

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SABİT BANTLI KONVEYÖRLER VE BUNLARDAKİ
GERGİ TERTİBATLARININ İNCELENMESİ**

BERK GENÇAY GENÇÇAKIR

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTRÜKSİYON PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. MUSTAFA ALIŞVERİŞÇİ**

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SABİT BANTLI KONVEYÖRLER VE BUNLARDAKİ
GERGİ TERTİBATLARININ İNCELENMESİ**

Berk Gencay GENÇÇAKIR tarafından hazırlanan tez çalışması _____ tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

ÖNSÖZ

Bu çalışmada Transport Tekniğı konusundaki engin bilgi ve tecrübelerini esirgemediğı ve benimle paylaştığı için çalışmama katkısı olan Prof. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ hocama teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Ayrıca lisans ve yüksek lisansa ait Transport Tekniğı ders notlarından faydalandığım ve bilgilerine danıştığım; Yard.Doç.Dr. Ahmet SAĞIRLI ve Yard.Doç.Dr.Muharrem BOĞOÇLU hocalarıma da teşekkürlerimi sunarım.

Teknik ve görsel bilgi ve imkanlarını benimle paylaşan KGM Ağır Makine San. ve Tic. A.Ş. yetkilisi Mak. Muh. Hayrullah E.KIRKAN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ocak, 2013

Berk Gencay GENÇÇAKIR

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖZET	xi
ABSTRACT.....	xii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	1
1.3 Hipotez	1
BÖLÜM 2	
KONVEYÖRLER	2
2.1 Rulolu Konveyörler.....	3
2.2 Zincirli Konveyörler	5
2.3 Bantlı Konveyörler	8
2.3.1 İletici Bantlar.....	11
2.3.1.1 Bant Kaplamaları	14
2.3.2 Makaralar.....	19
2.3.2.1 Darbe Makaraları	22
2.3.3 Tambur Tertibatı.....	23
2.3.3.1 Tahrik Tamburu	23
2.3.3.2 Tambur Çapı	25
2.3.4 Gergi Tertibatı.....	28

BÖLÜM 3

BANTLI KONVEYÖRLERİN HESABI	29
3.1 Bant Genişliği	29
3.1.1 Hız-Kapasite İlişkileri.....	32
3.2 Tambur Çevre Kuvveti ve Tahrik Gücünün Tayini.....	33
3.3 G_M Tayini	37
3.4 Bant Tipinin Tayini	41
3.5 Sarılma Açısı ve Kayma.....	42
3.6 Bant Tahrik Durumu ve Gergi Kuvvetleri Hesabı	46
3.6.1 Eğimsiz Çalışma Durumu	46
3.6.1.1 Eğimsiz Baştan Tahrik Yöntemi	46
3.6.1.2 Eğimsiz Kuyruktan Tahrik Yöntemi.....	47
3.6.1.3 Her İki Yerden Tahrik Yöntemi	47
3.6.2 Eğimli Çalışma Durumu.....	48
3.6.2.1 Yukarıya Doğru Tahrik Yöntemleri	49
3.6.2.2 Aşağı Doğru Tahrik Durumunda	50
3.7 Gergi Tertibatları.....	53
3.7.1 Gergi Yolu	54
3.7.2 Vidalı veya Özel Gergi Tertibatları	55
3.7.3 Ağırlıklı Gergi Tertibatları.....	58
3.7.3.1 Bandın Alt Koluna Ağırlıkla Gerdirme	58
3.7.3.2 Tambura Ağırlık Asarak Gerdirme.....	61
3.7.4 Elektrikli, Hidrolik veya Pnömatik Gergi Tertibatları	65
3.8 Gergi Tertibatı Uygulamaları.....	67
3.9 Örnek Problemler.....	71

