

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

139537

BANTLI KONVEYÖRLER VE BUNLARIN
TASARIMINA ETKİ EDEN
PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

Makine Müh. Kemal ÇELEBİ

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstruksiyon Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof Dr. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ

Prof. Necati TAHRALI

Emre Çelikkale

(Handwritten signatures and notes)

İSTANBUL, 2003

Yükseköğretim Bakanlığı
Dokümantasyon Merkezi

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	ii
ŞEKİL LİSTESİ	iii
ÇİZELGE LİSTESİ	vi
ÖNSÖZ.....	vii
ÖZET	viii
ABSTRACT	ix
1. GİRİŞ	1
1.1 Uygulama Alanları.....	2
2. BANDLI KONVEYÖRÜN ELEMANLARI	3
2.1 Bantlar.....	6
2.1.1 Lastik Bantlar.....	6
2.1.2 Pamuk Dokulu Bantlar	7
2.1.3 Kord(iplik) Bantlar	9
2.1.4 Çelik Telli Bantlar	10
2.1.5 Sentetik lastikten bantlar.....	11
2.2 Taşıyıcı Rulolar, Dönüş Ruloları.....	11
2.2.1 Ruloların konstrüksiyonu.....	15
2.2.2 Ruloların yağlanması:	17
2.2.3 Ruloların Sürtme mukavemeti:.....	18
2.2.4 Rulo gruplarının aralıkları :	18
2.2.5 Bandın ortadan sevki	20
2.2.6 Konkav eğri kısmı:	25
2.2.7 Konveks eğriler :.....	27
2.3 Bantların Yük Nakletme Kapasiteleri.....	28
2.3.1 Tamburlar	36
3. HESAPLAR.....	40
3.1 Bant Hesabı.....	40
3.1.1 Bant tipi ve tabaka sayısının tayini	43
3.2 Bandın Tahrik Gücü	43
3.3 Konveyörlerde tahrik tipleri.....	47
3.3.1 Düz Tahrik	50
3.3.2 Saptırma Kasnaklı Tahrik	53
3.3.3 Çift tamburlu tahrik	54

4.	BANTLI KONVEYORLERİN TASARIMI	57
4.1	Bantlı Konveyörlerin Dinamiği	57
4.1.1	Makara Seçimi	58
4.1.2	Transfer Noktaları	58
4.2	Yüksek Hızlı Bantlı Konveyörlerin Tasarımı	59
4.2.1	Bant hızı seçimi	60
4.2.2	Bant hızı değişimi	61
4.2.3	Enerji tüketimi	62
4.2.4	Taşıma verimi	62
4.3	Bant seçimine bağlı olarak konveyörün dizaynı	63
4.3.1	Malzemenin banta yüklenmesi	64
4.3.2	Bantın Temizlenmesi	64
4.3.3	Bant Sisteminin Konveyöre Uygulanması	65
4.4	Bant Hızının Arttırılması	68
4.4.1	Bant Malzemeleri	70
4.4.2	Bant emniyet katsayısının azaltılması:	71
4.5	Bantlı Konveyör Makaralarında Enerji Tasarrufu	72
4.5.1	Enerji Tasarrufu Teorisi	74
4.6	Bantlı Konveyörlerin İşletme ve Bakımı	76
4.6.1	Günlük kontroller	76
4.6.2	Haftalık kontroller	77
4.6.3	Üç aylık kontrol	77
4.7	Temizleme ve Yağlama	77
4.8	Açık Havadaki Bantlı Konveyörlerin Kış İşletmesi	77
4.9	Bantlı Konveyörlerin Uzun Süre İçin Durdurulması	78
4.10	Bant Hasarlarının Tamiri	78
4.10.1	Vulkanizasyonla hasar tamiri	78
4.11	Bantın Aşınması	80
4.11.1	Bantın Aşınmasına Alınabilecek Önlemler	82
5.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER	83
	KAYNAKLAR	85
	ÖZGEÇMİŞ	86

SİMGE LİSTESİ

a	Taşıma makara mesafesi
a _{ST}	Parça mesafesi
B	Bant genişliği
c	Yan dirençleri kapsayan katsayı
c _G	Kayar bantlarda yan dirençlerin bir kısmını kapsayan
D	Tambur çapı
d	Bant kalınlığı, tambur mil çapı
d _{dk}	Dokuma çekirdek kalınlığı
e	Tabii logaritmik taban e=2,71828
F	Sürtünme Kuvveti
f	Bantın sarkma miktarı(sehim)
G	Gergi kuvvetleri
g	Yerçekimi kuvveti
H	Toplam iletme katsayısı
h/a	eğim oranı
I _G	İletme kapasitesi
I _{St}	Parça mallarda iletme kapasitesi
I _V	İletme kapasitesi
K _t	cm başına bant zorlanması
K _z	Bir dokuma katının yırtılma mukavemeti
k	Eğimli işletmelerde, iletme kapasitesi için düzeltme faktörü
L	İletme uzunluğu
L _T	Taşıyıcı Rulo gurubunun hareketli kısımlarının uzunluğu
L _D	Dönüş rulusunun hareketli kısımlarının uzunluğu
N _{mot}	Motor Gücü
n	Devir sayısı
P	Kasnağa gelen kuvvet
Q	İletme kapasitesi
R	Kavis yarıçapı
r	Tambur yarıçapı
S	Bant germe kuvveti
T	Tambur çekme kuvveti
t	zaman
V	Bant hızı
w	Açısal hız
W	Birim uzunluğa denk gelen bant ağırlığı (Kg/m)
W _o	Bantın birim uzunluğu (Kg/m)
W _T	Taşıyıcı Rulo gurubunun hareketli kısımlarının ağırlığı
W _D	Dönüş rulusunun hareketli kısımlarının ağırlığı
α	Sarım açısı
γ	dökme ağırlığı
δ	bir bantlı konveyörün eğim açısı
η _G	Bir bantlı konveyörün mekanizmasının verimi
n _K	Kaplin verimi
λ	Eğik rulo açısı
μ	Tahrik tamburu ile bant arasındaki sürtünme katsayısı
μ _G	Kayma sürtünme katsayısı
Z	Bant tabaka sayısı

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 A-	Yatay konveyör: Malzeme bir uçtan veya orta bölgeden yüklenir diğer uçtan boşaltılır. B. Hareketli (mekik) konveyör: Malzeme orta bölgeden yüklenir ve her iki uçtan boşaltılır. Konveyör iki sınır arasında hareketlidir. C. Yatay konveyör: Hareketli bir boşaltma arabası ile malzeme nrada herhangi bir yerden boşaltılabilir. D. Yatay konveyör: Yükleme oluğu ile boşaltma arabası arasındaki mesafeyi azaltmak için yükleme kısmı eğimlidir. E. Yatay konveyör: Malzeme sabit boşaltma arabalarından istenilen yerlerden boşaltılabilmektedir.....	4
Şekil 2. 2 -F.	Yatay eğimli konveyör; malzeme yatay uçtan yüklenir ve yüksekte bulunan ön tamburdan boşaltılır. G. Yatay ve eğimli konveyör: Yatay konveyör eğimli olanı yükler, ve malzeme eğimli konveyörün ön kasnağından boşaltılır. H. Eğimli - yatay konveyör: Malzeme eğimli uçtan yüklenir ve yatay kısmın ön kasnağından boşaltılır. I. Aşağı eğimli konveyör: Malzeme üst uçtan yüklenir ve alttaki tamburdan boşaltılır. J. Yukarı eğimli konveyör: Malzeme alt uçtan yüklenir ve ön tamburdan boşaltılır.	5
Şekil 2.3.	Pamuk dokulu bir bandın kesiti	7
Şekil 2. 4	Kord bant kesiti.....	9
Şekil 2.5	Çelik telli bant ve kesidi	10
Şekil 2.6	Taşıyıcı rulolar üzerinde malzeme yayılışı	12
Şekil 2.7	Taşıyıcı rulo gurubu ve elemanları	12
Şekil 2.8	Taşıyıcı rulo gurubu ve elemanları	13
Şekil 2.9	Dönüş rulosu	13
Şekil 2.10	Rulo kesiti ve elemanları	16
Şekil 2.11	Rulo kesitleri.....	17
Şekil 2.12.	Rulo gurubunda yağ borusu donanımı.....	17
Şekil 2.13	Rulo aralıkları	20
Şekil 2.14	Bant eksenel kuvvetleri.....	21
Şekil 2.15	Eğimli rulolarda bant üzerindeki eksenel gerilmeler	22
Şekil 2.16	Kulavuz rulo gurubu	24
Şekil 2.17	Kılavuz rulo gurubu	24
Şekil 2.18	Frenli Kılavuz rulo gurubu.....	24
Şekil 2.19	Diskli kılavuz rulo gurubu	25
Şekil 2.20	Konkav eğri.....	25
Şekil 2.21	Konveks Eğri	28
Şekil 2.22	Malzemenin bant üzerindeki yayılma şekli	28
Şekil 2.23	Malzemenin bant üzerindeki yayılma şekli	29
Şekil 2. 24	Bir bant elemanına tesir eden kuvvetler.....	37
Şekil 2. 25	Tek ve çift sıra kollu tamburlar.....	39
Şekil 3.1	Tahrik kasnağındaki gerilmeler	40
Şekil 3.2	Sık kullanılan konveyör tahrik mekanizmaları	48
Şekil 3.3	Sık kullanılan konveyör tahrik mekanizmaları	49
Şekil 3.4	Tahrik kasnağında germe kuvvetinin değişimi.	50
Şekil 3.5	Lastik kaplanmış tahrik tamburu.....	50
Şekil 3.6	Bant boyunca germe kuvvetlerinin dağılımı.....	51
Şekil 3.7	Saptırma tamburlu tahrik	53
Şekil 3.8	Saptırma tamburlu tahrik mekanizmasında poligon çizilmesi yardımıyla P kuvvetinin bulunması.....	54

Şekil 3.9	Çift tahrikli tambur ve germe kuvvetleri.....	55
Şekil 4.1	Bant ve taşıyıcı makaralar arasında asimetrik gerilme dağılımı	60
Şekil 4.2	Tambura karşı yerleştirilen bir fırça tertibatı ile bantın temizlenmesi.....	65
Şekil 4.3	Düz veya oluklu bantlarda titreşim şekilleri	69
Şekil 4.4	Karbon lifli malzemelerin banta uygulanması	70
Şekil 4.5	Geleneksel üçlü oluklaştırma makara dizaynı	72
Şekil 4.6	ESİdler oluklaştırma makara dizaynı	73
Şekil 4.7	Makaralarda yük dağılımı	74
Şekil 4.8	Konveyör sisteminde oluşan dirençler	75
Şekil 4.9	Bant yüzeyindeki aşınmalar	80
Şekil 4.10	Bantın eksenine boyunca aşınması	81
Şekil 4.11	Yükleme sırasında dökülen malın bantı aşındırması	81



ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1	Bant Malzemeleri.....	6
Çizelge 2.2	Dokuların Çekme Mukavemeti (DIN 22102).....	7
Çizelge 2.3.	Lastik karakteristikleri	8
Çizelge 2.4	Bantlarda Üst Tabaka Kalınlığı	8
Çizelge 2.5	Üst ve alt kaplama kalınlıkları	9
Çizelge 2.6	Standart bant genişlikleri (DIN 22102).....	9
Çizelge 2.7	Çeşitli suni kaplama malzemelerinin özellikleri.....	11
Çizelge 2.8	Rulo çap ve genişlikleri	14
Çizelge 2.9	Rulo aralıkları	19
Çizelge 2.10	Üç rulolu (20°-0°-20°) bir banda dolma açısı λ 'ya bağlı olarak Şekil 2.23'deki esaslara göre hesaplanmış bulunan malzeme kesit alanı	30
Çizelge 2.11	Eğime bağlı olarak kapasite-eğim faktörü	32
Çizelge 2.12	Genişliğe bağlı olarak bant hızları	33
Çizelge 2.13	Maksimum bant hızları	33
Çizelge 2.14	Uygun bant hızları.....	33
Çizelge 2.15	Malzemelerin gevşek haldeki özgül ağırlıkları	34
Çizelge 2.16	Maksimum bant eğimleri	35
Çizelge 3.1	eµß değerleri	42
Çizelge 3.2	Ortalama sürtünme faktörü değerleri	47

ÖNSÖZ

Bantlı konveyörler transport araçlarının sürekli çalışan iletme araçlarından biridir. Bu tezde bantlı konveyörlerin ana elemanları, tasarlanması sırasındaki kriterler ve hesap yöntemleri ile bu hesaplamada yardımcı olabilecek şekil ve çizelgeler verilmiştir.

Bu tezin hazırlanmasında bana yardımcı olan değerli hocam Sayın Prof Mustafa Alışverişi'ye teşekkürlerimi borç bilirim. Ayrıca katkılarından dolayı Araş. Gör. Günay Çalışkan'a, yardımcı olan tüm arkadaşlarıma ve aileme teşekkür ederim.



ÖZET

Günümüzde konveyörler sanayinin her sınıfında uygulama alanı bulmuştur. Teknolojinin gelişmesiyle konveyörler değişik kombinasyonlarda ve tiplerde kullanılmaya başlanmıştır. Her sektörde uygulama alanının olabilmesi ve diğer taşıma tiplerine göre ekonomik olması nedeniyle yaygın olarak bantlı konveyörler kullanılmaktadır.

Bu tezde bantlı konveyörlerde kullanılan bant tipleri, taşıyıcı rulolar, kasnaklar, diğer elemanlar ve bunların tasarımlarına etki eden parametreler incelenmiştir. Ayrıca bu kriterlere göre tasarlanacak bir bantlı konveyöre ait hesaplamalara ait formüller ve çizelgeler de verilmiştir. Sonuçlar ve öneriler kısmında da bir bantlı konveyör tasarlanırken istenen veriler ve bu veriler yardımıyla tasarım sırasında dikkat edilecek hususlara değinilmiştir.

Anahtar kelimeler: Bantlı konveyör, taşıyıcı rulolar, kasnak



ABSTRACT

Nowadays, conveyors have taken an important place in every areas of the industry. By development of technology conveyors were begun to use in distinct types and combinations. In every sector, belt conveyors are used widely for being an applications area in every sector and being more economical to the other transport types.

In this thesis, belt types used in the belt conveyors, transporter, rollers, belt pulley, the other components with factors that affect their design, were detailed. Besides the formulas and necessary calculations and graphs for designing the belt conveyors are examined. In the conclusion part necessary data to design belt conveyors and other conditions, which must be taken into consideration, were examined.

Keywords: belt conveyor, rollers, belt pulley,



1. GİRİŞ

Herhangi bir tesiste muhtelif malzemenin, eşyanın, işlenmiş ve işlenmemiş makine parçalarının bir yerden diğer bir yere nakledilmesi yükün cinsine, büyüklüğüne ve mesafeye bağlıdır. Bu nakil işinin enerji, zaman ve para bakımından en elverişli şekilde yapılması işletme ekonomisine doğrudan doğruya etki eder. Bu şartlar altında genel olarak malzeme taşınmasında aşağıda sıralanan değişik araçlardan faydalanılır.

Bantlı, rulolu, zincirli, pnomatik, hidrolik ve vidalı konveyörler, muhtelif tipten elevatörler, asansörler, palanga ve çıkırıklar, atölye krenleri (gezer köprüler), hareketli, sabit, döner krenler, liman krenleri, yükleme köprüleri, özel krenler ve her tipten yük taşıyan araba, vagon ve motorlu araçlar vs. gibi taşıma araçlarından yararlanır.

Bu tezde de konusu işlenmiş olan bu taşıma araçları arasında bantlı konveyörler büyük miktarda katı malzemenin sürekli olarak uzun mesafelere yatay ve belirli sınırlar içinde eğimli olarak nakledilmesine çok elverişlidir. Ayrıca bu tip konveyörlerle kuru veya ıslak her türlü malzeme de nakledilebilir. Malzeme taneli, kömür veya taşa olduğu gibi parçalı olabilir. Bilhassa kum, sinter kok, taş, kül gibi aşındırıcı malzemeler için çok elverişlidir.

Eğimli olarak malzeme naklinde malzemeye bağlı olarak kullanılacak maksimum eğimler, özel şartlar dışında 20°'yi geçmemelidir. Normal bantlı konveyörler 100-125°C a, özel sentetik bantlı olanlar 150°C a kadar; ve soğuk iklimlerde ise -20 °C ye kadar kullanılabilir. Minimum 3-5 m lik seyyar konveyörlerden bir kaç yüz metrelik sabit tesis konveyörlerine kadar değişik boy ve ebatlarda konveyörler yapılmaktadır.

Gelişen teknoloji sayesinde, sentetik malzeme ve çelik telli bantlardaki iyileştirme çalışmaları ile tek konveyörün malzeme nakledebileceği mesafeler de artmaktadır. Ayrıca konveyörleri seri olarak çalıştırmak suretiyle malzemenin nakil mesafesini bir kaç kilometreye çıkarmak mümkündür. Bantlı konveyörlerin naklettikleri malzeme debisi, seyyar bantlardaki saatte bir kaç tondan, linyit istihsal tesislerinde 3,2 m. genişlikteki bantlarla 15.000 tona erişmiştir. Konveyör sistemini taşıyan çerçeve basit bir kafes kiriş konstrüksiyondan ibarettir. Bu bakımdan bantlı konveyör hafif dağlık arazide, nehir üzerinden ve tünelden malzeme nakline de çok elverişlidir.(Özdaş, 1961)

Bantlı konveyörlerle büyük miktarda malzeme ucuza nakledilebildiği gibi, tartma, karıştırma, numune alma ve depo sahalarına yığma işleri de yapılabilir.

1.1 Uygulama Alanları

Bantlı konveyörler, endüstrinin muhtelif kollarında ve mesela enerji santrallerinde bile kapasiteleri 100-150 ton/saat tan fazla pek az tesisin bulunduğu bu devrede muhtelif tip elevatör, yük asansörü, araba, vagonunun ve diğer araçlar malzeme naklini kolayca temin etmiştir. Kömür ve maden kuyularında da malzeme nakli gene vagon, araba ve asansörlerle yapılabildiğinden ekonomik bakımdan diğer sistemlere ihtiyaç duyulmamıştır. Sadece kok fabrikalarında, taş ocağı tesislerinde ve bazı maden ocaklarında diğer sistemler bantlı konveyörlere kıyasla daha fazla kullanılmaktadır.

Bugün ise büyük enerji santralleri için gerekli 1000-1500 ve hatta 2000 ton/saat kapasiteli kömür naklinin bantı konveyörden başka bir sistemle yapılması imkansız hale gelmiştir. Maden filizi ve kömür nakil tesislerinde kullanılmaya başlanan 5000-6000 ton/saat lik ve hatta 10.000 ton/saat lik kapasiteler ve limanlarda bu kadar yüksek kapasitede yükleme ve boşaltma tonajının temini başka yöntemlerle mümkün değildir.

Teknolojinin ilerlemesi ve çeşitli ihtiyaçlardan dolayı malzeme nakil kapasitesinin çok artması ve 100 ton/saati geçmesi ile bantlı konveyörler en ekonomik sistem olmaya başlamıştır.

Bantlı konveyörlerin bugünkü uygulama alanı çok gelişmiştir. Bunların hepsinin gözden geçirilmesi imkansız ise de büyük miktarda sürekli olarak malzeme naklinin gerektiği alanlar da şunlardır. Maden ocakları, enerji santralleri, liman yükleme ve boşaltma tesisleri, Dökümhaneler ve çeşitli fabrikalarda malzeme naklinde yaygın olarak kullanılmaktadır. (Özdeş, 1961)

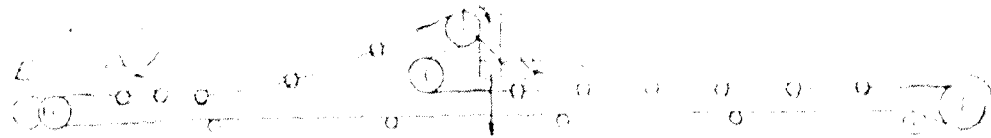
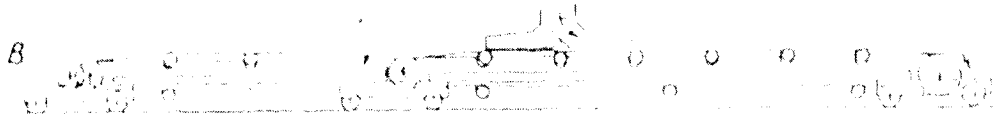
2. BANTLI KONVEYÖRÜN ELEMANLARI

Bantlı Konveyörler esas itibariyle iki tambur arasına gerilmiş ve rulolarla tutturulmuş sonsuz döngü hareketine sahip bir bantlardan ibarettir. Normal olarak bandın üst yüzü malzemenin naklinde kullanılmakla beraber dönüş kolundan da yararlanan konveyörler de vardır. Malzemenin yüklenmesi ve boşaltılması konveyör boyunca herhangi bir bölgeden yapılabilir.

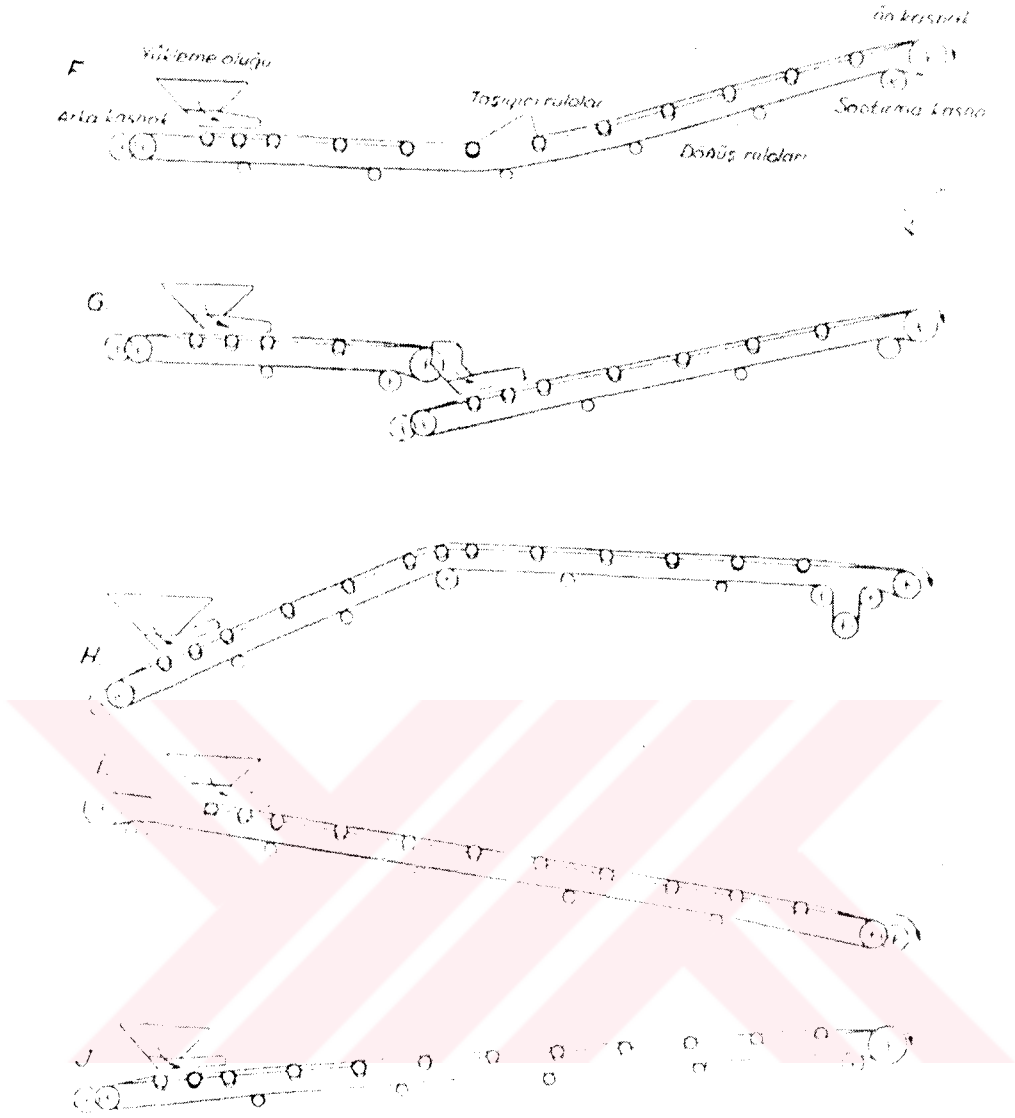
Önceden de belirtildiği gibi mesafeler uzun ve kapasite büyük olursa bantlı konveyör uygun malzemenin naklinde en ekonomik çözümü sağlar. Şekil 2.1’de malzemenin yatay ve eğimli olarak naklinde kullanılacak bantlı konveyör tesislerine ait muhtelif şemalar gösterilmiştir. Diğerlerine oranla basit olan bu şekillerden başka, kullanış yeri ve amacına göre diğer kombinasyonlar da yapılabilir. (Özdaş, 1961)

Şekil 2.2’deki basit tertipten de görüleceği üzere bir bantlı konveyörün ana unsurları şunlardır:

- Malzemeyi nakleden bant,
- Bandı taşıyan ve gerektiğinde daha büyük yük kapasitesinin temini için banda form veren taşıyıcı rulolar ve dönüş ruloları,
- Tahrik, yardımcı ve saptırma tamburları ve konveyörün tahrik mekanizması,
- Germe tertibatı,
- Yükleme ve boşaltma tertibatı,
- Yardımcı tertibat (temizleme tertibatı vs.).



Şekil 2.1 A- Yatay konveyör: Malzeme bir uçtan veya orta bölgeden yüklenir diğer uçtan boşaltılır. B. Hareketli (mekik) konveyör: Malzeme orta bölgeden yüklenir ve her iki uçtan boşaltılır. Konveyör iki sınır arasında hareketlidir. C. Yatay konveyör: Hareketli bir boşaltına arabası ile malzeme nrada herhangi bir yerden boşaltılabilir. D. Yatay konveyör: Yükleme oluğu ile boşaltma arabası arasındaki mesafeyi azaltmak için yükleme kısmı eğimlidir. E. Yatay konveyör: Malzeme sabit boşaltma arabalarından istenilen yerlerden boşaltılabilmektedir. (Özdaş, 1961)



Şekil 2. 2 -F. Yatay eğimli konveyör; malzeme yatay uçtan yüklenir ve yüksekte bulunan ön tamburdan boşaltılır. G. Yatay ve eğimli konveyör: Yatay konveyör eğimli olanı yükler, ve malzeme eğimli konveyörün ön tamburundan boşaltılır. H. Eğimli - yatay konveyör: Malzeme eğimli uçtan yüklenir ve yatay kısmın ön tamburundan boşaltılır. I. Aşağı eğimli konveyör: Malzeme üst uçtan yüklenir ve alttaki tamburdan boşaltılır. J. Yukarı eğimli konveyör: Malzeme alt uçtan yüklenir ve ön tamburdan boşaltılır. (Özdaş, 1961)

2.1 Bantlar

2.1.1 Lastik Bantlar

Bant, malzemenin nakledilmesine ilaveten gerekli hareket için lüzumlu bulunan çekme kuvvetine, malzemenin mekanik ve korozif aşındırma tesirine rutubete, sıcaklığa vs. de dayanıklı olmalıdır. Bant ayrıca malzemenin yüklenme bölgesinde darbe tesirine, rulolara yaslanmasından ve tamburlara sarılmasından ötürü eğilmeye ve santrifüj kuvvete de maruzdur.

Bant orta kısmında mukavemeti temin eden pamuktan veya naylon, rayon vs. gibi suni ve sentetik malzemedan yapılmış çok tabakalı dokuma veya kord (iplik) karkas veyahut da çelik tel ihtiva eder. Bantta tabakalar arası, üst, alt yüz ve yanlar lastikle kaplıdır. Bant imalinde kullanılan başlıca malzemelerin karakteristikleri Çizelge 2.1'de verilmiştir. Çizelge 2.1'de de görüleceği üzere sentetik ipliklerin kopma mukavemetleri daha yüksektir. Bunun yanında bilhassa rayon ve naylonun yüzde uzamasının fazla olması nedeniyle yalnız başına kullanılmazlar.

Çizelge 2.1 Bant Malzemeleri (Özdeş, 1961)

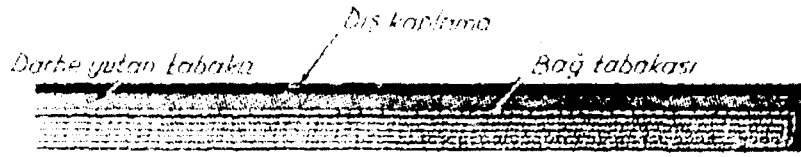
Malzeme	İplik çapı (mm)	Kopma Mukavemeti (Kg/mm ²)	Uzama %	Yoğunluk (gr/cm ³)
Pamuk(B)	0,02	41-60	3-7	1,5
Rayon(R) (Sunî ipek)	0,01-0,038	40-60	9-20	0,5
Naylon	>0,007	70-80	12-20	1,14
Dacron	>0,007	73-80	8-12	1,38
Cam iplik(G)	0,007-0,010	145	2-3	2,5
Çelik Tel	01.May	250	1-2	7,8
Çelik sac	Kalınlık 08-1,6	120	9-10	7,8

Bu bakımdan pamuk-rayon; pamuk-naylon; ve rayon-naylon kombinasyonları tercih edilmektedir. Gerçekten malzeme nakli esnasında banda gelen germe kuvveti tesiriyle bant uzar. Bu durumda lastik tabaka ile karkası teşkil eden doku veya kordun uzamaları aynıdır. Elastik sınır içinde kalındığı müddetçe gerilmeler elastiklik modülü ile doğrudan orantılıdır. Bant imalatında kullanılan malzemeler göz önüne alınırsa yük karkas (doku veya kord)

tarafından taşınır ve lastik kaplama ise karkası bandın dış yüzeyindeki mekanik ve korozyif tesirlerden ve rutubet, sıcaklık vs. den korur.

