi en genel halde güç; yüke (Q), konveyör uzunluğuna (L), yükün çıkarılacağı yüksekliğe (H) ve direnç katsayısına ( $\omega$ ) bağlıdır. Bahsettiğimiz ilk üç parametre işletme şartlarına ve konveyörün çalışma şartlarına bağlı parametreler olduğuna göre burada direnç katsayısı ( $\omega$ ) önem kazanmaktadır. Direnç katsayısı ( $\omega$ ) makinanın kapasitesine, iletim uzunluğuna ve iletim hattının geometrik şekline, yapım ve kuruluş niteliğine, çalışma koşullarına ve iletilen malzemenin yapısına bağlı olarak belirli sınırlar içerisinde değişir. Bu değer mümkün mertebe düşük seviyelere çekilerek güç değeri azaltılabilir.

Bir taşıma düzeninde toplam direnç, bazı durumlarda bu düzenin ayrı bölümlerinin dirençlerinin toplamı olarak belirlenir.



Şekil 3.1. Doğrusal kesitlerde dirençlerin belirlenmesi

$G_0$  ağırlığında bir arabanın,  $G$  yükünü kılavuz kızaklar veya raysız bir yörüngede tekerlekler üzerinde taşıdığı durum Şekil 3.1'de görülmektedir. Yatay hareket için çekme kuvveti:

$$W = (G + G_0) \cdot \omega' \quad \text{olacaktır.} \quad (3.17)$$

Yatayla  $\beta$  açısı yapan bir eğimi çıkmak için gerekli kuvvet (yukarı ya da aşağı) ise:

$$\begin{aligned} W &= W_f + W_{sürt} = \pm(G + G_0) \cdot \sin \beta + (G + G_0) \cdot \omega' \cdot \cos \beta \\ &= (G + G_0)(\pm \sin \beta + \omega' \cdot \cos \beta) \quad \text{şeklinde yazılabilir.} \end{aligned} \quad (3.18)$$

Burada;  $W_f$  faydalı direnç kuvvetleri,  $W_{sürt}$  sürtünme direnci kuvvetleri ve  $\omega'$  harekete karşı direnç katsayısıdır. Formülde, yukarı doğru hareketlerde artı (+) işareti, aşağı doğru hareketlerde eksi (-) işareti kullanılacaktır.

Raylar üzerindeki tekerlekli bir yük için direnç katsayısı ( $\omega'$ ) şöyle ifade edilir:

$$\omega' = \frac{C(\mu.d + 2k)}{D} \quad (3.19)$$

Burada  $\mu$  tekerlek muylusundaki kama sürtünmesi katsayısı (bilyalı yataklarda muylu çapına indirgenmiş sürtünme katsayısı), k yuvarlanma sürtünmesi katsayısı, d muylu çapı, D tekerlek çapı ve C tekerlek ile ray arasındaki sürtünmeden doğan direnç artış katsayısıdır. ( $C \geq 1$ ) Eğer yük raylar üzerinde değil kaydırılarak iletiliyor ve sürtünme katsayısı  $\mu$  olarak ifade edilmişse bu durumda  $\omega' = \mu$  olur. (3.19)'daki ifadede yer alan  $\mu$  ve k değerleri transport makinasının türü ve çalışma koşullarına bağlı olarak geniş sınırlar içerisinde değişirler. Sürtünme direnç katsayısı ( $\omega'$ ) pratik olarak Çizelge 3.1'e bakılarak da belirlenebilir.

Konveyörün çalışma koşulları	Makaralar için $\omega'$ katsayısı	
	Kaymalı yatak	Bilyalı yatak
Uygun	0,06 – 0,08	0,02
Orta	0,08 – 0,10	0,03
Kötü	0,10 – 0,045	0,04

Çizelge 3.1. Sürtünme direnç katsayısı  $\omega'$ .

### 3.2.1. Zincirli Konveyörlerde Direnç ve Güç

#### 3.2.1.1. Ayrı Kesitlerdeki Direnç

Bir transport makinasının sonsuz çekme elemanı genellikle sürekli bir hareket yapar. Bir sonsuz çekme elemanı, en basit biçimiyle iki doğrusal şerit ile iki dairesel birleştiriciden oluşur. Doğrusal kesitlerde çekme elemanı sabit ya da hareketli masuralar üzerinde ya da bir kılavuz kızak boyunca kayar. Eğer yük, bir yük taşıyıcı eleman (kayış, palet, kepeçler, tablalar gibi...) tarafından taşınıyor ise yük taşıyıcı eleman ve çekme elemanı eşdeğer bir

direnç katsayısı ile hareket ederler. Diğer bütün durumlarda, örneğin yükün bir kılavuz kızak boyunca itildiği ya da yükün kendi kendini hareket ettirdiği durumlarda yükün harekete karşı direnç katsayısı ile çekme elemanının biribirinden farklı olur.

Doğrusal kesit uzunluğuna  $L$ , eğim açısına  $\beta$ ,  $L$  uzunluğunun yatay izdüşümüne  $L_y$ , düşey izdüşümüne  $H$ , transport makinası kesitinin her bir metre başına düşen yük ağırlığına  $q$  ve hareketli parçaların bu kesitin her bir metre başına düşen ağırlığına  $q_0$ , yük taşıyıcı eleman ile çekme elemanının bir  $\omega'$  sürtünme katsayısı ile hareket ettiği durum için yüklü şerit üzerindeki direnç ( $W_d$ ) şöyle ifade edilir:

$$\begin{aligned} W_d &= \pm(q + q_0).L.\sin \beta + (q + q_0).L.\omega'.\cos \beta \\ &= (q + q_0)(\pm H + L.\omega'.\cos \beta) \\ &= (q + q_0)(\pm H + L_y.\omega') \end{aligned} \quad (3.20)$$

Formülde, yukarı doğru hareketlerde artı (+) işareti, aşağı doğru hareketlerde eksi (-) işareti kullanılacaktır. Kayma hareketinde  $\omega' = \mu$ 'dir. (Burada  $\mu$  kayma sürtünmesi katsayısıdır.) tekerlekler üzerindeki harekette ise  $\omega'$  (3.19) ifadesinden hesaplanır.

Transport makinasının yüksüz kesiti için ise şu ifade kullanılabilir:

$$W_b = q_0.L.(\pm \sin \beta + \omega'.\cos \beta) = q_0.(\pm H + L_y.\omega') \quad (3.21)$$

Sadece yatay hareket yapan bir transport makinası için  $\beta = 0$ ,  $H=0$  ve  $L_y = L$  alınarak (3.20) ve (3.21) formülleri düzenlenebilir.

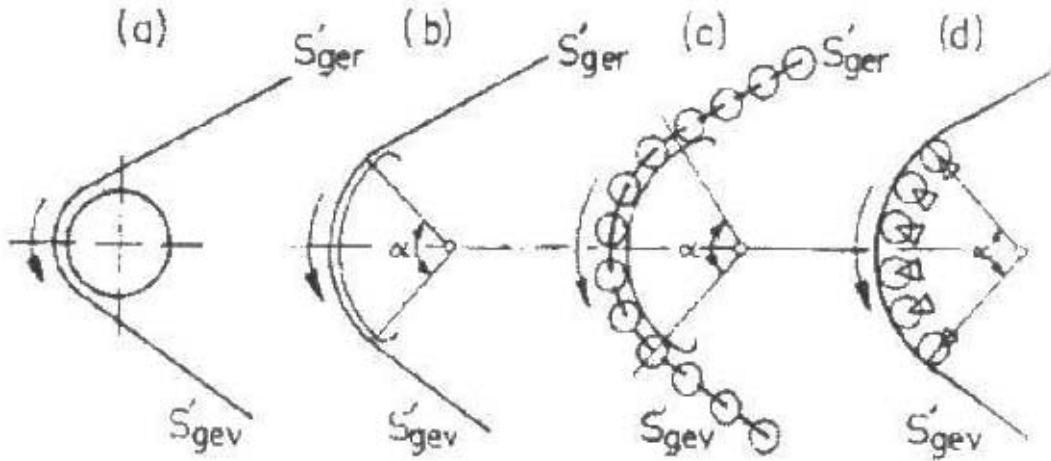
(3.20) ve (3.21) denklemleri, aşağı doğru hareketlerde doğrusal kesitlerdeki toplam direnç değerinin artı (+), eksi (-) ya da sıfır (0) olabileceğini göstermektedir. Yukarı doğru ya da yatay hareketlerde ise aynı kesitlerdeki toplam direnç daima artıdır.

Çekme elemanının eğrisel kesitteki hareketi ise şu üç yoldan birisi biçiminde olur:

1. Ekseni etrafında dönen bir düz kasnak, zincir dişlisi ya da tambur üzerinde eğilme. (Şekil 3.2.a)
2. Durağan ve eğrisel bir kılavuz kızak üzerinde kayma. (Şekil 3.2.b)

3. Eğrisel ve sabit bir çerçeveye bağlanmış bir dizi masura üzerinde yuvarlanma.  
(Şekil 3.2.d)

Çekme elemanı kasnak, zincir dişlisi ya da tambur yüzeyine sarıldığı zaman, çekme şeridinin tambura giriş tarafı gergin, tamburu terk eden tarafı ise gevşektir.



Şekil 3.2. Eğrisel kesitlerde dirençlerin belirlenmesi

Toplam eğrisel kesit direnci ( $W_{eğ}$ ), çekme elemanının tambura sarılırken eğilmesi ve tamburu terk ederken doğrulması nedeniyle malzeme katılığında doğan direnç ile tambur (zincir dişlisi, kasnak) göbeğindeki ya da tamburu taşıyan mil muylularındaki sürtünme direncinden meydana gelir. Bu dirençler genellikle çekme elemanının gergin tarafındaki çekme kuvveti ile orantılıdır. Bu nedenle elemanın gevşek tarafındaki çekme kuvveti şu şekilde olur:

$$S'_{gev} = S'_{ger} + W_{eğ} = S'_{ger} + k.S'_{ger} = (1+k).S'_{ger} = K.S'_{ger} \quad (3.22)$$

Burada  $K > 1$ 'dir. Pratikte kasnak, zincir dişlisi ya da tambur üzerindeki direncin  $W_{eğ}$  değeri,  $S'_{ger}$  değerinin % 3 – 10'u arasında değişmesine rağmen genellikle % 5 – 7 uygun bir değerdir. Bu durumda  $S'_{gev}$  şu şekilde ifade edilebilir:

$$S'_{gev} = (1,05...1,07).S'_{ger} \quad (3.23)$$

Eğer gerdirme düzeni olarak görev yapan kasnak (zincir dişli ya da tambur) ayrıca transport makinasını da çeviriyorsa, üzerindeki direnç, gergin şerit parçaları üzerindeki  $S_{ger}$  ve  $S_{gev}$  çekme kuvvetlerinin toplamının % 3 – 5 'i arasındadır. Bu durumda direnç şu şekilde ifade edilir:

$$W_{\zeta ev} = k' \cdot (S_{ger} + S_{gev}) = (0,03...0,05)(S_{ger} + S_{gev}) \quad (3.24)$$

Çekme elemanının  $\alpha$  radyanlık bir değme çapı boyunca bir kılavuz kızağa sarıldığı durumda (Şekil 2.b) çekme elemanı ile kasnak arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu$  alınarak (çekme elemanının katılığı ihmal edildiğinden oldukça küçük bir dirençtir), gevşek ve gergin şeritlerdeki çekme kuvvetleri arasında:

$$S'_{gev} = S'_{ger} \cdot e^{\mu\alpha} \text{ bağıntısı yazılabilir.} \quad (3.25)$$

Burada e doğal logaritma tabanı olup 2,7183'tür. Çekme elemanının hareketli masurular (Şekil 3.2.c) ya da durağan masurular dizisi (Şekil 3.2.d) üzerinde yuvarlandığı durumlarda ise sürtünme katsayısı  $\omega'$  alınarak ifade şu şekilde düzenlenir:

$$S_{gev} = S_{ger} \cdot e^{\omega' \cdot \alpha} \quad (3.26)$$

Buna göre eğrisel kesitlerdeki direnç kuvvetleri (3.22) ve 3.26) formülleri düzenlenerek şu şekilde ifade edilecektir:

$$W_{eğ} = S'_{gev} - S'_{ger} = S'_{ger} \cdot (e^{\mu \cdot \alpha} - 1) \quad \text{ve} \quad W_{eğ} = S_{gev} - S_{ger} = S_{ger} \cdot (e^{\omega' \cdot \alpha} - 1) \quad (3.27)$$

### 3.2.1.2. Etkin Çekme Kuvvetinin ve Motor Gücünün Belirlenmesi

Bir sürekli transport makinasında toplam direnç, profilin incelenmesi ya da noktasal inceleme denilen yöntemle hesaplanır. Çekme elemanının profili, birbirini izleyen ayrı doğrusal ve eğrisel bölümlere ayrılır. Bu kesitleri birleştiren noktalar numaralanır. Çekme elemanının gergin ve gevşet şeritlerindeki çekme kuvveti, bu profilin nokta nokta

izlenmesi yoluyla belirlenir. Toplam çekme kuvveti ise bu ayrı bölümlerin çekme kuvvetleri toplayarak bulunur. Hesaba genellikle çekme elemanının döndürme kasnağından ayrıldığı noktadan ya da bu iki nokta çakışmıyorsa elemanının en gevşek olduğu noktadan başlanır. Gerdirme düzeni tarafından çekme elemanına aktarılan başlangıçtaki çekme kuvveti makinanın türüne bağlı olup izleyen bölümlerde verilen istemlere göre seçilir. Diğer noktadaki çekme kuvveti aşağıda gösterilen genel kurala göre hesaplanır. Çekme elemanının hareketi boyunca peş peşe gelen her noktadaki çekme kuvveti artı bu iki nokta arasındaki kesite gelen dirence eşittir. Bu durum şu şekilde ifade edilir:

$$S_i = S_{i-1} + W_{(i-1)i} \quad (3.28)$$

Burada,  $i-1$  ve  $i$  kesitlerindeki çekme kuvvetleri sırasıyla  $S_{i-1}$  ve  $S_i$  olup  $i-1$ 'den  $i$ 'ye kadar iki nokta arasındaki direnç  $W_{(i-1)i}$ 'dir.

Hesabın çekme elemanının profilini izleyerek ve hareketin yönüne zıt yönde yapıldığı durumlarda, birbirini izleyen her bir noktadaki çekme kuvveti bir önceki çekme kuvveti ile bu iki nokta arasındaki dilime gelen direnç kuvvetinin farkına eşittir. Profilin bölündüğü doğrusal ve eğrisel bölüm sayısı  $n$ , gevşek taraftaki çekme kuvveti  $S_{gev}$ , gergin taraftaki çekme kuvveti  $S_{ger}$  ise, etkin çekme kuvveti şu şekilde ifade edilir:

$$W_0 = S_{ger} - S_{gev} \quad (3.29)$$

Döndürme milindeki direnç de ( $W_d$ ) hesaba katılırsa:

$$W_0 = S_{ger} - S_{gev} + W_d$$

$$W_0 = S_{ger} - S_{gev} + \sum_{i=n}^1 W_i \quad \text{olur.} \quad (3.30)$$

Bu durumda sürekli transport makinası için gerekli motor gücü aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$N = \frac{W_0 \cdot v}{102 \cdot \eta_g} \quad [\text{kW}] \quad (3.31)$$

Burada  $W_0$  [daN] etkin çekme kuvveti,  $v$  [m/s] çekme elemanının hızı,  $\eta_g$  etkin çekme kuvvetinin ( $W_0$ ) (3.30) denklemiyle hesaplandığı durumlarda, çekme elemanının katılığından meydana gelen (döndürme miline indirgenmiş) kayıpları da içeren aktarma düzeni verimidir. Etkin çekme kuvveti ( $W_0$ ) (3.30) denklemiyle hesaplandığında  $\eta_g$  bu kayıpları içermez.

### 3.3. Zincirin Mukavemet Kontrolü

Standart bir zincir, karşı karşıya olduğu toplam çekme kuvvetine göre hesaplanır ya da kontrol edilir. Teorik kuvvet ise statik ve dinamik kuvvetlerin toplamına eşittir.

$$(S_{teor} = S_{st} + S_{din})$$

Bir çelik zincirde incelenmesi gereken üç durum mevcuttur:

1. Pim çapının ve zincir ek yerlerindeki özgül basıncın belirlenmesi
2. Burç dış çapının belirlenmesi
3. Lamelli baklaların enine kesitinin belirlenmesi

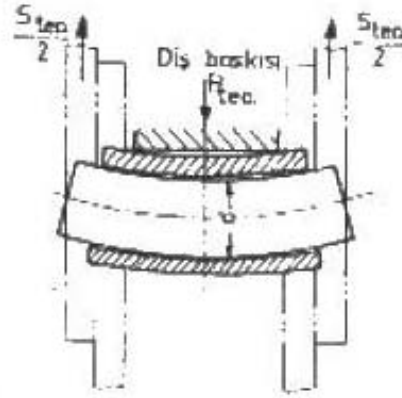
#### 3.3.1. Pim Çapının ve Zincir Ek Yerlerindeki Özgül Basıncın Belirlenmesi

Zincir, konveyör profili boyunca hareket ederken ve döndüren zincir dişlisi üzerinden geçerken çekme kuvveti, dişlinin dişiyile kavramaya giren bakladan diğer baklaya aktarılır.

Bu döndürme gücü aktarması, zincir pimlerinin eğilerek deforme olmasına neden olur.