BÖLÜM 4

SONUÇ VE ÖNERİLER	74
KAYNAKLAR	75
ÖZGEÇMİŞ.....	76

SİMGE LİSTESİ

A	Taşıma kesit alanı
B	Bant eni
C	Direnç katsayısı
D	Tambur çapı
F_o	Bandın üst kısmında oluşan kuvvet
F_U	Bandın alt kısmında oluşan kuvvet
F_{GR}	Gergi ağırlık kuvveti
G_B	İletilen malın ağırlığı
G_G	Birim bant ağırlığı
G_M	Bant ve rulo toplam ağırlığı
G_{RO}	Üst kısım taşıyıcı makara ağırlığı
G_{RU}	Alt kısım taşıyıcı makara ağırlığı
H	Toplam iletme yüksekliği
K	Eğimli işletmelerde, iletme kapasitesi için düzeltme faktörü
k	Emniyet katsayısı
K_t	Gerçek bant zorlaması
K_z	Bandın bir katına ait yırtılma mukavemeti
L	İletme uzunluğu
N	Motor gücü
P	Tambur çevre kuvveti
T	Bant çekme kuvveti
T_1	Sarılma tarafı kuvveti, en büyük bant çekme kuvveti
T_2	Boşalma tarafı kuvveti
T_3	Kuyruk tamburu bant çekme kuvveti
T_4	Kuyruk tamburu bant çekme kuvveti
V	İletim hızı
Q	İletim debisi
Z	Dokuma katlarının sayısı
ρ	Mal yoğunluğu

KISALTMA LİSTESİ

DIN	German Industry Standard
Kgf	Kilogramforce

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1 Rulolu konveyör	4
Şekil 2. 2 Rulolu konveyör zincir tertibatı.....	4
Şekil 2. 3 Zincirli konveyör	5
Şekil 2. 4 Zincirli konveyör uygulaması.....	6
Şekil 2. 5 Rulolu ve bantlı konveyörün birlikte uygulaması.....	7
Şekil 2. 6 Bir bantlı konveyörün temel elemanları	8
Şekil 2. 7 Bir bant tesisinin şematik görüntüsü	9
Şekil 2. 8 İletici bantların yapısı	12
Şekil 2. 9 Konveyör bantlarının bant mukavemetleri.....	18
Şekil 2. 10 Makara grupları.....	19
Şekil 2. 11 Makaraların tamburdan itibaren düzeni.....	20
Şekil 2. 12 Makara montaj resmi.....	21
Şekil 2. 13 Lastik kaplı darbe makaraları	22
Şekil 2. 14 Dönüş makarası.....	23
Şekil 2. 15 Bantlı konveyör ve elemanları	23
Şekil 2. 16 Tahrik tamburunda meydana gelen gerilim ve kuvvetler.....	25
Şekil 3. 1 Bant taşıma kesiti.....	30
Şekil 3. 2 Gergin ve gevşek koldaki kuvvetler.....	33
Şekil 3. 3 Bant çekme kuvvetlerinin dağılımı.....	36
Şekil 3. 4 Tambur üzerinde bandın sarılma açısının ölçümü	43
Şekil 3. 5 Sarılma açısı hesap örnekleri	44
Şekil 3. 6 Tamburun sarılma noktalarındaki gerilme dağılımı	45
Şekil 3. 7 Eğimsiz tahrik yöntemleri	47
Şekil 3. 8 Yukarıya doğru tahrik yöntemleri	49
Şekil 3. 9 Yukarı doğru tahrik yöntemi	50
Şekil 3. 10 Aşağıya doğru tahrik yöntemleri.....	51
Şekil 3.11 Aşağıya Tahrik Yöntemi.....	52
Şekil 3. 12 Ortadan ağırlıklı aşağıya tahrikli bant sistemi.....	53
Şekil 3. 13 Vidalı gergi mekanizma modeli	55
Şekil 3. 14 Vidalı gergi tertibatı katalog örneği	57
Şekil 3. 15 Ağırlıkla gergi tertibatı mekanizma modelleri	58
Şekil 3. 16 Bandın alt koluna ağırlık sarkıtılarak yapılan gergi yöntemi	59
Şekil 3. 17 Bandın alt kolundan yapılan ağırlıkla gergide oluşan kuvvetler	60