2.1.2 Pamuk Dokulu Bantlar

Ucuz olmaları bakımından en çok kullanılan pamuk dokulu bantlardır. Bu bantlarla muhtelif dokuma tabakaları birbirine arada kauçuk bulunmak üzere vülkanize edilmiştir, iki tabakayı birbirinden ayırmak için gerekli kuvvet, adhezyon ve dolayısıyla lastik kalitesinin tayininde bir kriterdir. Lastik tabakaları, muhtelif dokuma tabakalarının birbiriyle irtibatın temin ettiği gibi bandı su geçirmez hale getirerek dokuyu rutubet tesirinden korur, (Şekil 2.3)



Şekil 2.3. Pamuk dokulu bir bandın kesiti (Özdaş, 1961)

Çizelge 2.2 Dokuların Çekme Mukavemeti (DIN 22102)

DOKU		B50	B60	B80	Z60	Z80	K88	K100	K120
1 m ³ ağırlığı (gr/cm ²)			875	1150					
Çekme Mukavemeti									
çözü	kuru	50	60	80	60	80	80	100	120
	yaş	-	-	30	40	40	40	50	60
atkı	kuru	20	25	30	30	40	40	50	60
	yaş	-	-	-	15	20	20	20	30
Not: Seri B: pamuk dokuma, seri Z: Selülöz; K: Rayon Yukarıdaki malzeme min. Emniyet katsayısı 3-5 tabakalı için 14, 6-9 tabakalı için 12 alınmalıdır.									

Bantların imalatında kullanılan minimum tabaka sayısı 3 olup geniş bantlarda maksimum 15 e kadar çıkmaktadır.

Bandın taşıyıcı yüzü olan üstü ile ayrıca altında da bandı aşınmaya ve dokumayı rutubete karşı korumak üzere kalınlığı çalışma şartlarına bağlı olan birer lastik tabakası vardır. Bandın üst yüzündeki lastik tabakası malzemeyi taşıdığından yüksek kalitelidir., ve 1,5 ila 12 mm. kalınlığa kadar olabilir. Kül, kok, kırılmış taş gibi abrasiv malzemede üst kalınlığı fazla olan bantlar kullanılmaktadır. Malzemenin cinsine bağlı olarak bantta kullanılacak lastik kalitesi de

değişir. Çizelge 2.3'de lastik kalitesini karakterize eden çekme mukavemeti, uzama, tabakalar arasındaki adherans, dış kaplama ile tabakalar arasındaki adherans değerleri verilmiştir. (Özdaş, 1961)

Çizelge 2.3. Lastik karakteristikleri (Özdaş, 1961)

Kalite	Malzeme	Min. Kopma mukavemeti Kg/mm ²	Uzama %	Adherans Kg/cm	
				doku tabakaları	doku ile dış kaplama arası
No 1	çok abraziv	2,45	500	3,56	3
No 2	abraziv	0,75	450	2,85	2,32
No 3	az abraziv	0,56	250	2,14	1,73

Dış lastik kaplamanın dokuma tabakalarına (karkasa) iyice adhezyonunu temin etmek üzere ikisinin arasında bağlayıcı bir dokuma tabakası kullanılır. Bu bağ tabakası sayesinde lastik tabakası dokudan ayrılmaz.

Çizelge 2.4'te de nakledilen malzemeye bağlı olarak üst tabaka kalınlığının yaygın olarak kullanılan değerleri görülmektedir. Bandın alt yüzündeki lastik tabakasının kalınlığı ise 1-2 mm'dir.

Çizelge 2.4 Bantlarda Üst Tabaka Kalınlığı

Çalışma şartları	Üst tabaka Kalınlığı m/m	Nakledilen Malzeme
Hafif	2-3	Ağaç talaşı, çimento vs gibi abresiv olmayan malzemeler
Normal	3-5	Kum, küçük çakıl, toprak, bitümlü kömür, taş gibi fazla abraziv olmayan malzemeler
Orta Zorlu	6,5	Antrasit kömürü, kok, sinter, taş ve kaya gibi abrasiv malzeme
Zorlu	8	Demir filizi, bakır, çinko, kurşun, kireç taşı, dökümhane artıkları gibi çok abrasiv malzeme
Çok zorlu	10-12	Bütün parçalı ve keskin malzemeler, (kuarts, demir piriti vs)

Çizelge 2.5'te de Alman standartlarına göre (DIN 22102) üst ve alt kaplama kalınlığı görülmektedir.

Çizelge 2.5 Üst ve alt kaplama kalınlıkları(Özdaş, 1961)

	Toz ince Malzeme	kömür linyit tuzlar	boyutlandırılmış kömür ve briket	maden filizleri, taş	kok	ağır işler
üst tabaka Kalınlığı mm	2	2	3	4	5	6
Alt tabaka kalınlığı mm	1	2	2	2	2	2

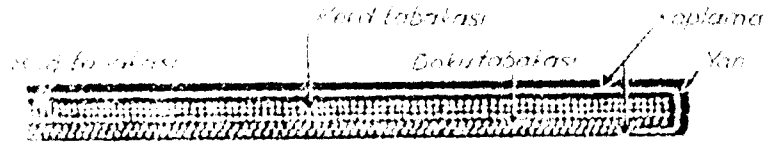
Konveyörlerde kullanılan standart bant genişlikleri de çizelge 2.6 da verilmiştir.

Çizelge 2.6 Standart bant genişlikleri (DIN 22102)

Standart bant genişlikleri (DIN 22102) (mm)							
300	400	500	650	800	1000	1200	1400
1600	1800	2000	2250	2500	2750	2900	

2.1.3 Kord(iplik) Bantlar

II. Dünya Şavaşı'ndan sonra pamuk dokuma yerine pamuk ipliği ile yapılan kord bantlar geliştirilmiştir. Kord bantlarla lastik içine- gömülü kord (iplik) tabakaları karkası teşkil eder. Bandın alt kısmında enine mukavemeti teşkil etmek üzere çift kat doku vardır. Üstte lastik kaplamanın karkasa iyice yapışmasını sağlamak için bir bağ tabakası bulunur (Şekil 2.4).

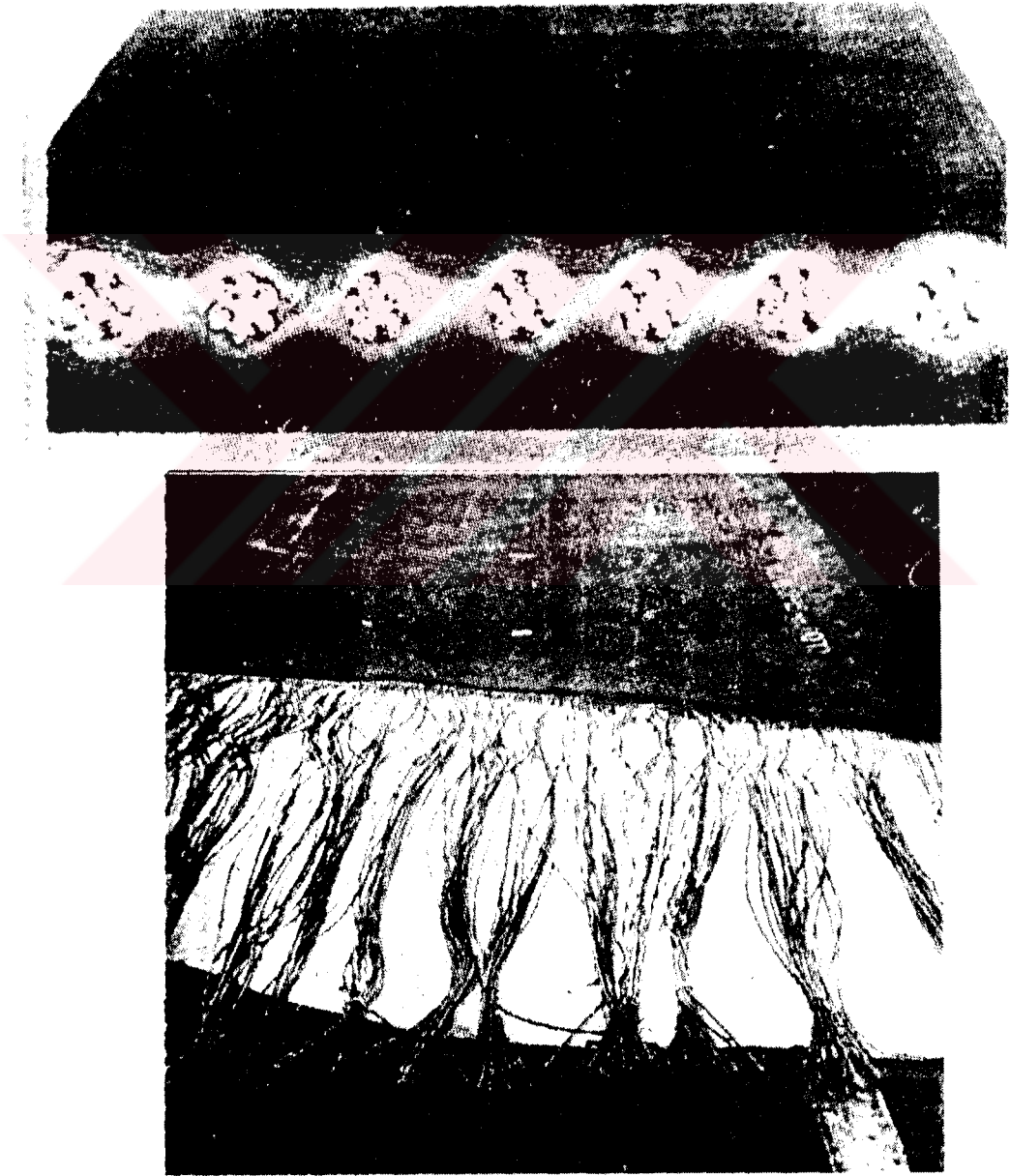


Şekil 2. 4 Kord bant kesiti

Kord bantlarda pamuk dokulu bantlarda olduğu gibi karkasın yapısı patente ve imal eden firmaya bağlı olarak değişmektedir. Daha elastik bir bünyeye sahip olmaları bakımından kord bantlar darbe tesirlerine karşı daha mukavemettir. Gene yapıları dolayısıyla yan kısımdaki elastik-iklerinin de fazla olması taşıyıcı rulolar üzerinde kolay form almalarını sağlar. (Özdaş, 1961)

2.1.4 Çelik Telli Bantlar

Yüksek mukavemetli olan bu bantlara ilaveten lastik içine gömülü bir sıra çelik telli bantlar da yapılmıştır, ömürleri uzun olan bu bantlarda 1 ila 5 mm çapındaki yüksek mukavemetli çelik teller kullanılmakta olup birim genişliğe ait çekme emniyet değeri 400 ila 120 kg/cm e erişebilmektedir (Şekil 2.5). Bu bantların fiyatları çok yüksek olmakla beraber mukavemetleri 1220 gr lık 25 ila 60 katlı bantlara karşılık gelmekte ve bu tip bantlarla konveyör uzunluğunu artırma imkanı mümkün olmaktadır. Çelik telli bantlarda çalışma esnasında uzama da gayet az olduğundan germe yerleri de diğer tiplere göre azdır. (Özdaş, 1961)



Şekil 2.5 Çelik telli bant ve kesidi(Özdaş, 1961)

2.1.5 Sentetik lastikten bantlar

Lastik bandın mahzurlarından biri yağa karşı gayet hassas olmasıdır. Buna karşılık neopren ve kloropren gibi suni lastikler yağdan başka, kömür katranından elde edilen solventlerin, aromatik hidrokarbonların ve klorlu solventlerin tesirlerine karşı dayanıklı olduklarından, bazı yerlerde suni lastik bantlar kullanılmaktadır. Çizelge 2.7de çeşitli kaplama malzemesinin özellikleri verilmiştir(Özdaş, 1961)

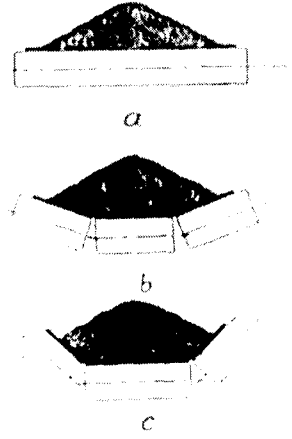
Çizelge 2.7 Çeşitli suni kaplama malzemelerinin özellikleri(Özdaş, 1961)

	Malzeme					
	NR	SBR	NBR	CR	BR	Yumuşak PVC
Aşınma Direnci	B	A	B	B	C	E
Yağa karşı direnç	D	D	A	B	D	B
Hava ve güneş ışığına karşı direnç	D	C	D	A	A	A
Havaya karşı direnç	B	B	B	B	A	C
Aleve karşı direnç	D	D	D	B	D	B
Kalıcı deformasyon	B	B	B	B	C	D
Soğuğa karşı direnç	A	A	B	B	D	D
Oksijene karşı direnç	C	B	B	B	A	A
Ozona karşı direnç	D	C	D	A	A	A
Elastiklik	E	C	C	B	D	D
A : Mükemmel		NR : Tabii kauçuk				
B : iyi		SBR : Styrol Butadien kauçuk				
C : Uygun		NBR : Nitril - Butadien kauçuk				
D : Az uygun		CR : Kloropren kauçuk				
		BR : Butil kauçuk				

2.2 Taşıyıcı Rulolar, Dönüş Ruloları

Bantlı konveyörlerde taşıyıcı rulolar malzeme nakleden bantta hem elverişli formu sağlar, hem de destek sağlar. Üst sırada bulunan taşıyıcı rulolardan ayrı olmak üzere dönüş kolunda da sadece boş bant taşıyan rulolar vardır.

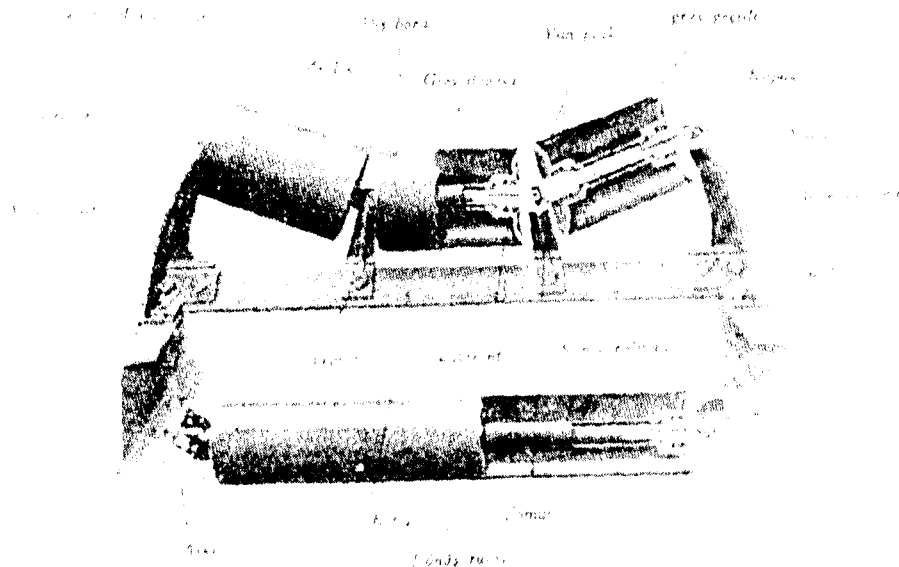
Taşıyıcı rulo gurubu en basit halde genişliği bantdan daha büyük tek bir silindirik rulodan ibarettir. (Sekil 2.6-a). Bununla beraber, V açılı ikili, üçlü, dördü ve beşli olarak düzenlenen rulolarla daha büyük malzeme kapasitesinin artırılması mümkündür.



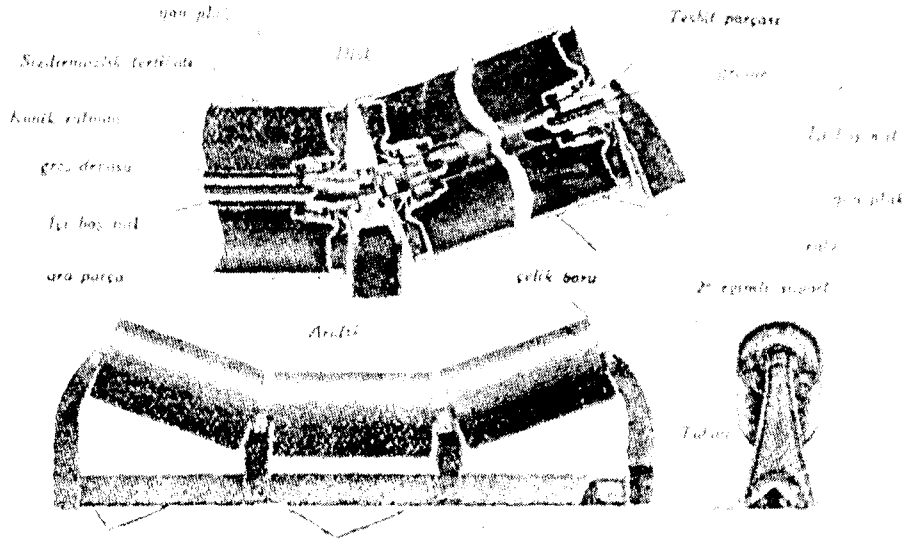
Şekil 2.6 Taşıyıcı rulolar üzerinde malzeme yayılışı (Özdaş, 1961)

Bugün en yaygın üçlü rulo gurubu kullanılmaktadır. Bu grupta ortada yatay bir rulo ve her iki yanda da yatayla 20° lik açı yapan birer rulo vardır (Şekil 2.6-b). Şekil 2.6-c de gösterilmiş bulunan diğer bir üçlü rulo gurubunda yan ruloların eğimi 45° dir. Yan ruloların eğiminin artması ile bant kapasitesi artmaktadır. Ancak bu halde bandın yan kısımlarındaki elastikliğinin de fazla olması gerekir. Bu bakımdan yukarıda incelenmiş bulunan bant tipleri arasında kord bantlar veya tabaka sayısı az malzeme olan naylon-rayon bantlar elverişlidir.

Geniş bantlarda banda daha iyi form vermek amacıyla beşli rulo grubu da kullanılmaktadır. Bu halde ruloların yatayla eğimleri $40^\circ-20^\circ-0^\circ-20^\circ-40^\circ$ dir. Beşli rulo gurubu pahalı olduğu gibi konstrüksiyon ve yağlama bakımından da güçlükler doğurur. Bu sebeplerden dolayı 2900 ve 3200 mm. lik en geniş bantlarında bile üçlü rolü gurubu kullanılmakta ve standart olarak $20^\circ - 0^\circ - 20^\circ$ lik rulo tertibi tercih edilmektedir. Şekil 2.7 ve 2.8'de taşıyıcı bir rulunun iç yapısı görülmektedir.



Şekil 2.7 Taşıyıcı rulo gurubu ve elemanları(Özdaş, 1961)



Şekil 2.8 Taşıyıcı rulo gurubu ve elemanları(Özdaş, 1961)

Rulo guruplarının konstrüksiyonu, rulo çapları ve rulo sıraları arasındaki mesafelerin uygun seçilmesi gerek bantın ve gerekse ruloların ömrü bakımından çok önemlidir. özellikle bir sırada bulunan ruloların üst kenarları arasında bantın sıkışıp deforme olmaması gereklidir. Bu sebeple rulo konstrüksiyon ve imalatının çok itinalı olması, rulo gurubunda montajın ruloların birbirine göre konumlarının iyi tespit edilerek ve üstte rulo kenarları arasında küçük bir aralık (10 mm. kadar) bırakılarak yapılması gerekir. (Özdaş, 1961)

Rulo çaplarının da taşınan yük ve bant hızına bağlı olarak uygun seçilmesi gerekir. Rulo çaplarının büyük alınması bantın ruloya sevk eğimini küçülteceğinden faydalıdır. Buna karşılık rulo çapı büyüdükçe sistemin maliyeti de artacağından ekonomik olmamaktadır.

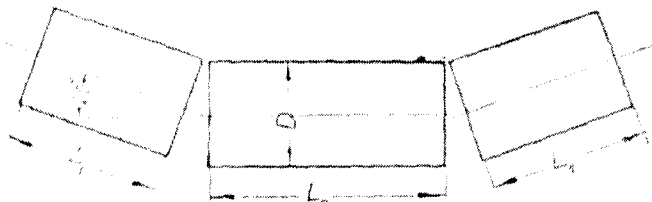
Dönüş ruloları genellikle rulmanlarla yataklanmış tek bir silindirden oluşur. (Şekil 2.9) Dönüş ruloları sadece boş bantı taşıdıklarından ve herhangi bir darbeye maruz kalmadıklarından dolayı daha küçük çaplı ve fazla aralıklı olarak yerleştirilebilirler.



Şekil 2. 9 Dönüş rulosu(Özdaş, 1961)

Çizelge 2.8'de Alman normuna göre (DIN 22102) bant genişliğine bağlı olarak rulo çap ve genişlikleri verilmiştir. Çizelge 2.8'in incelenmesinden de görüleceği üzere bir sıradaki ruloların hepsi aynı boyda ve yahut da ortadaki rulo uzun ve yandaki rulolar kısa olmak üzere iki ayrı tip mevcuttur. (Özdaş, 1961)

Çizelge 2.8 Rulo çap ve genişlikleri(Özdaş, 1961)



Bant genişliği B [m/m]	Hafif işler		ağır işler		uzunluklar	
	Rulo Çapı D [mm]	Cidar Kalınlığı [mm]	Rulo Çapı D [mm]	Cidar kalınlığı [mm]	L ₁ [mm]	L ₂ [mm]
400	108	3,75	133	4	165	165
500					165	270
800					250	250
650					250	445
1000	133	4	159	4,5	380	380
1200					380	635
1400					530	530
1600	159	4,5	191	5,5	530	735
1800					665	665
2000					665	870

Ruloların imali için çelik çekme borulardan istifade edilmek istendiğinden Alman normundaki rulo çapları 108, 133, 159 ve 191 mm. olarak seçilmiştir. Konveyör imal eden firmalar ekseriya bu değerlerin dışına çıkmaktadırlar. (Özdaş, 1961)

İngiliz ve Amerikan firmaları hafif işler için çapı takriben 100 mm. (4") olan rulolar kullanılmaktadırlar. Bu halde bant genişliği 700 mm'den aşağıdır. Orta işler için seçilen rulo çapı takriben 125 mm. (5") ve ağır işler için 150 ve hatta 175 mm. (6" ve 7") lik rulolar kullanılmaktadır.

2.2.1 Ruloların konstrüksiyonu

Rulo esas itibariyle sabit bir mile iki rulmanlı yatakla yataklanmış serbest dönen silindirik bir elemandır. Ruloların konstrüksiyonunda en önemli hususlar şunlardır:

- İyi bir yağlamanın temin edilmesi,
- Çok kötü atmosferik şartlarda da çalışmayı mümkün kılmak
- üzere toz ve yabancı maddelerin rulonun içine girerek rulmanları harap etmemesi için sızdırmazlık tertiplerinin mükemmel olması,
- Yatakların aşırı yüklenmelerine mani olmak üzere ruloların hafif ve dengeli olması,
- Çok sayıda rulo gerekeceğine göre ucuz imalat.

Modern konstrüksiyonda rulo çekme çelik borudan yapılmakta ve iki yan plak ve rulman gövdeleri ise preslenmiş saçtan, veyahut da çelik veya temper dökümden hazırlanmaktadır. Yan plaklar dıştaki silindirik boruya sıkı geçme oturtulmakta ve sonra kaynak edilmektedir. Boru kenarlarının bandı kesip zedelememesi için yuvarlatılması lazımdır. Korozif ortamda kullanılan konveyörlerde ise rulolar dökme demirden yapılmaktadır.

Genellikle sabit olan ortadaki mil St-42 veya St-50 malzemedan yapılmakta ve her iki taraftan rulo sportlarındaki U tertibi oyuklara veya yuvalara oturacak şekilde işlenmektedir. Böylece gerektiği taktirde her bir rulonun bir bütün olarak yedeği ile değiştirilmesi mümkün olmaktadır.

Günümüz rulo konstrüksiyonlarında kaymalı yatak tamamen terkedilmiş olup sadece rulmanlı yatak kullanılmaktadır. Bu rulmanlı yataklar rulonun taşıdığı yük ve yük cinsi ile hıza ve ömre bağlı olarak hesaplanır. Rulolara gelen yükler taşınan malzemenin ve bandın rulo başına isabet eden ağırlığı ile rulonun dönen kısmının ağırlığından ibarettir. (Özdaş, 1961)

Bantlı konveyörün kapasitesi Q ton/h ve hızı V m/s ise düzgün yüklü malzemenin birim bant boyuna isabet eden ağırlığı,

$$W_0 = \frac{Q}{3,6 \cdot V} [Kg / m] \quad (2.1)$$

Bandın birim uzunluğunun ağırlığı W_B [kg/m], taşıyıcı rulo gurubunun hareketli kısımlarının ağırlığı W_T [kg] ve aralığı L_T [m.], dönüş rulusunun hareketli kısımlarının ağırlığı W_D [kg.] ve aralığı L_D [m] ise, taşıyıcı rulo gurubuna gelen yük,

$$W_1 = \left(\frac{Q}{3,6 \cdot V} + W_B \right) L_T + W_T [kg] \quad (2.2)$$

Sadece boş bandı taşıyan dönüş rulosuna gelen yük,

$$W_S = W_D L_D + W_D \quad [\text{kg}] \quad (2.3)$$

dir.

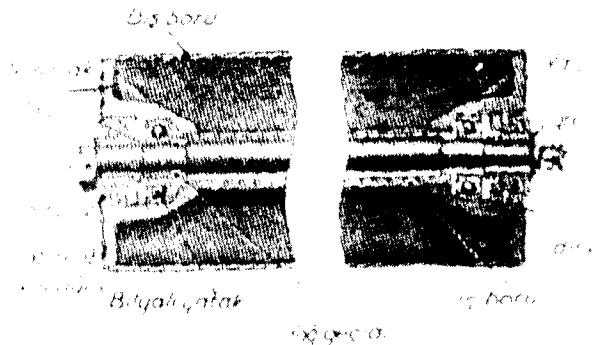
Taşıyıcı rulo gurubunun üç rulodan ibaret olması halinde W_1 yükünün (%60-76)'sı ortadaki yatay rulo, (12,5 - 20) % si eğimli ruloların her biri tarafından taşınır. Yan rulolar az yük taşımalarına mukabil yatayla olan eğimlerinden ötürü aksenal yüke de maruzdurlar. Bu esaslar dahilinde her bir ruloya gelen yük tayin edildikten sonra bant hızından da rulo hızı hesaplanır ve 10 - 15 senelik bir ömür için rulman seçilir. (Özdaş, 1961)

Avrupa konstrüksiyonlarında aksenal yükte taşıyan bilyeli yataklar kullanılmaktadır. Rulolarda mil sabit olduğuna göre rulmanın iç bileziğinde nokta yükü (Rulmanlı yataklarda yük vektörü iç veya dış bilezikten birine göre izafi hareket yapmazsa o bileziğe göre nokta yükü vardır; bu halde sıkı geçme yapmaya ihtiyaç yoktur) vardır ve mülle sıkı geçmesine ihtiyaç yoktur. Rulmanın dış bileziğinde ise çevre yükü (Yük vektörü bileziklerden birine göre izafi hareket yaparsa o bileziğe göre çevre yükü vardır ve bileziğin sıkı geçme ile montajına ihtiyaç vardır) vardır ve sıkı geçme gereklidir. Bu bakımlardan mil ve gövdenin işlenmesinde aşağıdaki toleranslar kullanılmalıdır.

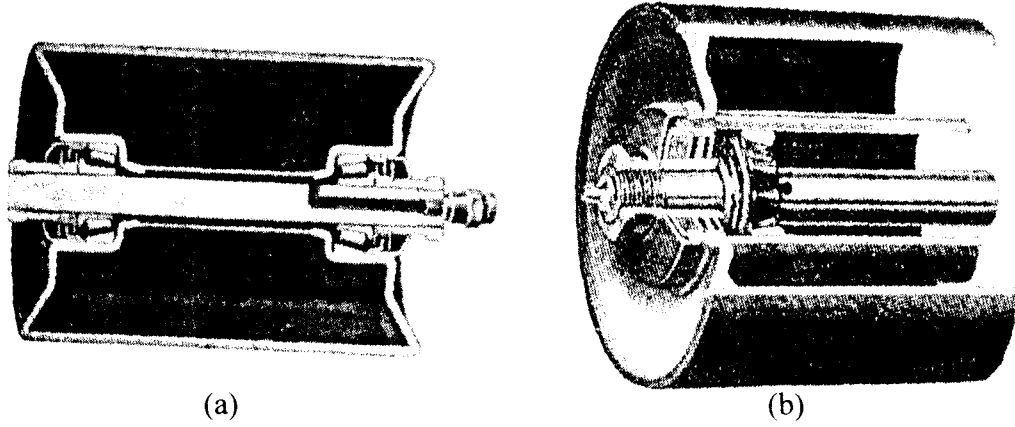
Mil — iç bilezik $g6, h6$

Gövde — dış bilezik $K7, M7, N7$

Rulmanlı yatakların çalışma şartlarına bağlı olarak toz ve yabancı maddelerin kötü tesirlerinden korunmaları için sızdırmazlık elemanları çok mükemmel olmalıdır. Rulolarda sızdırmazlık keçe, mantar, kauçuk ve labirentli şekillerde olabilir. Şekil 2.10'da labirenti ve nisbeten basit, Şekil 2.11'de a ve b deki rulolarda ise keçeli ve diskli sızdırmazlık görülmektedir. Ayrıca Şekil 2.9 daki dönüş rulosunda da içte lastik halka dışta ise labirentli bir tertip kullanılmıştır, içteki halka gresin yağ hücrelerinden içe doğru sızmasını önlemektedir



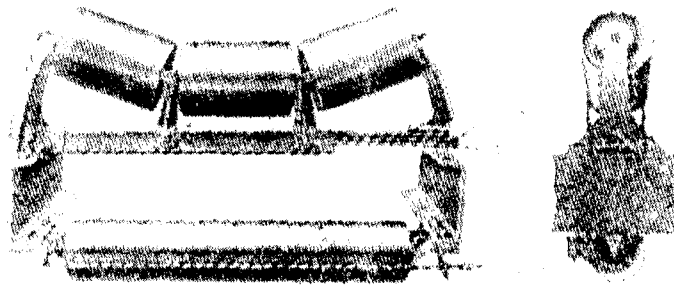
Şekil 2.10 Rulo kesiti ve elemanları(Özdaş, 1961)



Şekil 2.11 Rulo kesitleri (Özdaş, 1961)

2.2.2 Ruloların yağlanması:

Rulolardaki rulmanların yağlanması gresle yapılmaktadır. Kullanılma yeri ve çalışma sıcaklığına bağlı olarak uygun gres tipinin seçimi önemlidir. Bu hususta konveyör firmaların tavsiyelerine uyulmalıdır. Konveyörlerde genellikle rulolara gres tek taraftan sabit milin ortasından gövdedeki gres hücresinin uygun bir yerine açılan bir delik vasıtasıyla sevk edilmektedir. Yağ veya kanalının ucuna bir gresörlük takılır. Mille iç boru arasındaki boşluk bir yağ deposu teşkil eder ve diğer yatağın gresle beslenmesini sağlar. Rulo gurubuna sadece tek taraftan yanaşılabilen konveyörlerde suportta yağ kanalı veya boru donanımı bulunan bir yağlama tertibi kullanılır ve dıştan gres pompası ile muayyen zamanlarda (6 ila 12 ayda bir) gres basılır. (Şekil 2.12)



Şekil 2.12. Rulo gurubunda yağ borusu donanımı(Özdaş, 1961)

2.2.3 Ruloların Sürtme mukavemeti:

Rulmanlı yatakların sürtme mukavemetleri yatay tipine yük ve hıza bağlıdır. Ancak büyük bir hata yapmadan yüklü bir rulmanda mil çapına irca edilmiş aşağıdaki sürtme katsayıları kullanılabilir:

Küresel radyal bilyalı yataklar	$\mu = 0,001$
Tek sıra bilyalı (radial) yataklar	$\mu = 0,0015 - 0,002$
Konik rulmanlı yataklar	$\mu = 0,0018 - 0,0025$
Küresel makaralı yatakları	$\mu = 0,0018 - 0,0025$

Görüldüğü üzere rulmanlı yatakların sürtme katsayıları çok küçüktür. Ancak sızdırmazlık tertipleri dolayısıyla rulmanlı yatak kullanılan rulonun sürtme mukavemeti artar. Hesaplarda rulonun dış çapına irca sürtme faktörü (Ruloya tesir eden Kuvvet .sürtme faktörü ile çarpılırsa rulonun dış çevresine teğet sürtme mukavemeti elde edilir.Sürtme faktörünün bu tarifine göre çap büyüdükçe faktör de düşer). $\mu = 0,020$ mertebesindedir. Bununla beraber konveyör bir bütün olarak göz önüne alınırsa konveyörün sürtme mukavemeti hesaplarında sürtme faktörü $\mu = 0,025$ veya $\mu = 0,03$ alınmalıdır.