Kritik gerilmenin pime etkimesi, dış lamelli bakladan bir önceki ek yerinin zincir dişlisi dişiyile kavramaya girdiği anda olur. Her dış bakladaki çekme kuvveti,  $S_{teor} / 2$ 'dir. Zincirli konveyörlerde zincir iki şeritten oluşuyorsa burada zincir başına düşen teorik çekme yükünü %15 fazla almak uygun olacaktır.  $(1,15 S_{teor} / 2)$

Yeni bir zincirde, burcun mukavemet momenti genellikle piminkinden önemli ölçüde daha büyüktür ve pim burçtan daha büyük ölçüde deformasyona uğrar. Bu nedenle pimle burç arasındaki basınç, Şekil 3.3'deki gibi burç uçlarında yoğunlaşır.

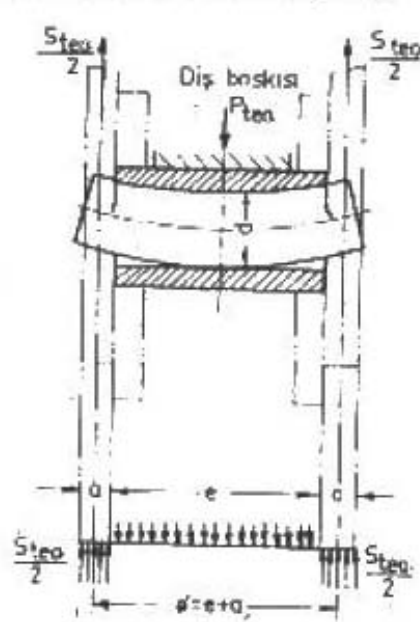


Şekil 3.3. Yeni bir zincir baklasında oluşan deformasyon.

Yük dağılımı sabit kalmaz. Bağlantılar çalışırken, maksimum özgül basıncı alan pimin ve burcun keskin kenarları en yüksek aşınmaya uğrarlar ve yük dağılımı pratik olarak düzgündür yani pim için kritiktir. Bu yük dağılımı Şekil 3.2'de şematik olarak gösterilmiştir.

Sonuç olarak pimdeki gerilmelerin, zincirin işletmeye girmesiyle artmaya başladığı ve ek yerlerinin tam yük altına girmesiyle maksimum değerine ulaştığı varsayılabilir.

Normal işletme yükü altında çalışan bağlantı yerine bir darbe yükü uygulandığında, pimdeki eğilme artar ve artık pim boyunca düzgün bir yük dağılımı olmaz. Fakat keskin kenarlarda gerilme yığılması meydana gelir. Yani yük dağılımı daha elverişli olur. Bundan dolayı darbe yükleri süresince pimdeki gerilmelerin, zincir yükünden daha yavaş arttığı güvenle söylenebilir.



Şekil 3.4. Çalışmış bir zincir baklasında zincir dış baklası zincir dişlisi üzerinden geçerken pim üzerindeki yük dağılımı.

Pimdeki eğilme momenti şöyledir:

$$M = W \cdot \sigma_{em} \quad (3.32)$$

Burada:

M : Eğilme momenti [ daNcm ]

W : Pim kesitinin mukavemet momenti [ cm<sup>3</sup> ]

$\sigma_{em}$  : Emniyetli eğilme gerilmesi [ daN / cm<sup>2</sup> ]

Yükün düzgün olarak dağıldığı durumlarda, (3.32) denklemi şu şekli alır:

$$\frac{S_{teor}}{2} \left( \frac{e+a}{2} - \frac{e}{4} \right) = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \sigma_{em} \quad (3.33)$$

Buradan pim çapı  $d$  çekilerek formül şöyle düzenlenir:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1,27.S_{teor}(e+2a)}{\sigma_{em}}} \quad (3.34)$$

Çeşitli verilere ve darbe yüklerinde meydana gelen gerilme artışı kanununa uygun olarak, çelik pimlerde eğilme emniyet gerilmesi ( $\sigma_{em}$ ); kopma gerilmesi  $5700 \text{ daN/cm}^2$ 'den küçük olmayan bir çelik malzemeden yapılmış pim için,  $1600 - 1900 \text{ daN/cm}^2$  olarak alınabilir.

Pim çapı ayrıca kesme gerilmesi yönünden de kontrol edilmelidir. Bakla levhaları pim üzerindeki oyuklara yerleştirilmiş iseler ( $d_0 < d$ ), bu kontrol aşağıdaki denkleme göre yapılmalıdır:

$$\tau = \frac{S_{teor}}{2 \frac{\pi.d_0^2}{4}} \leq \tau_{em} \quad (3.35)$$

Burada  $\tau_{em}$ ,  $400 - 450 \text{ daN/cm}^2$  alınabilir.

Pim boyutları bunlardan başka, pim ile burç arasındaki bağlantıya gelen izin verilebilir özgül basınca dayanım bakımından da aşağıdaki formülle kontrol edilmelidir:

$$P = \frac{S_{st} + K_1.S_{din}}{d.e} \quad (3.36)$$

Burada  $K_1$ , dinamik gerilmelerdeki azalmaları hesaba katan bir katsayıdır. Maksimum dinamik çekme kuvveti ani olarak etki eder ve bağlantılarda beklenen aşınmanın ölçütü olarak kabul edilen özgül basıncın hesabında, bu kuvvetin ancak bir bölümü dikkate alınır. Dolayısıyla  $K_1$   $0,5 - 0,7$  arasında seçilebilir.

Maksimum özgül basınç ( $P$ ) genellikle şu değerlerde olmalıdır:

Isıl işlem görmemiş çeliklerde	$180 \text{ daN/cm}^2$
Yüzey sertleştirme yapılmış çeliklerde	$245 \text{ daN/cm}^2$
Isıl işlem görmüş alaşım çeliği	$450 \text{ daN/cm}^2$

Özgül basınç; zincir hızına, çalışma şartlarına ve konveyördeki dönemeç sayısına bağlıdır. Zaman birimi başına hız ve dönemeç sayısı arttıkça özgül basınç düşer. Zincir bağlantılarında önerilen özgül basınç değerleri, zincir dişlisi dişi üzerindeki gerilmeye yani bağlantıdaki maksimum yüke bağlıdır. Zincirin bir tam çevriminde bağlantıya etki eden ortalama özgül basınç, zincirin aşınma mertebesini belirler. Bu basınç hız sabit iken, konveyör uzunluğuna, hareket yörüngesinin profiline ve zincirin eğilen bölümlerindeki çekme kuvvetine bağlıdır.

Bu durum, verilmiş bir sabit zincir hızında, hesaplanmış özgül basınç değerlerinin konveyör uzunluğundaki bir artışla büyüdüğünü ve zincir dönemeç sayısı ile küçüldüğünü gösterir.

### 3.3.2. Burç Dış Çapının Belirlenmesi

Burç, zincir iç baklasının zincir dişlisi dişiyle kavramaya girdiği anda maksimum yüke maruz kalır. Bu anda dişteki tüm enerji, iç bakla lamellerine tespit edilmiş olan burç tarafından yutulur yani absorbe edilir. Burcun hesabı, zincir dişlisi tarafından onun üzerine etkiyen maksimum teorik kuvvete göre aşağıdaki formül yardımıyla yapılır:

$$P_{teor} = W_0 + S_{din} = S_{teor} - S_{gev} \quad (3.37)$$

Burada:

$W_0$  : Statik çevresel çekme kuvveti. Bknz (3.30)

$S_{din}$  : Zincire etkiyen dinamik yük.

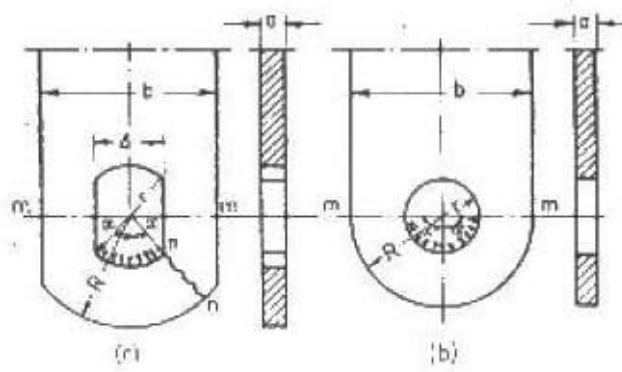
$S_{teor}$  : Zincirin gergin şeridindeki teorik kuvvet. Bknz (3.41)

Basıncın düzgün yayılı bir yük şeklinde, diş tarafından burca aktarıldığını varsayarsak, eğilme denklemi şu şekli alır:

$$P_{teor} = \left( \frac{c+a}{4} - \frac{b^3}{8} \right) = \frac{\pi(d_1^4 - d_b^4)}{64} \frac{2}{d_1} \sigma_{eğ} \quad (3.38)$$



$$\sigma_{\max} = \left( \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \right) p'' \quad (3.40)$$



Şekil 3.6. Zincir lamellerinde pim delikleri. (a iç, b dış)

Delik iç yüzeyindeki özgül basınç, Şekil 3.6.a'daki  $2\alpha$  sarılma açısı için hesaplanabilir. Toplam maksimum teorik kuvvet aşağıdaki denklemden elde edilir:

$$p'' = \frac{S_{teor}}{2a \cdot 2r \cdot \sin \alpha} \quad (3.41)$$

Burada Şekil 3.6.b'ye bakılarak  $2\alpha = 180^\circ$  ise formül aşağıdaki hale gelir:

$$p'' = \frac{S_{teor}}{4ar} \quad (3.42)$$

(3.40) denkleminde  $\sigma_{\max}$  yerine  $\sigma_{em}$  koyarsak aşağıdaki denklemi elde ederiz:

$$R = r \sqrt{\frac{\sigma_{em} + p''}{\sigma_{em} - p''}} \quad (3.43)$$

Bakla lamelleri için genellikle  $\sigma_{em} = 1000 - 1200 \text{ daN/cm}^2$  alınır.

Bakla lamelinin pim deliğindeki  $mm$  kesitinin boyutları, çekme gerilmesine göre ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$S_{teor} = 2a(b - \Delta)\sigma_{em} \quad (3.44)$$

Burada gerekli düzenlemeleri yaparsak şu ifade elde edilir:

$$\sigma = \frac{S_{teor}}{2a(b - \Delta)} \leq \sigma_{em} \quad (3.45)$$

Bu denklemde  $\sigma_{em} = 600 - 750 \text{ daN/cm}^2$  alınabilir.

İç lamellerin pim delikleri dış lamellerinkinden daha geniş olduğundan; dış lameller için basma gerilmesi (3.42), iç lameller için çekme gerilmesi (3.45) daha kritiktir.

Eğri baklalı ve burçlu zincirlerde bakla lamelleri, bunlara etki eden çekme ve basma gerilmelerinin toplamına dayanacak şekilde hesaplanır. Bu hesapta aşağıdaki ifade kullanılabilir:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = \frac{S_{teor}}{2ab} + \frac{6.S_{teor}}{2ab} = 3,5 \frac{S_{teor}}{ab} \leq \sigma_{em} \quad (3.46)$$

### 3.3.4. Zincir Boyutlarıyla Emniyet Katsayısı Arasındaki Bağntı

Yüksek kaliteli standart bir zincirin dayanımı yukarıda ifade ettiğimiz formüllerle hesaplandığında zincir elemanlarındaki gerilmelerin, hesaplarda verilenlerden çok daha yüksek olduğu görülecektir.

Yine de, Spivakovsky ve Dyachkov'un (1984) çalışmalarından hareketle çelik zincirli konveyörlerde 1,5 kat emniyetin yeterli olduğu söylenebilir. Gerdemeli ve Kesikçi'de (2003) çelik konveyör zincirinin gerilme analizi sonuçlarının 1,5 kat emniyetli olduğunu ortaya koymuşlardır.

### 3.4. Zincirli Konveyörlerin Tasarımına Etki Eden Dinamik Olaylar

#### 3.4.1. Zincirin Hızı ve İvmesi

Bir transport makinasının çekme elemanının boyutları, maruz kalacağı en yüksek çekmeye göre hesaplanır. Profil yöntemiyle belirlenen en yüksek çekme, genellikle çekme elemanının döndürme dişlisine sarıldığı noktada elde edilir. Her çeşit zincirli konveyörde dönme hareketinin zincir dişlisi aracılığıyla zincire iletilmesi sırasında ortaya çıkan dinamik kuvvetler, önceki bölümlerde açıklanan statik kuvvetlere eklenmelidir. En yüksek dinamik gerilme, zincir dişlisi dişinin bir sonraki zincir baklası ile kavrama durumuna gelişi sırasında ortaya çıkar.

Zincirin, zincir dişlilerine bir poligon (çokgen) şeklinde sarılması nedeniyle, çarkta etken çap,  $R$  ile  $R \cdot \cos(\alpha_0/2)$  arasında değişir. Bunun sonucunda zincir dişlisi sabit  $\omega$  açısal hızı ile dönmesine rağmen zincirin hızı (3.48) ifadesinde ortaya konan maksimum ve minimum değerler arasında periyodik olarak salınır. Zincir kolları da dönme eksenine yaklaşır veya uzaklaşır ve devamlı olarak ivmelenir. Sistemin geometrisinden ortaya çıkan bu olaya poligon etkisi denir.

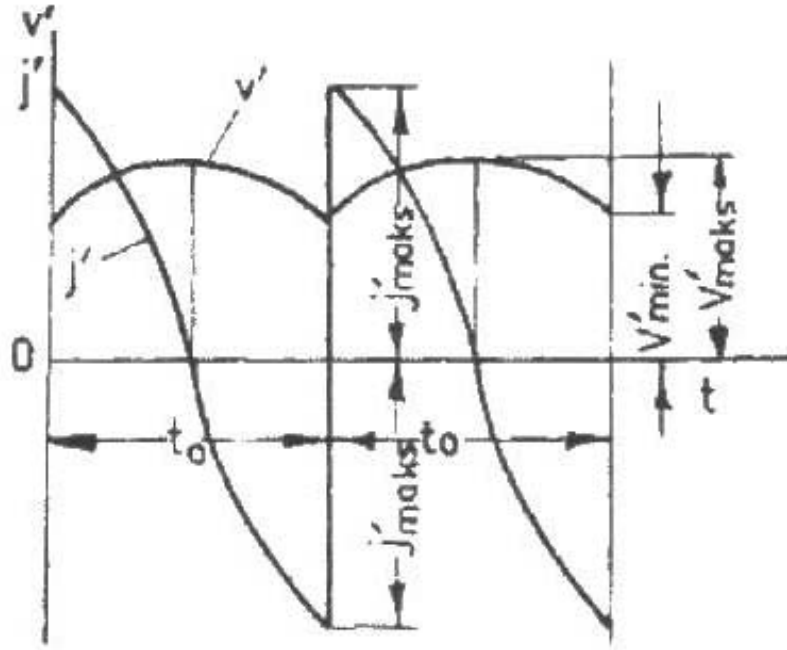
Şekil 3.7'de bir zincir dişlisi ya da bir alın yüzeyli kasnak çevresinde yürüyen bir zincir şematik olarak görülmektedir. Şekilde gösterilen durumda çekme kuvveti, (1') zincir baklası ile kavrama durumunda bulunan (1) dişli aracılığıyla iletilmektedir. Zincir dişlisi döndükçe, (2) dişlisi (2') baklası ile, (3) dişlisi de (3') baklası ile kavrama durumuna gelecektir.

Zincir dişlisi sabit bir  $\omega$  açısal hızında dönerken, dişin çevresel hızı da  $v_0 = R \cdot \omega$  olarak sabit kalır. Bu durumda zincirin hızı:

$$v' = v_0 \cdot \cos \varphi = R \cdot \omega \cdot \cos \varphi \quad \text{olur.} \quad (3.47)$$

Burada  $\varphi$  Şekil 3.7'de görüldüğü gibi,  $O_1 = R$  ışıını ile  $O_y$  ekseninin meydana getirdiği değişen açıdır.





Şekil 3.8. Zincirin hız ve ivme diyagramı

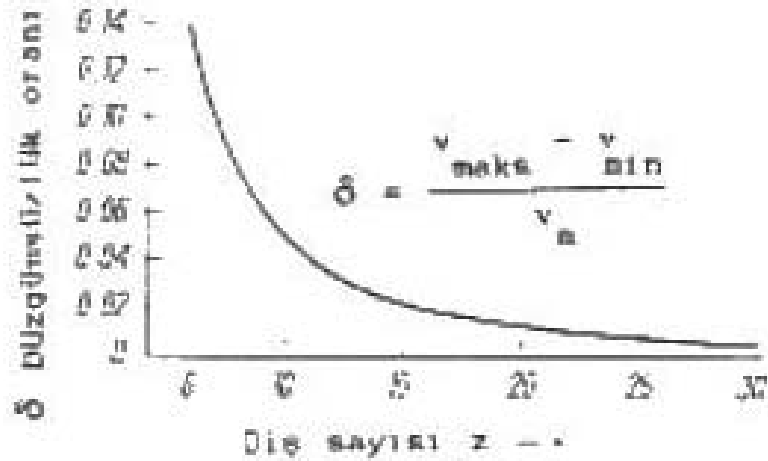
Poligon etkisi sonucunda hızda meydana gelen düzgünsüzlük oranı  $\delta$  ile ifade edilir ve şöyle ifade edilir:

$$\delta = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_{\text{ort}}} \quad (3.49)$$

Burada gerekli düzenlemeler yapıldığında:

$$\delta = \frac{[1 - \cos(180/z)]\pi}{z \cdot \sin(180/z)} \quad (3.50)$$

elde edilir. Bu bağıntı bize hızdaki düzgünsüzlüğün diş sayısı  $z$ 'ye bağlı olduğunu gösterir.  $\delta$  düzgünsüzlük oranının diş sayısına bağlı olarak değişimi Şekil 3.5'te verilmiştir.