Şekil 3. 18	Ağırlık sarkıtılarak yapılan gergi katalog örneği	60
Şekil 3. 19	Tambura ağırlık asarak yapılan gergi yöntemi	61
Şekil 3. 20	Tambura ağırlık asarak yapılan gergide oluşan kuvvetler.....	61
Şekil 3. 21	Uzun bir maden işletmesi konveyörü	63
Şekil 3. 22	Yukarıya çekilen bantta tahrikten sonra yapılan gerdirme örneği	63
Şekil 3. 23	Aşağıya çekilen bantta tahrikten önce yapılan gerdirme örneği	64
Şekil 3. 24	Ağırlık sepeti kullanılarak yapılan ağırlıklı gergi tertibatı	64
Şekil 3. 25	Ağırlıklı gergi kullanılırken dikkat edilmesi gereken silgi tertibatı	64
Şekil 3. 26	Silgi tertibatının tambur üzerinde uygulaması.....	65
Şekil 3. 27	Elektrik, hidrolik veya pnömatik gergi tertibatı mekanizma modelleri	65
Şekil 3. 28	Hidrolik gergi tertibatı.....	66
Şekil 3. 29	Hidrolik gergi tertibatı katı modeli	66
Şekil 3. 30	Teleskobik, bantlı konveyör	67
Şekil 3. 31	Vidalı gergi tertibatı, gergi tamburu ve tambur muhafazası	67
Şekil 3. 32	Vidalı gergi tamburunun tek tarafında bulunan ‘sıfır hız şalteri’	67
Şekil 3. 33	Bandın alt koluna ağırlık sarkıtmada kullanılan sepet konstrüksiyonu	68
Şekil 3. 34	Vidalı gergi tertibatı mekanizmalı modeli	69
Şekil 3. 35	Mekanizmanın bandı gerdiği pozisyon	69
Şekil 3. 36	Mekanizmanın bandı saldığı pozisyon	69
Şekil 3. 37	Bant gergi kontrol sistemi	70
Şekil 3. 38	Gergi kontrolörü rulosu üzerindeki kuvvet dağılımı	70
Şekil 3. 39	Gergi kontrolörünün tambur ivmelenmesi anındaki çıktıları	71

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2. 1	Sevk edilen malzemeler için maksimum eğim değerleri..... 11
Çizelge 2. 2	Pamuk dokuma bantlar için önerilen tabaka sayıları..... 14
Çizelge 2. 3	Alt ve üst kaplama kalınlıkları ile uygulama örnekleri..... 16
Çizelge 2. 4	İletici bantlarında kullanılan kauçuk malzemelerin özellikleri 16
Çizelge 2. 5	Çeşitli karkas malzemelerinin özellikleri 17
Çizelge 2. 6	Rulolar arası mesafeler..... 22
Çizelge 2. 7	Tambur çapının hesaplanması için c sabitleri 26
Çizelge 2. 8	En küçük tambur çapının hesabı için diyagram..... 27
Çizelge 2. 9	Çelik halat dolgulu bantlar için en küçük tambur çapı..... 28
Çizelge 3. 1	Bant genişliği ve tekneleşme açısına bağlı taşıma kesit alanı 30
Çizelge 3. 2	Taşıma kesit alanı k düzeltme katsayısı..... 31
Çizelge 3. 3	Minumum bant genişlikleri 31
Çizelge 3. 4	Önerilen bant hızları..... 33
Çizelge 3. 5	İletim uzunluğuna bağlı yan direnç katsayısı C nin bulunması..... 35
Çizelge 3. 6	$e_{\mu\alpha}$ için belirlenmiş değerler..... 37
Çizelge 3. 7	Dokuma bantlar birim ağırlıkları 38
Çizelge 3. 8	Çelik telli bantlar birim ağırlıkları 39
Çizelge 3. 9	Rulo istasyonu basına, dönen taşıyıcı ruloların ağırlığı..... 40
Çizelge 3. 10	Rulo takımı ağırlıkları..... 41
Çizelge 3. 11	Tambur üzerindeki nemin sürtünme katsayısına etkisi 43
Çizelge 3. 12	Lastik iletme bandı ile tahrik tamburu arasındaki sürtünme katsayıları. 54
Çizelge 3. 13	Gergi yolu ile aks mesafesi arasındaki ilişki..... 55