2.2.4 Rulo guruplarının aralıkları :

Rulo guruplarının arasındaki mesafelerin uygun seçilmesinin gerekir. Gerçekten bu mesafenin seçimi de muhtelif şartların telifi şeklinde olmalıdır. Taşıyıcı rulo gurupları arasındaki mesafenin büyük seçilmesi malzeme yüklü bandın sıralar arasında sarkmasını ve bu sebeple rulolara darbe yüklerinin gelmesine neden olur. Bu durumda rulo gurupları arasındaki mesafeler de bandın ortada sarkma miktarını (sehimi) ve dolayısıyla darbe yüklerini sınırlamak şartıyla ekonomik bakımdan imkan nispetinde büyük olmalıdır.

Birim uzunluğa isabet eden malzeme ve bant ağırlığı W [Kg/m], taşıyıcı rulo gurupları arasındaki mesafe L_T [m] ve bant germe kuvveti S [Kg] ise iki rulo gurubunun ortasında bandın sarkma miktarı (sehimi),

$$f = \frac{L_T^2 \cdot W}{8 \cdot S} \quad (2.4)$$

dir. Tecrübeler sarkma miktarının aralığın 2% sinden fazla olması halinde darbe yüklerinin süratle yükseldiğini gösterdiğinden firmalar sarkmayı 2% olarak sınırlandırmayı tavsiye etmektedirler. Böylece Denklem (2.4)den

$$\frac{f}{L_T} = \frac{L_T \cdot W}{8 \cdot S} \leq 0.02$$

ve dolayısıyla bant germe kuvveti

$$S \geq \frac{L_T \cdot W}{0,16} \quad (2.5)$$

olmalıdır Düz konveyörde bant germe kuvvetinin en düşük olduğu yerde Denklem (2.5) deki şart yerine getirilmelidir. Formlu bantlarda bant şeklinden ötürü sarkma daha az olduğundan minimum germe kuvvetini küçültmek mümkündür. Bu takdirde,

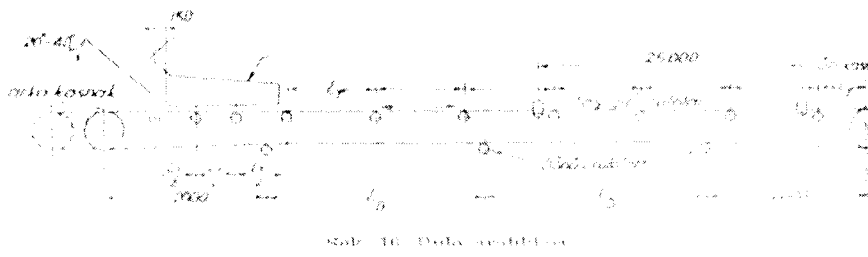
$$S \geq (0,65 \sim 0,75) \frac{L_T \cdot W}{0,16} \quad (2.6)$$

alınabilir.

Özgül ağırlığına bağlı olarak tavsiye edilen rulo grupları arasındaki mesafe çizelge 2.9'da verilmiştir. Taşıyıcı ruloların yükleme bölgesindeki tertibi bandın ömrü bakımından önemlidir. Şekil 2.13'te de görüleceği üzere bu bölgede rulo aralığı normalin yarısı kadar alınır, ve bandın iki rulo sırası arasında fazla sarkması bilhassa önlenir. Hatta yüklenen malzeme parçalı ve keskin ise bandın en fazla harap olduğu bu bölgede lastik rulolar kullanmak suretiyle darbe tesirleri azaltılır.

Çizelge 2.9 Rulo aralıkları(Özdeş, 1961)

Rulo Aralığı (mm)					
Bant Genişliği m/m	Gevşek halde malzemenin özgül ağırlığı (ton/m ³)				Dönüş rulosu aralığı (m/m)
	$\gamma=0,55$	$\gamma=0,8$	$\gamma=1,2$	$\gamma=1,6$	
400	1650	1650	1500	1500	3000
500	1650	1650	1500	1500	3000
600	1650	1500	1350	1350	3000
750	1500	1350	1200	1200	3000
900	1500	1350	1200	1200	3000
1000	1500	1350	1200	1200	2700
1200	1500	1350	1050	1050	2700
1600	1500	1350	1050	1050	2700



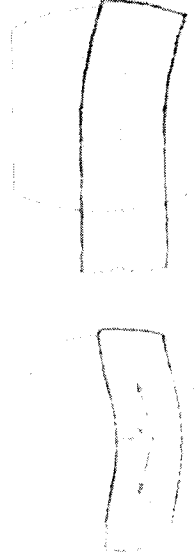
Şekil 2.13 Rulo aralıkları (Özdaş, 1961)

Dönüş ruloları tek düz bir rulodan ibaret olup dönüş kolundaki boş bandı taşır. Daha az yük taşımaları ve darbe tesirleri ihmal edildiğinden dolayı daha büyük aralıklarla yerleştirilebilirler. Çizelge 2.9’da dönüş ruloları aralıkları da verilmiştir.

2.2.5 Bandın ortadan sevki

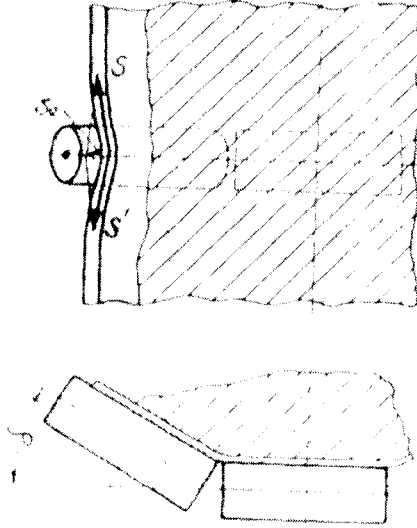
Konveyörlerde bandın ruloların ortasında hareket etmesini sağlamak gerekir. Düz rulolu konveyörlerde, ruloların montajı doğru yapılmış ise, bandın yana kaçması pek bahis konusu değildir. Böylece dönüş kolunda da bandın düzgün ve ortadan sevki için herhangi bir tertibata ihtiyaç yoktur. Diğer taraftan pek çok halde üçlü taşıyıcı rulo ihtiva eden konveyörlerde bandı orta düzlemde tutmaya yardım etmek üzere yan kılavuz ruloları veya taşıyıcı kılavuz rulo gurubu kullanılmaktadır. Bu tertiplerin izahından önce bandın orta düzlemde yana kaçma sebeplerini inceleyelim.

Kayış tambur mekanizmalarında kayışın tambur orta düzleminde kalması için tambur bombeli yapılır. Böyle bir tamburda, kayış orta düzlemde yana kaymış olsun; bu halde kayış tambura yaslanacağından Şekil 2.14 deki durum meydana gelir. Kayış germe kuvvetleri S ve S' kayış orta çizgisi boyunca tesir ettiklerinden Şekil 2.14 deki kayışı ortaya daha büyük çapa getirmekle üstten görünüşten görüldüğü gibi kayışı kesmeye çalışan bir aksenal bileşen meydana gelir. Kayış, tambur orta düzleminden sağa veya sola kaçarsa germe kuvvetlerinin tambur eksenini boyunca bileşeni kayışı ortaya getirmeye çalışır, tam orta düzlemde ise bileşen sıfırdır.



Şekil 2.14 Bant aksel kuvvetleri(Özdaş, 1961)

Üçlü rulolu konveyörlerde bant orta ruloya yaslandığı gibi her iki yandaki eğimli rulolara da yaslanmaktadır. Şekil 2.15 de bantın yandaki ruloya yaslanmasından ötürü orta düzlemin solundaki kısmına etki eden S ve S' germe kuvvetlerinin, rulo eksenini yönündeki bileşeninin dışı doğru olduğu görülmektedir. Bant tam orta düzlemde ve yük simetrik iken, bantın sol ve sağdaki eğimli rulolara yaslanmasından ötürü meydana gelen aksel kuvvetler ters yönlü olduğundan birbirini götürür. Bantın herhangi bir sebeple yana kaçması halinde germe kuvvetlerinin aksel bileşeni bantı daha ziyade yana doğru itme tesiri yapmaktadır. Rulolardaki sürtme mukavemeti fazla olursa S ve S' kuvvetleri ve dolayısıyla aksel bileşen büyür. Bu sebeple rulolarda kaymalı yatak yerine rulmanlı yataklar tercih edilmelidir. Ruloların δ eğim açıları da aksel bileşen ve dolayısıyla bantın orta düzlemden şevki bakımından önemlidir. Eğim sıfırken yani düz rulo kullanılması halinde aksel bileşen sıfırdır. Rulo eğimi arttıkça aynı germe kuvvetleri için aksel bileşen artar. Bu sebeple büyük eğimli (mesela 45°) taşıyıcı rulolu sisteminde, bantın ortadan eğimi daha büyük güçlük doğurur.



Şekil 2.15 Eğimli rulolarda bant üzerindeki aksenal gerilmeler (Özdaş, 1961)

Rulo sıraları arasındaki aralığın azaltılması bandın iki sıra arasında sarkmasını azalttığı gibi rulolara yaslanma açısını da azalır.

Böylece aksenal bileşen de küçülür ve bandın yana kayma meyli azalır. Şüphesiz ki sağ ve sol rulolardaki farklı aksenal bileşenlerden ötürü bandın bir yana kayması için bantla taşıyıcı tamburlar arasındaki yan istikametteki sürtme mukavemetinin yenilmesi gereklidir. Bandın yüklü olması halimle sürtme mukavemetinin büyük olması dolayısıyla yana kaçma meyli de azalır. Bilhassa yükün büyük bir kısmını taşıması bakımından orta rulonun tesiri büyüktür. Bu bakımdan bant orta rulo üzerine iyi oturmalıdır. Bant tabaka sayısının fazla olması orta ruloya iyi oturmayı önlediğinden bandın ortadan şevkini de güçleştirir.

Bandın orta düzlemde hareketine mani olan sebepler, taşıyıcı ve dönüş ruloları ile ön, arka, tahrik, saptırma tamburlarının iyi çalışmaması, bant hareket istikametine tam dik yerleştirilmemiş olmaları, yani montaj hataları, yüklemenin simetrik yapılmaması, bant imalinde ve ek yerinin vülkanizasyonundaki kusurlar ve bant kenarının aşınmış olmasıdır. Açıkta çalışan konveyörlerde ise arızı olarak rüzgar tesiri de mevcuttur, Bununla beraber sabit konveyör tesisleri kapalı galerilerde çalışır.

Bantların yana kayma sebepleri belli olduktan sonra bandın orta düzlemde hareketini sağlamak için aşağıda gösterilen tedbirler alınır.

- 1) Bandın ortadan yana hareket ettiği bölgede ruloların serbest dönül) dönmediği kontrol edilmeli, tespitlerinde montaj hataları giderilmelidir.
- 2) Bandın hep aynı yerinden yana hareket etmesi ek yerinin vülkanizasyonla birleştirilmesinin düzgün yapılmadığına, bant kenarının aşınmış olmasından kaynaklanır.

- 3) Konveyöre yükleme yan taraftan yapılıyorsa malzemenin banda üniform yayılması mümkün olmayabilir. Bu halde yükleme oluşunun tertibi gözden geçirilmelidir.
- 4) Arka, tambur yanındaki yükleme bölgesinde bandın yana hareketi varsa, bant germe kuvvetlerinin en küçük olduğu bu bölgede rulolar arasındaki aralık azaltılmalıdır.
- 5) Tabaka sayısının fazlalığı dolayısıyla bant çok rijit ise taşıyıcı rulolara ve bilhassa ortadaki ruloya iyi yaslanması ve orta düzlem boyunca hareketin temini güçleşir. Bandın daha yavaş hareket ettirilmesi ve fazla yüklenmesi faydalıdır.

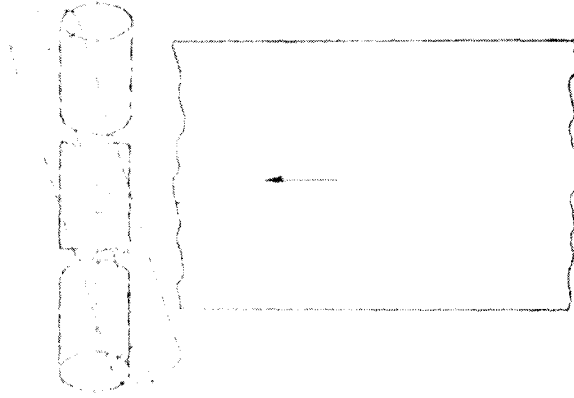
Özet olarak verilmiş bulunan yukarıdaki esaslardan da görüldüğü üzere bandın orta düzlem boyunca hareketinden sapma olursa, rulo ve tamburlarda montaj hataları ve çalışma şartları, banda da düzgün vulkanizasyon yapıp yapılmadığı ve yanlarda aşınma olup olmadığı kontrol edilmelidir. (Özdaş, 1961)

Bantların doğru hareketini temin için ek olarak aşağıdaki kılavuz tertipleri kullanılır:

- Yan kılavuzlar,
- Kılavuz rulo gurupları.

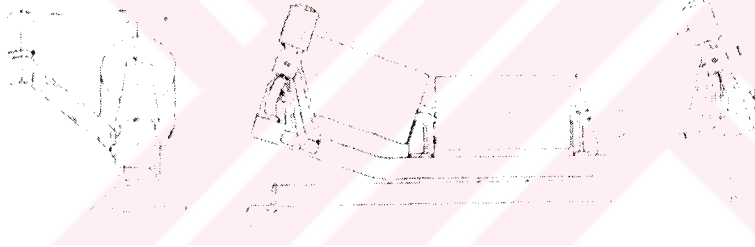
Yan Kılavuzlar: Yan kılavuzlar bandın yanlarına temas ederek yana hareketi sınırlar. Yan kılavuzların bandın kenarı ile devamlı teması bant kenarların, aşındırdığından risklidir. Kenar aşınması süratle içeri ilerler ve rutubet vs. tesirle de bant kısa zamanda deforme olabilir. Yan kılavuzlar arızayı ortadan kaldırmadıkları için geçici çözüm olarak kullanılabilir.

Kılavuz rulo gurupları: Kılavuz rulo gurubu bandın orta düzlem boyunca şevkine yardım eden en iyi tertibattır. Bu halde taşıyıcı ruloların bir kısmı rijit çerçeveye tespit edilecek yerde tam ortadan oynak bir mafsal üzerine oturtulmaktadır. herhangi bir sebeple bant yana hareket ederse o taraftaki rulo gurubu ile fazla sürtmesi dolayısıyla rulo gurubu dönerek Şekil 2.16 daki kesik çizgili durumu alır ve bu sefer bant ilk temas bölgesine yani orta düzleme doğru, normal çalışma yerine sevk edilmiş olur. Her iki yana konmuş olan ilave rulolar bandın ani yana kaçmalarına karşı bir tedbir olarak yerleştirilmiştir. Ayrıca küçük çaplı yan ruloları ile temas eden bant, kılavuz rulo gurubunun mafsal etrafında süratle dönmesine yardım eder. Kılavuz rulo gurubunun mafsal noktası etrafında dönmesi ile bandın yan rulo tarafından ezilmemesi için, yan rulolar bandın hareket istikametinde kılavuz rulo sırasından öne yerleştirilir (Şekil 2.17) (Özdaş, 1961)

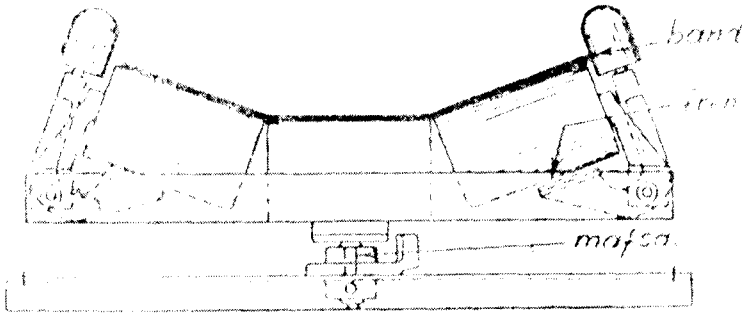


Şekil 2.16 Kulavuz rulo gurubu(Özdaş, 1961)

Her iki yönde bandın kullanılmasını mümkün kılmak üzere Şekil 2.18 deki kılavuz rulo gurubu geliştirilmiştir. Bu konstrüksiyonda yan rulolar rijit olacak yerde mafsallıdır; ve bandın yan hareketi ile rulonun itilmesi Şekil 2.18 deki sağdaki taşıyıcı ruloyu bir pabuç vasıtasıyla frenlemektedir.



Şekil 2.17 Kılavuz rulo gurubu(Özdaş, 1961)



Şekil 2.18 Frenli Kılavuz rulo gurubu(Özdaş, 1961)

Böylece sağ tarafta artan sürtme mukavemeti ile kılavuz rulo tertibatı mafsal etrafında dönerek Şekil 2.16 daki kesik çizgili duruma gelmektedir. Bu sistemin kötü yanı ,kılavuz rulo gurubu ile aynı hizada olan yan rulonun,gurubun dönmesi ile bandı ezmesidir.

Her iki yönde çalışan diğer bir tertibat da diskli kılavuz gurubudur (Şekil 2.19). Eksantrik yüklü ve dengesiz olan diske bant yan hareket dolayısıyla dayandığı vakit diskin dönmeye başlaması ve dengesizliği dolayısıyla doğurduğu mukavemet, rulo gurubunu ortadaki mafsallık noktası etrafında döndürerek, bandı orta düzleme sevk etmektedir. (Özdaş, 1961)

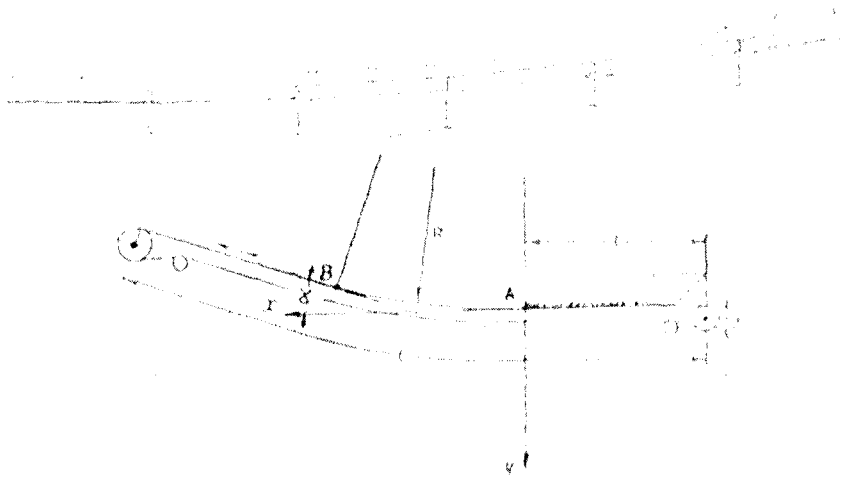
Yukarıda izah edilmiş bulunan kılavuz rulo gurupları çalışma şartlarına bağlı olarak her 25-30 metrede bir yerleştirilmelidir. Taşıyıcı rulo suportlarının bant hareket istikametinde bir kaç derecelik eğimli olarak tespitleri de bandın ortadan şevkine yardım etmektedir.



Şekil 2.19 Diskli kılavuz rulo gurubu

2.2.6 Konkav eğri kısmı:

Konveyörlerde yatay kısımdan eğimli kısma S-geçiş ve aksi ya uygun bir kavşak eğrisi ile temin edilir (Şekil 2.20) veyahut da, iki ayrı konveyör kullanılır. Daha, elverişli olması bakımından tercih edilmesi gereken ilk metotda konveyörün müsait olmadığı durumda (Şekil 2.20) bandın AB eğrisi kısmında taşıyıcı rulolardan kalkmaması gereklidir. Bu en kötü yükleme durumu A ya. Kadarki kısımda malzemenin bulunması ve diğer kısmın boş olmasıdır. A ile B arasındaki bant mesnetlenmemişse bir zincir eğrisi teşkil eder. Bu eğri kısmın denklemi A noktasındaki germe kuvveti S , bandın birim uzunluğunun ağırlığı W_B ise



Şekil 2.20 Konkav eğri(Özdaş, 1961)

$$y = \frac{x^2}{2S/W_B} \quad (2.7)$$

dir. Bantlı konveyörlerde S/W_B büyük olduğundan AB kısmının eğriliği azdır ve yakın bir takribiyetle daire yayı alınabilir.

Denklem (2.7)'den B noktasının eğimi,

$$\frac{dy}{dx} \operatorname{tg} \alpha = \frac{x}{S/W_B} \quad (2.8)$$

dir. AB daire yayı olarak göz, önüne alınırsa bu eğim,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{x}{R-y} = \frac{x}{R \cdot \operatorname{Cos} \alpha} \quad (2.9)$$

a eşittir. Konveyörlerde seçilebilecek maksimum eğim malzemeye bağlı olarak çizelge 2.16'da verilmiştir. Bu çizelgenin incelenmesiyle görüleceği üzere eğim nadiren 20 yi geçmektedir.

Denklem (2.8) ve (2.9) birbirine eşit kılınırsa,

$$R = \frac{1}{\operatorname{Cos} \alpha} \left(\frac{S}{W_B} \right) \quad (2.10)$$

bulunur.

R yarı çapı α 'ya bağlı olarak aşağıdaki bağıntılarla hesaplanabilir.

$\alpha=10^\circ$	$R=1,02 \quad S/W_B$	
$\alpha=15^\circ$	$R=1,035 \quad S/W_B$	
$\alpha=20^\circ$	$R=1,06 \quad S/W_B$	(2.11)
$\alpha=25^\circ$	$R= 1,1 \quad S/W_B$	
$\alpha=30^\circ$	$R=1,15 \quad S/W_B,$	

R yarı çapı 50 metreden az olmamalı ve yukarıdaki bağıntılarla bulunan değerden de büyük seçilmelidir. A noktasındaki germe kuvveti S tayin edilirken, S_2 'e dönüş rulolarındaki sürtme kuvveti eklenir, bandın eğimden ötürü meydana gelen kuvvet çıkarılır, taşıyıcı yüzde de bant ve malzemeden ötürü A noktasına kadar olan sürtme kuvveti yukarıdakilere eklenir.

2.2.7 Konveks eğriler :

Konveks eğriler ya saptırma tamburu yardımı ile veyahut da taşıyıcı ruloların yardım ile temin edilir. Bant, R yarıçaplı bir yay teşkil eden rulolarla taşınırsa, bant kenarları orta kısma nazaran fazla uzar ve dolayısıyla zorlanır. B genişliğinde bir bant eğimli olan yan rulolarla B/3 ten biraz azdır. Bu mesafe 20° lik üçlü rulolu bantlarda 0,105 B kadardır. Orta kısım R yarı çaplı yaya oturursa yanlar (R+0,105.B) yarı çaplı yay üzerindedir. Şu halde α açılık uzunluğundaki bir yayda kenarlardaki ilave uzama $\Delta\lambda$.

$$\Delta\lambda = 2\pi(R + 0,105B)\frac{\alpha}{360} - 2\pi R\frac{\alpha}{360} \quad (2.12)$$

$$\Delta\lambda = 2\pi \cdot 0,105B)\frac{\alpha}{360} = \frac{B\alpha}{545} \quad (2.13)$$

DIN 22101'e göre de konveks eğride bant yanlarındaki maksimum uzama %8'i geçmemelidir. Bu durumda,

$$\frac{\Delta\lambda}{\lambda} = \frac{\frac{B\alpha}{545}}{\frac{2\pi R\alpha}{360}} \leq 0,008 \quad (2.14)$$

$$R \geq 13B \quad (2.15)$$

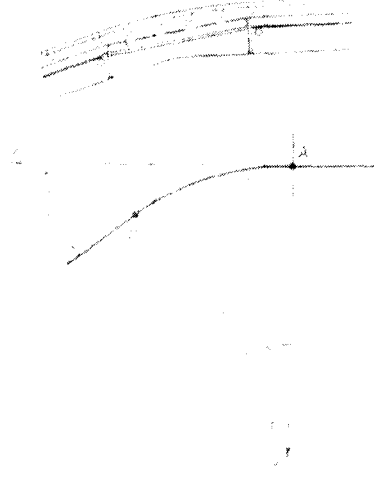
dir.Şu halde eğrilik yarıçapı bant genişliği 13 katından büyük olmalıdır.Alman normuna göre bant genişliğine bağlı olarak eğrilik yarıçapları aşağıda verilmiştir.

B	400 ila 500 mm.	R	5 m.
B	650 ila 800 mm.	R	8,6 m.
B	1000 ila 1200 mm.	R	13 m.
B	1400 ila 1600 mm.	R	18,4 m.
B	1800 ila 2000 mm.	R	24 m.

Şekil 2.21'den görüleceği üzere

AB == 2R sin α /2 ve B noktasının koordinatları,

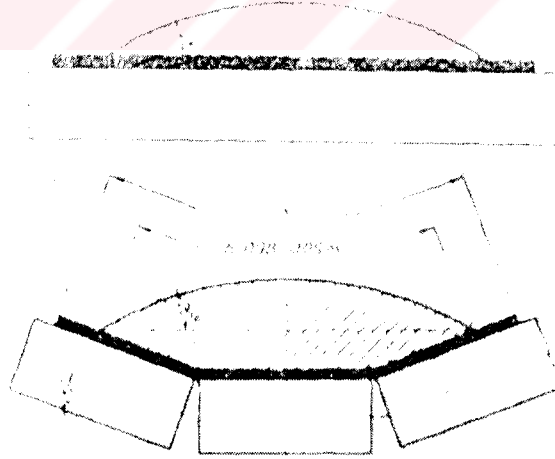
X₁ = -2R sin 2α /2 Y₁ = R sin α dır



Şekil 2.21 Konveks Eğri(Özdaş, 1961)

2.3 Bantların Yük Nakletme Kapasiteleri

Bantların yük kapasiteleri bant genişliğine, malzeme yükleme oluşunun şekline, bandın düz veya formlu olusuna, hıza malzemeye ve parça büyüklüğü ile şekline bağlıdır. Şekil 2.22'de, düz, ve üçlü olarak tertiplenmiş rulolara sahip bir bantta, hareket yönüne dik bir kesitteki malzeme yayılışı görülmektedir. Gerçekten malzemenin bant üzerinde yayılma şekli (yani kesit alanı) ve hız, kapasiteyi tayin eder.



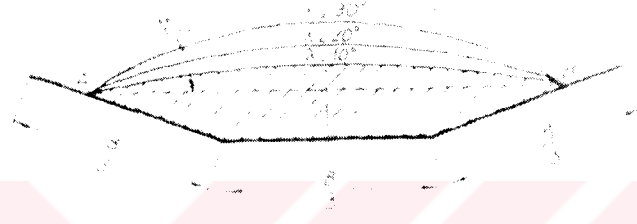
Şekil 2.22 Malzemenin bant üzerindeki yayılma şekli(Özdaş, 1961)

Bant üzerine verilen malzemenin yanlardan dökülmesine mani olmak üzere bir kenar payı bırakılmalıdır. Alman normuna (DIN. 22101) göre B genişliğindeki bir bantta gerekli kenar payı her bir yanda $(0,05 B + 0,025)$ [m] olmalıdır (Şekil 2.22). Bu halde malzemedeki taşınan genişlik için

$$b = (0,9 B - 0,05) \quad [m.] \quad (2.16)$$

alınmalıdır. Malzemenin bant ortasındaki yüksekliği h , V hızı ile hareket eden malzemenin bantta oturma yan açısı λ 'ya ve dolayısı ile malzemenin açısına bağlıdır.