Şekil 3.9. Diş sayısının fonksiyonu olarak zincir hızının düzgünsüzlük oranı

Zincirin ivmesi, hızın zamana göre birinci türevi ya da  $j_0 = R.\omega^2$  değerindeki merkezci ivmenin zincirin hareketi doğrultusunda alınmış izdüşümü olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$j' = -j_0 \cdot \sin \varphi = -R.\omega^2 \cdot \sin \varphi \quad (3.51)$$

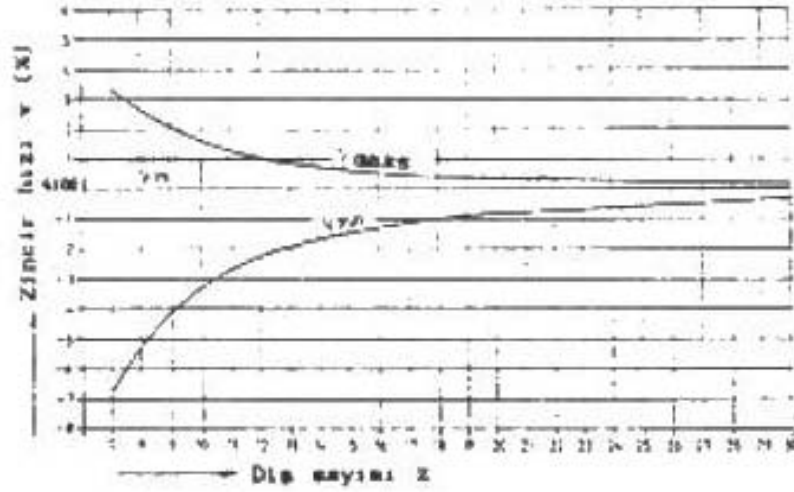
Zincirin ivme diyagramı Şekil 3.8'de görülmektedir. İvme,  $\varphi = 0$  ( $v' = v'_{\max}$ ) değerinde sıfır (0) olur ve  $\varphi = -\alpha_0/2$  ile  $\varphi = \alpha_0/2$  değerlerinde aşağıda ifade edilen en yüksek değerine varır.

$$j'_{\max} = \pm R.\omega^2 \cdot \sin(\alpha_0/2) \quad (3.52)$$

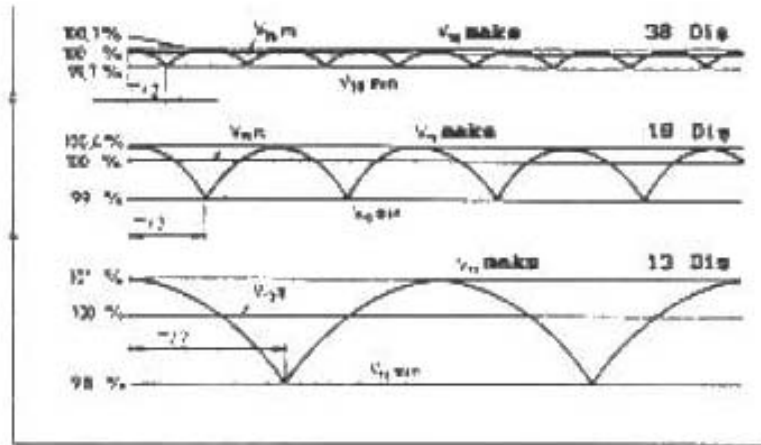
#### 3.4.1.1. Zincir Dişlilerinde Minimum ve Maksimum Diş Sayıları

Zincir mekanizmasının  $\delta$  düzgünsüzlük oranı, diş sayısı 19'dan az olan çarklarda Şekil 3.9'da görüldüğü gibi hızla artmaktadır. Bu nedenle özellikle yüksek hızlı mekanizmalarda küçük diş sayılarından kaçınılmalıdır.  $z \geq 19$  olan bölgede düzgünsüzlük pek az değiştiği, yatay eksene paralelmiş gibi gittiği için pratikte çarkın minimum diş sayısı  $z = 19$  alınır.  $\delta$  düzgünsüzlük oranına paralel olarak zincir hızının ortalama hıza göre değişimi Şekil 3.10'da görülebilir. Şekil 3.11'de ise çeşitli diş sayılarında zincir

hızının değişimi görülmektedir. Bu verilerden de anlaşıldığı gibi  $z = 19$  dişten itibaren hızdaki düzgünlük sistemde sorun çıkarmayacak şekilde azalmaktadır.



Şekil 3.10. Zincir hızının teorik düzgünlüğünün diş sayısına göre % değişimi



Şekil 3.11. Diş sayısının zincir hızının değişimine etkisi

Zincir dişlisinin maksimum diş sayısı ise müsaade edilen zincir uzaması ile sınırlıdır. Zira, hatvedeki  $\Delta p$  uzamasına karşılık olarak zincir  $\Delta R = \Delta p / [\sin(180/z)]$  kadar dışarı doğru kaçır.  $z$  attıkça  $\Delta R$  de büyür. Bu nedenle zincir boyunun % 1,25 uzamasına kadar müsaade edecek şekilde maksimum diş sayıları; makaralı ve burçlu zincirler için  $z_{\max} = 120$ , dişli zincirler için  $z_{\max} = 140$  olarak belirlenmiştir.

### 3.4.2. Zincirdeki Dinamik Yükler

Şekil 3.8.'deki diyagramdan görüldüğü gibi,  $t_0$  başlangıç periyodunun sonunda ve bunu izleyen periyodun başlangıcında zincir dişlisinin dişi izleyen baklayla kavrama durumuna geldiğinde ivme, ani olarak  $-j'_{\max}$ 'tan  $+j'_{\max}$ 'a doğru sıçrar yani  $2j'_{\max}$  kadar artar. Transport makinasının hareket eden parçalarıyla yükün indirgenmiş kütlesi  $m$  ile gösterilirse, bu andaki dinamik etki  $2mj'_{\max}$  olur. Kuvvet ani olarak etkidiği için iki katlı bir çekme olarak kabul edilebilir. Bu nedenle, teorik dinamik etki  $J_A = 4mj'_{\max}$  olarak alınır.

$J'_A = mj'_{\max}$  atalet kuvveti  $t_0$  periyodunun son anında etkidiğinden, zincir hareketinin yönünde ve eksi değerdedir. Bu nedenle, ani dinamik etkiye eklenmesi gerekir.

Sonuç olarak;  $S_{st}$  zincirin gergin tarafındaki statik çekme kuvveti ve  $S_{din}$  teorik dinamik çekme kuvveti olmak üzere, toplam teorik çekme etkisi şöyle ifade edilir:

$$\begin{aligned}
 S_{teor} &= S_{st} + S_{din} \\
 S_{teor} &= S_{st} + J_A - J'_A \\
 S_{teor} &= S_{st} + 4mj'_{\max} - mj'_{\max} \\
 S_{teor} &= S_{st} + 3mj'_{\max}
 \end{aligned} \tag{3.53}$$

Burada:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}, \quad \sin \frac{\alpha_0}{2} = \frac{2\pi^2 v^2}{z(zt')} = \frac{2\pi^2 v^2 t'}{(zt')^2} \tag{3.54}$$

Zincir dişlisinin diş sayısı ile zincir adımı birbirine eşit olduğu zaman en yüksek ivme ve dolayısıyla en yüksek dinamik etki zincir hızının karesiyle doğru orantılı; zincir hızı ve zincir dişlisi çapı birbirine eşit olduğu zaman ise diş sayısı ters ve çekme zincirinin adımıyla doğru orantılıdır.

Uzunluk  $L$  [m] olan ve iki doğrusal şerit içeren bir sistemdeki hareket halindeki kütle  $m = (q + 2q_0)L/g$ 'dir. Burada  $g$  [ $m/s^2$ ] yerçekimi ivmesidir. Ancak bu kinetik kanun, çekme elemanının elastikliği nedeniyle ivmenin bu elemana aniden değil de bir elastik dalganın yayılmasıyla iletilmesinden dolayı, kütlelerin tümünün hareket halinde olmadığını

gösterir. Yani çekme elemanının serbest sarkması nedeniyle kinetik kanun bozulur ve bu durum ağırlıklı ya da yaylı bir gerdirme düzeni kurulmasını zorunlu kılar. Öyleyse transport makinasının tümü değil, fakat  $C \leq 1$  katsayısı ile çarpılarak küçültülmüş kütlesi hesaba konmuştur.

$$S_{teor} = S_{st} + 3j_{max} \frac{(q + C.q_0).L}{g} \quad (3.55)$$

C katsayısı için uygun değerler aşağıda verilmiştir.

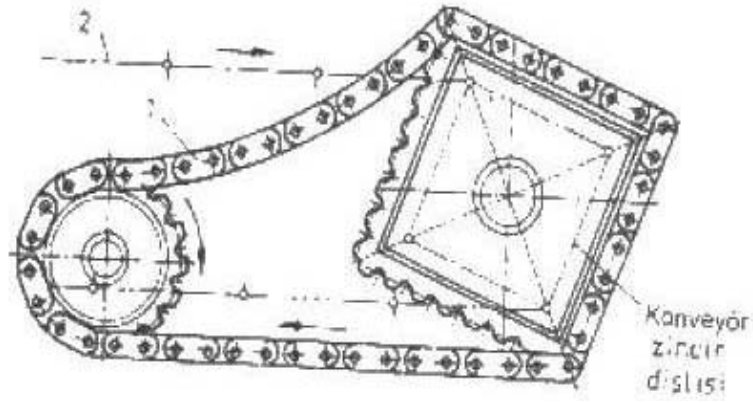
$L < 25$ m transport makinaları için	C=2,0
$L = 25 - 60$ m transport makinaları için	C=1,5
$L > 60$ m transport makinaları için	C=1,0

#### 3.4.2.1. Dengeleme Çarkları

Transport makinasının çekme zincirlerindeki dinamik etkiler, onlara gelen yükleri arttırdıklarından, yalnız dayanıklı ve ağır zincirlerin kullanımını gerektirmekle kalmazlar. Aynı zamanda, malzeme yorulması nedeniyle bunların çalışma ömrünü de kısaltır. (3.40) denkleminde de görüleceği gibi, zincir adım ile hızı arttıkça ve zincir dişlisi diş sayısı azaldıkça dinamik gerilmelerin etkisi artmaktadır. Bu nedenle yukarıda sayılan durumlar ortaya çıktığında özel dengeleme çarkları kullanmak uygun olacaktır. Bu düzenler zincir hareketindeki düzensüzlükleri önemli ölçüde azaltır.

Birkaç istisna ile, kullanılan bütün dengeleme çarkları, döndüren zincir dişlisinin  $\omega \cos \varphi$  çarpımını sabit kılacak düzgün olmayan bir  $\omega$  açısal hızı dönmesi ilkesine göre yapılmışlardır. Bu  $v'$  zincir hızını sabit yapar. Bu ilkeyi uygulayan iki döndürme biçimi Şekil 3.12 ve Şekil 3.13'te gösterilmiştir.





Şekil 3.13. Kısa baklalı zincirli aktarmada dengeleme çarkı

### 3.4.3. Zincir Titreşimleri

Zincir mekanizmalarında, çeşitli nedenlerle titreşimler oluşabilir. Poligon etkisi, dişlilerdeki eksantrisite, hatve hataları vb... nedenler titreşime neden olur. Sistemin özellikle rezonansa girmesi halinde sarsıntılı ve gürültülü bir çalışma başlar ve aşırı zorlanmalar neticesinde aşınmalar artar. Bu sebepten ötürü zincir kollarının doğal frekansları ile uyarı frekanslarına dikkat edilmelidir. Zincirli konveyör tasarımı yapan bir mühendisin sistemi titreşimler yönünden incelerken, sistemi rezonansa sokan devir sayısını tespit ederek bunu sistemin devir sayısı ile karşılaştırması yeterli olacaktır.

Zincirli konveyörlerde meydana gelen titreşimleri; enine titreşimler, boyuna titreşimler ve dönme hareketlerinden kaynaklanan titreşimler olarak üç kısımda inceleyebiliriz.

*Enine titreşimler*, poligon etkisi ve dişli çarklardaki dönme hatası (eksantrisite) nedeniyle oluşur. Zincir boyunca kütle dağılımının düzgün olması, mafsallardaki sürtünme etkisinin ihmal edilmesi, hatveye göre zincir boyunun uzun ve baklaların rijit olması kabulleriyle zincirin enine titreşim frekansı hesaplanabilir. Buna göre, enine titreşimler için rezonans devir sayısı aşağıdaki ifadeyle bulunabilir:

$$n_{izv} = (f_{iz} \pm 0,1) \frac{\lambda}{v} \frac{30000}{z.L_T} \sqrt{\frac{F}{q}} \quad [d/d] \quad (3.56)$$

Burada:

- $f_{tz}$  : Diş sayısı ve çevrim oranı faktörü. ( $z \approx 15$  için 1,2;  $z > 19$  için 1,1 alınır.)
- $\lambda$  : Serbestlik derecesinin mertebesi. (Zincir mekanizmalarında ilk iki frekans önem taşır.  $\lambda = 1$  ve 2 kontrol edilebilir.)
- $\nu$  : Serbestlik derecesinin uyarı mertebesi
- $z$  : Tahrik dişlisinin diş sayısı
- $L_T$  : Zincirin gergin kol uzunluğu [mm]
- $F$  : Zincire etki eden kuvvet [N]
- $q$  : Zincirin birim uzunluğunun ağırlığı [kg/m]

*Boyuna titreşimler*, poligon etkisi nedeniyle meydana gelirler. Hesaplarda yine belli kabuller yapılır. (Baklalar kütsüz bir yay gibi alınır, bakla kütsesinin mafsalda bir noktada toplandığı ve ayrıca bu noktasal kütsenin zincir boyunca hareketinin sınırlı olduğu kabul edilir.) Buna göre, sistemin rezonans devir sayısı şu ifadeyle bulunur:

$$n_{1\nu} = \lambda \frac{30000}{z \cdot L_T} \sqrt{\frac{c_{rel} \cdot F_K}{q}} \quad [\text{d/d}] \quad (3.57)$$

Burada:

- $F_K$  : Zincir katalogunda belirtilen, zincirin kopma yükü [N]
- $c_{rel}$  : Relatif zincir rijitliği. Bu değer, zincir üreticileri tarafından verilen zincirin yaylanma rijitliği  $c$  [N/mm] ifadesinden,  $c_{rel} = \frac{c \cdot L_T}{F_K \cdot 1000}$  şeklinde bulunur.

*Dönme hareketlerinden kaynaklanan titreşimler*, döndüren ve döndürülen millerdeki dönme hareketlerinin, periyodik dönme titreşimleriyle birleşmesi sonucu meydana gelirler. Hesaplarda zincir, yaylanma rijitliği  $c$  olan kütsüz bir yay, dişli çarklar ve millerde rijit kabul edilir. Dönen kütseler için her iki milde tek bir kütsyle indirgenmiş atalet momentleri ( $I_1$  ve  $I_2$ ) göz önüne alınır.

Buna göre poligon etkisinden oluşan rezonans:

$$n_{dp} = \frac{15}{\pi \cdot z} \sqrt{\frac{c_{rel} \cdot F_K}{1000 \cdot L_T} \left( \frac{d_1^2}{I_1} + \frac{d_2^2}{I_2} \right)} \quad [\text{d/d}] \quad (3.58)$$

Dişlilerin dönme hatalarından oluşan rezonans:

$$n_{dv} = \frac{15}{z} \sqrt{\frac{c_{rel} \cdot F_K}{1000 \cdot L_T} \left( \frac{d_1^2}{I_1} + \frac{d_2^2}{I_2} \right)} \quad [\text{d/d}] \quad (3.59)$$

Zincirin hatve hatalarından oluşan rezonans:

$$n_{dpt} = \frac{15}{\nu \cdot \pi \cdot z} \sqrt{\frac{c_{rel} \cdot F_K}{1000 \cdot L_T} \left( \frac{d_1^2}{I_1} + \frac{d_2^2}{I_2} \right)} \quad [\text{d/d}] \quad (3.60)$$

şeklinde ifade edilir. Genellikle zincirli konveyörlerde döndüren ve döndürülen dişli çarkların çapları eşit olduğundan bu ifadelerde  $d_1 = d_2 = d$  alınabilir.

Zincirli konveyörlerin devir sayıları düşük olduğundan genellikle titreşim kontrolleri, rezonans altı bölgede çalışma yani titreşim açısından güvenli çalışmanın mevcut olduğu sonucunu verir. Ancak yine de tasarım esnasında titreşim kontrollerinin yapılması, zincirli konveyörlerin kurulum maliyeti düşünüldüğünde ihmal edilmemesi gereken bir durum olarak karşımıza çıkar.

### 3.5. Zincirli Konveyörlerin Tasarımına Etki Eden Faktörlerin İrdelenmesi

Zincirli konveyörlerin tasarımına etki eden faktörleri tam anlamıyla anlatabilmek için fazlaca teorik bilgiye girmek zorunda kaldık. Şimdi bunların bir özetini yaparak zincirli konveyör tasarımı yapacak bir mühendisin pratik olarak hangi yolu izleyeceğini görmek faydalı olacaktır.