**SABİT BANTLI KONVEYÖRLER VE BUNLARDAKİ
GERGİ TERTİBATLARININ İNCELENMESİ**

Berk Gencay GENÇÇAKIR

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ

Bugün endüstride işletme ekonomisine en fazla etki eden faktörlerden biri malzeme iletimidir. Bantlı konveyörler, sürekli malzeme iletiminde birçok uygulama alanları içinde en elverişli sistemi oluştururlar. Erişilebilen yüksek taşıma kapasitesi, uzun mesafelere yük taşıma yeteneği, transport yolunun kavisli olabilmesi, basit tasarım, hafif yapı, güvenilir işletme gibi özellikler bantlı konveyörleri en çok kullanılan transport makinesi durumuna getirmiştir.

Endüstrinin, bantlı konveyörlere bu denli ihtiyacı varken ve bu kadar çok uygulama alanı buluyorken, sistem tasarımında enerji verimliliğinin rolü büyüktür. Bu çalışmada bantlı konveyör tasarımı ve özellikle enerji verimliliğini etkileyen gergi tertibatlarına yer verilmiştir. Hangi durumda hangi gergi yönteminin uygun olabileceği belirtilmiştir. Ayrıca gergi kontrolünün nasıl yapıldığına değinilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Bantlı konveyör, gergi tertibatları, bant gergisi

BELT CONVEYORS AND THEIR BELT TENSION UNITS' RESEARCH

Berk Gencay GENÇÇAKIR

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Prof. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ

In view of today, the one of the things to fact of company's finance is convey. Most efficient way to convey is the belt conveyors in the constant conveying systems. The features which are accessible of high conveying capacity, capability of conveying long distances, ability of arched conveying ways, simple designs, light constructions, safety applications etc. are made belt conveyor which is used in most popular type of transport machines.

The role of energy efficiency is huge when the industry needs such a belt conveyors and those have a big application field. In this study, it is aimed at designing belt conveyors and especially belt tension systems which are one of the factors of energy efficiency. Which method can be used in which condition is insisted on. How the conveyor belt tensions can be under control is insisted as well.

Keywords: Belt conveyors, tension methods, belt tension

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Bantlı konveyörlerin bantları ve standartları, tahrik mekanizmaları, tamburlar ve ruloları, mal yükleme tertibatları, hesaplama yöntemleri, hız ve çalışma standartları hakkında çalışmalar yapılmış ve oldukça fazladır. Fakat gergi tertibatlarının çeşitleri ve bunların hesap yöntemlerine dair çalışmalar yok denecek kadar az ve içeriği zayıf, ön planda tutulmamış çalışmalardır.

1.2 Tezin Amacı

Ben bu çalışmamda bantlı konveyörleri ve bantlı konveyörlerde gergi tertibatlarını inceledim; kullanılan güncel yöntemleri ve yöntemlerin seçim parametrelerini ve hesap şekillerini yazmayı amaçladım. Çalışmamda literatür çalışmalarından ve sanayiden de araştırmalarımı, güncel uygulamaları ekledim.

1.3 Bulgular

Literatür, sanayideki araştırmam ve kendi çalışmalarım sonucu elde ettiğim verilerin sentezine bir de bantların gergi kontrolü üzerine bir çalışma ekleyerek, güncel sanayi uygulamalarının daha uzun ömürlü ve uygulamanın işletmesini daha sağlıklı kılacak bir çalışma ortaya koymuş bulunmaktayım. İşletmelerde pek kullanılmayan konveyör bant gergi kontrol ünitelerinin de gerekliliğini çalışma sonucunda görmekteyiz.

BÖLÜM 2

KONVEYÖRLER

Taşıma, kelime anlamı itibariyle; bir yükün iki nokta arasında en kısa yoldan, en güvenli şekilde ve minimum enerji sarfıyatı yapılarak transfer edilmesi işlemidir.