Teorik olarak hesaplarda taneli ve toz malzemenin bant üzerindeki yayılışını Şekil 2.22 ve Şekil 2.23'te A ve B noktalarından çizilen eğimli doğrulara teğet daire yayı ile (veya bir parabol ile) ifade etmek mümkündür. Bandın yük nakletme kapasitesi malzemeye bağlı olarak λ eğiminin artması oranında yükselir. Gerçekten A-B doğrusunun altındaki kesit alanı sabit kalmakla beraber bunun üstündeki alanı λ ile artmaktadır. (Şekil 2.23).



Şekil 2.23 Malzemenin bant üzerindeki yayılma şekli (Özdaş, 1961)

Ortalama şartlarda nakledilen taneli ve sıkıcı bir çok malzeme için $\lambda=20^\circ$ 'dir. Bu durumda malzemenin normal halde açısı $30^\circ-40^\circ$ 'dir. Kuru ve ince toz halindeki kum ve çimento gibi malzemelerde $\lambda=10^\circ$ ve açısı 30° den küçüktür, kömür ve maden filizleri gibi malzeme, çok elverişli şartlarda $\lambda=20^\circ$ ve normal açısı 40° den fazladır. Birçok malzeme için ortalama değer teşkil eden $\lambda=20^\circ$ de malzemenin ortadaki yüksekliği $h=b/10 \approx b/12$ alınabilir. Bu değerlerden faydalanmak suretiyle bant üzerine yayılmış malzemenin A kesit alanı, ve V hızı yardımı ile yük kapasitesi hesaplanabilir.

Bir bantla saatte nakledilen malzeme miktarı

$$Q = 3600 A.V.\gamma \quad (2.17)$$

Bağıntısı ile verilir. Burada:

Q: Nakledilen malzeme miktarı ton.saat

A: Bant üzerine yayılmış olan malzemenin kesit alanı m^2

V: Bant hızı m/s

γ : Gevşek halde malzemenin özgül ağırlığı $[ton/m^3]$

Çizelge 2.10'da muhtelif genişlikteki bantlarda λ açısına bağlı olan A alanı verilmiştir. Böylece uygun hızın da seçimi suretiyle Denklem (2.17) yardımı ile nakledilebilecek malzeme miktarı bulunabilir.

Çizelge 2. 10 Üç rulolu ($20^\circ-0^\circ-20^\circ$) bir banda dolma açısı λ 'ya bağlı olarak Şekil 2.23'deki esaslara göre hesaplanmış bulunan malzeme kesit alanı(Özdaş, 1961)

Bant Genişliği B [mm]	(20°-0°-20°) Rulolu bantta kesit alanı [m ²]		
	$\lambda=10^\circ$	$\lambda=20^\circ$	$\lambda=30^\circ$
300	0,004527	0,005880	0,007309
400	0,009144	0,011821	0,014648
500	0,015369	0,019821	0,024523
650	0,027692	0,035617	0,043987
800	0,043639	0,056100	0,069263
1000	0,070519	0,133058	0,111760
1200	0,103654	0,183858	0,164115
1400	0,143262	0,242884	0,226736
1600	0,189352	0,242884	0,299427
1800	0,241854	0,310164	0,382315
2000	0,300591	0,385387	0,474950

Teorik hesaplarda bir yakınlık olarak düz bir bantta malzemenin parabolik yayılışı göz önüne alınırsa kesit alanı

$$A_1 = 2/3.b.h \quad (2.18)$$

dır ve $b = 0.0B - 0.05$,

$$h = b/10,$$

$$\text{değerleriyle } A_1 = 1/15.(0.9.B - 0.05)^2 \quad (2.19)$$

bulunur. Bu durumda yük kapasitesi

$$Q = 3600.A.V$$

$$Q_1 = 3600.x1/15x(0.9B - 0.05)^2 \text{ ton saat}$$

$$Q_1 = 240x(0.9B - 0.05)^2 \quad (2.20)$$

Bir sırada üç ruloya sahip formülü bir bandın $\lambda=20$ ye karşılık gelen taneli ve akıcı malzeme için yük kapasitesi düz bandın, yaklaşık iki katıdır.

Bu halde:

$$Q = 480 V \cdot \gamma \cdot (0,911 - 0,05)^2 \text{ ton/saat} \quad (2.21)$$

dır. Alman normu DIN 22101'e göre bu halde kesit alanı için,

$$A_2 = \frac{(0,0B - 0,05)^2}{8,2} \quad (2.22)$$

alınırsa

$$Q_2 = 440 \cdot V \cdot \gamma \cdot (0,9 B - 0,05)^2 \text{ ton-saat} , \quad (2.23)$$

olur.

Daha basit bir ifade elde etmek üzere, malzemenin bant üzerindeki yayılma genişliği, $B=600$ den dar bantlarda $b=0.8$ alınmalıdır Bu halde

$$Q_1 = 150 V \cdot B^2 \cdot \gamma \text{ ton/saat} \quad (2.24)'$$

$$Q_2 = 300 \cdot V \cdot B^2 \cdot \gamma \text{ ton/saat} \quad (2.25)$$

Bu durumda

$$b = 0,85B \quad \text{ve} \quad h = b/10$$

Kabul edilirse düz bir band için

$$A_1 = \frac{2}{3} b \cdot h$$

$$A_1 = \frac{2(0,85b)^2}{30} \quad \text{ve} \quad A_1 \cong 0,048 \cdot B^2$$

ve Denklem (2.17) yardımı ile

$$Q_1 = 3600 A \cdot V \cdot \gamma \cdot (0,048 B^2) \text{ ton/saat} \quad (2.26)$$

$$Q_1 = 170V \cdot B^2 \cdot \gamma \text{ ton./saat} \quad (2.27)$$

ve formlu bant için

$$Q_2 = 340 \cdot V \cdot B_2 \cdot \gamma \quad \text{ton/saat} \quad (2.28)$$

bulunur.

Yukarıda verilmiş bulunan muhtelif kapasite formüllerinin hepsi kullanılmaktadır. Formlu bantlar için DIN 22101 in verdiği Denklem (20 b) itinalı konveyör tesirleri için elverişlidir. Geniş bantlarda ise Denklem(19) tercih edilmelidir.

Yatay malzeme nakline ait olan yukarıdaki teorik kapasiteden eğimli konveyörlerin kapasitesini bulmak için bir redüksiyon faktörü k kullanılmalıdır

$$Q_{\text{eğimli}} = k \cdot Q_{\text{yatay}} \quad (2.29)$$

Çizelge 2. 11 Eğime bağlı olarak kapasite-eğim faktörü(Özdaş, 1961)

Konveyör Eğimi,	<3°	4°	6°	8°	10°	12°	14°	16°	18
K	1	0,99	0,98	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89	0,85
Konveyör Eğimi,	20	21°	22°	23°	24°	25°	26°	28°	30°
K	0,81	0,78	0,76	0,73	0,71	0,68	0,66	0,61	0,56

Bir konveyörde bant için en elverişli hızın seçimi bir çok faktöre tabidir. Bunlar da :

- 1)Bant genişliği
- 2)Malzemenin cinsi ve boyutu
- 3)Konveyörün eğimi

dir.Genellikle bant genişliği arttıkça hız artırılabilir. Mesela kömür için 300 ila 400 mm. genişliğindeki bir bantda hız 1,25 m/s. alınırsa, 1200 ila 1500 genişliğindeki bantta 2,5 - 3.0 m/sec.'ya kadar çıkabilir.

Hububat gibi nispeten akıcı malzemenin bant üzerine üniform olarak yayılabilmesi için hız yüksek seçilmelidir. Büyük parçalı malzeme, rulolara gelen darbe yüklerini azaltmak ve malzemenin kayması halinde bandı aşınmadan korumak üzere, düşük hızla sevk edilmelidir. Abrziv malzeme yavaş hareket ettirilmeli ve böylece ton başına aşınma azaltılmalıdır. Kısa konveyörlerde tamburlar etrafında bandın sarılması dolayısıyla eğilme tekrarının azaltılması için hızlar düşük seçilmelidir. Eğimli konveyörler için hızlar gene daha düşük olmalıdır.

Çizelge 2.12 Genişliğe bağlı olarak bant hızları(DIN 22101)

Bant Genişliği	Hububat Kum	Kum, çakıl kömür	Abraziv, parçalı kömür, filiz kaba taş	kırılgan malzeme kok
B 400	2,5 m/s	1,5 m/s	1,25 m/s	1,25 m/s
B 650	3 m/s	2 m/s	1,65 m/s	1,50 m/s
B 800	3,75 m/s	2,5 m/s	2 m/s	1,75 m/s
B 1000-1600	4 m/s	3 m/s	2,5 m/s	2,0 m/s

Çizelge 2.12 de bant genişliği ve malzemeye bağlı olarak seçilebilecek bant hızları verilmiştir. Çizelge 2.13 yük cinsine bağlı olarak seçilebilecek maksimum hızları, Cetvel 2.14 ise muhtelif malzeme için uygun hızları vermektedir.

Çizelge 2. 13 Maksimum bant hızları(DIN 22101)

Yük cinsi	Maksimum Hızlar m/s
buğday, mısır	4
Fazülye, bezelye	3
Küçük parçalı maden	2,5
Un, yulaf	2
Briket, parçalı kömür	1,5
Kok, kül, maden filizleri	1
Taş, kırılmış ince	1,25-2,5
paket	0,5

Çizelge 2. 14 Uygun bant hızları(DIN 22101)

Yük cinsi	Uygun Hız m/s
kül	1,5
çimento	1,5
parçalı kömür	1-1,5
toz kömür	1,5-2
kok	1-1,5
toprak	1,5-2
kum	1,5-2
taş (kırılmış)	1,5-2
taş (parçalı)	1-1,5
çakıl	2-2,5

Konveyörlerin kapasitelerini yükseltmek için bant hızları devamlı olarak arttırılmakta ve çizelge 2.13 deki değerler geçilmektedir. Kapasiteden ayrı olarak bant genişliğinin seçiminde önemli diğer bir faktör de malzemenin parça büyüklüğü ve şeklidir.

Uzun mesafelere malzeme nakline bantlar seri olarak kullanılırsa, birbirini müteakiben her bant hızı 3 ila 3,5 m/dak arttırılarak son kademenin aşırı yüklenmesi önlenmelidir. Çok sayıda bandın seri olarak birbirleri ile çalışmalarına ait iyi bir örnek teşkil eden kömür lavuarları ve benzeri tesislerde malzemenin banda verilme miktarı da aşırı yüklemeleri önleme bakımından çok önemlidir. Böyle malzeme yükleme oluşunun malzeme miktarını istenildiği şekilde ayarlayarak vermesi için gerekli kontrol mekanizması bulunmalıdır. Nakledilecek yük kapasitesine Denklem (2.17)'dan görüldüğü gibi malzemenin bant üzerinde taşındığı haldeki özgül ağırlığının da rolü vardır. Bu bakımdan muhtelif malzemenin gevşek haldeki özgül ağırlıkları Cetvel 2.15'de verilmiştir. (Özdaş, 1961)

Çizelge 2. 15 Malzemelerin gevşek haldeki özgül ağırlıkları(Özdaş, 1961)

Yük cinsi	ton /m ³	Yük cinsi	ton /m ³
kömür	0,7-0,8	tuz	1,30
briket	0,65-0,8	çakıl	1,6
taş kömürü	0,75-0,90	hazır beton	1,75-2,4
kok	0,35-0,55	pirit	1,7-2,0
linyit	0,7-0,85	fosfat	1,2-1,6
ince kum	1,3	potas	0,7-1,4
kaba kum	1,75	kükürt	1-1,4
çimento	1,2-1,5	mısır	0,7
kuru kül	0,55-0,64	un	0,5-0,65
ıslak kül	0,72-0,88	pirinç	0,8
demir filizi	2,0-2,4	buğday	0,78
kireç taşı	1,5	arpa	0,6
toprak	1,6	yulaf	0,4
granit	1,55	çavdar	0,7
boksit	1,30	şeker pancarı	0,55

Böylece belirtildiği gibi bantlı konveyörler malzemeyi yatay ve belirli bir limitten aşağı olmak üzere eğimli olarak nakle elverişlidirler. Malzemenin nakledilebileceği maksimum eğim malzeme ile bant arasındaki sürtme katsayısına bağlı olup uygulamada 20° yi pek geçmemektedir. Nispeten küçük tesislerde bazı hallerde daha yukarı eğimlere çıkılabilir. Ancak nakledilen malzemenin parçalı ve abraziv olması halinde malzemenin yukarı çıkış esnasında geriye düşmesi halinde bandın zedelenmesi mümkün olduğundan, büyük eğimler imkan nispetinde tercih edilmemelidir. Çizelge 2.16'da muhtelif malzeme için seçilebilecek maksimum eğimler gösterilmiştir. Çizelgenin incelenmesiyle görüleceği üzere kırılmış taş için seçilebilecek maksimum eğim 18° okluğu halde uygulamalarda bir liman inşaatında kullanılan 400 mm. genişlikteki bir bantta $23,5^\circ$ lik eğim başarıyla denenmiştir.

Çizelge 2. 16 Maksimum bant eğimleri(Özdaş, 1961)

Malzeme	Max eğim ($^\circ$)
Kömür	18
kok	17
kuru toprak	20
rutubetli ıslak toprak	20-25
briket	10
çakıl	18
yıkanmış çakıl	12
hububat	15
maden filizi	20
odun talaşı	28
kırılmış taş	18
çimento	22
beton	20
kül	20
ıslak kum	20
kuru kum	15
dökümhane kumu	24
kum, çakıl karışımı	18-20
kil	15-18
kireç, toz	22-23

Çizelge2.16'da verilen değerler üst yüzleri düz bantlara aittir. Bazı hallerde küçük tesislerde üst yüzleri değişik desende oyuklu veya damaklı bantlar kullanarak eğim açıları yükseltilebilir

2.3.1 Tamburlar

Bantlı konveyörlerle bandı sevk eden elemanlar rulolar ve tamburlardır. Rulolar önceden incelenmiş olduğundan bu kısımda kısaca tamburlar görülecektir. Konveyörlerde esas itibariyle tahrik, ön, arka, saptırma, veya germe tamburları kullanılır. En basit konveyör mekanizmalarında çoğunlukla bir tahrik tamburu ve bir de arka tamburu bulunur. Tahrik tamburundaki sarılma açısının artırılmasında ve ağırlıklı germe tertiplerinde saptırma, veya germe tamburlarına ihtiyaç vardır. Bir tamburun çapı, bant kollarındaki germe kuvvetleri ile tambura gelen kuvvete, bant kalınlığına (tabaka sayısına) ve bandın sarılma açısına bağlıdır. Tahrik tamburlarında çap ne kadar büyük olursa aynı güç için çevre kuvveti o kadar küçülür. Fakat bu takdirde tahrik mekanizmasındaki değiştirme oranı ve dişli kulunu ve diğer tahrik elemanlarının fiyatları artar. Bununla beraber bir konveyör tesisinde ilkin göz önünde tutulacak eleman banttır. Konveyör kapasite ve büyüklüğüne göre bant toplam tesisin 40-60 % sini teşkil eder. Bandın tambura sarılmasından ötürü ilaveten meydana gelen eğilme gerilmelerini azaltmak için tambur çaplarının yerin müsaadesi nispetinde büyük seçilmesinde fayda vardır.

t kalınlığında bir kayış veya bandın, D çapındaki bir tambura sarılmasından ötürü en dış liflerde meydana gelen eğilme gerilmesi, zorlanın bölgesi için elastiklik modülü, E ise,

$$\sigma_{eğ} = \frac{t}{D} \cdot E \quad (2.30)$$

dir. Bantlı konveyörlerde, elastiklik modüllerinin daha yüksek olması dolayısıyla yükü; doku tabakalarının taşıdığı belirtilmiştir. t kalınlığında Z tabakalı bir bantta en dıştaki doku tabakasının bant tarafsız ekseninden

uzaklığı yaklaşık $\frac{Z\delta}{2}$ olduğundan

$$\sigma_{eğ} = \frac{Z\delta}{D} \cdot E \quad (2.31)$$

dir. Kayış, tambur mekanizmalarında olduğu gibi eğilme ve çekmenin birlikte göz önüne alınarak banttaki maksimum gerilmenin emniyeti değerinde küçük olması şartı ile denklem (2.31) den D çapı bulunabilir. Frenlerde kayış kaynak mekanizmalarında olduğu gibi konveyör tamburlarında da çapın yüzey basınca da kontrol edilmesi gereklidir.

Ayrıca ampirik olarak tahrik tamburu çapını, tabaka sayısı Z olmak üzere

$$d=(0,125\sim 0,1.S9)Z \quad |m| \quad (2.32)$$

ve yardımcı tamburların çapım

$$d=(0,1\sim 0,125)Z \quad |m| \quad (2.33)$$

bağıntıları ile tayin etmek mümkündür.

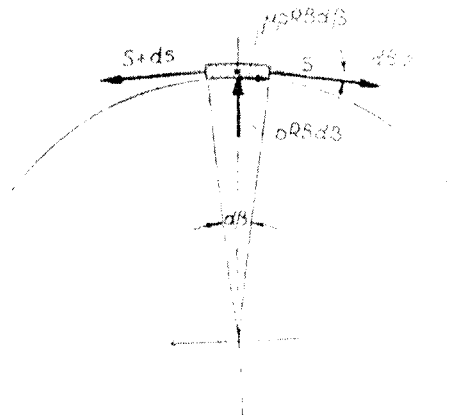
Bir tahrik tamburundaki $d\beta$ açılı bir bant elemanını göz önüne alalım. Bu elemanın uçlarına tesir eden germe kuvvetleri S ve $S'=S+dS$, bantla tambur arasındaki yüzey basınç p ve sürtme katsayısı c olsun. B genişliğindeki bant elemanına tesir eden kuvvetler, germe kuvvetleri (S ve S'), yüzey basınçtan dolayı tamburun tatbik ettiği normal kuvvet ($\rho BRd\beta$), sürtme kuvveti ($\mu\rho BRd\beta$) ve santrifüj kuvvetinden ibarettir

Kayış tambur mekanizmalarında çevre hızının 10 m/sec. den küçük olması halinde santrifüj kuvvetin tesirinin ihmal edilir. Bantlı konveyörlerde hızlar, 3-4 m/s'i geçmediğinden santrifüj kuvvetin tesiri doğal olarak ihmal edilebilir. Bantla tambur arasında kayma olmadığı takdirde diğer kuvvetler dengede olmalıdır.

Sekil 2.24'de ikinci mertebeden terimler ihmal edilir, ve açının küçüklüğü göz önüne alınırsa düşey kuvvetlerin dengesinden

$$2S \sin \frac{d\beta}{2} \cong S.d\beta = p.B.R.d\beta \quad (2.34)$$

dolayısı ile



Şekil 2. 24 bir bant elemanına tesir eden kuvvetler

$$S = p.B.R \quad (2.35)$$

dir. Yatay kuvvetlerin dengesinden ise

$$(S + dS)\cos\frac{d\beta}{2} \leq \mu.p.B.R.d\beta + S\cos\frac{d\beta}{2} \quad (2.36)$$

ve $\cos\frac{d\beta}{2} \approx 1$ olduğundan

$$dS \neq \mu.p.B.R.d\beta \quad (2.37)$$

bulunur. Denklem (2.35) ve (2.37) taraf tarafa bölünürse,

$\frac{dS}{S} \leq \mu.d\beta$ elde edilir. Bu bağıntının $\beta=0$ iken $S = S_2$, $(\beta=\beta)$ iken $S = S_1$, (sınır şartları ile integrasyonu ise

$$S_1 \leq S_2 e^{\mu.\beta} \quad (2.38)$$

Diğer taraftan Denklem (2.35) den,

$$p = \frac{S}{B.R}$$

dir. Tahrik tamburlarında çevre boyunca germe kuvveti S, gevşek koldaki S₂ değerinden gergin koldaki S₁ değerine kadar sürekli değişmektedir. Sarım açısı α β 'a bağlı olarak ortalama germe kuvveti bulunursa

$$S_1 = \frac{1}{2} \int_{\beta=0}^{\beta=\beta} S_2 . e^{\mu.p} . d\beta = \frac{S_2}{\beta} \int_0^{\beta} e^{\mu.p} . d\beta$$

$$S_d = \frac{1}{\mu.p} (S_1 - S_2) \quad (2.39)$$

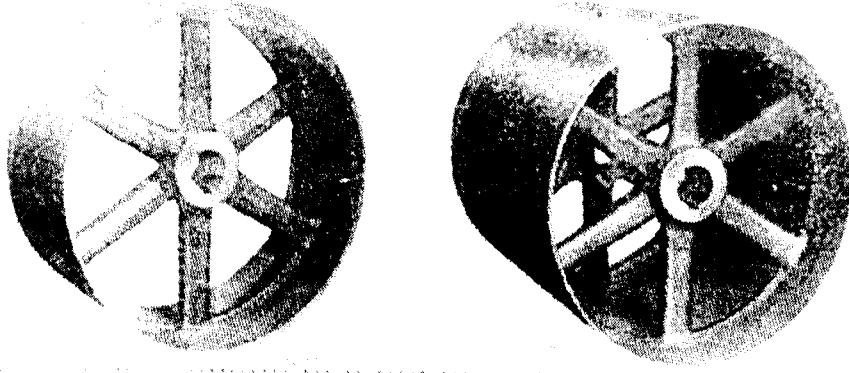
dir.

S₁, S₂, S_n, net çekme kuvvetidir. Şu halde ortalama basınç

$$p_a = \frac{S_0}{BR} = \frac{S_n}{\beta\mu BR} = \frac{2S_n}{\beta\mu BR} \quad (2.40)$$

Tambur çapı D, ortalama basınç P₀=0,5 kg/cm² ila 1kg/cm² alınarak kontrol edilmelidir. Çelik telli bantlarda tambur çapı, tel çapının 1000 katından fazla olmalıdır.

Konveyörlerde kullanılan muhtelif tip tamburlar umumiyetle kollu çelik döküm (Şekil 2.25) veya kaynak konstrüksiyonla yapılmaktadır. Tambur genişliği 50-100 mm. fazla olmalıdır.



Şekil 2. 25 Tek ve çift sıra kollu tamburlar(Özdaş, 1961)

Tambur dengeli olmalı ve yüzeyleri iyi izlenmelidir. Sürtme katsayısının artırılması için lastik tamburlarına lastik kaplama yapıldığı vakit perçin ve civata basları gömme olmalıdır. Tamburlar genellikle çift sıra kollu veya her iki yanda plaklıdır.St. 42 veya 50 den yapılmış olan mile kamalı olan karışık, her iki yandan kaymalı veya rulmanlı yataklarla yataklanmıştır. Tambura gelen kuvvet P, tambur çapı D, mil çapı d ve sürtme katsayısı μ ise çevredeki sürtme kuvveti

$$F = \mu P \frac{d}{D} \quad (2.41)$$

μ sürtünme katsayısı kaymalı yataklar için (0,05—0,10), rulmanlı yataklar için (0,025-0,030) derecesinde alınmalıdır. Tamburlarda ki sürtünme mukavemeti küçük konveyörlerde gücün büyük bir kısmını yuttuğu halde uzun konveyörlerde ihmal edilebilir. (Özdaş, 1961)

3. HESAPLAR

3.1 Bant Hesabı

Konveyörlerde bandın boyutlandırılması kayış tambur mekanizmalarında kine benzer. Ancak konveyörlerde bant genişliği nakledilecek malzeme kapasitesine göre hesaplandıktan sonra banttaki doku tabakası sayısı ve kalitesi germe kuvvetine, malzeme taşıyan yüzdeki lastik kalınlığı ise malzemenin cinsine bağlı olarak tayin edilir.

Tahrik tamburuna sarılı bandın gergin ve gevşek kollarındaki germe kuvvetleri sırası ile S_1 ve S_2 ise tamburun döndürme momenti

$$M = (S_1 - S_2) \cdot \frac{d}{2} \quad (3.1)$$

dir. Diğer taraftan

$$(S_1 - S_2) = S_n \quad (3.2)$$



Şekil 3.1 Tahrik tamburundaki gerilmeler(Özdaş, 1961)

momenti doğuran faydalı kuvvet olup bu farka net çekme kuvveti denir. Buna göre

$$M = S_n \cdot \frac{d}{2} \quad (3.3)$$

ve tamburun gücü

$$N = \frac{S_n \cdot V}{75} [PS] = \frac{S_n \cdot V}{102} [kW] \quad (\text{Alışverişçi, 1986}) \quad (3.4)$$

Burada

S_n =Net çekme, kg.

V = Bant hızı, m/s.

N =Güç, kW

dir. Gergin ve gevşek kollardaki çekme kuvvetlerinden ayrı olarak banda gelen tesirler santrifüj kuvvetten ve gene bandın tamburuna sarılmasından yani eğilme momentinden ibarettir. Bantlı konveyörlerde V hızı küçüktür. Çizelge 2.13'de de görüldüğü gibi bant hızı en fazla 4 m/s mertebesinde dir. Bu sebeple bandın, hareketi esnasında tambura sarılmasından dolayı gelen santrifüj kuvvetin tesiri çok küçüktür ve ihmal edilebilir. (Özdaş, 1961)

Banttaki germe kuvvetleri arasındaki bağıntıya gelince, sarılma acısı β ve bantla tambur arasındaki sürtme katsayısı μ olmak şartıyla

$$S_1 \leq S_2 \cdot e^{\mu\beta} \quad (3.5)$$

dir. Hesaplarda kuru, temiz lastik bantla, dökme demir veya çelikten tamburlar arasındaki sürtme katsayısı $\mu=0,25$ alınabilir. Sürtünme katsayısını artırarak S_1/S_2 oranını büyütmek ve dolayısıyla daha az germe kuvveti ile daha büyük güçler nakletmek için tahrik tamburlarının dış yüzeyleri 10-15 m/m kalınlığında lastikle kaplanmaktadır. Bu halde hesaplarda $\mu=0,35$ alınmıştır. Çizelge 3.1'de β 'ya bağlı olarak $e^{\mu\beta}$ değerleri verilmiştir. Denklem (3.5) ve (3.6) den faydalanarak net çekme hesaplanırsa

$$\begin{aligned} S_n &= S_1 - S_2 \\ &= S_2 e^{\mu\beta} - S_2 = S_2 (e^{\mu\beta} - 1) \end{aligned} \quad (3.6)$$

ve buradan,

$$S_a = S_1 \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta}} \quad (3.7)$$

bulunur böylece .

$$S_1 = \frac{S_a e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} \quad (3.8)$$

$$S_2 = \frac{S_a}{e^{\mu\beta} - 1} \quad (3.9)$$

Bantın hareketi esnasında tambura sarılması ile meydana gelen santrifüj kuvvetten ötürü

$$\sigma = \frac{\gamma}{g} V^2$$

gerilme,

dir. Burada γ bandın özgül ağırlığı g arz tacili. Çevre hızıdır. Konveyörler için, σ_e çok küçük olduğu kolaylıkla görülebilir. Esasen kayış tambur mekanizmasında da çevre hızının 10 m/sec den aşağı olması halinde santrifüj kuvvetten ötürü gerilme dikkate alınmaz. Çelik tamburlarda sürtme katsayısı μ tambur yüzeyinin veya bandın ıslak veya kuruluşuna bağlı olarak 0,15 ila 0,45 arasında değişebilir lastik kaplı tambur ise 0,20 ila 0,60 arasındadır

$$S_n = \frac{102 \cdot N}{V} \quad (3.10)$$

olduğundan

$$S_1 = \frac{102 \cdot N}{V} \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (3.11)$$

$$S_2 = \frac{102 \cdot N}{V} \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (3.12)$$

bulunur.

Çizelge 3. 1 $e^{\mu\beta}$ değerleri

Sarılma Açısı β	$e^{\mu\beta}$		Tahrik Tipi	
	$\mu=0,25$	$\mu=0,35$		
180°	2,19	3,0	Düz	
190°	2,29	3,19		
200°	2,39	3,39		
210°	2,50	3,61		
215°	2,55	3,72		
220°	2,61	3,83		
230°	2,72	4,05		
240°	2,85	4,33		
260°	3,13	4,90		
360°	4,80	9,02		Yardımcı tamburlu
380°	5,25	10,19		
400°	5,72	11,51		
420°	6,25	13,00		
440°	6,80	14,60		
450°	7,12	15,60		
460°	7,40	16,40		
500°	8,86	21,21	Çift tahrik tamburlu	

Eğimli olarak malzeme naklinde kullanılan konveyörlerde bant ağırlığının bant doğrultusundaki bileşeninden dolayı da bir germe kuvveti vardır. Tahrik kaşağının üstte olması halinde bant ağırlığından dolayı gergin ve gevsek kolda, meydana gelen germe kuvvetleri birbirinin aynısıdır ve bu germe kuvvetlerinin güç nakline tesirleri yoktur. Ancak bandın mukavemet hesabında ve germe kuvvetinin tayininde ağırlıktan dolayı husule gelen germe kuvveti nazarı itibara alınmalıdır. Konveyörlerde iki tambur arasındaki l uzunluğundaki bandın ağırlığı ($W_B \times l$) ise band ağırlığından dolayı ilave olarak meydana gelen germe kuvveti

$$S_B = W_B \cdot l \cdot \sin \alpha \quad (3.13)$$

dir. (Özdaş, 1961)

3.1.1 Bant tipi ve tabaka sayısının tayini

Konveyörlerde bant tipi malzeme ve çalışma şartlarına, tabaka sayısı ise maksimum germe kuvvetine göre hesaplanır. Tabaka sayısının imkan nispetinde az, olması bandın taşıyıcı rulolar üzerinde kolay form almasını temin eder. Bu bakımdan yüksek kaliteli bant malzemesine ihtiyaç vardır. Banttaki maksimum germe kuvveti S_{max} ve malzeme nakil kapasitesine göre genişlik B hesaplandıktan sonra banttaki tabaka sayısı,

$$Z = \frac{s \cdot S_{max}}{B \cdot K_z} \quad (3.14)$$

bağıntısı ile bulunur. Burada s emniyet katsayısı

B : Bant genişliği cm.

K_z : Tabaka başına dokunun mukavemeti kg/cm

dir. Tabaka sayısı Z bulunduktan sonra bandın genişliği, üçlü taşıyıcı rulo sistemi ile form alabilmesi için minimum bir genişlikten az olmamalıdır. Bu bakımdan B 600 m/m ye kadar 3 tabakalı B 600 m/m için 4 ve daha çok tabakalı bantlar kullanılır.