Böyle bir tasarım için ilk olarak *kapasite hesabı* yapılmalıdır. Genellikle konveyörlerin tasarımında kapasite, hesaplar sonucu ortaya çıkan bir değer değil müşteri tarafından talep

edilen bir değerdir. Bölüm 3.1’de zincirli konveyörün çeşitli parametrelere göre kapasite hesabı ele alınarak, kapasitenin konveyör hızıyla ( $v$ ) doğru orantılı, parçalar arasındaki mesafeyle ( $a$ ) ters orantılı olarak değiştiği ortaya konmuştur. Bu aşamada genellikle mühendisin yapması gereken, talep edilen kapasite değerine göre özellikle (3.6) ifadesini kullanarak konveyör hızını ( $v$ ) belirlemektir. Burada dikkat edilmesi gereken bir nokta, hız değerinin Okday’ın (1973) ifade ettiği gibi 3 m/s’yi geçmemesidir.

Zincirli konveyörün tasarımında ikinci adım, zincire etki eden *etkin çekme kuvvetinin hesaplanmasıdır*. Bölüm 3.2’de zincirli konveyöre etki eden dirençler detaylı olarak incelenerek bunun teorisi verilmeye çalışılmıştır. Burada özellikle (3.20) ve (3.21) denklemleriyle, bir zincirli konveyörde doğrusal kesitler için en genel durumda, yüklü ve yüksüz şeritlerde oluşan dirençlerin ( $W_d$  ve  $W_b$ ) hesabı gösterilmiştir. Eğrisel kesitlerde meydana gelen dirençler ( $W_{eğ}$ ) ise teorik olarak ifade edilmekle birlikte, pratikte  $W_{eğ}$  değerinin  $S_{ger}$  değerinin % 3 – 10’u arasında değiştiği görülmektedir.  $W_{eğ}$  değeri (3.28) ifadesiyle hesaplanabilir. Toplam direnç hesaplanırken, konveyör bölümlere ayrılıp (3.29)’da görüldüğü gibi her bir bölümün dirençleri ardışık olarak toplanarak maksimum direnç belirlenmelidir. Bundan sonra (3.31) ifadesiyle etkin çekme kuvveti hesaplanabilir. Her ne kadar tezin içeriğinde zincir mekanizmasının dinamik etkilerine detaylı olarak değinildiyse de, pratikte dinamik etki, zincirli konveyörlerde hızın çok düşük olması nedeniyle statik çekme kuvvetinin % 3 – 5 ’i değerlerde alınarak tahrik dişlisindeki çekme kuvveti bulunabilir.

Çekme kuvvetinin hesaplanmasından sonra, kopma yükü açısından bu değeri karşılayacak *zincir seçimi* yapılmalıdır. Bu amaçla üretici firmaların kataloglarından faydalanılabilir. Zincir seçiminden sonraki adım ise, Bölüm 3.3’te belirtilen şekilde seçilen *zincirin mukavemet kontrolünün* yapılmasıdır. Burada emniyet katsayısı değeri Bölüm 3.3.4’te belirtildiği gibi seçilmelidir. Eğer yapılan kontroller sonucunda emniyetsiz bir durumla karşılaşırsa başlangıçta seçimi yapılan zincir tipi değiştirilerek hesaplar tekrarlanmalıdır.

Tasarımda bir sonraki adım *tahrik ünitesinin* seçimidir. Burada *motor gücü* ve *tahrik dişlisinin devir sayısının* belirlenmesi beklenir. (3.16) ifadesinden görüldüğü gibi en genel halde güç; yüke ( $Q$ ), konveyör uzunluğuna ( $L$ ), yükün çıkarılacağı yüksekliğe ( $H$ ) ve direnç katsayısına ( $\omega$ ) bağlıdır. Bahsettiğimiz ilk üç parametre işletme şartlarına ve konveyörün çalışma şartlarına bağlı parametreler olduğuna göre burada direnç katsayısı ( $\omega$ ) önem kazanmaktadır. Bu nedenle hesaplanan motor gücünün azaltılması istendiğinde

direnç katsayısında ( $\omega$ ) ayarlamalar yapılması gerekebilir. Direnç katsayısının ise makinanın kapasitesine, iletim uzunluğuna ve iletim hattının geometrik şekline, yapım ve kuruluş niteliğine, çalışma koşullarına ve iletilen malzemenin yapısına bağlı olarak belirli sınırlar içerisinde değiştiği unutulmamalıdır. Dolayısıyla bu değerlerle uygun şekilde oynayarak güç değeri daha düşük seviyelere çekilebilir. Motor gücü (3.32) ifadesiyle hesaplanır. Tahrik dişlisinin devri ise (5.6) genel ifadesiyle belirlenerek buna uygun redüktör seçimi yapılır. Tahrik ünitesinin seçiminde dikkat edilmesi gereken bir başka durum ise tahrik dişlisinin diş sayısının seçimidir. Bölüm 3.4.1 ve Bölüm 3.4.1.1’de detaylı şekilde görüldüğü gibi poligon etkisinden ötürü zincir dişlilerinin diş sayısının seçimi belirli sınırlar içinde kalmalıdır.

Tüm bu noktalar haricinde, *titreşim kontrolü* de Bölüm 3.4.3’te detaylıca gösterildiği gibi yapılmalıdır.

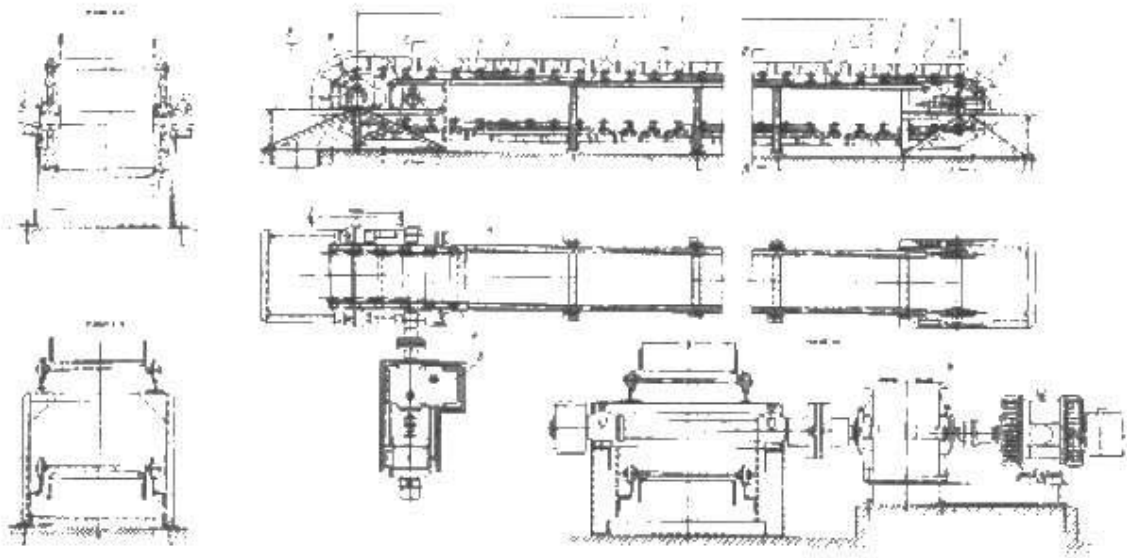
Konstrüksiyonla ilgili diğer detaylar ise (ara desteklerin seçimi, şasinin yapısı, gerdirme düzenin seçimi gibi...) Bölüm 2’de verilen bilgiler ışığında gerçekleştirilerek zincirli konveyörün tasarımı tamamlanmış olur.

#### 4. PALETLİ KONVEYÖRLER

##### Giriş

Paletli konveyörler, çeşitli dökme ve parça malların yatay ya da eğimli olarak üretilmesinde kullanılırlar. Kimya endüstrisinde, metalurjide, maden kömürü taşınmasında, makine yapımında ve endüstrinin diğer dallarında geniş çapta kullanım alanları mevcuttur. Bundan başka, hat üretiminde ara malların işlem duraklarında geçmesini sağlarlar.

Paletli ya da lamalı konveyörler (Şekil 4.1) (1) şasisi, (2) döndürme dişlisi ve (3) gerdirme dişlisi (zincir dişlileri) ile (5) çekme zincirinin tek ya da iki şeridine birden bağlanmış ve birleşme noktalarında hareketli makaralar tarafından taşınan (4) lamalarından (paletlerinden) oluşan bir palet takımından (yürüyen yatak) meydana gelir. Zincir dişlisinin dişlileriyle kavramaya giren çekme zincirleri çifti (6) çalıştırma birimi tarafından döndürülür. Zincirler, palet takımıyla birlikte konveyörün boyuna eksenine doğrultusunda dönerler. Zinciri taşıyan makaralar, şasinin sabit kılavuz yatakları üzerinde hareket ederler. Taşınacak malzeme konveyöre, yörünge boyunca herhangi bir noktaya yerleştirilmiş bir ya da fazla sayıdaki (7) besleme teknelerinden yüklenir ve döndürme zincir dişlileri yanındaki (8) boşaltma oluğuna boşaltılır.



Şekil 4.1. Paletli konveyörler

Bantlı konveyörlerden ayrıldıkları nokta; paletli konveyörlerin genellikle ağır büyük parçalı, aşındırıcı ve sıcak malzemeleri taşımada kullanılmalarıdır. Elenmiş döküm kumu, döküm parçaları gibi malzemeler paletli konveyörler tarafından rahatlıkla taşınabilirler. Yıkama, boyama, soğutma, kurutma, tavlama su verme ya da boyutlama (tasnif) işlemleri malzemeler iletim yolu boyunca uygulanabilir. Paletli konveyörlerin alternatifleri pik döküm makinaları, yürüyen merdivenler ve düzgün olmayan profilli paletli konveyörlerdir.

Paletli konveyörlerin geometrileri bantlı konveyörlerden değişik değildir, ancak bu tür konveyörlerin eğim açısı, özellikle paletler enine perdelerle donatılmış ve yataydan düşeye geçiş küçük bir eğrilik yarıçapıyla gerçekleştirilmişse  $45^\circ$  ve daha fazla olabilir.

Flanşlı ya da flanşsız olarak imal edilebilirler. Flanşlı, derin ve kutu tipi paletler 4 ila 10 mm. arasında saçtan preste basılırlar. Flanşsız paletler genelde birim yükler içindir. Yükün flanşsız bir paletten düşmesini önlemek için, özellikle yükleme bölgesinde ağaç ya da çelik yan levhalar (etekler) kullanılır.

Flanşsız, düz ve baklavalı paletler, dökme mallar taşınacaksa, çoğunlukla sabit etek levhalarıyla donatılırlar. Flanşlı ve düz veya baklavalı paletler, dökme mallar ile parça mallar (örneğin sıcak parçaları) taşımak üzere tasarlanır. Flanşlı derin ve kutu tipi paletler ise yalnızca dökme mal taşıyan eğimli ( $45^\circ - 60^\circ$ ) ve yüksek kapasiteli konveyörlerde kullanılır. Çok amaçlı ve sabit paletli konveyörler standartlaştırılmışlardır ve palet tasarımına ve yörünge profiline göre sınıflandırılırlar.

#### **4.1. Paletli Konveyörlerin Avantajları ve Sakıncaları**

Paletli konveyörler aşağıdaki üstünlüklere sahiptirler:

- Ağır, büyük parçalı ve sıcak parçaları taşıyabilirler.
- 2000 [ton/saat] ve daha yukarı kapasitelerde (özellikle etek levhaları takıldığı zaman) imal edilebilirler.
- Paletli konveyörler merkezleri arasında uzun bir açıklığa izin veren uzun çekme zinciri olarak kullanılabilirler.
- Yüksek haznelere beslenebilirler.
- Bantlı konveyörlere göre daha geniş ve karmaşık hareket yörüngelerini izleyebilirler.

- Daha dik eğimli ve bir doğrultudan öbürüne daha küçük dönme yarıçaplı eğrilerle geçiş sağlayabilirler.

Paletli konveyörlerin sakıncaları ise şöyle sıralanabilir:

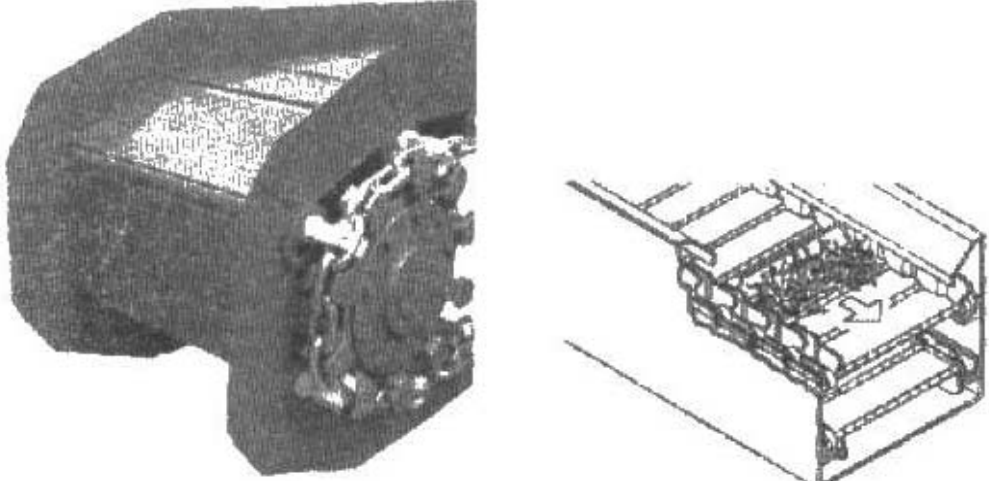
- Palet takımlarının ve zincirlerinin önemli orandaki ağırlıkları.
- Karmaşık yapı ve yüksek maliyet.
- Konveyörün verimli bir çalışma yapabilmesi için sürekli bakım gerektiren çok sayıdaki mafsallı birleşme yeri.

## 4.2. Paletli Konveyörlerin Konstrüksiyonu

### 4.2.1. Zincir

Paletli konveyörler genellikle her biri bir tarafta bulunan iki tane lamelli baklalı ve burçlu makaralı zincirle ve daha seyrek olarak da tek zincirle (yalnız 400 mm. genişliğe kadar olan hafif konveyörlerde) donatılmışlardır. Hafif ve yavaş hızlı konveyörlerde, bazı durumlarda daha ucuz olan burçsuz zincirler kullanılır. Paletli konveyörler, çok seyrek olarak lamelli baklalı ve burçlu (makarasız) ya da burçlu makaralı ve ayrılabilir zincirlerle donatılırlar. Zincirin  $t$  adımı (Şekil 4.2) 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500 ve 630 mm. olur.

En çok kullanılan burçlu makaralı yürür makaralar, konveyörün kılavuz kızakları boyunca palet takımını ve yükü taşırlar. Makara, flanşlı ya da flanşsız olabilir, kaymalı yataklar ya da bilyalı yataklar üzerinde dönerler. Bilyalı yataklar ağır hizmet sınıfı konveyörlerde kullanılırlar. Konveyör şasisine bağlanmış sabit makaralar ise palet takımı ile konveyörlerin burçlu, burçlu makaralı ve ayrılabilen türden olabilen zincirlerini taşırlar. Yüklü bölümde, zincir baklasının kenarları sabit makaralar üzerinde kayar (Şekil 4.4.d), dönüş bölümünde ise palet, bantlı konveyörlerde kayışın beslenmesine benzer şekilde taşınır.