Taşıma sistemi; imalat endüstrisi ve hizmet sektörlerinde kullanılan; hareket (yüksek verim, düşük maliyet), zaman (ihtiyaç duyulan zamanda orada olma), miktar (doğru adet, ağırlık, hacim sayıda temin edilme), yer (ihtiyaç duyulan yerde olma) ve kullanım alanı (depolama yeri) faktör fonksiyonlarını içeren, yükün; taşınmasını (yükleme, sevk, lokasyon içi-dışı taşıma, boşaltma), paketlenmesini (torba, kutu, kasa, vb., ambalajlama) ve depolanmasını (proses içi, kısımlar içi-arası, lokasyon içi-dışı faaliyetleri) sağlayan; metot, hizmet ve işlem bileşenlerinin bir kombinasyonudur. Bu tanım gereği olarak, endüstriyel taşıma sistemi; imalat ve hizmet endüstrilerinde faaliyet gösteren tüm sektör firmalarının kullanımına yönelik olarak geliştirilen ve tüm taşıma ekipmanlarını, vasıtalarını ve bunların sahip olduğu tüm fonksiyonları bünyesinde barındıran faaliyetler bütün olarak tanımlanabilir.

Endüstriyel taşıma sisteminde temel tasarım kavramları; yükün cinsi (parça-birim yük: sayı ile tanımlanabilen, yığılı-dökme yük: taneli yapıda), taşıma şekli (yatay, dikey, eğimli, rotasyon el, vb.), ağırlık, taşıma mesafesi, istasyon sayısı, tahrik sistemi türü, çalışma toleransları ve üretim/montaj kolaylığı faktörleridir.

Taşıma sistemlerini ve onu oluşturan ekipmanları standart ve basit bir sınıflandırmaya tabi tutabilmek imkansız derecesinde zordur. Örnek vermek gerekirse, iki nokta arasında bardak taşıma işlemi ile otomobil tekerleği taşıma işlemi arasında fonksiyon benzerliği dışında az sayıda benzerlik bulunur. Bu sebeple, taşıma sistem bileşenleri için, ekipman özellikleri dikkate alınmak suretiyle ancak genel sınıflandırmalar

yapabilmek mümkündür. Bunlar; yapılarına göre, kullanım alanlarına göre, taşınacak malzeme özelliklerine göre veya çalışma ilkelerine göre sınıflandırmalardır. Çalışma ilkeleri dikkate alınarak yapılan bir sınıflandırmada taşıma ekipmanlarını iki ana grupta incelemek mümkündür;

1. Sürekli taşıyıcılar (konveyörler), taşıma işlemi tamamlandıktan sonra çalışmaya devam eden,
2. Kesikli taşıyıcılar (kaldırma makineleri), taşıma işlemi tamamlandıktan sonra duran, sonraki işleme kadar çalışmayan.

Konveyörler; proses içi malzemeyi sabit bir hat üzerindeki iki nokta arasında yığılı/gruplar halinde veya tek/çift yönlü olarak ve sürekli taşıyabilen sabit veya portatif araçlardır. Konveyörler, farklı özellik ve fonksiyondaki fabrikasyon işlemlerini bir akış seması üzerinde birleştirebilen, sistemin daha etkin ve verimli çalışmasını sağlayan bağlayıcı ve bütünleştirici ekipmanlardır. İnsan vücudundaki kan damarları gibi tüm işletmeyi saran ve ihtiyaç duyulan malzemeyi; zamanında, gerekli olan yere ulaştıran ekipmanlardır.

2.1 Rulolu Konveyörler

Rulolu konveyörler; tahrik aktarma sisteminin özelliğine bakılmaksızın, yükün rulolar üzerinde taşınabildiği konveyörlerdir. Çalışma ilkelerine göre; “güç alan” ve “avare rulolu” olmak üzere iki grupta incelenirler. Konveyör ruloları birbirlerine zincir ya da kayış gibi aktarma elemanları yardımıyla sürekli olarak bağlı durumdadır. Tahrik grubu tarafından üretilen güç tüm ruloların aynı anda dönmesini sağlayarak, rulo-yük arasında oluşan sürtünme kuvveti yardımıyla yükün transfer edilmesini mümkün hale getirir.