3.2 Bandın Tahrik Gücü

Bandı tahrik için gerekli gücü aşağıdaki bileşenlerden oluştuğunu kabul edebiliriz.

- 1) Sistemi boşta çalıştırmak için gerekli güç,
- 2) Malzemeyi yatay nakletmek için gerekli güç,
- 3) Malzemeyi düşey olarak nakletmek için gerekli güç.

Sistem boşta, çalışırken sadece sürtme kaybı karşılanır. Bu halde rulolardaki ve tamburlardaki sürtünme kayıplarının tespit edilebilmesi için rulo ağırlıkları ve bunların yataklarına ait sürtme kuvvetleri, tambur ağırlıkları, yatay ve tahrik gurubunun kayıpları ve bunlara ilaveten bant ağırlığından ötürü kayıplar dikkate alınır. Rulolarda rulmanlı yatak veya kaymalı yatak kullanılması halinde rulo sistemlerinin ve bandın ağırlıkları ve bunların sürtme karakteristikleri bilinirse sürtünme kayıpları hesaplanabilir. Ancak çok sayıda rulonun aynı sürtme karakteristiklerini vermesi güç olduğu gibi mekanik montaj ve imalat hataları hesap sonuçlarını etkileyebilir. Hatta zamanla çalışma esnasında rulo yataklarının yağlı olup olmaması ve kasıntı yapması bile sürtünme kayıplarını çok değiştirebilir. Diğer taraftan kayıpların önemli bir kısmını teşkil etmekle beraber hesaplanamayan şu tesirler de vardır.

- 1) Bandın rulo sıraları arasında teşkil ettiği eğrinin bant hareketi dolayısıyla sürekli değişmesinden meydana gelen kayıplar Bu kayıplar, bant hız rijitliğine, rulolar arasındaki mesafeye ve rulo sıraları arasındaki bandın maruz kaldığı çekme kuvvetine bağlıdır. Tecrübeler rulo mesafeleri artınca tahrik gücünün arttığını göstermiştir.
- 2) Bandın formlu kesitindeki malzemenin rulolar üzerinden geçerken şeklinin değişmesinden meydana gelen kayıplar. (zdaş, 1961)

Bu kayıplar da malzemeye, banttaki çekme kuvvetine rulo eksen açılarına ve rulo sıraları arasındaki mesafeye bağlıdır. Sert kokla toz kömür naklinin farklı g gerektirmesi bu etkiyi belirtir. şu halde toplam sürtme kayıplarını bulmak için bütün hareketli parçaların sürtme kayıplarını toplamak ve yukarıdaki tesirleri göz önüne almak gerekir. Bu ise imkansız gibidir. Pratik olarak sürtme kayıplarını hesaplayabilmek için gerek nakledilen malzemenin ve gerekse konveyörün hareketli parçalarının toplam ağırlığı sisteme ait ortalama bir sürtünme faktörü ile çarpılır. Tecrübeler ortalama şartlarda çalışan bir çok konveyör tesisatı için ortalama sürtme faktörünün 0,03 değerine eşit alınabileceğini göstermiştir.

Normal sıcaklıkta abraziv olmayan malzeme naklinde teçhizat bakımlı ve temiz olursa ortalama sürtme faktörü 0,025 alınabilir.

Boşta çalışmaya ait sürtme zayıatının bulunması için önce bant ve hareketli parçaların birim boya isabet eden ağırlığı tespit edilmeli ve bu değer konveyör uzunluğu ile çarpılarak toplam ağırlık bulunmalıdır. Toplam ağırlığın sürtme faktörü ile çarpımı ise sürtme kuvvetini verir. Bant ve hareketli parçaların birim boya isabet eden ağırlığı,

$$W_1 = 2W_B + \frac{W_T}{L_T} + \frac{W_B}{L_D} \quad [\text{Kg/m}] \quad (3.15)$$

olup burada,

WB = Bandın 1 metresinin ağırlığı, kg.

WT = Taşıyıcı ruloların hareketli parçalarının ağırlığı, kg.

LT = Taşıyıcı rulolar arasındaki mesafe, m.

WD = Dönüş rulolarının hareketli parçalarının ağırlığı, kg.

Ld = Dönüş ruloları arasındaki mesafe, m.

Buradan boş haldeki konveyörü tahrik için gerekli güç

$$N_T = \frac{\mu_1 \cdot L \cdot V}{75} \text{ [PS]} \text{ veya } N_T = \frac{\mu_1 \cdot L \cdot V}{102} \text{ [kW]} \quad (3.16)$$

μ = Sürtme faktörü olup normal şartlarda, çalışan konveyörlerde 0,03, montajı çok itina ile yapılmış ve temiz ve bakımlı konveyörlerde ise 0.025 alınabilir.

W_1 =Band ve hareketli parçaların birim boya isabet eden ağırlığı kg/m

V=Bant hızı, m/scc.

L=Eşdeğer konveyör uzunluğu m.

Eşdeğer konveyör uzunluğu L tayin edilirken, her iki uçtaki tamburlarda meydana gelen sürtünmeye karşılık konveyör eksenleri arasındaki L_0 mesafesine sabit bir uzunluk eklenmektedir. Konveyörler üzerine yapılan deneylerde bu uzunluğun 15 ila 45 m. arasında seçilmesi gerektiğini göstermektedir. Daha emniyetli olması bakımından 45 m seçilebilirse

$$L = L_0 + 45 \text{ m. olur.}$$

Eşdeğer boyla ilgili olarak verilen diğer bir bağıntı da

$$L = 1,07L_0 + 15m.$$

Denklem 3.16 yardımıyla boş konveyörleri tahrik için gerekli güç;

$$N_T = \frac{\mu_1 \cdot W_1 (L_0 + 45) \cdot V}{102}, \text{ kW} \quad (3.17)$$

Benzer şekilde saniyede q kg malzemeyi yatay nakletmek için gerekli N gücü, sürtme faktörü μ_2 olmak şartıyla

$$N_T = \frac{\mu_2 \cdot q \cdot (L_0 + 45) \cdot V}{102} \text{ [kW]} \quad (3.18)$$

veya konveyörün nakil kapasitesi Q ton/saat $\left(Q = \frac{3600 \cdot q}{1000}\right)$ ise

$$N_T = \frac{\mu_2 \cdot (L_0 + 45) \cdot V}{102} \cdot \frac{Q \cdot 1000}{3600} = \frac{\mu_2 \cdot Q \cdot (L_0 + 45) \cdot V}{367,2} \text{ [kW]} \quad (3.19)$$

olur. Malzemeyi düşey olarak nakletmek için gerekli N_3 gücü, düşey mesafe H (m) olmak şartıyla

$$N_3 = \pm \frac{q \cdot H}{102}, \text{ [kW]} \quad (3.20)$$

$$\text{veya } N_3 = \pm \frac{Q \cdot H}{367,2} \text{ [kW]} \quad (3.21)$$

tir. Malzemenin yokuş yukarı naklinde N pozitif, yokuş aşağı naklinde ise N, negatiftir. Böylece -tahrik tamburundaki gerekli güç

$$N = N_1 \pm N_2 \pm N_3, \dots \quad (3.22)$$

olur. Motor gücünü bulmak için tahrik tamburu gücü tahrik mekanizmasının randımanı η 'a bölünmelidir. η tahrik mekanizmasının konstrüksiyonuna bağlı olmak üzere 0,80 ila 0,90 dır.

Konveyörü boşa çalıştırmak için gerekli güç, birim boya tekabül eden bant ve ruloların hareketli parçalarının ağırlığı W_e 'e konveyör uzunluğuna bağlı olarak Şek. 30 a ve b de verilmiştir. Bu diyagramların hazırlanmasında $V=1\text{m/sec.}$ ve sürtme faktörü sırasıyla 0,020 ve 0,025 alınmıştır. N gücünü bulmak için diyagram, değeri bant hızı V ile çarpılmalıdır.

Malzemeyi yatay olarak nakletmek için gerekli güç konveyör uzunluğuna ve sürtme faktörü μ (0,025 ve 0,030) a bağlı olarak Şek.31 de verilmiştir. N gücünü bulmak için, 100 ton/saat kapasiteye ait olan diyagram değer $\left(Q \left(\frac{\text{ton/saat}}{100}\right)\right)$ ile çarpılmalıdır. (Özdaş, 1961)

Denklem (3.17) ve (3.19) yardımı ile bir konveyörü tahrik için gerekli gücü hesaplayabiliriz. Ancak yukarıdaki metot nispeten basit, şekilde tasarlanmış olan konveyörlere uygulanabilir. Yüksek kapasiteli konveyörlerde ve germe tertibatında komplike tambur tertiplerinin kullanılması ve gerekse konveks ve konkav eğri kısımlar bulunması halinde bant boyunca

germe kuvvetlerinin her değişen kısım için ayrıca hesaplanması gerekir. Bu durumda gene her kısma gelen yük bir sürtme faktörü ile çarpılır ve kısımlara ait sürtünme kuvvetlerinin toplanması ile sistemin herhangi bir noktasındaki bant germe kuvveti bulunur. Muhtelif kısım ve dizaynlara ait sürtünme faktörleri çizelge 3.2'de verilmiştir. Bu metotla tahrik tamburundaki net çekme kuvveti belirlenir ve konveyörün tahrik gücü daha hassas olarak hesaplanır. Bu işlem yapılırken mevcut diyagramlardan da faydalanmak suretiyle konveyörün tahrik gücü yaklaşık olarak belirlenebilir, bu yolla da bant tabaka sayısı dolayısıyla da ağırlığı yaklaşık olarak bulunabilir, bant özellikleri tespit edildikten sonra da sürtünme kuvvetleri daha hassas olarak belirlenebilir. Konveyörlerde montaj hataları ve bakımsızlıktan dolayı rulolarda kasıntı meydana geliyorsa tahrik gücü %25 arttırılabilir.

Çizelge 3.2 Ortalama sürtünme faktörü değerleri

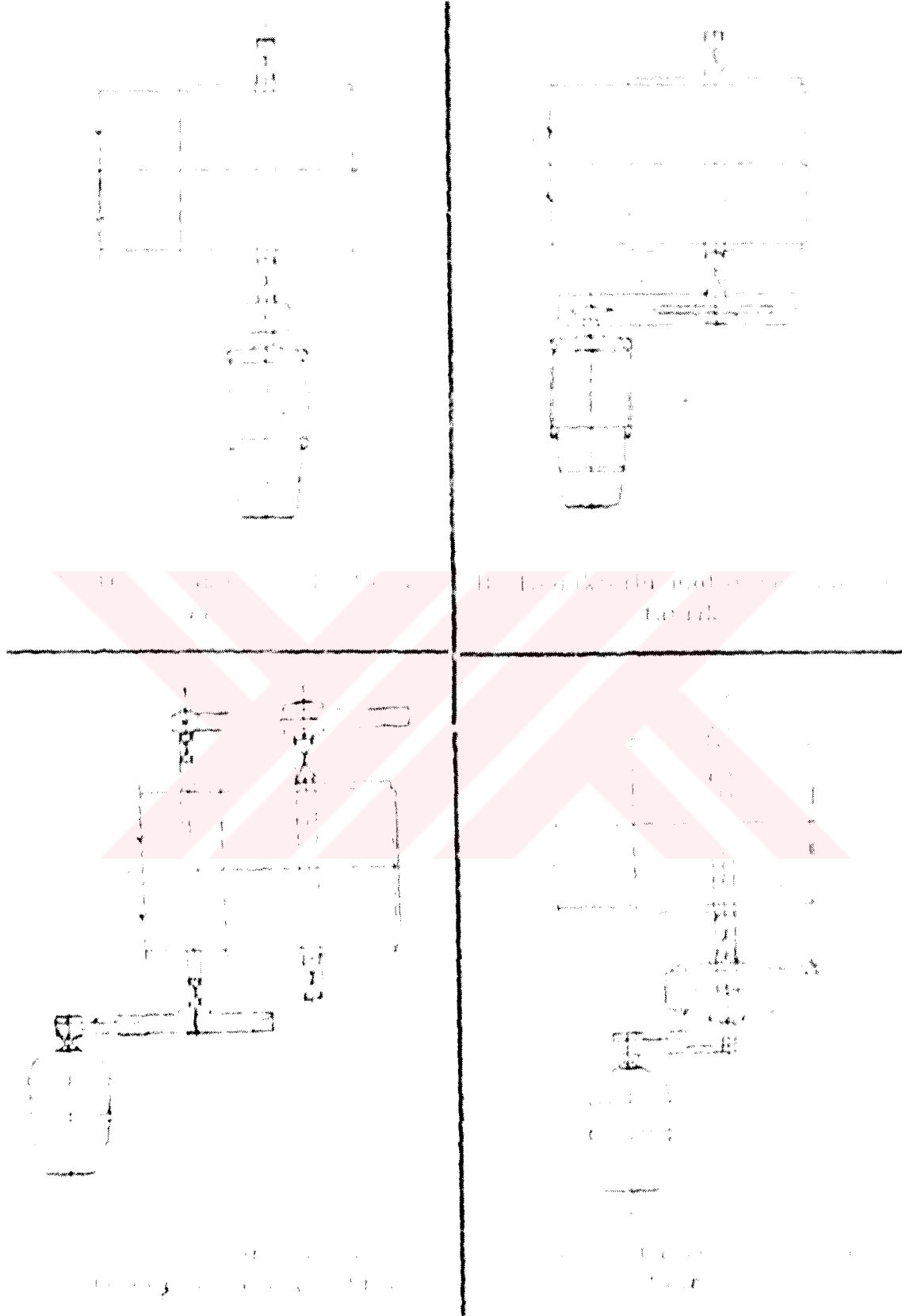
	Ortalama sürtünme faktörü (μ)
Rulman yataklı taşıyıcıların hareketli kısmı	0,02 ~ 0,025
Rulman taşıyıcı rulolar üzerinde boş bant	0.02 ~ 0.025
Bant üzerinde sadece malzeme	0,025 ~ 0.03
Ana ve yardımcı tamburlar (rulmanlı)	0.01
Ana ve yardımcı tamburlar (kaymalı yatak)	0.02
Germe tertibatı (rulmanlı)	0,01
Basit germe tertibatı(kaymalı yataklı)	0.02
İki yardımcı tamburlu düşey germe tertibatı (rulmanlı)	0.03
İki yardımcı tamburlu düşey germe tertibatı (kaymalı yataklı)	0,06
Tahrik tamburu (rulmanlı)	0.01
Tahrik tamburu (kaymalı yataklı)	0.02

3.3 Konveyörlerde tahrik tipleri

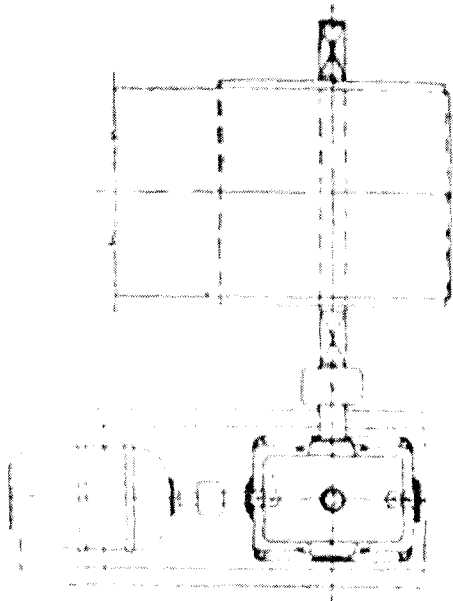
Banlı konveyörler genellikle elektrikli motor ile tahrik edilirler. Gerekli hız, redüktör, uygun v kayışı veya zincir mekanizmaları ile yapılır. Şekil 3.2 ve şekil 3.3'de değişik tipte tahrik mekanizmaları görülmektedir.

Banlı konveyörlerde kullanılan tahrik mekanizmaları şunlardır.

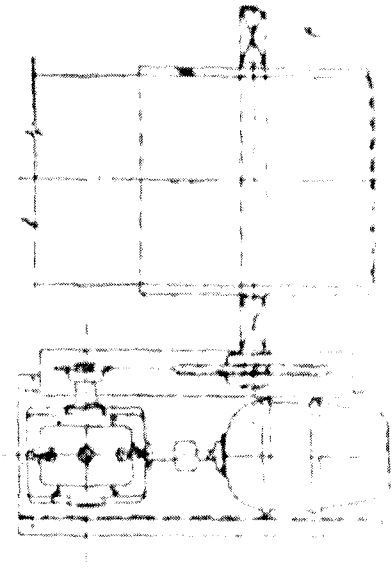
- 1) Düz tahrik
- 2) Saptırma tamburlu tahrik
- 3) Çift tamburlu tahrik



Şekil 3.2 Sık kullanılan konveyör tahrik mekanizmaları(Özdaş, 1961)



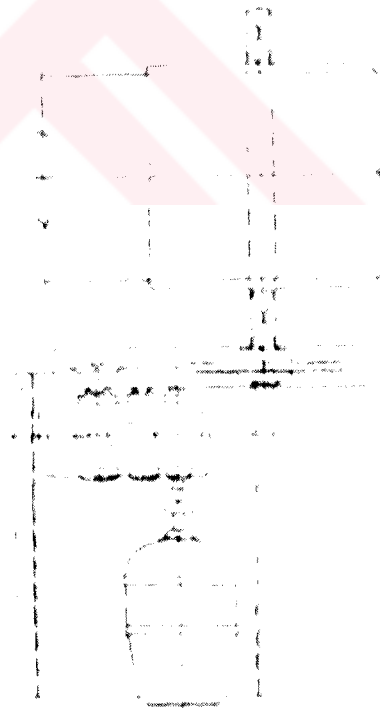
Şekil 3.3a) Sık kullanılan konveyör tahrik mekanizmaları



Şekil 3.3b) Sık kullanılan konveyör tahrik mekanizmaları



Şekil 3.3c) Sık kullanılan konveyör tahrik mekanizmaları

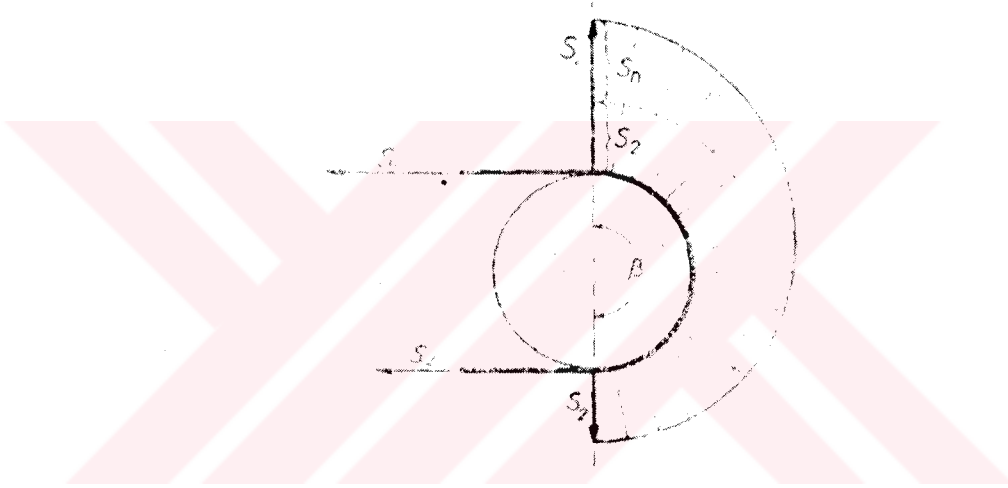


Şekil 3.3d) Sık kullanılan konveyör tahrik mekanizmaları

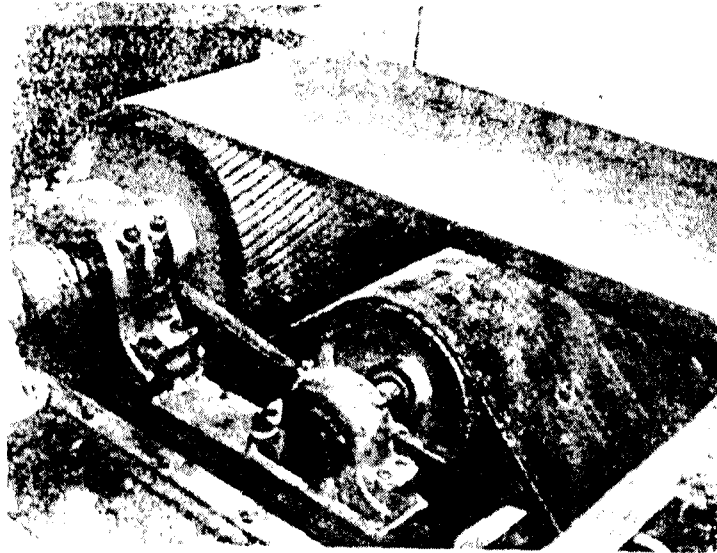
Şekil 3.3 Sık kullanılan konveyör tahrik mekanizmaları(Özdaş, 1961)

3.3.1 Düz Tahrik

Bu tahrik sistemi genellikle küçük konveyörlerin tahrik mekanizmalarında kullanılır. Tahrik mekanizması genellikle önce bazen de arkada bulunur. Eğimli konveyörlerde tahrik mekanizması genellikle ön(üst) kısımda bulunur ve sarılma açısı da 180° 'dir. Şekil 3.4'te görüldüğü gibi tahrik tamburu sarılma açısı boyunca germe kuvvetinin S_2 değerinden S_1 değerine değişimi görülmektedir. Denklem 3.11'de verilen bağıntıdan da görüleceği gibi belirli bir N gücü nakleden bir bantın gergin koldaki S_1 kuvvetini minimuma indirmek için $e^{\mu\beta}$ mümkün olduğunca büyük olmalıdır. S_1 değerinin küçük olması da bant tabaka sayısının az olması buda bantın maliyetinin az olması anlamına gelir. $e^{\mu\beta}$ değerini arttırmak için sürtünme katsayısı μ veya sarım açısı β artırılmalıdır.



Şekil 3.4 Tahrik tamburundaki germe kuvvetinin değişimi. (Özdeş, 1961)



Şekil 3.5 Lastik kaplanmış tahrik tamburu(Özdeş, 1961)

Pratikte bant ile tahrik tamburu arasındaki sürtünme katsayısını arttırmak için tambur lastik ile kaplanır. Şekil 3.5'ten görüldüğü gibi tambur üzerine helisel oluklar açılır, β sarılma açısını büyütmek için de tek veya çift saptırma tamburu veya tahrik tamburu kullanılır.

Düz tahrik sistemi kullanılan yatay konveyörlerde S_2 dolayısıyla S_1 germe kuvvetlerini temin etmek için, banda bir ön gerilme verilmesi gerekmektedir. Bu ön gerilme tahrik tamburunda gerekli olan minimum S_2 kuvvetini temin etmelidir. Şekil 3.6'da bir bantlı konveyör sisteminde bant boyunca oluşan gerilme kuvvetlerinin dağılımı görülmektedir.



Şekil 3.6 Bant boyunca germe kuvvetlerinin dağılımı(Özdaş, 1961)

Tahrik tamburunda gerekli olan S_2 kuvvetinden başlayarak bant boyunca germe kuvvetlerini inceleyelim. Tahrik tamburundan itibaren bant dönüş yolu boyunca arka tambura kadar dönüş yolundaki ruloların sürtünme kuvvetleri yenilenmelidir. Bu sürtünme kuvvetinin arka tamburundaki değeri, S_D ise (bütün ruloların aynı sürtünme karakteristiklerini vermesi şartıyla) bant germe kuvvetleri arka tamburda S_2+S_D kadar lineer olarak artacaktır. Arka tambur güç nakletmediğinden bandın sarıldığı çevre boyunca S_2+S_D sabittir. Üst tarafta ise taşıyıcı ruloların toplam sürtünme kuvveti S_T yenilenmelidir. Böylece germe kuvveti S_2+S_D 'den,

$S_1=S_2+S_D+S_T$ ye kadar lineer olarak artar. S_1 den S_2 'ye olan değişim ($S_1=S_2 e^{\mu\beta}$) ise logaritmik olarak değişir. Birim uzunluğa ait bant rulo ağırlıkları ve nakledilen malzeme miktarı için denklem 3.15 ve 3.17'deki notasyonlar kullanılırsa;

$$S_D = \mu_1 \left[W_B + \frac{W_D}{L_D} \right] \cdot L \quad (3.23)$$

$$S_T = \mu_2 \left[W_B + \frac{W_T}{L_T} + \frac{Q}{3,6 \cdot V} \right] \cdot L \quad (3.24)$$

bulunur. Burada $\mu_1 = (0,02 \sim 0,025)$ ve $\mu_2 = (0,025 \sim 0,03)$ alınmalıdır.

Boş konveyörü tahrike etmek için gerekli N_1 ve malzemeyi yatay nakletmek için gerekli N_2 güçlerinin hesabında ön ve arka tambur gruplarındaki sürtünmelere karşılık konveyor uzunluğuna sabit bir miktar (15-45 m) eklendiği hatırlanırsa, Şekil 3.6'da gösterildiği gibi germe kuvvetleri diyagramında aynı hesap esasları dahilinde kalmak üzere konveyor eksen mesafesi olarak $L=L_0+45$ efektif uzunluğu alınmalıdır. Banta gerekli ön gerilmeyi vermek için arka tambur kızak üzerine alınıp bir germe tertibatı (vidalı germe veya ağırlıklı germe) oluşturulursa, gergi olan ağırlık

$$G = 2(S_2 + S_D) = 2S_a \quad (3.25)$$

den oluşur. Özellikle uzun konveyörlerde S_D değeri büyük olduğundan germe tertibatını tahrik tamburuna yakın yapmanın büyük avantajı vardır. Bu durumda gerekli ağırlık;

$$G = 2S_2 \quad (3.26)$$

olur. Eğimli konveyörlerde, yatay olarak malzeme naklindeki kuvvetlere ek olarak malzemenin düşey hareketini sağlamak için banttaki germe kuvveti ve eğimden dolayı bant ağırlığının bant yönündeki bileşeni göz önüne alınmalıdır. Gene S_2 'den başlayıp germe kuvvetlerini bant hareketi boyunca incelersek, arka tamburdaki germe kuvveti,

$$S_a = S_2 + S_D - S_B \quad (3.27)$$

olur. Bantlı konveyörün eğim açısı α kabul edersek,

$$S_D = \mu_1 \left[W_B \cos \alpha + \frac{W_D}{L_D} \right] \cdot L \quad (3.28)$$

ve bant ağırlığının bant yönündeki bileşeni;

$$S_B = W_B \cdot L \cdot \sin \alpha \quad (3.29)$$

olur. Arka tambur güç işletmediğinden sarılma acısı boyunca bu germe kuvveti değişmez. Taşıyıcı rulolar tarafında germe kuvveti ($S_2+S_D-S_B$) den başlar ve ön tamburdaki S_1 germe kuvvetine kadar lineer olarak artar. S_1 germe kuvveti $S_2+S_D-S_B$ ye ilave olarak bant ağırlığının bant boyunca bileşeni S_B , taşıyıcı rulolardaki toplam sürtünme kuvveti S_T ve malzemeyi düşey nakletmek için gerekli S_H germe kuvvetinin toplamından, yani

$$S_1 = S_2 + S_D - S_B + S_B + S_T + S_H$$

veya

$$S_1 = S_2 + S_B + S_T + S_H \quad (3.30)$$

olur. Burada,

$$S_T = \mu_2 \left[\left(W_B + \frac{Q}{3,6 \cdot V} \right) \cdot \cos \alpha + \frac{W_T}{L_T} \right] \cdot L \quad (3.31)$$

$$S_H = \frac{Q}{3,6 \cdot V} \cdot L \cdot \sin \alpha = \frac{Q}{3,6 \cdot V} \cdot H \quad (3.32)$$

Germe tertibatı arka tamburda olduğu takdirde gerekli ağırlık

$$G = 2S_a = 2(S_2 + S_D - S_B) \quad (3.33)$$

olur. Germe tertibatının ön ve arka tambur arasında bir yerde bulunması halinde ön tamburdan germe tertibatına kadar olan kısımdaki sürtme kuvvetleri ve bant ağırlığı bileşeni göz önüne alınmalıdır.

Eğimli malzeme naklinde de konveyör eksen mesafesi olarak $L=L_0+45$ efektif uzunluğu alınmalıdır. Tahrik sistemine bağlı olarak tahrik tamburundaki sarılma arısı β 'nin mümkün olduğunca büyük seçilmesi gereklidir. Şu halde düz tahrik yerine daha iyi bir düzen olarak saptırma tamburları kullanıp β 'nin büyütülmesi sağlanabilir.

3.3.2 Saptırma Tamburlu Tahrik

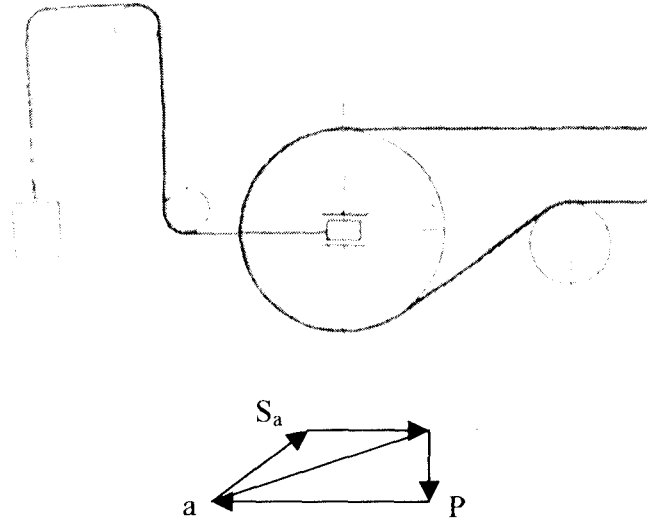
Bantla tahrik tamburu arasındaki sarılma açısını büyütme amacıyla tek veya çift saptırma tamburu kullanılabilir. Küçük konveyörlerde tek saptırma tamburu ile sarılma açısı $\beta=210^\circ-220^\circ$ 'ye kadar çıkarılabilir(Şekil 3.7).