Şekil 4.2. Çekme elemanı zincirler

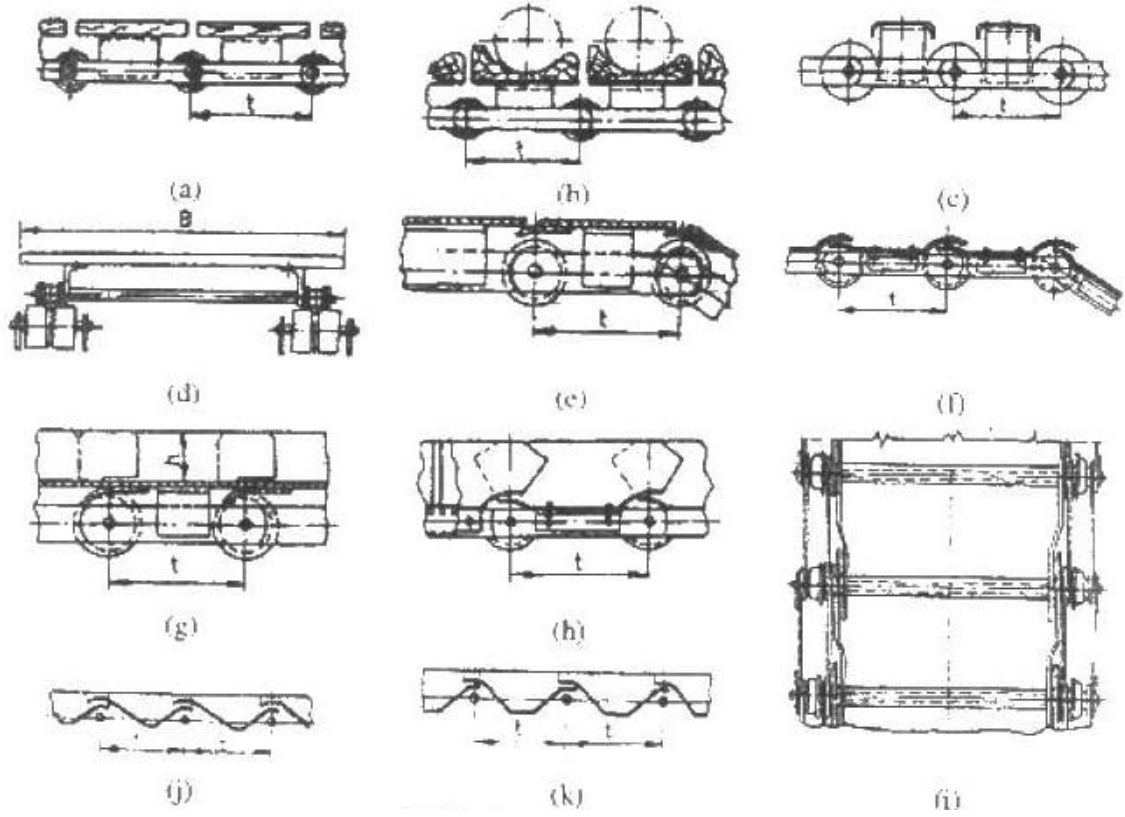
#### 4.2.2. Paletler

Paletli konveyörlerin yük taşıyıcı elemanı palet takımı ve ya lamalardır. Bu nedenle, paletlerin taşınan malzemenin yapısına uygun olarak tasarlanması gerekir. Paletler aşağıdaki ana tasarımlarda olurlar:

- Flanşsız, düz makaralı ya da makarasız (Şekil 4.3.e)
- Flanşlı, baklavalı (Şekil 4.3.h ve Şekil 4.3.i)
- Flanşlı, derin (Şekil 4.3.j ve Şekil 4.3.k)
- Kutu tip (Sığ ya da derin)

Bir düz palet takımı, ağaçtan (Şekil 4.3.a) ya da çelik saçtan (Şekil 4.3.c) yapılmış olabilir. Bazı durumlarda paletler, silindir şeklindeki yükleri tutmak için (Şekil 4.3.b) takozlarla donatılmış olabilirler. Palet takımını oluşturan lamalar cıvatalı, perçinli ya da özel açılarda kaynaklı olabilirler. Paletler, çekme zincirlerinin baklalarına bağlanırlar. Çekme zincirleri, dolu lamalarla ya da birbirinden 1 ila 3 zincir adımı arayla yerleştirilmiş olan pimlerle birbirine bağlanır. Paletin ana boyutları,  $B$  genişliği ve flanşlı paletlerde flanşların  $h$  ve  $h_{ort}$  yükseklikleridir. Standart paletler  $B = 400, 500, 650, 800, 1000, 1200, 1400$  ve  $1600$  mm. ve  $h = 100, 125, 160, 200, 250, 320$  mm. ölçülerinde yapılırlar. Burada paletin  $B$  genişliği, flanşlı paletlerde flanşın iç yüzeyleri arasındaki uzaklıktır. Flanşsız paletlerde ise bu ölçü, paletin toplam genişliğidir. Baklavalı, derin ve kutu tipi paletlerde, flanş

yüksekliği olarak  $h_{ort}$  alınır.  $h_{ort}$  paletin  $t$  adım uzunluğundaki bir kesitindeki flans alanının,  $t$  adımına bölünmesiyle elde edilen bölümdür.



Şekil 4.3. Palet çeşitleri

Palet takımlarının ve zincirlerin metre başına ağırlıkları aşağıdaki ifadeyle hesaplanabilir:

$$q_0 \approx 60B + A \text{ [kg/m]} \quad (4.1)$$

Burada A değeri Çizelge 4.1'den palet genişliği için seçilen bir değerdir.

Palet türü	B [m] genişliğindeki palet için A katsayısı		
	B = 0,4 – 0,5	B = 0,65 – 0,8	B > 0,8
Hafif	40	50	70
Orta	60	70	100
Ağır	80	110	150

Çizelge 4.1. A katsayısının değerleri.

#### 4.2.3. Tahrik Birimi

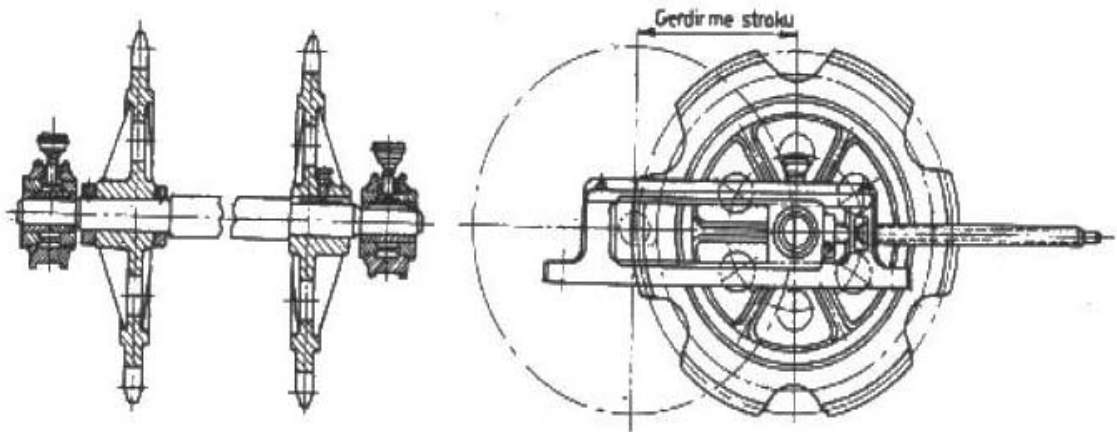
Bir konveyörün çalışma birimi; döndürme zincir dişlisi (tahrik dişlisi), aktarma düzeni ve elektrik motorundan meydana gelir. Eğimli ya da yatay eğimli bir yörüngeye sahip konveyörler, motoru besleyen elektrik akımında ya da güç aktarma düzeninde bir arıza olması durumunda, yüklü sistemin geri kaymasını önleyen bir frenleme sistemiyle donatılmışlardır. Frenleme düzeni, mandal kilit makara ya da selenoid türünden olabilir. Döndürme zincir dişlileri 5, 6, 7 ve ya 8 dişli ve çelik ya da dökme demirden olabilir. İki yandaki zincir dişlilerin eşit çekme uygulamalarını ve merkezlenmelerini sağlamak üzere dişliler, dişleri birbiriyle tam uyum içinde olacak biçimde döndürme milin bağlanmışlardır.

#### 4.2.4. Güç Aktarma Düzeni

Genellikle, kapalı tip tek bir hız düşürücü dişli kutusundan ya da redüktörle ona ek bir dişli ya da aktarma organından oluşur. Yavaş zincir hareketi, yüksek değiştirme oranlı (60 – 200 arası) redüktörler kullanılmasını zorunlu kılar. Sonsuz bir hız değişimi isteniyorsa motorla redüktör arasına bir hız değiştirici (varyatör) yerleştirilir.

#### 4.2.5. Gerdirme Düzeni

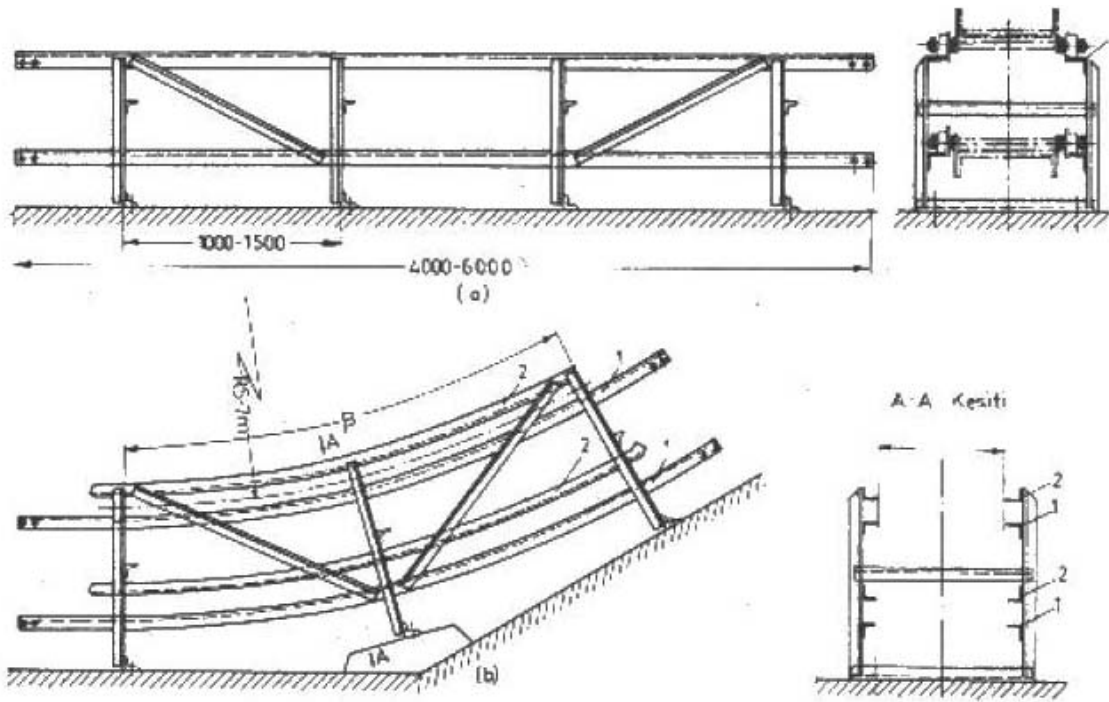
Paletli konveyörlerde, vidalı (Şekil 4.4) ya da uç zincir dişlisine takılan yaylı vidalı gerdirme düzenleri kullanılır. Gerdirme stroku, çekme zincirinin adımına bağlı olarak bu adımın 1,6 – 2,0 katından aşağı olmamak üzere 320, 500 veya 800 mm. değerlerinde seçilir. Gerdirme tamburlarından birisi kamalı, diğeri ise zincir uçlarının birleştirilmesini mümkün kılmak için kamalı değildir.



Şekil 4.4. Gerdirme sistemi ve zincir dişli grubu

#### 4.2.6. Konveyör Şasisi

Genellikle profil çeliğinden ve kaynaklı yapı olarak hazırlanır. (Şekil 4.5) Uç bölümler döndürmeyi ve gerdirmeyi kolaylaştırmak için ayrı yapılırlar. Konveyörün hareketli parçalarını taşıyan ara bölümler (Şekil 4.5.a) ise 4 ila 6 [m] uzunluğunda modüller halinde yapılır. Taşıyıcı makaraların kılavuz kızakları (1) hafif konveyörlerde köşebent ve profil demirlerinden, ağır konveyörlerde ise dar ölçülü raylardan yapılır. Eğrisel bölümlerde (Şekil 4.5.b) tekerlek yolu üzerindeki (2) rayları zincirin yukarı doğru fırlamasını önler. Bütünleştirme hatlarında kullanılan konveyörlerin çeşitli tasarım biçimlerindeki koruma düzenleri, konveyörün ara bölümlerinde işletme güvenliği sağlarlar ve çalışan zincir şeridini fiziksel temaslara karşı kapatırlar.



Şekil 4.5. Paletli Konveyör Şasisi

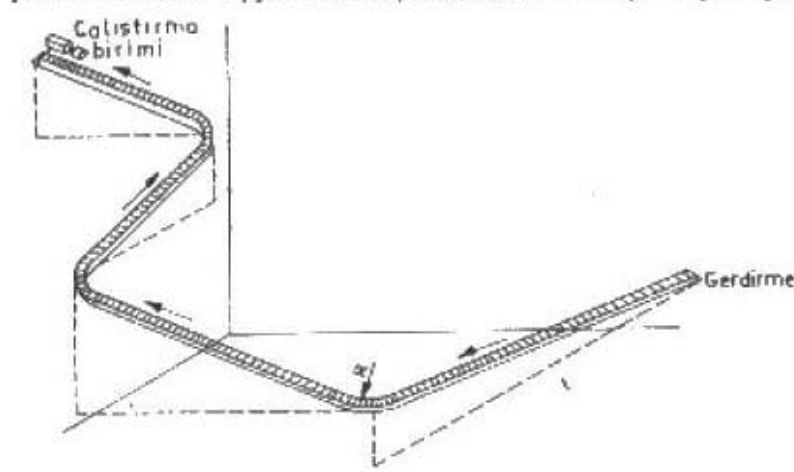
#### 4.3. Doğrusal Olmayan Paletli Konveyörler

Doğrusal olmayan profilli (konturlu) konveyörler, malzemeyi hem yatay hem de düşey düzlemdeki dönemeçlerden geçirerek götüren karmaşık bir yörüngeye sahiptirler. (Şekil 4.6) Özel tasarımdaki zincirler ve palet takımları konveyöre, böyle karmaşık bir yörüngeyi izlemek için gerekli bükülebilirliği vermektedir. Bu tür konveyörler çeşitli endüstri dallarında uygulama alanı bulmuştur. Bu konveyörlerin ana amacı, malzemeyi

düzgün olmayan profilli bir yörünge boyunca ve ara taşımalara gerek olmadan götürmektir. Böylece tek bir konveyör, birçok eğrisel bölümden geçer ve fazla sayıda konveyör kullanıldığı zaman gerekli olan malzemenin tekrar indirilip bindirilmesi işlemlerini ortadan kaldırır.

Bu konveyörlerde çekme elemanı olarak bir ya da iki özel lamelli-baklalı çözülebilir türden ya da daha sık olarak, yüksek kaliteli kaynaklı ve ısıtılmış yuvarlak-baklalı zincirler kullanılırlar.

Palet takımı yassı madenden ya da maden ve lastik parçalarının birleşiminden elde edilir ve bir düz, bir de profilli bölümden oluşur. (Şekil 4.6) Düz kesitlerde (bölümlerde) palet takımı çelik levhalar aracıyla çekme zincirine bağlanmıştır. Bükülebilir profilli bölümler götürücünün çok küçük yarıçaplı yatay dönemeçler (3 m ye kadar) yapmasına izin verirler. Profillerin yukarı doğru çıkıntısı ise konveyörün yüksek eğimlerde ( $45^{\circ}$ 'ye kadar) kullanılmasını mümkün kılar.



Şekil 4.6. Doğrusal olmayan paletli konveyör

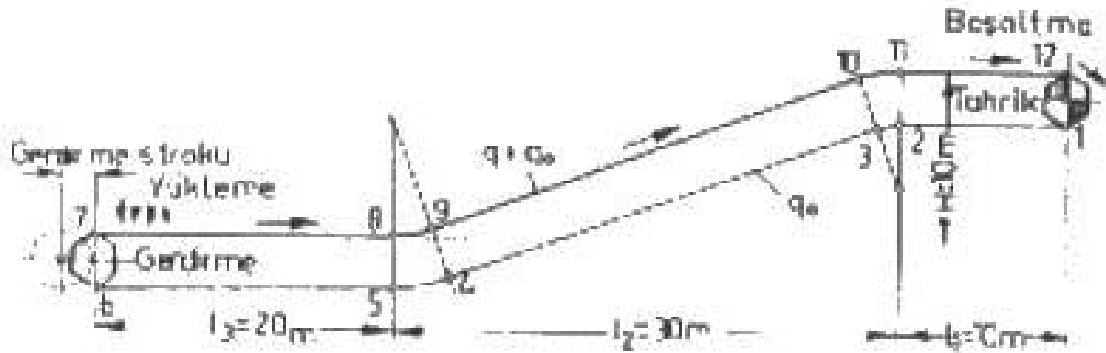
Palet takımının taşıyıcı ve kılavuz makaraları vardır. Taşıyıcı makaralar yatay, kılavuz makaralar ise düşey eksenler çevresinde dönerler. Taşıyıcı makaralar, kılavuz kızakların flanşları boyunca yürürler ve düşey yükleri taşırlar. Palet takımını, genel türdeki paletli konveyörlerde olduğu gibi, yörünge yatay ve eğimli bölümlerinde ve düşey düzlemde taşırlar. Düşey dönme eksenli makaralar ise eğrisel kılavuz kızaklar üzerinde dönerler ve konveyörü yatay düzlemdeki dönemeçlerden geçirirler.

Tek zincirli konveyörler için yatay dönemeç yarıçapları 3–5 [m], çift zincirli için 10–15 [m]'dir. Palet genişliği 400–500 [mm], flanşların yüksekliği 130–230 [mm], iletme kapasitesi 200–750 [ton/saat], hız 0,85 [m/s], konveyör uzunluğu ise 100–2900 [m] arasında olur.

Konveyör, uç döndürme zincir dişlisine bağlanmış bir açısıl çalıştırma birimi ya da konveyörün eğrisel bölümlerine yerleştirilmiş ve hareketi, zincirlerle konveyöre ileten bir çalıştırma birimi tarafından harekete geçirilir. Hidrolik kavramalı, güç aktarma düzenekli, çok motorlu çalıştırma birimleri de geniş ölçüde kullanılmaktadır.

#### 4.4. Örnek Paletli Konveyör Tasarımı

Şekil 4.7'de görülen tipte bir paletli konveyör tasarımı yapılacaktır. Bu konveyör sıcak döküm parçaları, kum temizleme yerinden hazırlama atölyesine götürmek üzere tasarlanmıştır. Döküm parçalarının çapı 600 mm., yüksekliği 250 mm. ve parça ağırlığı 180 kg'dır. Konveyör kapasitesi 300 parça/saat olacaktır. Ancak konveyörün düzensiz beslenmesi dikkate alınarak  $K' = 2$  alınmalıdır.