Şekil 2.1 Rulolu konveyör

Avare rulolu konveyörlerde kuvvet doğrudan yüke uygulanır. Rulolar arasında bağlı bir hareket söz konusu değildir. Yüke uygulanan bir ilk kuvvet sayesinde (statik sürtünme > dinamik sürtünme) rulolar döner. Böylece, oluşan sürtünme kuvvetinin yükte ve rulolarda oluşturacağı aşındırma etkisi minimize edilmiş olur. %1-1,5 eğimli olarak kurulan avare konveyörlerde hareketin sürekliliği bu açı sayesinde ve yükün ağırlığı tarafından oluşturulan kuvvet tarafından sağlanır.



Şekil 2.2 Rulolu konveyör zincir tertibatı

Rulolu konveyörlerde karşılaşılan temel dezavantajlar şunlardır;

- Rulo eksen kaçıklıkları: Rulo dişlilerinin zincirler yardımıyla birbirine bağlandığı konveyörlerde, eğer rulo dişli eksenleri arasında kaçıklıklar varsa, bu durumda zincirlerin kopmasına kadar gidebilen ciddi tasarım ve imalat problemlerinden bahsetmek mümkün olur. Bu nedenle rulo dişlilerinin aynı eksende olmasına dikkat edilmelidir.

- Rulo yüzeyi özellikleri: Yükün transferler sırasında rulo kaplamalarına zarar vermesi durumu dikkate alınmalıdır. Bu gibi durumlarda yüksek dayanımlı kauçuk rulo kaplamaları kullanılabilir.
- Dişli yüzeyi özellikleri: Özellikle dişli imalatları oldukça önemlidir. Doğru malzeme seçimi, doğru yüzey işlemleri ve gerektiği miktarda sertlik değeri konusunda hassas olunmalıdır.

2.2 Zincirli Konveyörler

Zincirli konveyörlerde hareket, bir motor tarafından tahrik edilen sonsuz bir zincirle sağlanır. Doğrudan tahrik nedeniyle sürtünme kayıpları azdır. Zincirli konveyörlerde kullanılan zincir, yükü, üzerinde taşıma özelliğine sahiptir. Zincirli konveyörler; “akümülayon zincirli konveyörler” ve “standart zincirli konveyörler” olmak üzere iki kısımda incelenebilir.



Şekil 2.3 Zincirli konveyör

Akümülayon zincirli konveyörler, zincirin sürekli tahriki halinde bile yükün konveyör üzerinde istenilen noktada durdurulabilmesine olanak tanır. Bu konveyörlerin en büyük avantajı hassas konumlama gerektirmeyen uygulamalarda buffer alanları oluşturmaya imkan sağlamasıdır. Bu özelliği sayesinde özellikle otomatik imalat yapılan üretim hatlarında malzemenin bekletildiği süre boyunca bazı işlemlere tabi tutulabilmeleri mümkün hale gelir. Örneğin, bir kaynak hattında, kaynak istasyonları arasında transfer edilen birden fazla sayıda parçanın akümülayon zincirli konveyörler üzerinde

buffer'lanarak soğutulması ve sonrasında takip eden kaynak işleminin yapılması zaman ve alan kayıplarına neden olmadan sağlanabilir.



Şekil 2.4 Zincirli konveyör uygulaması

Diğer bir avantajı, seri üretim yapılan montaj hatlarında, eğer hat boyunca farklı bölgelerde farklı sayılarda ürün yoğunlaşmaları görülüyorsa, bu durumda hattın bazı noktalarını stok alanları olarak kullanmak üzere akümüstasyon zincirli konveyörlerle desteklemek mümkündür.

Akümüstasyon zincirli konveyörlerin dezavantajlı yanları ise; özel zincir gereksinimi, zincirler için yataklı şase imalatı gereksinimi ve ekstra stoper ihtiyaçları nedeniyle ortaya çıkan kısmen yüksek imalat ve tasarım maliyetlerdir.

Standart zincirli konveyörler, çalışma prensibi olarak dur-kalk çalışan sistemler için daha uygundur. Yük ile zincir arasında oluşan sürtünme kuvveti transfer işleminde daha etkindir. Bu nedenle konveyörün çalışması sırasında yükün durdurulması düşünülmez.