Şekil 3.7 Saptırma tamburlu tahrik(Özdaş, 1961)

Konstruksiyon gereği arka tamburda ila saptırma tamburunun kullanıldığı bu halde germe kuvvetini bulmak için Şekil 3.8'de görüldüğü gibi kuvvetler poligonunun çizilmesi gerekir. Böylece gerekli ağırlık G ve tambur kızıağına normal olarak tesir eden P kuvveti bulunabilir. Daha büyük kapasiteli konveyörlerde tahrik tamburu genellikle dönüş kolundadır. Bu

tamburun büyük çaplı seçilmesi ve daha küçük çaplı çift saptırma tamburu kullanılması ile sarılma açısı $260^\circ - 270^\circ$ ve çıkarılabilir.



Şekil 3.8 Saptırma tamburlu tahrik mekanizmasında poligon çizilmesi yardımıyla P kuvvetinin bulunması (Özdaş, 1961)

3.3.3 Çift tamburlu tahrik

Çok yüksek kapasiteli geniş konveyörlerde ya tek motor ve çift dişli mekanizma ile tahrik edilen çift tahrik tamburu vardır veya her iki tahrik tamburu da birbirinden bağımsız iki elektrik motoru ile tahrik edilir. Bu halde toplam sarılma açısı $420^\circ - 500^\circ$ ye erişebilir (Şekil 3.9). Şekil 3.9 daki alt resimde birinci tahrik kaynağındaki sarılma açısı β_1 gergin ve gevşek kollardaki germe kuvvetleri S_1 ve S_2 ise;

$$S_1 = S_2 \cdot e^{\mu\beta_1} \quad (3.34)$$

ve bu tamburdaki faydalı kuvvet;

$$S_{nl} = S_1 - S_2 = S_1 \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1}} \quad (3.35)$$

dir. İkinci tahrik tamburu için;

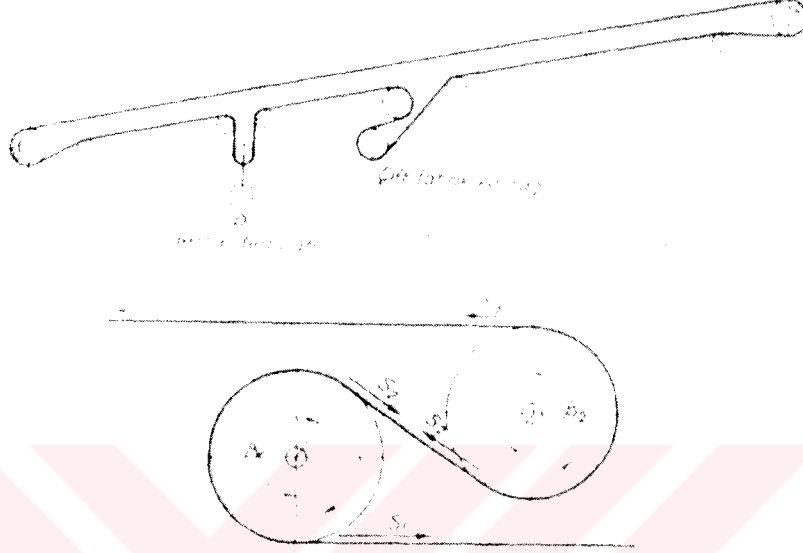
$$S_2 = S_3 \cdot e^{\mu\beta_2}$$

olduğundan; $S_1 = S_3 \cdot e^{\mu(\beta_1 + \beta_2)}$

ve faydalı kuvvet olarak

$$S_{n II} = S_2 - S_3 = S_2 \frac{e^{\mu\beta_2} - 1}{e^{\mu\beta_2}} \quad (3.36)$$

yazılabilir. $S_{n I}$ ve $S_{n II}$ net çekme kuvvetleri, I. ve II. tahrik tamburlarının güçleri ile orantılıdır.



Şekil 3.9 Çift tahrikli tambur ve germe kuvvetleri(Özdaş, 1961)

Denklem (3.35) ve (3.36) taraf tarafa bölünür ve $S_1 = S_2 \cdot e^{\mu\beta_1}$ bağıntısından faydalanılırsa;

$$\frac{N_I}{N_{II}} = \frac{S_{n I}}{S_{n II}} = e^{\mu\beta_2} \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1} - 1} \quad (3.37)$$

elde edilir. Her iki tahrik tamburundaki sarılma açılarının eşit seçilmeleri halinde $\beta_1 = \beta_2 = \beta$ olur ve bu bağıntıdan;

$$\frac{N_I}{N_{II}} = e^{\mu\beta} \quad (3.38)$$

bulunur. Denklem (3.38)'e göre birinci tahrik tamburunun gücü ikinciye oranla daha fazladır.

Konveyörlerde gergin ve gevşek kollardaki germe kuvvetlerinin farklı olmaları dolayısıyla bu kollardaki bant uzamaları da aynı değildir. Bu bakımdan bantla tahrik tamburu arasında bağıl kayma bulunur. Bağıl kaymanın etkisi çift tahrik tamburunun kullanılması halinde bu konuya dikkat edilmelidir. Gerçekten çift tamburun dişli kutuları yardımı ile tek motorla tahrikinde, yukarıda bahsedilen bağıl kaymadan ötürü ikinci tahrik tamburu biraz daha küçük

yapılmalıdır. Bu halde bandın tarafsız eksenindeki hızlar göz önüne alınarak çaplar tayin edilmelidir. Diğer taraftan her biri bağımsız tahrik edilen çift tamburlu sistem daha elverişlidir. Bu düzende tamburların yüklenme oranları Denklem (3.37) veya (3.38) ile belirlenip uygun motor hızları seçilmelidir. (Özdaş, 1961)

Çift tamburlu tahrikte, tahrik tamburlarına lastik kaplanır. Lastik kaplama bandın sürtünme katsayısını arttırdığı gibi bant ve tamburların aşınmalarını da azaltır; fakat bandın tamburlar üzerinde ters yönde eğilmeye zorlanması da, bantın ömrünü azaltır.



4. BANTLI KONVEYORLERİN TASARIMI

4.1 Bantlı Konveyörlerin Dinamiği

İdeal durumda bantlı konveyörün dinamiği hızla değişmez. Fakat, artan bant hızıyla değişme oranı artar. Buda bantın hareket stabilitesini düşürür. Bantın normal eksenel titreşiminde iki makara arasındaki bant çıkması durumu olağanüstü bir durumdur.. Bantın güç tüketimi yükseldiği zaman ve makara yataklarının aşınmasıyla titreşim arttığından dolayı, eksenel titreşimin genliği yükselir. titreşimdeki bu artışın önlenmesi gerekir. Yüksek hızlı bant sistemlerinde yapı üzerindeki titreşim çok yıkıcıdır. Bu titreşim taşıyıcı makaraların yataklarını bozar. Bu yüzden, bantlı konveyörün maliyeti uygun olacak şekilde bant titreşimleri minimum olacak şekilde tasarlanmalıdır. [1]

Yüksek hızlı konveyörlerde bant güzergahı iyi tasarlanmalıdır. Eğer uygun bir tasarım yapılmazsa bant yerinden çıkabilir, çünkü artan bant hızıyla kenarlara doğru olan kaymalar ve kayma oranı artacaktır. Bant genişliği ve bant geriliminin kombinasyonu iyi bir oluklaşma oluşacak şekilde seçilmelidir. Ayrıca bantın düz yapılması ve bant uçlarının iyi bir bağlantısının yapılması (imalatı) gerekir. Ayrıca uzun bant sistemlerinde bağlantı sayısı azaltılmalı çünkü bağlantı sayısı arttıkça bantın düzleşme eğilimi artar.

Yükleme açısının değişmesiyle değişen bant gerilimi, taşıyıcı makaralar üzerindeki bantın pozisyonunu değiştirir. Bantın durdurulması sırasında veya acil olarak durdurulması sonucu değişen bant gerilimi, bantın güzergahından çıkarak kenara doğru kaymasına yol açar. Yavaş çalışan bant sisteminde statik tasarım metotlarıyla maksimum bantın kenara doğru kayma miktarı hesaplanabilir. Fakat yüksek bantlı konveyörler için kayma miktarlarının en gerçek değerinin bulunması için dinamik tasarım metotları kullanılmalıdır.

Bantın doğal durma ve hareket etme ilkeleri yüksek hızlı bantlar için değişmez. Sadece durma ve hareket etme süreleri biraz daha zaman alır. Ancak acil durdurma sistemleri değişiktir. Acil durumlarda genellikle tahrik mekanizması devre dışı bırakılarak bant kısa bir zaman periyodu için durur, bu şekilde sistemin zarar görmesi engellenmiş olur. Uzun bantlı konveyör sistemlerinde durma süresi (kayıpları önleyecek şekilde) genellikle 30 saniyedir, Yüksek hızda banttan fren sistemine aktarılması gereken enerji miktarı (enerji miktarı, hızın artmasıyla parabolik olarak artar) çok daha yüksektir. Bu da durma süresinin ve hasar oranını dikkate değer derecede artırır. Bu sebeple hızlı iletim bantlarında bantın muhafaza ekipmanları daha büyük öneme sahiptir.[1]

4.1.1 Makara Seçimi

Hızlı iletim bantlarında makara seçiminde en çok dikkate alınan kriter makara çapıdır. Genellikle hızlı iletim bantlarında kullanılan makara çapları yavaş iletim bantlarında kullanılan makaraların çaplarından daha yüksek olmalıdır. Makara çapının daha yüksek olmasının nedenleri aşağıda sıralanmıştır.

- Düşük hızlarda makara yatakları mevcut ve yavaş bant iletiminde kullanılan oranlarda çalıştırılabilir. Yani halen kullanılmakta olan bakım tarifesi takip edilebilir. Makara çapının makara performansında dikkate değer bir önemi vardır. Hızın artmasıyla beraber makara yatakları harekete geçebilir. Dolayısıyla bant iletim hızı makara yataklarının ısınmasıyla belli bir üst değerde sınırlanır. Yüksek hızlı bantlar için sürtünmesi ve ısınma miktarı düşük makara yatakları daha uygundur. Yüksek hızlı iletim için rulmanlı yatak en uygundur.
- Eğer bant ile makara yüzeyi arasında herhangi bir kayma olursa makara çapı örtü tabakası aşınmasına sebep olur. Kayma ise makara eksenini ile bant yönünün aynı hizada olmamasından kaynaklanır.
- Makara çapının artmasıyla makara yüzeyinde oluşan sürtünme ve tork artar. Makara yataklarının yaşam süresi makaranın açılma hızının artmasıyla azalır. Makara yatağının yaşam süresi ise bant hızı ile ters orantılıdır.

Makara yataklarının eksantrikliği makara hızı arttığı sürece azaltılmalı böylece çizgisel hızın kiritik değere yaklaşmasıyla artacak titreşimin meydana getireceği hasar azaltılabilir. [1]

4.1.2 Transfer Noktaları

Büyük hız değişim aralıklarında çalışan bantlı konveyörün tasarımında dikkate edilmesi gereken önemli bir nokta uygun besleme (materyal yüklemesi) ve materyal boşaltma düzenidir. Bant hasarını minimize edilmesi ve materyal akışının stabilize edilmesi bu şekilde sağlanabilir.

Uygun yükleme ve boşaltım ivmelendirme bantlarının kullanılmasıyla sağlanabilir. Düşük maliyetli bez veya dokuma bantlar ivmelendirilmesinde bantlarında kullanılabilir. Böylece bant ile yüklenen materyal arasındaki sürtünmeden kaynaklanan yıpranma ortadan kaldırılır. Diğer bir metot ise yerçekimi destekli oluk sistemlerinin kullanılmasıdır. Bu olukların kullanılmasıyla yüklenen materyal bantla aynı yönde ve minimum hız farkı ile yüklenebilir. [1]

Bugün transfer noktasından bant üzerine materyal akışının simülasyonunu yapan metotlar mevcuttur. Ayrık eleman metodu (Discrete Element Method) bunlardan birisidir. Bu tip metotlarla materyal akışındaki hız değişim aralıkları ve materyal akışının oluşturduğu yiv ve bant üzerindeki kuvvetler hesaplanabilir.

Benzer şekilde materyal boşaltımına da dikkate edilmelidir. Materyal boşalan platform yüksek hızlarda toz ve istenmeyen materyal parçalarının oluşmasına neden olabilir. Bunun için özel toplama ambarı veya alıcı yiv olukları tasarlanmalıdır. [1]

Sonuç olarak hızlı bir konveyörün dizaynında aşağıdaki hususlar dikkate alınmalıdır:

- Belli bir bant genişliğinin bilinmesiyle bant kapasitesi istenen akış oranının (debi) seçilmesiyle bulunabilir. Ancak bant hızını sınırlandıran hususlar mevcuttur. Bu hususların herhangi birisinin dikkate alınmaması veya yanlış algılanması işletimle ilgili hasarlara yol açar mesela: dengesiz iletim davranışı, yüksek miktarda toz ve gürültü seviyesi
- Bant hızı ile bantın enerji tüketimi arasındaki ilişkiyi bulmak kolay değildir. Çünkü makara ve makara hareketiyle oluşan direncin hesaplanması için kullanılan elastik (plastik) kauçuğun özellikleri hakkında detaylı bilgi gerekir. Bunun yansıra (bilinmeyen) hızın bağlı olduğu sürtünmeler ve makara yataklarının oluşturduğu engeller önemli rol oynar. Ayrıca yükleme ve boşaltma noktalarındaki dirençler özellikle hızlı iletimin söz konusu olması durumunda taşınan materyalin ivmelendirilmesi açısından önem kazanır.
- Bant hızına ve diğer koşullara bağlı stabil halde bant gerilimine bağlı olarak seçilen uygun emniyet faktörü toplam sirkülasyon sayısına bağlı olan bant ömrünü olduğundan daha fazla veya daha az tahmin edilmesini önler. Daha gerçekçi bir emniyet faktör değeri bulunması için bant gerilmesinin yorulma özelliklerinin bilinmesi gerekir.
- Konveyör parçalarının tasarımında (makara tasarımı, bant bükümleri ve transfer noktaları gibi) bant hızının büyük bir etkisi vardır. Dinamik tasarım metodu bu parçaların tasarımı için gerekli görülmüştür. Dinamik tasarım metodu kullanılmasıyla uygun yaşam süresi ve makara bant ve oluk gibi konveyör elemanlarının aşınma karakteristikleri bulunabilir. [1]

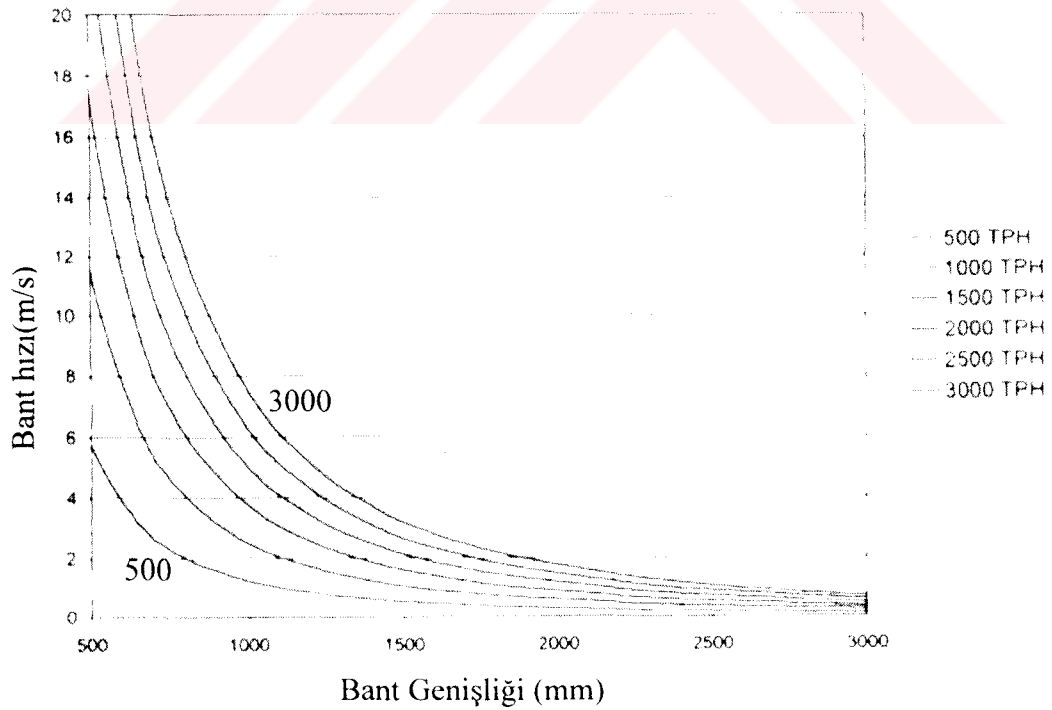
4.2 Yüksek Hızlı Bantlı Konveyörlerin Tasarımı

Geçmişte yapılan araştırmalar gösteriyor ki, dar banta sahip hızlı konveyörlerin ekonomik uygunluğu geniş banta sahip ve yavaş konveyörlere göre daha avantajlıdır. Günümüzde 8m/s hızla çalışan bantlı konveyörlerin bulunmaktadır. Ancak 10 m/s'den 20 m/s'ye kadar olan hızlar teknik ve ekonomik olarak yapılması mümkündür. Sadece yüksek hızlı bantlı konveyör elde etmek hedef değildir. Eğer yüksek hız kullanmak ekonomik olarak faydalı değilse veya

yüksek hızda güvenlik ve güvenli operasyon sağlanmazsa yavaş bantlı konveyörler kullanılmalıdır. Hız seçimi bantlı konveyörün tasarımının en önemli parametresidir. Optimum konveyör dizaynı statik ve sabit hal metotlarına göre hazırlanır. Bu metotlarda bantın rijit, ve elastik olmayan bir yapıya sahip olduğu farz edilir. Bu bantlı konveyörün stabil hal durumunun niceliklerini ede etmede ve konveyör parçalarının ebatlarını belirlenmesini sağlar. Bu stabil durum, çalışma halinde bant gerilmelerinin niceliklerini ve yüklenen materyal için harcanan gücü ayrıca çevresel şartlara bağlıdır. En uygun tasarımı yapmak bir kerelik değil, sürekli iyileştirme ile ideal duruma ulaşılır. [1]

4.2.1 Bant hızı seçimi

En ucuz bir bantlı konveyör bant genişliğinin 600 ile 1000 mm arasında seçildiği zaman gerçekleşir. İstenen taşıma kapasitesi bant genişliğinin bu aralıkta seçilmesiyle ve istenen akış oranının (debi) uygun hızın ayarlanmasıyla elde edilir. Şekil 4.1'de istenen konveyör kapasitesinin elde edilmesi için gerekli bant genişliği ve bant hızının kombinasyonlarını gösterir. Bu örnekte malzeme yoğunluğu 850 kg/m^3 (kömür), oluk eğimi 35° ve ilave yük eğimi de 20° 'dir. Ancak bant hızını sınırlandıran bazı hususlar vardır. [1]



Şekil 4.1 Bant hızı ve bant genişliğine bağlı olarak uygun iletme kapasiteleri[1]

Birincisi bantın oluklaşabilmesidir. Şekil 4.1’de kısmen bantın uzunluğuna ve yüksekliğine bağlı olan bantın mukavemeti ve bantın gerilmesi dikkate alınmamıştır. Bantın genişliği ve mukavemeti bantın oluklaşabilmesini sağlayacak şekilde seçilmelidir. Eğer oluklaşma uygun derecede değilse, bant malzemeyi taşıması iyi olmaz. Bu durum bantın malzemeyi yüksek taşıma hızlarında stabil olmayan bir taşıma göstermesine sebep olur. Normalde bantın düz bir şekilde çalışması istenir. Bant genişliğinin %40’ı boş olması durumunda bantın taşıma makaralarına değmesi ve ortadaki makara ile %10 oranında da teğetsel teması istenir. [1]

İkincisi de konveyör üzerinde yüklü materyalin havaya göre bağlı hızıdır. Bağlı hava hızı belirli limiti aşarsa toz artacaktır. Özellikle madenlerdeki hava bacalarının aşağı doğru hava akışı olması durumunda önemlidir. Bağlı hava hızı limiti, çevresel koşullara ve materyal karakteristiklerine bağlıdır.

Üçüncüsü de konveyör sisteminin oluşturduğu gürültüdür. Hızın artması ile konveyörün çıkardığı ses seviyesi de yükselir. Yerleşim bölgelerinde gürültü seviyesi 65 dB ile sınırlandırılmıştır. Her ne kadar gürültü seviyesi konveyör yapısının ve konveyör muhafazasının yapısıyla yakından alakalı olsa da bu bant hızının seçiminde sınırlandırıcı faktör olabilir.

4.2.2 Bant hızı değişimi

Konveyör sistemlerinin harcadığı enerji tüketimi hız değişimi ile beraber değişebilir. Eğer bant tam kapasitede çalışıyorsa yüksek hızda çalışması gereklidir. Bant hızı bant yükleme noktasında enerji tasarrufu sağlamak için materyal akışının değişmesiyle ayarlanabilir. Bu şekilde bant yüzeyinde sürekli bir oluklaşma ve sabit yük sağlanmış olur. Yani bant üzerinde optimum yükleme oranı, her ünite için harcanan düşük enerji miktarı tahmin edilebilir. Bant hızının değiştiği sistemlerdeki enerji tüketimindeki düşüş, bant hızının sabit olduğu sistemlere göre en az %10’dur. [1]

Materyal akışına göre değişen bant hızının avantajları aşağıda sıralanmıştır.

- Yükleme noktalarındaki düşük yıpranma
- Düşük gürültü seviyesi
- Uygun hizalama ve bant gerilmelerinin azalmasıyla oluşabilecek konkav olmayan eğrilerin engellenmesi sonucu sağlanan uygun taşıma şekli.

Materyal akışına göre hız değişiminin dezavantajları

- Tahrik ve fren mekanizmalarının kontrol eden mekanizmanın oluşturulmasının maliyeti
- Hız değişimi ile malzeme boşaltma miktarının da değişmesi.
- Bir konveyör sistemindeki, her bir konveyörü kontrol eden bir kontrol sisteminin kurulması
- Sabit ve yüksek bant öngerilmesi
- Taşıyıcı makaralar üzerinde sabit ve yüksek malzeme yükü

Değişen hızlı bantlı konveyör sistemi yapılmasının gerekli olup olmadığını anlamak için tahmin edilen enerji tasarruflarını belirleyen bir analiz yapılmalıdır. [1]

4.2.3 Enerji tüketimi

Müşteriler, konveyör sisteminin enerji tüketiminin durumunu(özelliğini) isteyebilirler. Örneğin materyalin tasarım koşullarında takip edilen yol üzerinde taşınması için harcanan enerjiyi kWh/ton/km cinsinden niceliklerini belirtmek. Uzun düz sistemlerinde, harcanan enerji, dönüş direnç eşdeğerlerinin toplamıyla bulunur. Bu, kauçuk bant örtü tabakasının dönüş rulolarına karşı olan visko-elastik tepkisinden kaynaklanan dirençtir. Yükleme alanında oluşan kenar dirençlerini aşmak için yapılan iş enerji harcanımını etkiler. Kenar dirençleri yükleme noktasında, malzeme ivmelenmesinden dolayı oluşan ve bantın oluk kenarlarında meydana gelen dirençlerdir. Gerekli tahrik mekanizmasının gücü toplam sürtünme kuvvetleriyle ve toplam taşınan malzeme ile belirlenir. Sürtünme direnci hızdan bağımsız sürtünme komponentleri olarak değerlendirilebilen istenmeyen kayıpları içerir. Harcanan enerjinin sistem için makul olup olmadığını hesaplamak için sadece maksimum tahrik gücüne bakmak uygun değildir. Değişik taşıma sistemlerinin enerji tüketimlerini kıyaslamak için en iyi metot onların verimlerini hesaplamaktır. [1]

4.2.4 Taşıma verimi

Taşıma verimini kıyaslamak için birçok yöntem vardır. En birinci ve uygulanan metot eşdeğer sürtünme faktörlerini kıyaslamaktır. Mesela DIN F faktörü gibi. Eşdeğer sürtünme faktörü kullanmanın bir avantajı da bunun bant içinde belirlenebilmesidir. Eşdeğer sürtünme faktörü kullanmanın dezavantajı ise bunun soyut verimin değerinde olmamasıdır. Eşdeğer sürtünme faktörü bantın kütlelerini düşük kütleli makaraları ve taşınmış materyalin kütlelerini hesaba katar. Halbuki bantın kütlesi, makaraların ağırlığı ve taşınmış materyalin kütlesi hesaba katılır. Soyut verim değerinde ise sadece taşınmış materyal hesaba katılır. [1]

İkinci metot ise taşıma maliyetlerinin kWh/ton/saat şeklinde veya \$/ton/km olarak hesaplanmasıdır. Taşıma maliyeti kullanmanın avantajı bu değer in işletme amaçlı kullanılabilmesidir.

Üçüncü ve en kesin metod ise taşımanın kayıp faktörlerini kıyaslamaktır. Taşımanın kayıp faktörü ise sürtünmeyi aşmak için gerekli olan tahrik gücü ile, taşıma arasındaki orandır. (tahrik mekanizmasının verimi ve materyali yükseltmek ve alçaltmak için gerekli kazanç ve kayıp güçleri ihmal ediliyor). Yapılan iş, taşınan toplam materyal ile ortalama hızın çarpımıdır. Taşımanın kayıp faktörünü kullanmanın avantajı ise, bunların diğer taşıma araçlarıyla(kamyon, tren vb.) kıyaslanabilmelerini sağlamasıdır. Dezavantajı ise taşımanın kayıp faktörü taşınan materyalin miktarına bağlıdır yani boş konveyör için verim hesaplanamaz. [1]

Aşağıda taşıma sistemleri için kayıp faktörleri sıralanmaktadır.

Sürekli taşıma

- Sulu çamur/sulu çimento taşınması ~0,01
- Bantlı konveyörler 0,01 ve 0,1 arası
- Tırteşimli ileri sürme tertibatı 0,1 ile 1 arası
- Pinomatik konveyörler ~1,0

Süreksiz taşıma

- Gemilerde 0,001 ile 0,01 arasında
- Trende 0,01 civarı
- Kamyonda 0,05 ile 1 arasında

4.3 Bant seçimine bağlı olarak konveyörün dizaynı

Konveyör dizaynında, mühendislik çalışmaları yapılırken tasarım basamaklarına önem verilen bazı hususlar dikkate alınmaksızın tasarım yapmaktadırlar. Bir konveyör sisteminde bant genellikle en maliyetli parçadır. Bu yüzden bant sistemi ilk önce seçilir. Bant seçimi, kapasite, hız ilk tasarlanan hususlardır. Bant genişliği ve bant özellikleri bu noktada ele alınmalıdır. Konveyörün genel şekli, ve diğer konveyör ekipmanları belirlendikten sonra diğer yapılar tasarlanır. En iyi tasarımla en ekonomik tasarım arasında uygun bir tasarım yapılmalıdır.

Bantlı konveyör sisteminin montajı yapılırken, tüm hat düz bir şekilde sıralanmalıdır. Ancak çalışma sırasında yağmur, rüzgar, merkezi olmayan yükleme sistemi, şasi sisteminin

bozulması gibi durumlarda eksenden çıkabilir. Tasarımcılar bu kriterleri de göz önünde bulundurmalıdır.

Bant uçları ile konveyörün saşesi arasındaki mesafe minimum 50 ila 100 mm arasında olmalıdır. Yüksek gerilimli bantlarda bu mesafenin arttırılması daha uygundur. Bantın uygun bir şekilde hareket etmesi için en basit metot bant kenarlarının üst ve alt yüzeyinin ovalleştirilmesidir. Örneğin, ovalleştirme üst kısımda en az 20° altta en az 10° olmalıdır. Yüklenen malzeme bant merkezinden (orta ekseninden) yüklenmeli, ekstra ekipman gerekli olmamalıdır. Kılavuz makara gereklidir, öyle ki bant kenarları zarar görmeyecek şekilde tasarım yapılmalıdır. Bant eksen yönünde oval makaralar kullanılarak (2° 'yi geçmeyen) bantın kenara doğru kayması engellenir. Ancak bu metodun dezavantajı bant kenarlarında artan sürtünmeden dolayı bant makaralar zamanla aşınır. Yüksek açılı makaralar üzerinde bu tür uygulamalar mümkün olduğunca az yapılmalıdır.

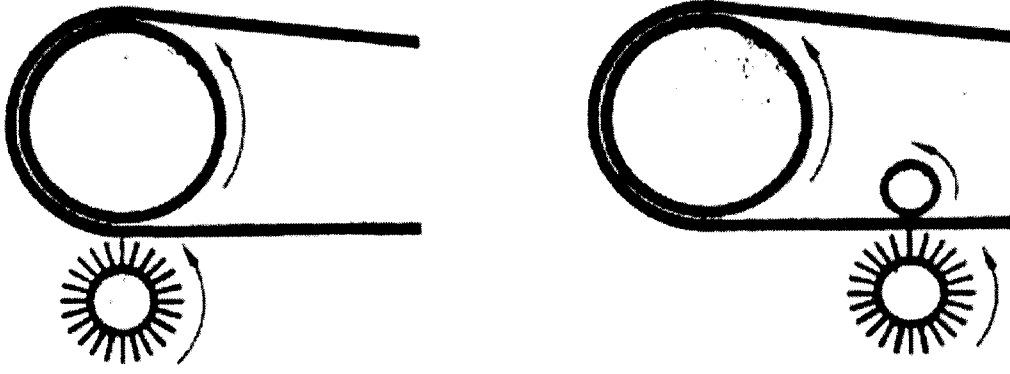
4.3.1 Malzemenin banta yüklenmesi

Konveyörün randımanlı çalışması için şu hususlara dikkat edilmelidir. Birinci olarak konveyörün uygun olarak yüklenmesi, ve bir diğeri de materyalin uygun bir şekilde konveyörden boşaltılmasıdır. Aksi taktirde konveyör amaçlandığı şekilde çalışmaz.

4.3.2 Bantın Temizlenmesi

Taşınan birçok materyal yapışkan olabilir. Partiküller bantın taşıyıcı yüzeyine yapışabilir, ve boşaltma noktalarında da bant yüzeyinden ayrılmayabilir. Bu yüzden bant yüzeyinin tekrar yüklenmeden önce temizlenmesi önemlidir. Bantın düzenli bir şekilde temizlenmemesi bant yüzeyine yapışmış materyallerin bant yüzeyinden makaralara, saptırma tamburlarına geçmesine veya konveyörün altına düşmesine sebep olur. Bu materyaller makaraların yataklarına ulaşırsa, makaraların dönmesini engelleyebilir.