Şekil 4.7. Bir paletli konveyörün hesaplama şeması

##### 4.4.1. Konveyörün Ana Parametrelerinin Belirlenmesi

Taşınacak parçaların boyutları incelendiğinde, Bölüm 4.2.2'de verilen standart palet ölçülerine göre  $B = 800$  mm. genişliğinde ve flanş yüksekliği  $h = 100$  mm. olan palet tipi seçilir. Zincir ise Bölüm 4.2.1'e göre burçlu makaralı ve makaraları kaymalı yataklar üzerinde olup, iki şerit zincir çekme elemanını oluşturacak şekilde tasarlanır.

İlk olarak konveyörün kapasitesine uygun olarak hızı belirlenmelidir. Buna göre sırasıyla (3.9), (3.8) ve (3.6) ifadelerini kullanarak paletli konveyörün hızı bulunabilir.

$$Z_{\max} = K'Z = 2.300 = 600 \text{ [parça/saat]}$$

$$Q = \frac{G.Z_{\max}}{1000} = \frac{180.600}{1000} = 108 \text{ [ton/saat]}$$

Döküm parçalarının minimum yük aralığı  $a$  ise 0,9 m. ( $a = 0,6 + 0,3 = 0,9$  m.) olarak belirlenirse konveyör hızı aşağıdaki gibi bulunur:

$$v = \frac{Z_{\max} \cdot a}{3600} = \frac{600 \cdot 0,9}{3600} = 0,15 \text{ [m/s]}$$

Konveyör hızı çelik zincirli konveyörler için tavsiye edilen değerler altındadır. ( $0,15 < 3$  m/s)

Şimdi konveyörün metre başına düşen ağırlığı hesaplanmalıdır. Palet takımlarının ve zincirlerin kendi uzunluklarının metresi başına ağırlığı aşağıdaki ise (4.1) ifadesinden hesaplanabilir:

$$q_0 = 60B + A = 60 \cdot 0,8 + 110 \approx 160 \text{ [kg/m]}$$

Burada A değeri ağır parçaların taşınması göz önüne alınarak Çizelge 4.1'den ağır hizmet tipi için 110 olarak seçilmiştir.

Paletli konveyörün metresi başına düşen yük ağırlığı ise:

$$q = \frac{G}{a} = \frac{180}{0,9} = 200 \text{ [kg/m]} \text{ olarak bulunur.}$$

#### 4.4.2. Çekme Kuvvetinin ve Motor Gücünün Hesabı

Şekil 4.7 incelendiğinde 2 – 3 ve 4 – 5 eğrisel kızaklarındaki dirençler ihmal edilerek minimum çekme kuvvetinin 5 noktasında 200 daN olarak ortaya çıktığı görülür. Buna göre (3.28) ifadesinden diğer noktadaki dirençlerde adım adım hesaplanarak maksimum

çekme kuvveti bulunur. Burada, zincirin boş kısmı için (3.21), yüklü kısımlarında (3.20), zincir dişlileri için (3.22) ve eğrisel kesitlerde meydana gelen dirençler için (3.27) ifadeleri kullanılır. Burada  $\omega'$  Çizelge 3.1'e bakılarak kaymalı yataklar için kötü koşullar altında 0,13 olarak belirlenir. Şekil 4.8'de zincir gerginlikleri görülebilir.

$$S_6 = S_5 + q_0 \cdot l_3 \cdot \omega' = 200 + 160 \cdot 20 \cdot 0,13 = 616 \text{ daN}$$

$$S_7 = K \cdot S_6 = 1,08 \cdot 616 = 666 \text{ daN}$$

$$S_8 = S_7 + (q + q_0) \cdot l_3 \cdot \omega' = 666 + (200 + 160) \cdot 20 \cdot 0,13 = 1602 \text{ daN}$$

$$S_9 = S_8 \cdot e^{\omega' \cdot \alpha} = 1602 \cdot e^{0,13 \cdot 0,3} = 1667 \text{ daN}$$

$$S_{10} = S_9 + (q + q_0) \cdot (l_2 \cdot \omega' + H) = 1667 + (200 + 160) \cdot (30 \cdot 0,13 + 10) = 6670 \text{ daN}$$

$$S_{11} = S_{10} \cdot e^{\omega' \cdot \alpha} = 6670 \cdot 1,04 = 6940 \text{ daN}$$

$$S_{12} = S_{11} + (q + q_0) \cdot l_1 \cdot \omega' = 6940 + (200 + 160) \cdot 10 \cdot 0,13 = 7408 \text{ daN}$$

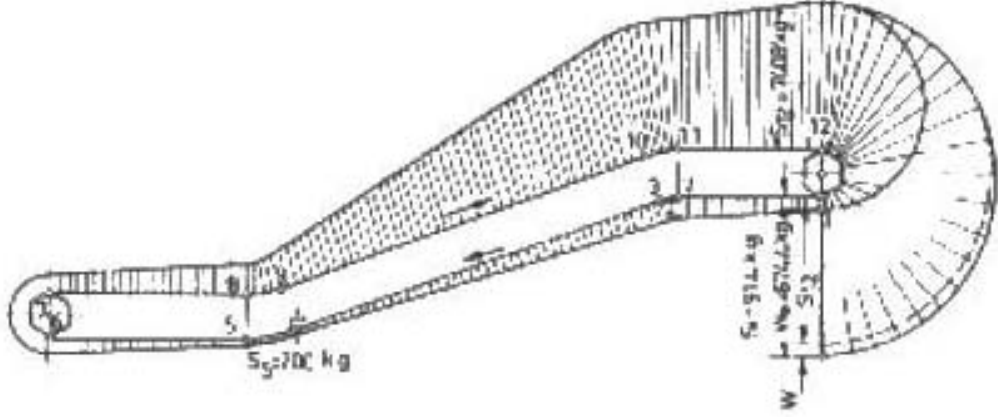
1 noktasında, zincirde meydana gelen gerilme değeri ise yine aynı ifadelerden yararlanarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$S_4 = \frac{S_5}{e^{\omega' \cdot \alpha}} = \frac{200}{1,04} = 193 \text{ daN}$$

$$S_3 = S_4 - q_0 \cdot l_2 \cdot \omega' + q_0 \cdot H = 193 - 160 \cdot 30 \cdot 0,13 + 160 \cdot 10 = 1160 \text{ daN}$$

$$S_2 = \frac{S_3}{e^{\omega' \cdot \alpha}} = \frac{1160}{1,04} = 1122 \text{ daN}$$

$$S_1 = S_2 - q_0 \cdot l_1 \cdot \omega' = 1122 - 160 \cdot 0,13 = 914 \text{ daN}$$



Şekil 4.8. Bir paletli konveyörde zincir gerginliklerini gösteren şema

Bu değerlere göre döndüren zincir dişlisindeki çekme kuvveti (3.30) ifadesinden hesaplanabilir. Bölüm 3.2.1.1’de görüldüğü gibi  $W_{cev}$  değeri etkin çekme kuvvetinin % 3 – 5 ’i mertebesinde alınır. ( $k = 0,03 - 0,05$ )

$$\begin{aligned} W_0 &= S_{12} - S_1 + W_{cev} = S_{12} - S_1 + (S_{12} - S_1).k \\ &= (7408 - 914) + (7408 - 914).0,03 = 6744 \text{ daN} \end{aligned}$$

Gerekli motor gücü ise (3.31) ifadesiyle hesaplanır.

$$N = \frac{W_0 \cdot v}{102 \cdot \eta_g} = \frac{6744 \cdot 0,15}{102 \cdot 0,7} = 14,1 \text{ kW}$$

İstenilen güç değeri, motor kataloğundan 15 kW motor seçimi yapılarak sağlanabilir.

#### 4.4.3. Zincir, Zincir Dişlileri ve Devir Sayısının Belirlenmesi

Paletli konveyör tasarımında iki şerit zincir kullandığımız için teorik çekme kuvvetini Bölüm 3.3’te belirtildiği gibi aşağıdaki ifadeyle bulabiliriz:

$$S_{teo} = 1,15 \cdot \frac{S_{max}}{2} = \frac{1,15 \cdot 7408}{2} = 4260 \text{ daN}$$

Bulunan değere en uygun zincir tipi zincir kataloglarından seçilir. Yine seçilen zincire uygun zincir dişlileri de katalogdan belirlenir. Böylece zincir dişli çapına göre devir sayısı da (5.6) ifadesinden hesap edilerek bu devir sayısına göre redüktör seçimi de yapılmış olur.

## 5. PLASTİK ZİNCİRLİ KONVEYÖRLER

Plastik zincirli konveyörler, çelik zincirli konveyörlere göre daha gürültüsüz çalışma, daha az bakım gereksinimi, taşınan malzemeye daha az zarar verme, işletmede daha az yer kaplama, daha az kurulum maliyeti ve tahriğin çok daha az bir enerjiyle sağlanması gibi avantajlara sahiptir. Bu avantajları nedeniyle çok büyük ağırlıkların taşınması gerekmedikçe ve yüksek sıcaklık altında çalışılmadıkça zincirli konveyörlerin tasarımında plastik zincir kullanılmasında büyük faydalar vardır. Yine özellikle tek bir motorla pek çok hareketi kolaylıkla yapabilmeleri ve işletmede az yer kaplamaları gibi nedenlerle parça malların iletiminde bantlı konveyörlerin yerine de tercih edilmektedirler. Şekil 5.1’de yakıt enjektörlerinin üretim hattında kullanılan bir plastik zincirli konveyör görülmektedir.



Şekil 5.1. Yakıt enjektörü montaj hattı

### 5.1. Plastik Zincirli Konveyörlerin Ana Bölümleri

Bir plastik zincirli konveyör genel olarak şu bölümlerden oluşur:

- Plastik zincir
- Kayma şeridi
- Tahrik ünitesi
- Saptırma ünitesi
- Gövde
- Diğer elemanlar ve aksesuarlar

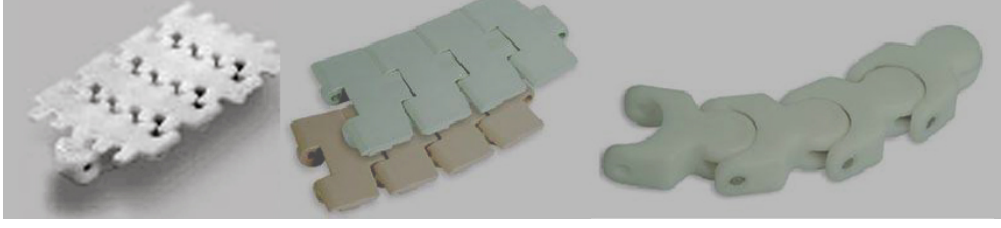
### 5.1.1. Plastik Zincir

Bu tip konveyörlerde plastik zincir çekme elemanı olarak görev yaparken aynı zamanda malzemeyi de taşır. Çelik zincirlerde olduğu gibi plastik zincirler de çok çeşitli tiptedirler. Bunları *pimli plastik zincirler*, *menteşeli plastik zincirler* ve *aksesuarlı özel plastik zincirler* diye sınıflandırmak mümkündür. Zincirlerin baklaları plastik olup enjeksiyon yöntemiyle üretilir. Pim ise genellikle paslanmaz çelikten imal edilir, bazı durumlarda ise plastik kaplanabilir. Bazı plastik zincir tipleri ise rotary tipi çelik zincirlere benzer ve enine hareketlere daha fazla imkan verirler. Bu nedenle bu tipler doğrusal olmayan yollarda, kıvrımlı uygulamalarda tercih edilir.

Kullanılan plastik malzeme çeşidi de önemli bir faktördür. Genellikle bu zincirler poliasetal (POM), poliamid (PA), polipropilen (PP), polikarbonat (PC) gibi polimerlerden imal edilirler. Bu malzemelerin pek çok avantajlı yönleri mevcuttur. Örneğin, poliamid ve türevleri üstün mekanik özelliklere sahip, korozyon ve darbe dayanımı yüksek, kolay işlenebilir, yorulma dayanımı yüksek olan bir malzemedir. Tabii plastik teknolojisinin sürekli olarak gelişmekte olması daha mukavim, daha sert, yüksek sıcaklıklara dayanabilen ve sürtünme direnci daha az olan plastik zincirlerin geliştirilmesine katkıda bulunmaktadır.

Bu zincirlerin malzeme iletimi için özel amaçla üretildiği unutulmamalıdır. Bu nedenle özellikle *menteşeli plastik zincir tipi* önem kazanır. Bu tip zincirler malzemeyi taşımak için üzerine düz bir parça eklenerek taşıma alanı arttırılmış zincirlerdir. Üretici firmalarca bu taşıma alanları çok çeşitli genişliklerde imal edilmekte ve zincirler ona göre isimlendirilmektedirler.

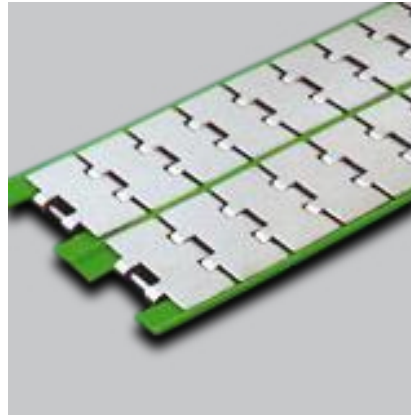
*Aksesuarlı özel plastik zincirler* ise çok çeşitli tiplerde olabilir. Örneğin 30 dereceden daha fazla eğimli ileticilerde malzemenin kaymasını önlemek için sürtünmeli zincir adı verilen üzeri kauçuk malzeme kaplanmış plastik zincirler kullanılır. Yine bazı uygulamalarda malzemelerin iletilici üzerinde birikmesi halinde akümülyasyona izin veren üzerine küçük makaralar yerleştirilmiş plastik zincirler vardır. Dolayısıyla ne tür bir plastik zincir seçileceğine karar verirken işletme şartları, taşınacak malzeme tipi gibi etkenler dikkatlice düşünülmelidir. Şekil 5.2’de transport işlerinde kullanılan bazı plastik zincir örnekleri mevcuttur.



Şekil 5.2. Plastik zincirler

### 5.1.2. Kayma Şeridi

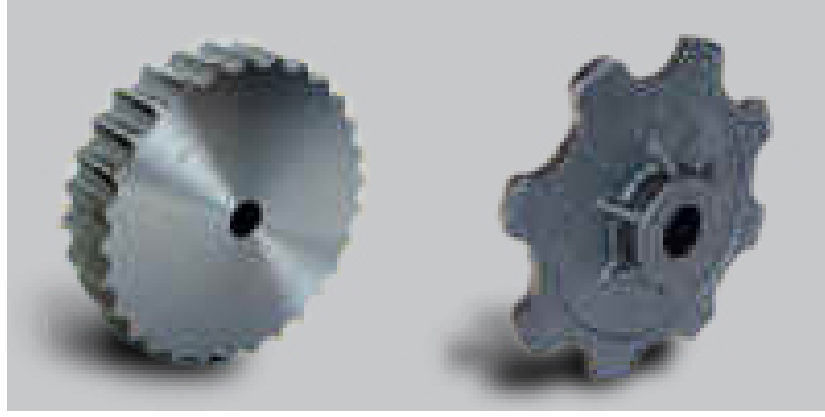
Plastik zincirin gövde vazifesi gören alüminyum veya paslanmaz çelik yüzeye direkt olarak temas etmesi zincirin çabuk aşınmasına neden olur. Böyle bir aşınmayı önlemek için plastik zincir ile gövde arasına sürtünme direnci düşük, kolay aşınan genellikle polietilen türevli bir malzeme serilir. Bu malzemeye kayma şeridi, aşınma profili gibi isimler verilmektedir. Böylelikle plastik zincirin ömrü uzadığı gibi zincirle gövde arasında oluşacak sürtünme direnci de daha düşük bir değer alır. Kayma şeritleri genellikle 3 yılda bir yapılan genel bakımda değiştirilirler. Şekil 5.3'te kayma şeridi örneği görülmektedir.



Şekil 5.3. Kayma şeridi

### 5.1.3. Tahrik Ünitesi

Tahrik ünitesi genellikle elektrik motoru, redüktör ve tahrik dişlisinden meydana gelir. Elektrik motoru redüktör grubundan alınan güç ve devir sayısı tahrik dişlisinin miline aktarılır. Genellikle tahrik baştan yapılsa da bazı durumlarda ortadan, dönüşte ve sondan tahrik de kullanılabilir. Tahrik dişlisi çelik malzemeden olabildiği gibi poliamid, glistamid gibi plastik malzemelerden de üretilir. Şekil 5.4.'de tahrik dişlileri görülmektedir.



Şekil 5.4. Tahrik dişlileri

#### 5.1.4. Saptırma Ünitesi

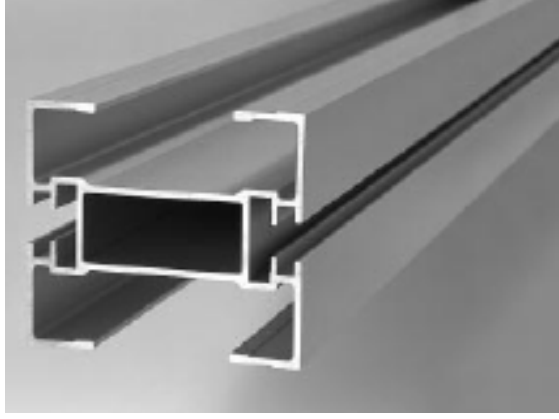
Esas olarak plastik zincirin dönüş yapabilmesini sağlayan kısımdır. Döndürülen dişli görevi gören bir plastik makara mevcuttur. Şekil 5.5’de saptırma makarası görülmektedir.