Zincirli konveyörlerde karşılaşılan temel dezavantajlar şunlardır;

- Konveyör Boyutları: Konveyörler kısa ölçülerde dizayn edilmelidir. Böylece, imalat yada montaj sırasında konveyörler boyunca oluşabilecek tasarım dışı ölçüsel değişimlerin, dişli eksensel kaçıklıkları yada dönüklüklerinin tespiti ve çözümü daha kolay olacaktır.

- Uygun Gergi Tertibatı: Zincirlerin sürekli olarak gergin vaziyette tutulabilmeleri için ve her sonsuz zincir için bir tane olmak üzere “zincir gergi grupları” kullanılır. Bu gruplar, manuel yada yaylı olabileceği gibi gazlı pistonlar kullanılarak oluşturulabilir. Örneğin, standart bir gazlı gergi kullanımı için, kullanılacak pistonun stroku gergi ayarının slot boyu kadar olmalıdır. Böylece zincir, slot basından sonuna kadar belirli bir gergi kuvvetine maruz bırakılabilir. Strok sonuna ulaşıldığında zincirden bakla çıkartılması suretiyle gergi ayarı tekrar yapılır.
- Zincir Kalitesi: Akümüasyonlu zincirler, özel üretim zincirlerdir. Üretimleri sırasında, kullanılan bakla, pim gibi zincir parçalarının kalitesi büyük önem taşır. Zincir üretiminde düşük kalite ürün kullanımının ciddi kullanım sakıncaları doğuracağı unutulmamalıdır.
- Motor Mili ve Dişli Kalitesi: Kullanılacak olan tahrik mili ve dişlilerin malzemelerinin yeterli kalitede olması ve uygun yüzey işlemlerinin (taslama, sertleştirme, kaplama) yapılmış olması zorunludur.

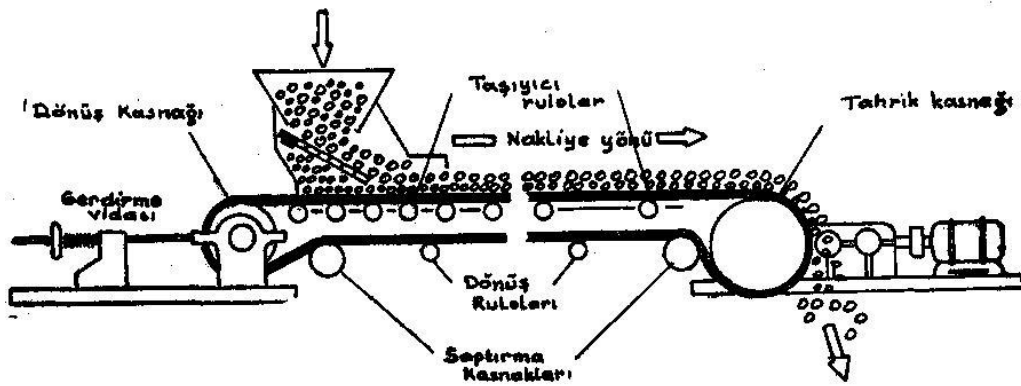
Rulolu ve zincirli konveyörlerin birlikte kullanımı, özellikle 90 dereceli dönüşlerde, iki konumlu bir liftle birlikte çalışarak, parçanın konveyör üstü konum pozisyonu değiştirilmeden sadece gidiş istikametinin değiştirilmesini mümkün kılar. Böylece, döner tabla ve konveyör ile çözümü daha zor ve pahalı olan bazı problemlere daha basit ve ucuz çözümler oluşturulabilir.