Bazı durumlarda en uygun temizleme dahi yetersiz olabilir. Kirliliği en aza indirmek için bazı temizleme adımları (basamakları) uygulanabilir. Saptırma tamburuna karşı yapılacak bir fırçalama tertibatı ile bu kirlilik önlenir.



Şekil 4.2 Tambura karşı yerleştirilen bir fırça tertibatı ile bantın temizlenmesi[4]

Bir diğer yöntem de temizleme tertibatının kullanılmadan yapılmasıdır. Bu yöntemde dönüş yolundaki bant saptırma makaraları yardımıyla 180° döndürülür, böylece bantın kirli yüzeyinin dönüş makaralarına temas etmesi engellenmiş olur. Kuyruk tamburunda yapılan bu mekanizma tahrik tamburundan önce de yapılarak bant tekrar düzeltilir. Yapışkan malzemenin tam olarak temizlenemediği durumlarda da bu yöntem kullanılır. Bükme arttıkça kenarlardaki gerilme artar merkezdeki gerilme azalır.. Eğer bükme uzunluğu uygun olmazsa veya bükme ve diğer bükme özellikleri ve sistem uygun değilse, düzensiz gerilme dağılımı oluşur. Düzensiz gerilme dağılımı, bantın yığılmasına hatta bantın doğrusal olarak katlanmasına sebep olur.

4.3.3 Bant Sisteminin Konveyöre Uygulanması

Konveyör birçok parçadan oluşmaktadır, ancak hiçbiri başlangıç maliyetini oluşturan bant kadar önemli değildir. Bu yüzden konveyör de bant seçimi büyük bir dikkatle yapılmalıdır. Konveyör bant basitçe materyali başlangıç noktasından (A) bitiş noktasına (B) kadar taşıyan araçtır. Materyali A noktasından B noktasına taşımak demek, bu iki nokta arasında bir gerilme olması demektir. Bu aksel(boyuna) gerilmeler, tahrik mekanizması tarafından oluşturulur. Bantın üzerine yükleme esnasında oluşan yüklerden dolayı belirsiz gerilmeler meydana gelir, ayrıca bant makaralardan geçerken gerilmeler yön değiştirir (bükülür). [5]

Konveyör sisteminin en önemli bölümü banttır. İkinci önemli nokta da bantın karkas yapısıdır. Tüm gerilmeleri karşılayacak olan bu karkas sistemidir. Bu karkas yapı birden çok pamuk dokuma katmanın birleştirilmesiyle elde edilir. Bu katmanlar 8 kat olup, ilave katkılarla 600 kN/m gerilime dayanacak şekilde imal edilebilirler. [5]

Aşağıdaki yollarla karkas sistemleri güçlendirilebilir.

- Yarı sentetik fiberler kullanılarak gerilme dayanımı 2500 kN/m'ye kadar arttırılabilir.
- Öceden 3 fakat genellikle 4 ve 6 ya dakar olan katman sayısı 1000 kN/m gerilim dayanımıyla iki hatta bir katmana düşürülmüştür.
- Çelik kortlu bantlarında imalatıyla bantın gerilme dayanımı 500 ila 6300 kN/m arasında olabilir.

Önceden pamuklu dokumların kullanıldığı bant sistemlerinde günümüzde sentetik ve el yapımı fiberler kullanılmaktadır. Bu kullanılan bant malzemeleri 4 grupta incelenebilir.

- 1) Pamuk (doğal veya yarı sentetik malzeme), Rayon
- 2) Naylon (polyamid) %100 sentetik malzeme, polyester,
- 3) Polyamid ve polyester karışımı
- 4) Çelik kortlar

Geçmişte bütün bant karkasları pamukla imal edilmekteydi. Bir süre sonra yüksek gerilim dayanımına sahip olmasından dolayı rayon kullanılmaya başlandı. Naylon ise ilk defa pamuk ve rayon dokumalarda enine fiber olarak kullanıldı. Daha sonra ilerleyen ısıtma prosesleri ve bant uzanımını engelleyici özel dokuma yöntemlerinin geliştirilmesi ile naylon daha geniş kullanım sahasına sahip oldu. Çünkü naylonun rutubete karşı dayanımlı ve dirençli olması diğer alternatiflere kıyasla en iyi yapı olarak yerini almasını sağladı. Polyester ise naylona kıyasla aynı özellikleri taşıyıp rutubete karşı nispeten daha iyi mukavemete sahip olması çarpma etkisine karşı mukavemetin birincil derecede önemli olmadığı uygulamalarda popülerlik kazanmasını sağladı. [5]

Birbirine geçmiş şekilde örülen veya yan yana dizilmiş bağlar bant örtüsünün altında darbe sönümleyici olarak bulunur. Örtünün karkasa olan yapışması sayesinde darbe kuvvetlerinin dağılmasını sağlarlar.

Diğer malzemelere kıyasla, doğal iplik olarak sadece pamuk kullanılır. Çünkü bu malzeme bazı bantların güçlendirici olarak kullanılması, el yapımı fiberlerin (bağların) üstünlüğünü gösterir.

Bir önemli parametre de darbe (kırılma) dayanımıdır. Darbe dayanımı da ipliğin kırılması için gereken kuvvettir. Bağlı kırılma dayanımı, iplik sayısına göre değişir. İplik bağlı bantlarda hesaplamalar da metre.Newton/tex (cord sayısı) cinsinden ifade olarak ifade edilir. Çelik kortlar için ise N/mm² cinsinden ifade edilir. [5]

Birçok bantlı konveyör karkası bir veya daha fazla dokunmuş fiber katmandan oluşur. Bazı yüksek gerilimli karkaslarda tek katmanlı paralel çelik kord kullanır.

İplik bağ kullanılan bantlı konveyörün karkas yapısı enine ve boyuna ipliklerin dokumasıyla oluşur. Bant gerilmelerini aksenal yönde olan iplikler taşıdığı için bunlar daha güçlü olarak seçilir. Bu iplikler karşılıklı olarak çapraz örgü şeklinde dizilmiştir.

En yaygın olarak kullanılan bant karkas tipleri şunlardır.

5) Tek katmanlı tip:

Tek katmanlı bant tipinde katı örgülü ve tek katlı tip olarak iki grupta incelenebilir.

Katı örgülü tipte: tek katlı katman iç içe örülmüş üç katlı katmanın birbiri ile örgülenmesiyle meydana gelir. Yüksek gerilimli polyamid veya polyesterden yapılan merkezi katmanda gerilim yükünü taşır ve bu katmanı aşınmalardan koruyan üst ve alt katmanlar tarafından sarılır. Bazen bu alt ve üst katman örgüsü PVC olarak da yapılabilir. Bu katman genellikle 1 mm'den azdır. Yıpranmaya karşı direnç de genellikle bu PVC ve alt veya üst kısımdaki doku katmanlarıyla elde edilir.

Tek katlı tipte, 630 kN/m çekme gerilme değerine sahip tek bir lastik (kauçuk) tabakadan meydana gelir.

6) İki katmanlı Tip:

Gerilme değeri 160 kN/m'den 1000 kN/m'ye kadar ve bant genişliği de 1800 mm'ye kadardır.

Karkas yapı naylon veya polyester karışımı ve kauçuk katman olarak iki kat dokumadan meydana gelir. Böylece yüksek verimli yük desteği sağlar. Ekstra doku katmanlarıyla ekstra yük desteği ve mukavemet desteği sağlanmış olur ve bu ilave katmanlar banta %100 verimli olarak birleştirilebilir.

7) Çok katmanlı tip

Çok katmanlı tipte, kauçuk madde ile bağlanan bir veya daha fazla katmandan oluşan naylon örgülü veya polyester örgülü dokumadan oluşur. Bant mukavemeti ve yük destek karakteristikleri katman sayısı ve kullanılan dokuma sayısına göre değişir. Fakat pratikte uygulanan katman sayısını 8 ile sınırlar. Çok katmanlı ve iki katmanlı bantlar S.A.B.S tarafından standart hale getirildi. Bu standartta örneğin 1 metre genişliğindeki bir bantın tam kalınlığının çekme dayanımının kilonewton olarak ifade edilmesidir. Bu yöntemle yapılan bantın gerilme dayanımı 160-2500 kN/m ve genişliği de 2 metre ve daha fazladır.

8) Çelik telli bantlar

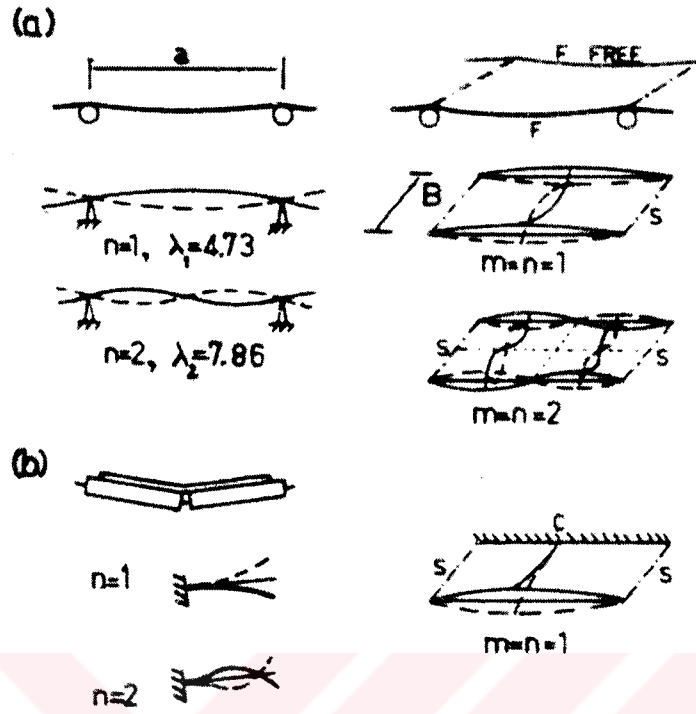
Galvanize edilmiş ve paralel halde dizilen çelik tellerin tek bir kauçuk katmanda birleştirilmesiyle elde edilir. Çelik telli bantlar temelde istenen bant gerilmesine bağlı olarak tel çapı ve sayısı seçilir. Bu tür bantlar ST ile birlikte metre başına kilonewton olarak düşen gerilme değeri ile ifade edilir. Gerilme dayanımları ST500 den ST 6300'e kadar olup çok katmanlı tiplere göre 2,5 kat daha fazla dayanıklıdır. [5]

4.4 Bant Hızının Arttırılması

Bu konuda yapılan araştırmalar iki sonucu doğurdu. Newcastle Üniversitesi'nde uygulanan ekonomik bant modeline göre bantlar mümkün olduğu kadar hızlı çalışmalı ve buna bağlı olarak bant genişliği de dar olmalıdır. CSIRO'da yapılan bir araştırmaya göre ideal bir dizayn da bant genişliği 1m den az olmak şartıyla yüksek hızlı bantlarla mümkündür. [2]

Teknik tasarım istek ve şartlarının temeli bantın düz ve sert bir tabaka (levha) olarak analiz edilebilmesidir. Bu, sınır koşullarına bağlı olarak levha için çözümü olan 4. mertebeden kısmi diferansiyel denklemlerin hesaplanmasını gerektirir. Şekil 4.3'de bazı düz ve oluklu bant modellerini göstermektedir. Frekans analizi denklemleri çok kompleks olduğundan dolayı bu tezde ele alınmamıştır. Özet olarak frekans levha genişliğine, uzunluğuna malzemenin her yöndeki rijitliğine, bant kütlesine, bant gerilmesine bükme faktörüne ve poisson oranına bağlıdır.

Bant üretiminde amaç, makaranın açılma hızından etkilenmeyen bir eğimde bağımsız makaralara sahip, bant gerilmesi, bant ağırlığı ve eğimi düşük bir bant tasarlamaktır. Tavsiye edilen model düşük ağırlıkta ve genişlikte olan bir bant modelidir. Günümüzde tecrübe edilen tasarımlarda bant hızı 15 m/s'ye kadar çıkabilmektedir. Bunun içinde bazı parametrelerin uygulanması gereklidir. Örneğin, bantın rijitliğinin yol açtığı makaralardaki istem dışı kayıplar, göz önüne alınarak geri dönüş makaraları arasında eğime sahip bantın yüksek hızlardaki davranışı incelenmelidir. diğeri bir araştırılması gereken konu da hızlı hareket eden bant üzerindeki malzemenin davranışdır. Diğeri bir konu da yüksek hızda bantın yıpranmasıdır ki yükleme hızı bantın yıpranmasında önemli bir faktördür.



Şekil 4.3 Düz veya oluklu bantlarda titreşim şekilleri[2]

Robert^{*}'in yıpranma fakörü F_w 'ye göre;

$$F_w = \frac{1}{2} \cdot Q_m \cdot (V_b - V_m)^2 \text{ Nm/s} \quad (4.1)$$

Q_m = kütle akış oranı (debi)

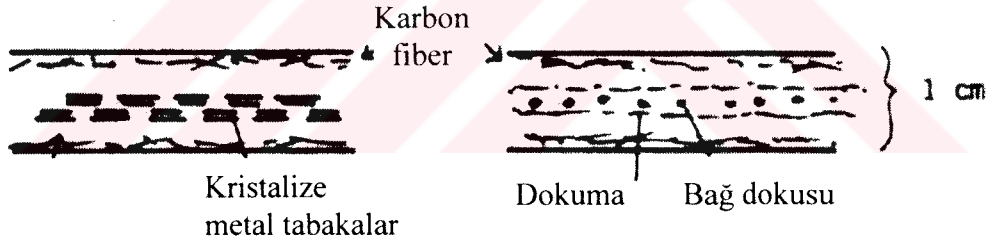
$V_b - V_m$ = bant ile yüklenen malzeme arasındaki bağıl hız

Yıpranma hız farkının karesi ile doğru orantılıdır. Bu durumda yükleme tamburundaki malzemenin ivmelendirilmesiyle minimize edilir, bu şekilde F_w azaltılmış olur. $(V_b - V_m)^2$ sıfıra yakın olmadığı sürece hızlı bantlar kısa olamaz, aksi taktirde kısa turlu bantlar çok daha çabuk yıpranacaktır. Hızlı bantlar yalnızca aşınmadan dolayı değil, yıpranmaya yol açacak herhangi bir darbe de etkili olabilir. Bu yüzden bantın yıpranma oranlarını izleyecek bir mekanizmanın kurulması da önemlidir.

* A.W. Roberts, Feeding of bulk materials on to conveyor belts. Transfer chute performance and design, proc of belt conveying of bulk solids, Now 1982, Newcastle

4.4.1 Bant Malzemeleri

Bant seçiminde bant konstruksiyonu ve buna bağlı olarak bantın ağırlığı da önemli bir faktördür. Aramid-polyamid(kevlar) gibi ve polyester-polyamid gibi yeni metaryeller çeliğe göre çok daha küçük kütlelerde kıyaslanabilir gerilim değerlerine sahiptir. Bu düşük ağırlık ve yüksek mukavemetli sentetik malzemeler bant sektöründe önem kazanmaktadır. Çelik kordlu banta eşdeğer Kevlar bantın maliyeti yaklaşık olarak %20 daha fazladır. Şekil 4.4’de kevlar kordla yapılandırılmış bant kesitini göstermektedir. Ayrıca elastomerleri kuvvetlendirmek için amorf yapı kullanımını da göstermektedir. Bu tip malzemeler çok dayanıklıdır çünkü, çatlak oluşumuna sebep veren kristal yapıya sahip değildir. Katmanlar arası darbe dayanımını artırmak için de karbon fiberler kullanılmaktadır. Kullanılan bu metaryellerle ilgili bazı problemler oluşmaktadır. Eksenel yöndeki esneklik korunmalıdır. Kevlar malzemeler baskıya karşı dayanıksızdır ve yüksek eğilme açısı yüksektir. Mesela küçük tamburların kullanıldığı sistemlerde fiber kordlar hasara uğramaktadır. Elastomerlerin birleştirilmesi için değişik tipteki katmanların kullanılmasını gerekli kılar. Bu yeni metaryellerin maliyeti eşdeğer miktardaki çelik olanıyla aynıdır. Fakat güçlendirilmiş Kuralon/nylon ve polyester/nylon fabrikalarının gelişmesi ile bant konveyör sanayisinde önemli bir yere sahip olacaktır. [2]



Şekil 4.4 Karbon lifli malzemelerin banta uygulanması[2]

Dokuma bant teknolojisi, küçük hacimli tahrik mekanizmasına ihtiyaç duyan buda düşük emniyet katsayısını gerektirir. Bu şekilde çelik kordlu bantlarla kıyaslanabilirler. Çelik kordlu bantların gelecekte küçük çapta korda (<8mm)sahip olacağı ve emniyet katsayısının da ~3:1 değerinde olacağı tahmin edilmektedir. Bant yırtılmasını engelleyen yeni metodların daha geniş kullanım alanına sahip olacağı, özellikle dokuma katmanı ve boyuna kordların bant yırtılmalarını önleyeceği tahmin edilmektedir. [2]

4.4.1.1 Lastik (Kauçuk) Kaplamalar

Çelik kordlu bantlara kaplamaların uygulaması sırasında gözden kaçmaması gereken bir nokta da bantlarda kullanılan kauçuk kaplamaların ömrüdür. Kauçuk kaplamalarda uygulanan

yangın önleyici ve antistatik ilaveler, kauçuk kaplamaların esnekliğini daha da azaltır. Bunun dezavantajı bant tambur etrafında dönerken bükülür, buda bant liflerinin kırılmasına yol açar

4.4.2 Bant emniyet katsayısının azaltılması

Çelik kortlu bantlarda emniyet katsayısı 7:1 oranındadır. Bağlantı yerleri dikkate alındığında emniyet katsayısı 10:1 olur. Bantlı konveyörün harekete başlatma ve durdurma karakteristikleri değiştirilerek bu emniyet faktörü 3:1 oranına kadar düşürülebilir. Emniyet katsayısının düşürülmesi ile çelik kortlu bantlarda çok fazla fiyat avantajı sağlanmaktadır. Emniyet katsayısının azalması ile bantın maliyeti de azalmaktadır. Bant üzerindeki gerilmeler azaldıkça bant ağırlığı da buna bağlı olarak düşer. Bu faktör iki sebepten dolayı önemlidir. Birincisi bantı harekete geçirmek için gerekli kuvvet bantın ağırlığı düştükçe azalır, buna bağlı olarak gerekli motor hacmi ve motorla ilgili hareket mekanizması da küçülmüş olur. İkinci olarak bant hareket halinde iken taşıyıcı rulolar arasındaki salınım(titreşim) bant kütlesi azaldıkça artar, dolayısıyla uygun bir tasarımla harekete başlama esnasında oluşan eksenel titreşimi ortadan kaldırmak mümkündür. [2]

Hem teknik hem de ekonomik sebeplerden dolayı emniyet katsayısı düşük istenmektedir. Bazı araştırmacılara göre geleneksel bantlarda kullanılacak en büyük kablo(çelik kortlu bantlarda olan) çapı 13 mm olabilir. 8000 kN/m'de bantın kesitinde oluşabilecek en yüksek gerilimdir. Büyük çapa sahip kortlu bantlarda bağlantı sorunları oluşmakta, bu sorunlar yalnızca bağlantı konstruksiyon tipinde değil, ayrıca bağlantı hatalarını önlemek için gerekli olan kayma gerilmesinin düşük değerlerde tutulmasında oluşmaktadır. [2]

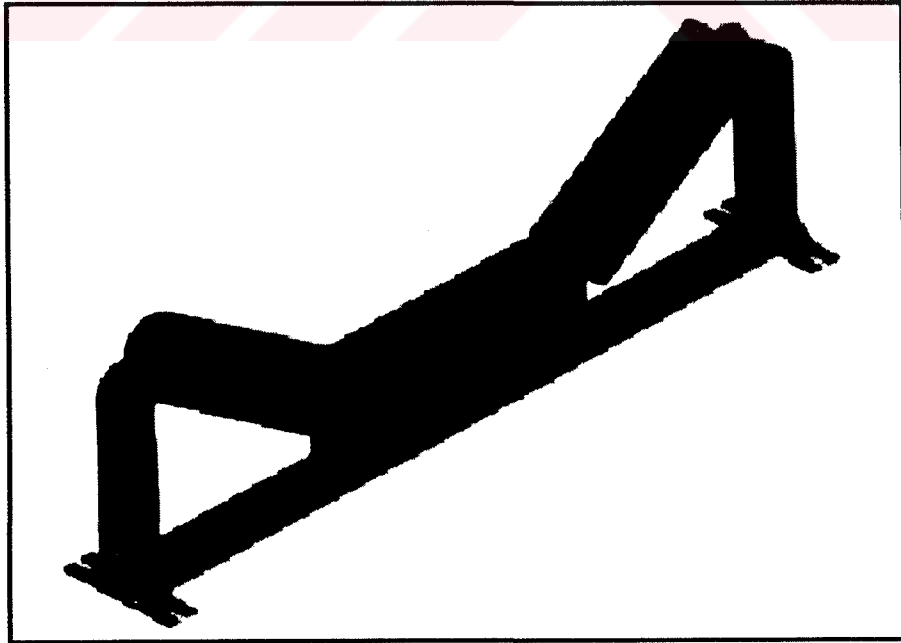
Bunun yanında, büyük çapa sahip kortlu bantların bükülmesi de zordur. Bu yüzden büyük çapta tahrik tamburu(sürücü tertibatı), saptırma tamburu ve kuyruk tamburunu gerekli kılar. Geçişler uzun olmalıdır. Sonuç olarak bu tür sistemler geniş alan ve ağır bantı hareket ettirmek için pahalı sürücü sistemleri gerektirir. [2]

Çelik kortlu bantların gerilme değişimi ihmal edilmemelidir. Bant kesitinde 8000 kN/m gerilime sahip bir sistemde T_1 gerilmesi 1200 kN olabilir. Ancak emniyet faktörünü 3,3/1 ve ivmelenme süresi 55 saniye olarak uygulanmasıyla, bant gerilmesi 4000 kN/m'ye indirilebilir. Bant içindeki çelik tellerin çapıda nominal olarak 8-9 mm'dir. Bant kütlesi ise 88 kg/m'den 48 kg/m'ye azaltılmış olur. Bantın ağırlığının azaltılması ile de bant maliyeti de %20-30 oranında azaltılmış olur. [2]

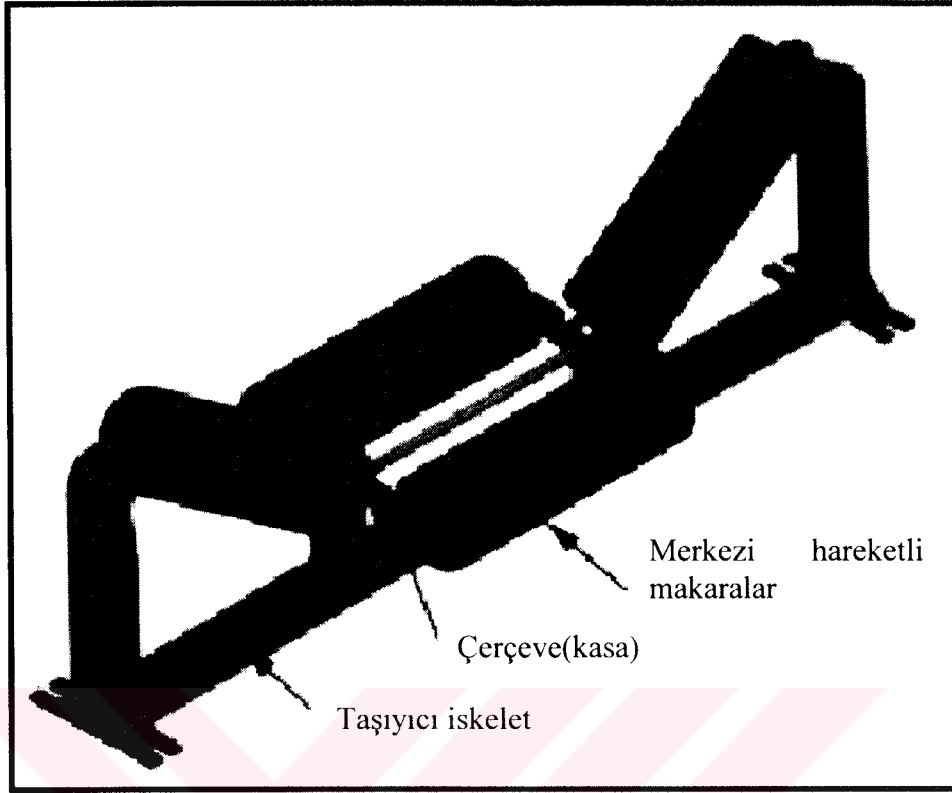
4.5 Bantlı Konveyör Makaralarında Enerji Tasarrufu

Oluklaştıma makaralı geleneksel bantlı konveyörler şekil 4.5’de gösterildiği gibi üç silindirden oluşmaktadır. Bu geleneksel makaralı dizayn bir asırdır temel olarak değişime uğramamıştır. Geçmişte iyi bir tasarım olarak kabul edilmesine rağmen, günümüzde artan enerji hassasiyeti nedeniyle imalat teknolojisinde ileri teknoloji kullanımı zorunlu olmaya başlamıştır. (Allan, 2002)

Stephen Adamson firması, bu makara dizaynını değiştirerek yeni bir tasarımı kullanıma sunmuştur. Bu tasarım ESİdler (Energy Saving Idler) olarak tanımlanmaktadır. ESİdler şekil 4.6’da gösterildiği gibi, merkezde iki silindir kullanılmaktadır. Önde ve arkada olmak üzere iki adet makara geleneksel dizayndaki tek merkezi silindirin yerini almaktadır. İki merkezi makarayı taşıyan sistem, kasa (çerçeve) olarak bilinmekte ve az bir miktarda her iki yönde dikey olarak dönmesine izin verilmektedir. Bu durum maksimum enerji tasarrufu için yükün makaralar üzerinde eşit olarak dağılımını sağlamaktadır. Bu çerçevenin sınırlandırılmasıyla da bantın alt kısmıyla temas eden arkadaki makaranın yukarıya doğru çıkmasını engellemektedir. Bu dörtlü sistem bantın ve makaralar üzerindeki malzemenin aşırı dönüş direncini azaltmaktadır. Azaltılan bu dönüş direnci sayesinde konveyörü döndüren tahrik mekanizmasındaki elektrik gücünde tasarruf sağlanmaktadır. Enerji tasarrufu da direkt olarak işletme maliyetlerini azaltmaktadır. (Allan, 2002)

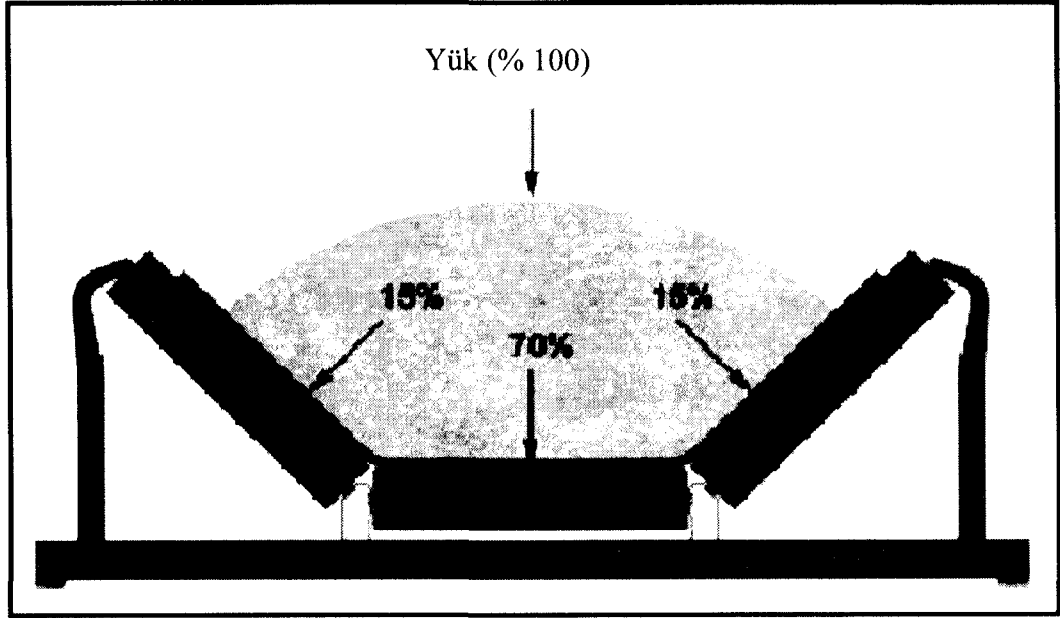


Şekil 4. 5 Geleneksel üçlü oluklaştıma makara dizaynı(Allan, 2002)



Şekil 4.6 ESIdler oluklaştırma makara dizaynı(Allan, 2002)

İlave yarar olarak ESIdler'in bu makara dizaynı sayesinde, yük taşıma eğilimi diğer geleneksel dizaynlara göre daha verimlidir. Geleneksel makara dizaynında merkezdeki makara yükün %70'ini karşılamakta yandaki diğer makaralar ise %15 yük taşımaktadır. (şekil 4.7). Bu metotla yapılan bir yükleme şeklinde yandaki makaraların ancak %25'i yüklenmiş olacaktır. Bu da yandaki makaraların aşağı kısımdaki yatağının, üstteki yatağa oranla daha fazla yüklendiği anlamına gelir. Bir dizaynda tüm parçalar belirli bir ömür parametresine göre dizayn edilirler, ancak bu şekilde yapılan geleneksel dizaynlar bu noktada çok randımsız olmaktadır. ESIdler makara tekniğinde merkezi makaraların her birine yükün %35'i düşer. Böylece yan makaraların da kapasitesinin %50'si yüklenmiş olur ki, geleneksel makara modeline göre yan makaralar iki kat daha fazla yüklenmiş olur. Böylece yandaki makaralar daha verimli kullanılmış olur ayrıca ömürleri de geleneksel modele oranla daha uzundur. (Allan, 2002)



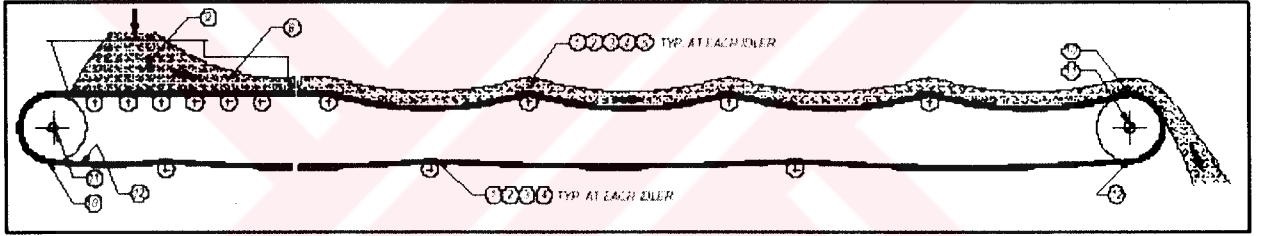
Şekil 4.7 Makaralarda yük dağılımı(Allan, 2002)

4.5.1 Enerji Tasarrufu Teorisi

Genel olarak yapılan bu yeni dizaynın yararlarını incelemeden önce, genel olarak bir konveyör için gerekli olan güce ve bu gücün harcadığı yerlere bakmalıyız. Şekil 4.8’te bir konveyör sistemindeki dirençler ve sebepleri sıralanmaktadır. Bu dirençler genel olarak üçe ayrılır. (Allan, 2002)

- **Ana dirençler:** Bu tür dirençler konveyör uzunluğuyla devamlı olarak değişen dirençlerdir.
 - 1- Makara dönüş direnci (yataklar, yağlama ve keçelerden dolayı kaynaklanan)
 - 2- Yanlış veya yan olarak yerleştirilen makaralardan dolayı oluşan dönme direnci
 - 3- Banttan dolayı oluşan dirençler(bant bükme dirençleri)
 - 4- Bantın gerilmesiyle oluşan dirençler
 - 5- Malzemenin esnemesiyle oluşan gerilmeler(malzeme bant üzerinde iken bantı esnetmesi)
- **Yükseltme dirençleri:** malzemenin yükseltilmesi veya indirilmesi sırasında lokal olarak oluşmakta ve konveyör uzunluğuna bağlı olarak değişmektedir.
 - 6- Malzemenin yükseltilmesiyle oluşan gerilmeler (pozitif)
 - 7- Malzemenin indirilmesi nedeniyle oluşan gerilmeler (negatif)
- **İkincil dirençler:** Bunlar konveyör uzunluğuna bağlı olmayan ancak konveyör boyunca lokal olarak oluşan dirençlerdir.
 - 8- Yükleme sırasındaki sürtünme dirençleri

- 9- Malzemenin hızı veya hızlandırılması sonucu oluşan kuvvetler
- 10- Makaranın tambur etrafında bükülmesi sırasında oluşan dirençler
- 11- Tambur yatakları, yağlama ve keçelerden dolayı oluşan dirençler
- 12- Bant temizleyicilerinin oluşturduğu sürtünme kuvveti
- **Özel Dirençler:** Şekil üzerinde gösterilmeyen ve her konveyör sisteminde görülmeyen dirençlerdir.
 - 13- Bantın uzun süre çalışması sonunda ortaya çıkan bant dirençleri
 - 14- Yönlendirici makaraların yana eğilmeye zorlanmasıyla oluşan dirençler
 - 15- Malzemenin ortadan yüklenmesi noktasında oluşan dirençler
 - 16- Malzemenin boşaltılması sırasında oluşan dirençler
 - 17- İçbükey, dış bükey (konveks /konkav) eğilmelerden dolayı oluşan dirençler
 - 18- Yatay eğilmelerden oluşan dirençler



Şekil 4. 8 Konveyör sisteminde oluşan dirençler(Allan, 2002)

ESİdler teknolojisi bant bükme direncinin, bantın ve malzemenin makaralar üzerindeki eğilme direncinin azaltılmasıyla enerji tasarrufu sağlar. Bu üç direnç diğer dirençlere nazaran, bir bantlı konveyör sistemini işletmek için gerekli olan gücün büyük bir kısmını oluşturmaktadır. Eğimli konveyörlerde, malzemenin yükseltilmesi gücün en büyük kısmını kapsamaktadır. Fakat yukarıda bahsedilen 3 direncin aşılması için de güç gerektirmektedir.