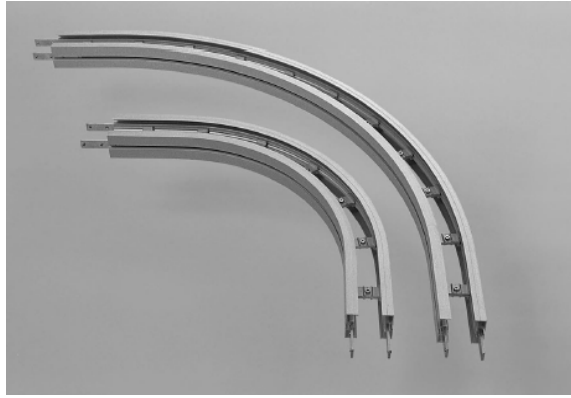
Şekil 5.5. Saptırma makarası

#### 5.1.5. Gövde

Gövde plastik zincire kılavuzluk eden elemandır. Alüminyum profilden ekstrüzyon pres yöntemiyle çekilebileceği gibi, sac levhadan bükülerek de imal edilebilir. Özellikle gıda ve ilaç sektöründe gövdenin paslanmaz çelikten olması istenir. Bazı firmalarca genellikle yüksek yoğunluklu polietilen gibi plastik malzemelerden de gövde imal edilmektedir. Hareket yoluna bağlı olarak gövde parçaları düz olabileceği gibi yatayda çeşitli açılarda dönüş profilleri ve düşeyde iniş ve çıkışları sağlayacak profillerde olabilir. Şekil 5.6 ve Şekil 5.7’de bazı gövde profilleri görülmektedir.



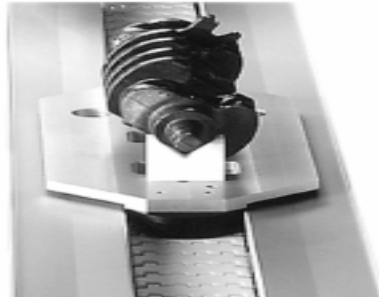
Şekil 5.6. Düz gövde profili



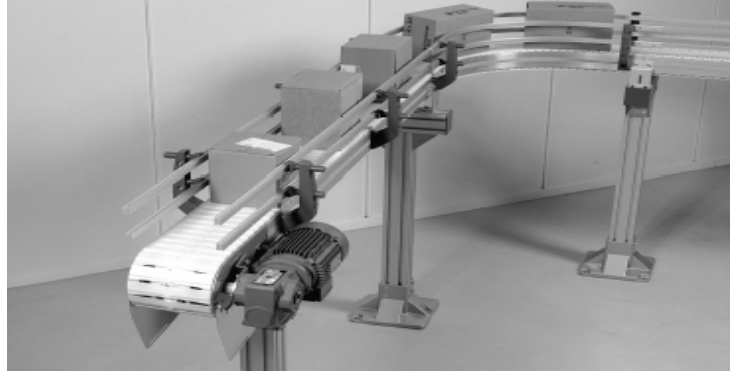
Şekil 5.7. Dönüş için gövde profili

#### 5.1.6. Diğer Elemanlar

Bunları da gövdeyi taşıyan destek profilleri ve ayaklar, malzemeyi yanlardan destekleyen kılavuz şerit, özellikle montaj hattı uygulamalarında malzemenin üzerinde taşındığı tabla ve gergi tertibatı olarak özetleyebiliriz. Şekil 5.8 ve Şekil 5.9’da bu elemanlar görülmektedir.



Şekil 5.8. Tabla uygulaması



Şekil 5.9. Koli taşıyan bir uygulama

## 5.2. Plastik Zincirli Konveyörlerin Tasarım Kriterleri

Plastik zincirli konveyörlerin tasarımında şu hesaplamalar yapılmalıdır:

- Kapasite hesabı yapılmalıdır.
- Her bir zincir baklası üzerine gelen maksimum çekme kuvveti hesaplanmalı, buna göre zincir seçimi yapılmalıdır.
- Gerekli motor gücü ve devir sayısı hesaplanarak uygun motor-redüktör seçimi yapılmalıdır.
- Ortam sıcaklığına göre uzama miktarı belirlenerek uygun gergi tertibatı seçilmeli ve gerekliyse taşınacak ürüne özgü özel hesaplar yapılmalıdır.

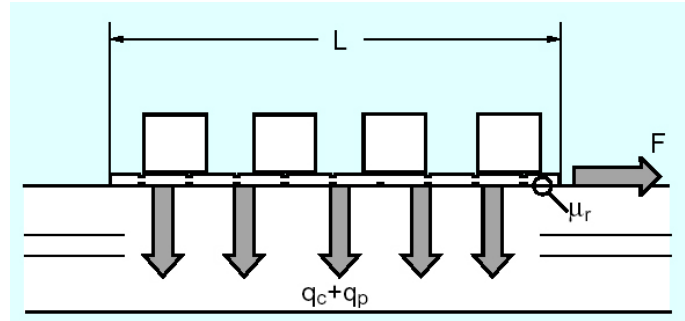
### 5.2.1. Plastik Zincirli Konveyörlerin Kapasitesi

Bölüm 3.1’de çelik zincirli konveyörler için verilen kapasite ile ilgili ifadeler aynen plastik zincirli konveyörler içinde geçerlidir. Bu aşamada genellikle mühendisin yapması gereken, talep edilen kapasite değerine göre özellikle (3.6) ifadesini kullanarak konveyör hızını ( $v$ ) belirlemektir. Burada dikkat edilmesi gereken bir nokta, hız değerinin FlexLink firmasının (2003) belirttiği gibi yaklaşık olarak 2 m/s’yi geçmemesidir.

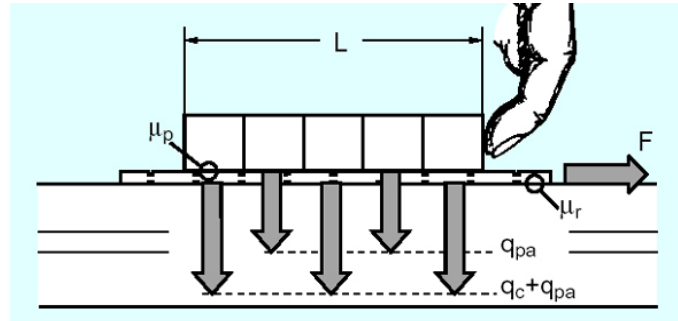
### 5.2.2. Etkin Çekme Kuvvetinin Hesabı

Bir plastik zincirli konveyörde, plastik zincir baklası üzerine gelen maksimum çekme kuvveti, konveyörün konstrüksiyonuna bağlı olarak dört farklı şekilde hesaplanabilir:

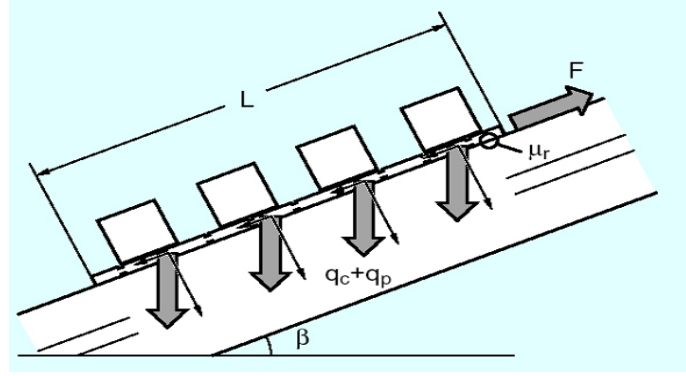
- Şekil 5.10'da görüldüğü gibi malzemenin *yatay düzlemde doğrusal şekilde* iletilmesi hali. Bu durumda etkin çekme kuvveti (5.1) ifadesiyle hesaplanır.
- Şekil 5.11'de görülen malzemenin iletiminde *akümülyasyon (birikme) olması* hali. Bu durumda etkin çekme kuvveti (5.2) ifadesiyle hesaplanır.
- Şekil 5.12'de görüldüğü gibi malzemenin *belirli bir eğimle* iletilmesi hali. Bu durumda etkin çekme kuvveti (5.3) ifadesiyle hesaplanır.
- Şekil 5.13'de görülen malzemenin *yatayda belirli bir açıyla dönerek* iletilmesi hali. Bu durumda etkin çekme kuvveti (5.4) ifadesiyle hesaplanır.



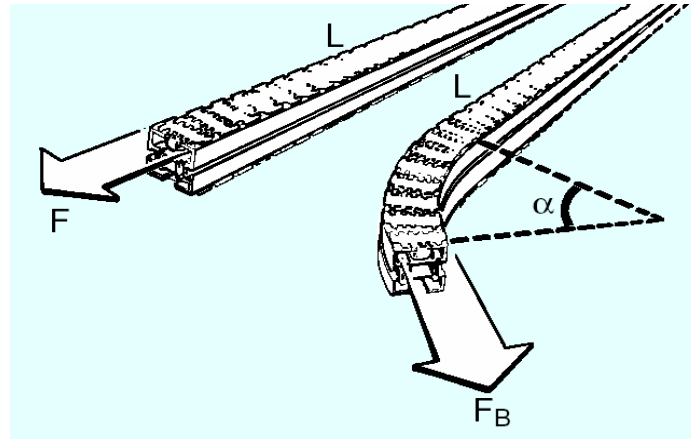
Şekil 5.10. Malzemenin yatay düzlemde doğrusal şekilde iletilmesi hali.



Şekil 5.11. Malzemenin yatay düzlemde birikerek iletilmesi hali.



Şekil 5.12. Malzemenin belirli bir eğimle iletilmesi hali.



Şekil 5.13. Malzemenin yatayda belirli bir açıyla dönerek iletilmesi hali.

Bu dört durum için etkin çevre kuvvetini bulmakta kullanılan ifadeler ise sırasıyla şöyledir:

$$F = L.(2.q_c + q_p).\mu_r \quad (5.1)$$

$$F = L.[(2.q_c + q_{pa}).\mu_r + q_{pa}.\mu_p] \quad (5.2)$$

$$F = L.(2.q_c + q_p).(\mu_r.\cos \beta + \sin \beta) \quad (5.3)$$

$$F = [L.(2.q_c + q_p).\mu_r].k_\alpha \quad (5.4)$$

Burada:

- $L$  : İleticinin uzunluğu [m]
- $q_p$  : İletilen malın metre başına düşen ağırlığı [N/m]
- $q_{pa}$  : Birikmeli çalışmada iletilen malın metre başına düşen ağırlığı [N/m]
- $q_c$  : Plastik zincirin metre başına düşen ağırlığı [N/m]
- $\mu_r$  : Plastik zincir ile kayma şeridi arasındaki sürtünme katsayısı
- $\mu_p$  : Plastik zincir ile taşınan ürün arasındaki sürtünme katsayısı
- $k_\alpha$  : Dönüş faktörü
- $\beta$  : Eğim açısı [derece] 'dır.

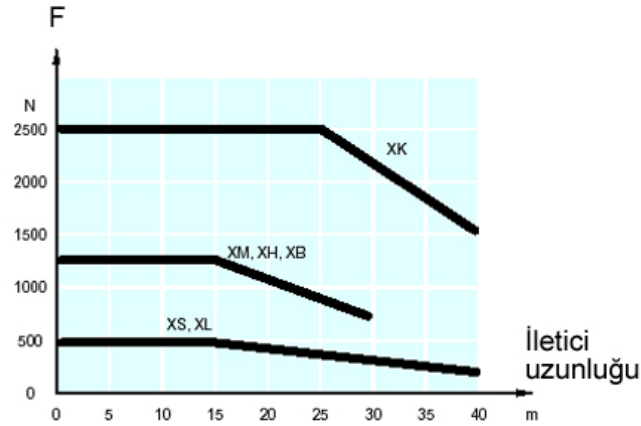
Etkin çekme kuvvetinin hesabında, konveyör bölümlere ayrılıp (3.29)'da görüldüğü gibi her bir bölümün direnç kuvvetleri ardışık olarak toplanarak maksimum çekme kuvveti belirlenmelidir. Şekil 5.13'te gösterilen ve (5.4) ile hesap yöntemi verilen iletim hali için dönüş faktörü  $k_\alpha$ , Çizelge 5.1'den belirlenir.

Dönüş açısı	Dönüş faktörü $k_\alpha$
30°	1,2
45°	1,3
60°	1,4
90°	1,6

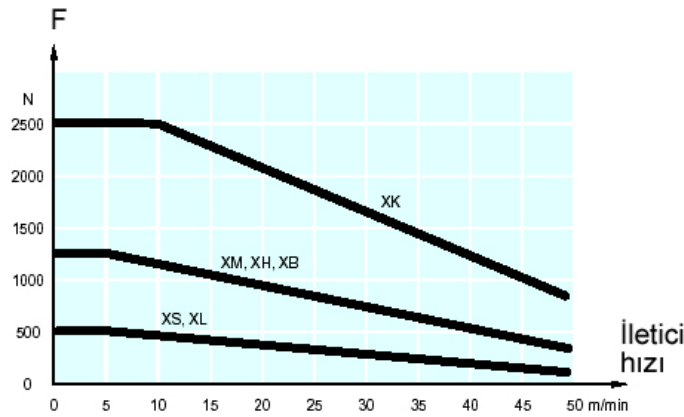
Çizelge 5.1. Değişik açılar için tavsiye edilen dönüş faktörü değerleri.

Sonuçta hesaplanan çekme kuvveti değeri üreticinin zincir tipleri için tavsiye ettiği maksimum çekme kuvveti değerleriyle karşılaştırılarak bizim için uygun plastik zincir seçimi yapılır. Çizelge 5.2 ve Çizelge 5.3'de FlexLink firmasının kendi plastik zincir tipleri için tavsiye ettiği etkin çekme kuvveti değerleri örnek olarak verilmiştir. Ancak kontrol yapılırken işletme sıcaklığının etkisi de mutlaka göz önüne alınmalıdır. Plastik zincir baklası için Çizelge 5.2 ve Çizelge 5.3'den edinilen etkin çekme kuvveti değeri

işletme sıcaklığına bağlı olarak Çizelge 5.5’de tavsiye edilen katsayılarla çarpılarak düzeltilmeli ve kontrol ona göre yapılmalıdır.



Çizelge 5.2. Konveyörün uzunluğuna bağlı olarak tavsiye edilen maksimum çekme kuvveti.



Çizelge 5.3. Konveyörün hızına bağlı olarak tavsiye edilen maksimum çekme kuvveti.

### 5.2.3. Motor Gücü ve Devir Sayısının Hesabı

Plastik zincir baklası üzerine gelen etkin çekme kuvvetini hesapladıktan sonra bu değere göre motor gücü (5.5) ifadesiyle hesaplanır. Elde edilen değerlerin bir servis faktörü ile çarpılarak artırılması uygun olacaktır. Servis faktörü Çizelge 5.4’de de görülebileceği gibi konveyörün saatte yapacağı duruş-kalkış adedine göre belirlenen bir tavsiye değerdir.

$$N = \frac{F \cdot v}{1000 \cdot \eta_g} \quad (5.5)$$

Burada:

- N : Motor gücü [kW]  
 F : Etkin çekme kuvveti [N]  
 $v$  : Konveyör hızı [m/s]  
 $\eta_g$  : Motor verimi 'dir.

Çalışma durumu	Servis faktörü
Düşük hızlar veya saatte max. 1 duruş-kalkış hali	1,0
Saatte max. 10 duruş-kalkış	1,2
Saatte max. 20 duruş-kalkış	1,4
Yüksek hızlar, ağır hizmet veya saatte max. 30'dan fazla duruş-kalkış hali	1,6

Çizelge 5.4. Tavsiye edilen servis faktörü değerleri.

Plastik zincir dişlisinin devir sayısı ise şu şekilde hesaplanır:

$$n = \frac{60.v}{\pi.D_t} \quad (5.6)$$

Burada:

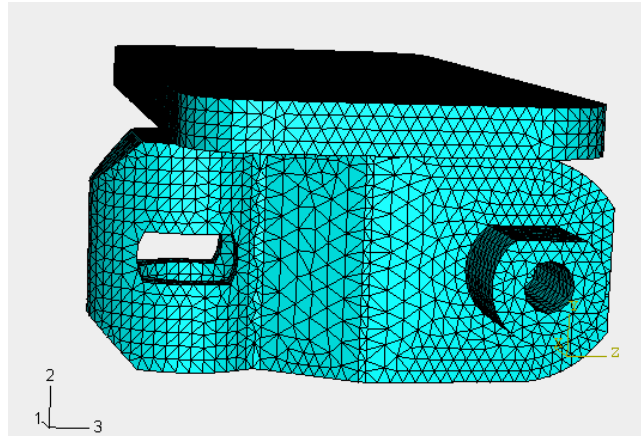
- $n$  : Dişli devir sayısı [d/d]  
 $v$  : İletici hızı [m/s]  
 $D_t$  : Dişli çapı [m] 'dir.

Sonuçta hesap ettiğimiz motor gücü ve devir sayısı değerlerine göre uygun bir motor-redüktör seçimi yapılır.

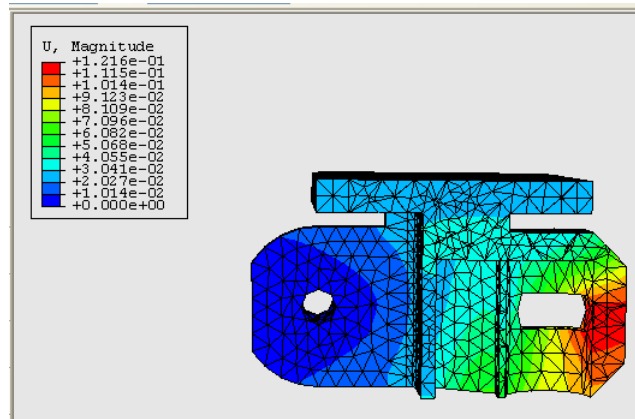
#### 5.2.4. Sıcaklık Etkisi

Plastik zincirli konveyörlerde en önemli tasarım problemi ortam sıcaklığıdır. Özellikle çalışma sıcaklığının yüksek olduğu uygulamalarda plastik zincirin sıcaklık etkisiyle uzama kontrolü yapılmalıdır. Burada üretici firmaların kataloglarında vermiş olduğu müsaade edilen çalışma sıcaklığı değerleri mutlaka dikkate alınmalıdır. Örneğin FlexLink firması

poliasetal (POM) malzemeden üretilen zincir tipleri için maksimum çalışma sıcaklığını  $60^{\circ}C$  olarak belirlemiştir. Yine Rexnord firması polikarbonat (PC) malzemeden üretilen zincir tipleri için maksimum çalışma sıcaklığını  $130^{\circ}C$  olarak tespit etmiştir. Sıcaklığın plastik zincirler üzerinde nasıl bir etkiye sahip olduğu, Boğoçlu ve Azeloğlu (2005) tarafından yapılan çalışmayla ortaya konmuştur. Buna göre; sıcaklık artışına bağlı olarak müsaade edilen etkin çekme kuvveti değeri azaltılarak, plastik zincirin uzama miktarı uygun sınırlar içinde tutulmalıdır. Bu nedenle plastik zincirlerle yüksek sıcaklık altında çalışılırken, Çizelge 5.2 ve Çizelge 5.3’de normal çalışma şartları için verilen maksimum çekme kuvveti değerleri, Çizelge 5.5’de verilen değerlerle çarpılarak düzenlenmelidir.



Şekil 5.14. Abaqus yazılımında sonlu elemanlar ağı örülmüş plastik zincir baklası.



Şekil 5.15. Yüksek sıcaklıkta müsaade edilen çekme kuvveti altında plastik zincir baklasında oluşan deformasyon değerleri.

Çizelge 5.5’de işletme sıcaklığının çekme kuvveti ve uzama miktarına etkisi görülmektedir.

Sıcaklık °C	Çekme kuvveti faktörü	Doğrusal uzama miktarı %
-20	1,2	-0,4
0	1,1	-0,2
20	1,0	0
40	0,9	0,2
60	0,8	0,5
80	0,6	0,8
100	0,5	1,0
120	0,3	1,3

Çizelge 5.5. İşletme sıcaklığının çekme kuvveti ve uzama miktarına etkisi.

Sıcaklık etkisiyle uzama doğrusal uzama miktarını Çizelge 5.5'den pratik olarak belirleyebildiğimiz gibi (5.7) ifadesiyle de hesaplayabiliriz.

$$L_t = L_0 \cdot [1 + a \cdot (T - 20^\circ C)] \quad (5.7)$$

Burada:

$L_t$  : Sıcaklık etkisiyle uzamış plastik zincir uzunluğu [mm]

$L_0$  : İleticideki toplam plastik zincir uzunluğu [mm]

$a$  : Malzemeye bağlı olarak sıcaklıkla doğrusal uzama miktarı [ $mm/m^\circ C$ ]

$T$  : İşletme sıcaklığı [ $^\circ C$ ] 'dır.

### 5.2.5. Plastik Zincirli Konveyörlerde Emniyet Katsayıları

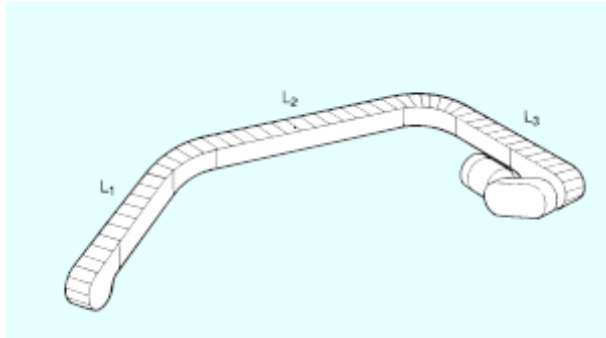
Bölüm 3.3.4'te detaylıca belirttiğimiz gibi çelik zincirli konveyörlerde 1,5 emniyet katsayısı yeterli olmaktadır. Ancak bu emniyet değeri plastik zincirli konveyörler için yetersiz bir değerdir. Boğoçlu ve Azeloğlu (2005) plastik zincir baklası üzerinde yaptıkları gerilme analizleriyle bu tip konveyörlerde emniyet katsayısı değerinin 2,5 ve üzeri değerlerde olması gerektiğini ortaya koymuşlardır.

Emniyet katsayıları incelenirken yüksek çalışma sıcaklıklarında nelere dikkat edilmesi gerektiğine de değinmek faydalı olacaktır. Boğoçlu ve Azeloğlu (2005) plastik zincir baklasında yüksek sıcaklık altında yaptıkları analizlerle şu sonuca varmışlardır; sıcaklık artışına bağlı olarak müsaade edilen etkin çekme kuvveti değeri azaltılarak, plastik zincirin uzama miktarı uygun sınırlar içinde tutulmalıdır. Bu nedenle plastik zincirlerle yüksek sıcaklık altında çalışılırken, Çizelge 5.2 ve Çizelge 5.3'de normal çalışma şartları için

verilen maksimum çekme kuvveti değerleri, Çizelge 5.5’de verilen değerlerle çarpılarak düzenlenmelidir.

### 5.3. Örnek Plastik Zincirli Konveyör Tasarımı

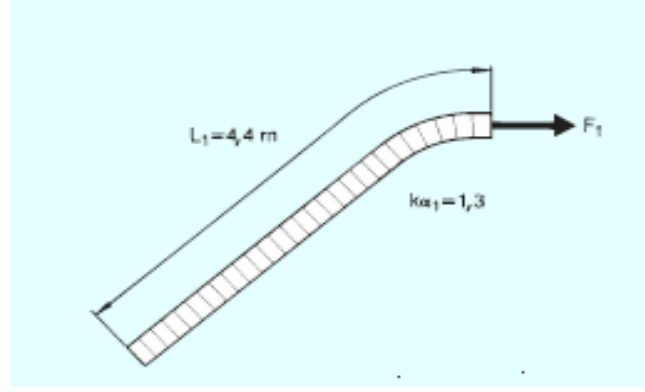
Şekil 5.16’da görüldüğü gibi yatay düzlemde hareket eden ve sırasıyla  $45^\circ$  ve  $30^\circ$ ’lik dönüşler yapacak bir plastik zincirli konveyör tasarımı yapılmak isteniyor. Konveyörün hızı 18 m/dk, toplam uzunluğu ise 15 metredir. Plastik zincir tipi olarak Çizelge 5.2 ve Çizelge 5.3’de verilen XL tip plastik zincir ön seçim olarak kabul edilmiştir. Plastik zincir ile kayma şeridi arasındaki sürtünme katsayısı 0,1’dir. Plastik zincirin metre başına ağırlığı 7,4 N/m iletilen malın metre başına düşen ağırlığı 98 N/m ’dir. Çalışma normal şartlar altında gerçekleşecektir. Konveyör saatte 50 duruş kalkış yapacaktır. Bu verilere göre plastik zincirli konveyörün tasarımının yapılması istenmektedir.



Şekil 5.16. Tasarımı yapılacak plastik zincirli konveyör

#### 5.3.1. Çekme Kuvvetinin Hesabı

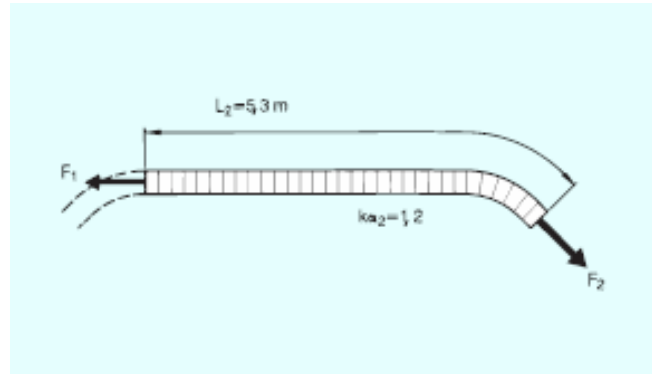
Tasarımı yapılacak konveyörü Şekil 5.17, Şekil 5.18 ve Şekil 5.19’da görüldüğü gibi 3 bölüme ayırarak çekme kuvvetini hesaplayabiliriz.



Şekil 5.17. Bölüm 1

(5.4) ifadesinden 1. bölümdeki çekme kuvveti hesaplanabilir. Burada  $k_{\alpha}$  dönüş faktörü Çizelge 5.1'den belirlenir.

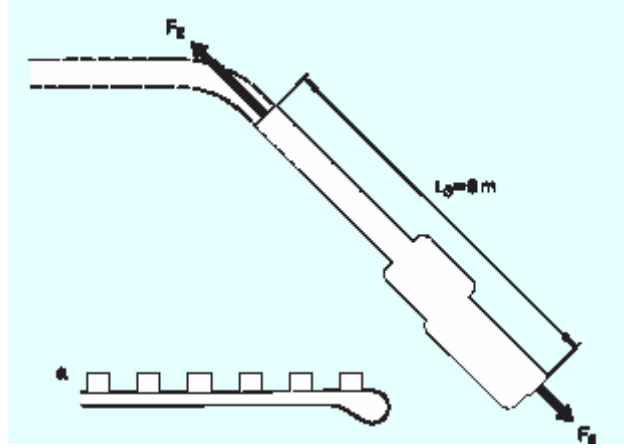
$$F_1 = F_0 + [L_1 \cdot (2 \cdot q_c + q_p) \cdot \mu_r] \cdot k_{\alpha_1} = [0 + 4,4 \cdot (2 \cdot 7,4 + 98) \cdot 0,1] \cdot 1,3 = 64,5 \text{ N}$$



Şekil 5.18. Bölüm 2

2. bölümdeki çekme kuvveti değeri de yine (5.4) ifadesiyle hesaplanabilir.

$$F_2 = F_1 + [L_2 \cdot (2 \cdot q_c + q_p) \cdot \mu_r] \cdot k_{\alpha_2} = [64,5 + 5,3 \cdot (2 \cdot 7,4 + 98) \cdot 0,1] \cdot 1,2 = 149 \text{ N}$$



Şekil 5.19. Bölüm 3

3. bölümdeki çekme kuvveti değeri ise de yine (5.1) ifadesiyle hesaplanabilir.

$$F_3 = F_2 + L_3 \cdot (2 \cdot q_c + q_p) \cdot \mu_r = 149 + 6 \cdot (2 \cdot 7,4 + 98) \cdot 0,1 = 268 \text{ N}$$

Çizelge 5.2 ve Çizelge 5.3'e bakıldığında XL tip plastik zincir için müsaade edilen çekme kuvvetinin 400 N olduğu görülür. Bu durumda seçilen zincir emniyetlidir. ( $268 \text{ N} < 400 \text{ N}$ )

### 5.3.2. Motor Gücü ve Devir Sayısının Hesabı

Motor gücü (5.5) ifadesinden bulunur.

$$N = \frac{F \cdot v}{1000 \cdot \eta_g} = \frac{268 \cdot 0,3}{1000 \cdot 0,8} = 0,1 \text{ kW}$$

Ancak konveyörün saatte 50 duruş kalkış yapacak olması nedeniyle bu değer Çizelge 5.4'den alınacak katsayıyla çarpılmalıdır.

$$N' = k \cdot N = 1,6 \cdot 0,1 = 0,16 \text{ kW}$$

Bu durumda motor kataloğundan 0,25 kW'lık motor seçimi yapılır. Devir sayısı için ise (5.6) ifadesi kullanılır. Burada plastik zincir dişlisinin çapına göre devir sayısı hesaplanır ve elde edilen devir sayısına göre redüktör seçimi yapılır.

## 6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada parça malzemelerin gerek doğrusal gerekse de doğrusal olmayan (dönemeçli ve/veya eğimli) yörüngelerde taşınmasında kullanılan zincirli konveyörler üzerinde duruldu. Zincirli konveyörler, çelik zincirli ve plastik zincirli konveyörler olarak iki ana başlık altında incelendi. Zincirli konveyörlerin tasarımına etki eden faktörleri tam anlamıyla anlatabilmek için işin teorisi verilmekle birlikte, pek çok pratik veri de sunuldu.

Buna göre zincirli konveyör tasarımı yaparken sırasıyla; kapasite hesabı yapılmalı, etkin çekme kuvveti belirlenmeli, üretici kataloglarından uygun zincir seçimi yapılmalı (belirsizlikler varsa zincirin mukavemet kontrolü de yapılmalı), uygun motor gücü ve devir sayısı tespit edilmeli ve titreşim kontrolü yapılmalıdır. Tabii bu hesaplar yapılırken çalışmada ifade ettiğimiz bazı özel durumlar mutlaka dikkate alınmalıdır. Örneğin çelik zincirli konveyörlerde konveyör hızı ( $v$ ) 3 m/s'yi, plastik zincirli konveyörlerde de 2 m/s'yi geçmemelidir. Hesaplanan motor gücü değeri azaltılmak isteniyorsa direnç katsayısı değeri bağlı olduğu parametrelerde düzenlemeler yapılarak düşürülmelidir. Yine tahrik dişlisi seçiminde, poligon etkisinden ötürü diş sayısının seçimi belirli sınırlar gözetilerek yapılmalıdır.

Yapılan çalışmada zincirli konveyörlerin emniyet katsayıları üzerinde de duruldu. Buna göre; çelik zincirli konveyörlerde en az 1,5 kat emniyetin, plastik zincirli konveyörlerde ise en az 2,5 kat emniyetin gerekli olduğu vurgulandı.

Plastik zincirli konveyörlerde en önemli parametrenin ise sıcak olduğu vurgulandı. Plastik zincir baklasında yüksek sıcaklık altında yapılan analizler şunu ortaya koydu; sıcaklık artışına bağlı olarak müsaade edilen etkin çekme kuvveti değeri azaltılmalı ve böylece plastik zincirin uzama miktarı uygun sınırlar içinde tutulmalıdır.

Bu çalışmada zincirli konveyörleri çelik ve plastik zincirli konveyörler olarak sınıflandırarak zincirli konveyör denildiğinde sadece çelik zincirli konveyörlerin düşünülmemesi gerektiğini de vurgulamak istedik. Plastik teknolojisi her geçen gün ilerlemekte ve plastik malzemeler makina tasarımında daha geniş yer bulmaktadır. Bu nedenle bu çalışma ile konveyör tasarımı yapan mühendislere uygun koşullarda plastik zincirli konveyör kullanmaları önerilmektedir.

## KAYNAKLAR

- Spivakovsky, A. ve Dyachkov, V., (1984), “Götürücüler (Konveyörler) ve İlgili Donatımı”, Çev: Cerit, A. M., TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayını Yayın No: 105, Maya Yayıncılık, 2. baskı, Ankara.
- Gerdemeli, İ., İmrak, C. E. ve Kesikçi, M. K., (2005), “Sürekli Transport Sistemleri”, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Gediktaş, M., (1993), “Zincirler ve Zincir Mekanizmaları”, Anadolu Matbaacılık, İstanbul.
- Bozacı, A., (2005), “Makina Elemanları 2. Cilt”, Çağlayan Kitabevi, 1. baskı, İstanbul.
- Okday, Ş., (1973), “Makine Elemanları 4. Cilt”, Matbaa Teknisyenleri Basımevi, İstanbul.
- Arslan, R., (2000), “Transport Tekniği Ders Notları”, İstanbul.
- Demirsoy, M., (2003), “Transport Tekniği (İletim Makinaları) 2. Cilt”, İstanbul.
- Boğoçlu, M. E. ve Azeloğlu, C. O., (2005), “Plastik Zincirli İleticiler, Tasarımları ve Plastik Zincir Baklasının Analizi”, TMMOB Makina Mühendisleri Odası II. İletim Kongresi, 27-28 Mayıs 2005, İstanbul, 131-144.
- Gerdemeli, İ., Kesikçi, M. K., (2003), “Zincirli Konveyörlerde Zincir Baklasının Bilgisayar Yardımıyla Gerilme Analizi”, TMMOB Makina Mühendisleri Odası I. İletim Kongresi, İstanbul.
- American Chain Association, (1971), “Engineering Steel Chains for Conveyors, Elevators and Drives”, ACA, Florida.
- American Chain Association, (1955), “Design Manual Roller and Silent Chain Drives”, ACA, Florida.
- FlexLink, (2000), “FlexLink Conveyor Systems”.
- Rexnord, (2004), “Tabletop Chains”.

## İNTERNET KAYNAKLARI

[www.tsubakimoto.com](http://www.tsubakimoto.com)

[www.rexnord.com](http://www.rexnord.com)

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi	28.10.1979	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1993-1996	İntaş Lisesi
Lisans	1996-2000	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2003-2006	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı

**Çalıştığı kurumlar**

2000-2001	Küçükosman Baskül Sanayi
2001-2003	Flexkon Konveyör Sistemleri ve Müh. Ltd. Şti.
2005 –	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi, Araştırma Görevlisi