ESİdler teknolojisi merkezi makaralar üzerindeki temas basıncını yarıya indirgeyerek bükme direncini gidermektedir. Yukarıda da bahsedildiği gibi geleneksel bant dizaynında merkezi makaralar yükün %70'ini taşımaktaydı. Ancak ESİdler tekniğinde merkezi makaraların her biri yükün %35'sini taşımaktadır. Son yıllarda yapılan araştırmalara göre bükme direncinin yükü lineer olarak değişmediği görülmüştür. Başka bir ifade ile makara üzerindeki yük yarıya indirildiğinde bükme direncide yarıdan daha fazla azalmaktadır. Bu nedenle ESİdler teknolojisinde %100 yüklemelerde dahi bükme direnci diğer dizaynlara nazaran %40 daha az olmaktadır. Yapılan araştırmalar ve deneylere göre bükme direncinin yüke bağlı olduğunu belirlemişlerdir. (4/3 katı çelik kortlu bant ve kalın dokuma bantlar için)

$$\text{Bükme direnci} = (\text{Yük})^{4/3} \quad (4.2)$$

Bu bağıntıya göre elde edilen enerji tasarrufu;

$$\%enerji \text{ tasarrufu} = [1 - 2 \cdot (0.5)^{4/3}] \cdot 100 = \%21 \text{ olur.}$$

ESİdler teknolojisi yalnızca merkezi makaralarda enerji tasarrufu sağlar, yan makaralarda herhangi bir enerji tasarrufu yoktur. Tüm sistem genel olarak düşünüldüğünde ise bu tasarruf %21 yerine yaklaşık %18 civarındadır. (Allan, 2002)

4.6 Bantlı Konveyörlerin İşletme ve Bakımı

Bantlı konveyörler, bütün makinalar gibi muntazam olarak kontrol edilmeli ve bakımı yapılmalıdır. Yeni bir bantlı konveyörün işletmeye alındığı ilk haftalarda, bant fazla uzama yapacağından, bilhassa vidalı gergi düzenlerinde gergi kuvveti sık sık kontrol edilmelidir. (Aşık, 1988)

4.6.1 Günlük kontroller

- 1) Bant kenarlarında, Üst ve alt kaplamalarda ve karkasta hasar olup olmadığını gözle kontrol ediniz; eğer gerekiyorsa derhal onarınız.
- 2) Vulkanize ekli bantlarda ek yerinde yırtılma veya ayrılma olup olmadığını kontrol ediniz.
- 3) Mekanik ekli bantlarda, bağlantı elemanlarının tam yerinde olduğunu kontrol ediniz. Kırılmış veya eğilmiş bağlantı elemanları çıkarılıp yenileri ile değiştirilmelidir.
- 4) Bantın taşıyıcı yüzünde çizgi ve aşınma meydana gelip gelmediğini kontrol ediniz.
- 5) Bant gerginliğini gözle kontrol ediniz, taşıyıcı makaralar arasında bantın fazla sarkması baht germe kuvvetinin az olduğunu; bantın dönüş kolunun titremesi ise bant germe kuvvetinin fazla olduğunu gösterir.
- 6) Makaraların serbest olarak dönüp dönmediğini kontrol ediniz. Sıkışmış veya aşınmış makaralar derhal değiştirilmelidir.
- 7) Kılavuz makara gruplarının eksenleri etrafında dönüp dönmediğini kontrol ediniz.
- 8) Bantın konveyör eksenli boyunca düz olarak hareket ettiğini görünüz.
- 9) Normal olmayan gürültüler, genellikle büyük hasarların habercisi olduğundan, bunların sebebini derhal arayınız.
- 10) Makaralara, tamburlara ve banta yapışan malzeme varsa bunları temizleyiniz. Temizleme esnasında makaralara vurmuyunuz.
- 11) Bantın eksenine göre simetrik yüklendiğini görünüz.
- 12) Bantın aşırı yüklenmemesine dikkat ediniz.
- 13) Tahrik düzeninde ısınma ve zorlanma olmadığını kontrol ediniz.(Aşık, 1988)

4.6.2 Haftalık kontroller

- 1) Tambur ve bant sıyrıcılarını kontrol ediniz, gerekirse ayarlayınız.
- 2) Aşınan sıyrıcıları değiştiriniz.
- 3) Sıyrıcıların yatakları içinde kolay hareket ettiğini görünüz.
- 4) Sıyrıcıların topladığı malzemenin kolayca aktığını görünüz.
- 5) Kılavuz levhalarının lastik kenarlarının düzgün durumda olduğunu görünüz.
- 6) Bütün emniyet ve kontrol teçhizatının (imdat şalterleri, alarm işaretleri, v.s.) gerekli şekilde çalıştığı kontrol edilmelidir. (Aşık, 1988)

4.6.3 Üç aylık kontrol

Konveyör şasisindeki cıvata bağlantılarının gevşeyip gevşemediğini kontrol ediniz.

4.7 Temizleme ve Yağlama

Konveyörlerin her tarafı temiz tutulmalıdır. Bantlı konveyör çalışırken bantın üst ve alt kollar arasına, el, kol ve temizleme aletlerinin sokulması kesinlikle önlenmelidir.

Makaralar, tambur yataktan ve greslenecek diğer noktalar yağlama talimatına göre greslenmeli ve yatak ve keçe kenarlarından taşan gres temizlenmelidir. Banta gres veya yağ değdirilmemesine dikkat edilmelidir. (Aşık, 1988)

4.8 Açık Havadaki Bantlı Konveyörlerin Kış İşletmesi

Açık havadaki bantlı konveyörler eğer çalışmıyorlarsa, arada sırada boşta çalıştırılmalıdır. Bilhassa çok soğuk ve buzlu havalarda bu hususa riayet edilmelidir. Bu tür boşta çalışma esnasında silgi ve sıyrıcılar banttan kaldırılmalıdır.

Eğer tahrik tamburu buzlanmışsa, bant ile tambur arasındaki sürtünme azalacağından, bantın hareket etmesini sağlamak için, bantın tambura sarıldığı bölgeye toz ağaç talaşı atılmalıdır. Bu maksatla kum kullanılması uygun değildir.

Isıtılan binalardan açık havaya çıkan bantlı konveyörlerde ıslak malzemenin nakli çeşitli zorluklar gösterir. Malzemenin yüzeyindeki serbest su bant üzerinde donduğu takdirde, üst kaplama hasar görmekte ve sıyrıcılar görevlerini yapmamaktadır. Bunun sonucu makara ve tamburlara malzeme sarılmakta ve bant eksenine konveyör ekseninden kaçmaktadır.

Malzemede bulunan serbest yüzey suyunun donmaması için kaba tuz ilave edilebilir. Kışın açık havada duran bantlı konveyörler mutlaka arada sırada boşta çalıştırılmalıdır.

4.9 Bantlı Konveyörlerin Uzun Süre İçin Durdurulması

Uzun bir süre çalıştırılmayacak olan bantlı konveyörlerin eğer mümkünse tamamen örtülmeleri tavsiye edilir. Eğer konveyör açık havada ise, hareketli bütün parçalar greslenmelidir. (Aşık, 1988)

Bant iyice temizlenmelidir, bu iş için su kullanılması yeterlidir. Gerekli ise suya uygun bir temizleme maddesi ilave edilebilir.

Gıda sanayiinde kullanılan lastik bantlar soğuk veya sıcak suya uygun bir temizleme maddesi ilave edilerek temizlenir. Bu temizleme işinde, alkol veya gliserin ilave edilmiş su da kullanılabilir. (Aşık, 1988)

Açık havada çalışan bantlı konveyörlerin üst ve alt kaplamaları oksitlenmeye, yaşlanmaya ve ışığa karşı mukavim olmalıdır. Bu mukavemet lastik hamuruna uygun katkı maddelerinin ilavesi ile sağlanır, bu katkı maddeleri üst yüzeyde ince bir koruyucu tabaka meydana getirerek hava etkilerine karşı yüksek bir mukavemet sağlarlar.

Çalışmayan konveyörlerin bantlarında germe kuvveti olmamalıdır. Gergi düzenleri boşaltılmalı, sıyrıcı ve silgiler kaldırılmalı ve gerekirse tellere askıya alınmalıdır. Tamburla bant arasında kağıt veya daha iyisi ince tahtalar yerleştirilmelidir. (Aşık, 1988)

4.10 Bant Hasarlarının Tamiri

Banttaki hasarlar derhal tamir edilmezlerse, kolayca büyüyebilirler. Hasar gören noktalardan giren nem mukavemetin azalmasına ve bir zaman sonra karkasın çürümesine sebep olur.

Bantdaki hasarlar üç grupta toplanabilirler: Kaplamada, kenarlarda ve karkasta. Lastik bantlarda bu hasarlar vulkanizasyon, soğuk yapıştırma veya mekanik elemanlarla tamir edilebilirler. PVC bantlar da aynı usullerle tamir edilebilirler. Naylon kaplamalarda ise ancak soğuk yapıştırma ile tamir mümkündür. (Aşık, 1988)

4.10.1 Vulkanizasyonla hasar tamiri

4.10.1.1 Kaplamaların tamiri

Hasar gören bölge önce dikkatli olarak temizlenmeli ve hasar gören bölgenin sınırları tespit edilmelidir. Bazı hallerde hasar kaplama altında devam edebilir, mesela doku kaplamadan ayrılmış veya hasar görmüş olabilir. Hasar gören bölge tebeşirle işaretlenir ve kaplama kesilerek çıkartılır.

Bant eksenine dik kesme yapılmamalıdır. Aksi halde tamburlardaki eğilme nedeni ile yama yeri açılabilir. Kesmeler bant eksenine ile 30° - 60° bir açı yapmalıdır.

Kesme işleminden sonra, kesme yerine u., gün olarak hazırlanmış bir lastik parçası dokuya önce bir kauçuk solüsyonu ile yapıştırılır ve daha sonra vulkanizasyon cihazı ile ısıtılarak banta kaynak edilir. (Aşık, 1988)

4.10.1.2 Dokudaki hasarların tamiri

Banttaki delikler tamir edilmeden önce, karkastaki hasarın ne kadar geniş bir bölgeye yayıldığı kontrol edilmelidir. Bantın delinmesi esnasında tabakalar birbirinden ayrılmış olabilir, bu durumda gözle görülen bir hasar olmamasına rağmen, tabakalar arasında bir boşluk vardır. Bu durumun mutlaka tamiri gerekir.

Tamirat şöyle yapılır: önce hasarın büyüklüğüne göre, kaplama kesilerek çıkartılır. Sonra bantın vulkanizasyonla eklenmesinde yapıldığı gibi, doku tabakaları kademeli olarak kesilir. Bu kesmelerin hiçbir zaman bant eksenine dik yönde yapılmamasına dikkat edilmelidir. Kesilen yerlere vulkanize edilmemiş lastikle kaplanmış ve uygun ölçülerde kesilmiş dokulara lastik solüsyonu sürüldükten ve üst alta birer kaplama lastiği konduktan sonra vulkanizasyon yapılır. (Aşık, 1988)

4.10.1.3 Kenarlardaki hasarların tamiri

Vulkanizasyon işi özel kenar presleri ile yapılır. Tek taraflı vulkanizasyon genellikle bantın deforme olmasına sebep olacağından, bantın tamir yapılmayan tarafının da aynı şekilde ısıtılması faydalıdır. Böylece her iki kenardaki uzamalar aynı olacağından deformasyon önlenmiş olur. (Aşık, 1988)

4.10.1.4 Soğuk yapıştırma ile hasar tamiri

Soğuk yapıştırmada işlemler sıcak vulkanizasyonda yapıldığı gibidir, sadece kullanılan malzeme farklıdır. Sıcak vulkanizasyon işleminde lastik solüsyonu, vulkanize edilmemiş doku malzemesi kullanılır. Soğuk vulkanizasyonda ise bir soğuk yapıştırıcı ile vulkanize kaplama ve vulkanize edilmiş doku malzemesi kullanılır. Kesme işlemi yapıldıktan ve dokular temizlendikten sonra, soğuk vulkanizasyonu sağlayacak olan yapıştırıcı ile bu tamir malzemesi yapıştırılır. (Aşık, 1988)

4.10.1.5 Mekanik bağlayıcılarla hasar tamiri

Ani meydana gelen bant hasarları sırasında ekseriya işletmenin durdurulması istenir. Bu sebepten sıcak veya soğuk vulkanizasyon için zaman ayrılamadığı takdirde, banttaki yarıklar mekanik tespit elemanları ile tespit edilebilir. Eğer bant delinmişse, delik kısım çıkarılır ve bir daire çevresinde dizilmiş olan kancalarla yama yerine tespit edilir. (Aşık, 1988)

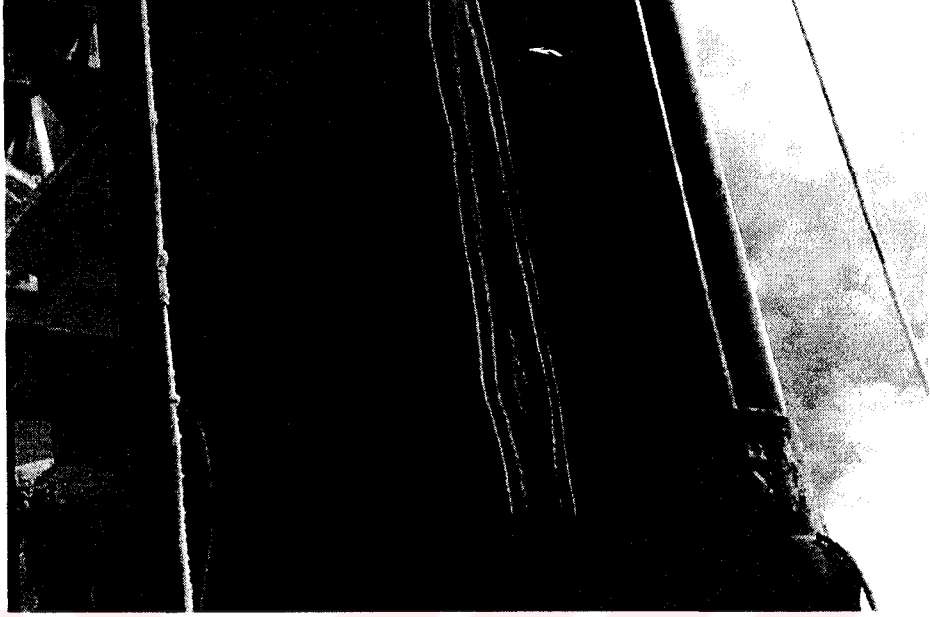
4.11 Bantın Aşınması

Bantın koruyucu tabakasının aşınma direnci bantın ömrünü tayin etmesi bakımından çok önemlidir. Bant üzerinde en fazla(en önemlileri) iki tip aşınma gözlenmektedir. Birinci ve en önemli aşınma tipi malzemenin yüklenmesi sırasında bantın kauçuk ve termoplastik koruyucu tabakasının zarar görmesidir. Bu bantın koruyucu tabakası düzenli bir şekilde aşınmasına yol açar. Ayrıca taşınan malzeme tipi de aşınmaya etki eden faktörlerdendir. Örneğin, kömür sert kaya parçalarına göre daha az aşındırıcıdır. Taşınan malzemenin yoğunluğu ve hızı da aşınma ömrünü etkiler, ağırlık ve hız arttıkça aşınma oranı da artar. Tipik aşınma örnekleri aşağıda gösterilmektedir. [3]



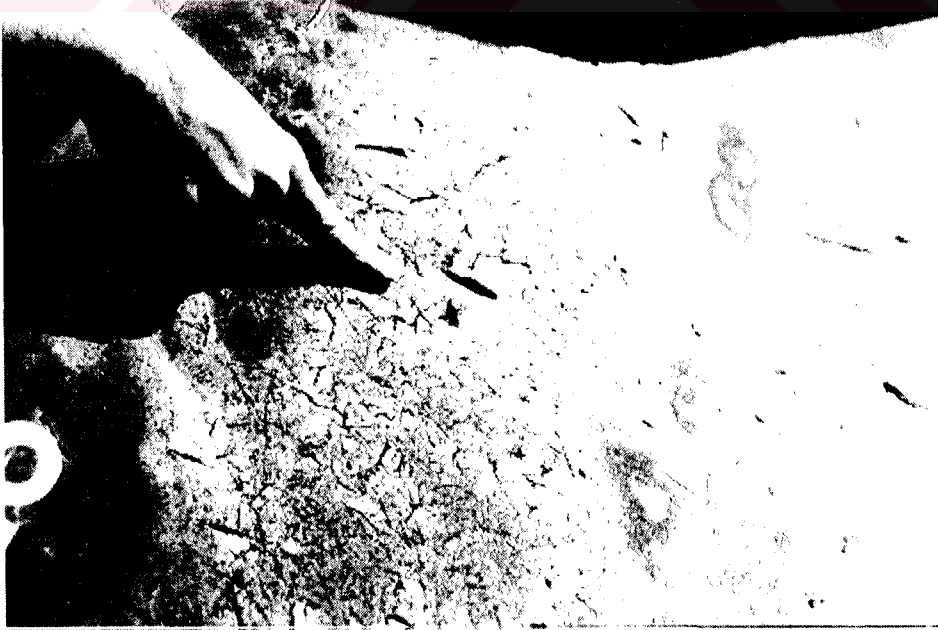
Şekil 4.9 Bant yüzeyindeki aşınmalar[3]

Çok nadir görülen bir diğer aşınma modeli, Bantın üstteki koruyucu tabakası üstteki 3 kat örme ile birlikte aşınmış durumdadır. [3]



Şekil 4.10 Bantın ekseni boyunca aşınması [3]

İkinci ve nispeten daha az rastlanılan diğer bir aşınma modeli de kesilme ve oyulmadır. Sivri uçlu veya keskin köşeli malzemelerin taşınması sırasında (kireçtaşı, granit, maden cevheri vb. gibi) bantın koruyucu tabakasını kesmek suretiyle paralar halinde kopmasına neden olurlar.



Şekil 4.11 Yükleme sırasında dökülen malın bantı aşındırması [3]

4.11.1 Bantın Aşınmasına Alınabilecek Önlemler

Bantın ömrünü tayin eden koruyucu tabakasının aşınmasına, kesilmesine yırtılmasına vb. etki eden birçok parametre vardır. Aşınmayı azaltmak için aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir.

- 1) Hızlı bir konveyör sisteminde aşınma daha fazladır, yükleme sırasında bant hızına eşit hızda materyal yüklenmezse aşınma artar. Bant hızı ve materyal hızı arasındaki hız farkı arttıkça aşınma da artar.
- 2) Konveyör sisteminin boyu kısaldıkça (birim zamandaki dönüş sayısı artacağından) aşınma da artar.
- 3) Eğimli sistemlerde yükleme noktalarında aşınma daha fazladır. 15° eğimli bir konveyör sistemindeki aşınma düz bir sisteme göre daha fazladır.
- 4) Daha yüksek açığa sahip bir yükleme sisteminde aşınma daha fazladır. Dikey olarak yüklemek yerine ilave bir konveyör sistemi ile yatay olarak bantın yüklenmesi ile aşınma azaltılır. Mesela 30°'lik bir açıyla yüklenen bir konveyör sistemi 90°'lik açığa göre daha az aşınma gösterir.
- 5) Daha yüksek bir düşme yüksekliği, daha fazla aşınmaya yol açar.
- 6) Konveyör sistemleri arasındaki beslemelerde açı arttıkça aşınma da artar.
- 7) Sıyırıcı faktörü önemlidir. Eğer uygun bir sıyırıcı olmazsa malzeme bant yüzeyine yapışacak ve bantın koruyucu tabakasını aşındıracaktır. Bantın koruyucu tabakasının da sert olması aşındırmayı hızlandırır.

Eğer taşınan malzeme büyük ve/veya keskin köşeli ise kesme ve oyma şeklinde aşınmalar meydana gelir. Bu tip aşınmaları önlemek için aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir.

- 8) Malzemenin yükleme sırasındaki düşme yüksekliği arttıkça, bant örtüsü ve bant karkası daha fazla zarar görür. Yükleme üniteleri, veya yardımcı sistemler sayesinde malzemenin düşme yüksekliği azaltılarak malzemenin darbe enerjisi azaltılabilir.
- 9) Büyük parçaların banta daha hassas (uygun) yüklenmesi sayesinde malzemenin darbe dayanımı azalacağından, bant örtüsü korunmuş olur.
- 10) Darbe makaraları, makaraların yataklarını darbe hasarlarından koruyacaktır. [3]

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Günümüz teknolojisinin de ilerlemesi ile artık her sektörde olduğu gibi konveyörler de de büyük ilerlemeler sağlanmış, hesapların tamamı yapılmaya da tablolar yardımıyla uygun verilerin de sağlanmasıyla bantlı konveyörün boyutları kısa sürede tespit edilebilir hale gelmiştir. Buna rağmen bir bantlı konveyör tasarımı veya inşası yapılırken bazı hususların tespit edilmesi gerekir. Bunlardan bazıları, (Özdaş 1961)

- Nakledilecek malzeme, cinsi, tane boyutu ve şekli
- Ton/saat olarak konveyör kapasitesi, günlük kapasite.
- Malzemenin nakledileceği yatay ve düşey mesafe. Açıkta çalışan uzun konveyörler için arazinin topografik durumu.
- Çalışma şartları. Kapalı galeri olup olmadığı, açıkta çalışanlar için iklim tesirleri, en düşük ve en yüksek sıcaklıklar, rutubet vs.
- Yükleme ve boşaltma şekil ve yerleri.

Yukarıdaki veriler yardımıyla da bir bantlı konveyöre ait tasarım yapılabilir. Ancak tasarımı yapılan bir konveyör de de bazı hususlara da dikkat etmek gereklidir. Bunlar, (Özdaş 1961)

- 1) Nakledilecek malzemenin cinsi, parça büyüklüğü ve gerekli kapasite göz önüne alınarak elverişli bant hızı seçilmeli ve gerekli bant genişliği tablolardan bulunmalıdır. Bandın tabaka sayısı ve kalitesi maksimum çekme kuvvetine bağlı olduğundan elverişli tahrik tipi seçilerek bant kollarındaki germe kuvvetleri dikkatlice hesaplanmalı, malzeme ve çalışma şartlarına bağlı olarak gerekli üst tabaka kalınlığı tespit edilmelidir.
- 2) Aşırı yükleme ve motorun ilk hareketinde meydana gelen atalet yükleri bandın çekme emniyeti değerinden az olmalıdır. Bu bakımdan tahrik motorunun, özellikle çift tahrik kasnaklı konveyörlerde, uygun seçilmesi önemlidir.
- 3) Tahrik kasnağından bandın kaymasını önlemek için banttaki germe kuvvetleri uygun seçilmeli ve gerekirse tahrik kasnağı lastikle kaplanmalı veya tahrik tamburuna sarılma açısı artırılmalıdır.
- 4) Konveyör uzunluğunun artırılabilmesi için sistemin iyi düzenlenmesi ve montaj hatalarının azaltılması gereklidir. özellikle yatay konveyörlerde sürtünme kuvvetinden dolayı olan kayıpların en önemli kısmını teşkil etmesi bakımından taşıyıcı ruloların sürtünmeleri az olmalıdır

- 5) Konveyörlerde bant uzamalarının germe tertibatı ile alınmasındaki güçlükler konveyör boyu ile artar. Yatay olarak malzeme nakleden uzun konveyörlerde tahrik kasnağına yakın ağırlıklı bir germe tertibatı gereklidir. Böylece tahrik kasnağının gevşek kolundaki germe kuvveti sabit kalabilir. Eğimli konveyörlerde bant ağırlığı yeterli gerginlik sağlarsa germe tertibatının konstrüksiyon gereği daha uygun bir yere yerleştirmek mümkündür. Diğer taraftan çok uzun konveyörlerde çelik telli bant kullanarak bant uzaması belirli sınırlar dahilinde tutulabilir ve germe tertibatının hareketi azaltılmış olur.
- 6) Bütün yükleme ve boşaltma noktalarında bant aşınmasının azaltılmasına özellikle dikkat etmelidir. Yükleme bölgelerinde kullanılan taşıyıcı ruloların lastikten yapılması darbe tesirlerini azaltarak bandın deforme olmasını önler. Ayrıca yükleme oluklarından malzemenin bant hızı ile bant doğrultusunda verilmesine dikkat edilmelidir.
- 7) Malzemeye bağlı olarak bandın temizlenmesi ve gerekirse manyetik kasnaklar kullanarak demir toz ve talaşının ayrılması çok önemlidir. Sadece bant fiyatının konveyör tesisatı maliyetinin büyük bir yüzdesi olduğuna dikkat edilirse bandı deformasyondan koruyacak her tedbir alınmalıdır.

Yukarıda açıklanan maddelere göre uygun tedbirler de alınması durumunda ideal bir bantlı konveyör tasarımı yapılmış olur.

KAYNAKLAR

Aşık, E., (1988), “Bantlı Konveyörler Hesap ve konstruksiyon esasları” TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayın no:98

Alışverişçi, M., (1986) “Bantlı Konveyörler” Arpaz Matbaacılık -İstanbul

Özdaş M. N., (1961) “Bantlı konveyörler”, Berksoy Matbaası -İstanbul

DIN 22101

Allan G. T.,(2002) “Energy Saving Belt Conveyor Idlers”, Stephens Adamson

İNTERNET KAYNAKLARI

[1] <http://www.saimh.co.za/beltcon/Beltcon10/paper104.html>

[2] <http://www.saimh.co.za/beltcon/Beltcon2/paper22.html>

[3] http://www.conveyordesign.com/conveyorbelts/resources/articles/Tech_Note-4.doc

[4] <http://www.saimh.co.za/beltcon/Beltcon1/paper19.html>

[5] <http://www.saimh.co.za/beltcon/Beltcon1/paper14.html>

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 01.02.1978

Doğum yeri Çaykara/TRABZON

Lise 1990-1994 Pendik Lisesi

Lisans 1994-1999 Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2000-.. Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Makine Konstruksiyon

Çalıştığı kurumlar

1997-1999 Mert Makina

2001-Devam ediyor Demireller Makine Tekstil San. Tic. A.Ş.