Şekil 2.5 Rulolu ve bantlı konveyörün birlikte uygulaması

Yukarıdaki resimde, rulolu konveyör yükün x-eksenindeki ilerlemesini, zincirli konveyör y eksenindeki ilerlemesini, zincirli konveyörün altında bulunan lift ise iki konumlu

Büyük kapasitede yığma malzemenin sürekli olarak uzun mesafelere yatay veya az meyille iletimi söz konusu olduğu zaman, genellikle bantlı konveyörler en uygun çözüm olmaktadır. Bu tip konveyörlerle kuru veya ıslak her türlü malzeme taşıyabilmektedirler. Bantlı konveyörler günümüzde özellikle maden cevherleri, kömür, kum ve tahıl gibi yığma malzemelerin iletiminde başarılı bir uygulama alanı bulmuştur. İletilecek malzeme bir veya birkaç tambur tarafından hareket ettirilen bant tarafından taşınır. [1]



Şekil 2.7 Bir bant tesisinin şematik görüntüsü

Eğimli olarak malzeme naklinde malzemeye bağlı olarak kullanılabilecek eğim ortalaması 20° yi geçmemelidir. Çalışma sıcaklığı olarak, bantlı konveyörler $100-125^\circ\text{C}$ sıcaklığa, özel sentetik bantlı olanlar 150°C sıcaklığa, ve soğuk ortamlarda ise -20°C sıcaklığa kadar kullanılabilmektedir. Asgari 3 - 5 metrelik seyyar konveyörlerden birkaç yüz metrelik sabit tesis konveyörlerine kadar muhtelif boylarda konveyörler yapılmaktadır. Ayrıca konveyörleri seri olarak çalıştırmak suretiyle malzemenin iletim mesafesini birkaç kilometreye çıkarmak mümkündür.[3]

Bantlı konveyörün malzeme naklindeki sağladığı avantajları şu örneklerle açıklayabiliriz: M.Ö. 2800 yıllarında inşa edilen Gize Piramidinin inşaatında yaklaşık olarak 100.000 işçi 30 yıl çalışmıştır. Bu piramidin hacmi kadar toprak ($2.600.000\text{ m}^3$) bugün 3 m genişliğinde bir bantlı konveyörle 130 saatte (20.000 t/h) taşınabilirdi. Bantlı konveyörlerin başlıca kullanım alanları:[2]

- Maden ocakları
- Cevher hazırlama tesisleri
- Dökümhanelerde kum hazırlama tesisleri

- Termik santraller
- Liman yükleme ve boşaltma tesisleri
- Büyük inşaat şantiyeleri
- Hafriyat ve beton hazırlama tesislerinde
- Kimya, kağıt, çimento ve şeker sanayinde
- Tahıl silolarında

Maden kuyularında ham maddenin ve cevherin istihsalinde işletme ekonomisinin en önemli faktörü malzeme naklidir. Bu halde gerekli olan malzeme nakli maden kuyusundan tasfiye edilinceye kadar, arada kırma, öğütme, eleme, yıkama, konsantrasyon işlemleri ve artıklarında nakli ilave edilmek üzere bir seri işlem den ibarettir. Bundan sonra elde edilen malzemenin depolanması ve demiryolu veya gemiye yüklenmesi söz konusudur. Maden işlerinde kömür, demir filizi ve diğer ham maddelerin naklinde yüksek kaliteli bantlar daha çok tercih edilmektedir.

Modern enerji santrallerinde malzeme depolama ve nakil problemi önemle göz önüne alınan noktalardan biridir. Bugün yerlerinin kullanışlılığı yeterince olmayan küçük santraller dışında, bütün enerji santrallerinde bantlı konveyörler kullanılmaktadır. Gerçekten bantlı konveyörler kömürün vagon veya gemilerden bankerlere naklinde kullanılabilecek tek metot olarak kullanılmaktadır.

Limanlarda maden cevheri, kömür, tahıl vb. gibi malzemenin yükleme ve boşaltılmasında malzeme naklinin büyük tonajlarda ve en kısa zamanda yapılması istenir. Bu sebepten liman işletmelerinde sabit ve hareketli bantlı konveyörler kullanılmaktadır. Örneğin Haydarpaşa Limanını silosunda her birinin genişliği (B) 800 mm , uzunluğu (L) 215 m ve kapasitesi (Q) 200 t/h olan iki bantlı rıhtım konveyörü sayesinde gemiye nakil kapasitesi 400 t/h ' tir. [3]

Bant güzergahının eğimi; taşınan malzeme ile bant kayışı arasındaki sürtünme katsayısına, malzemenin sürşarj (yığılma) açısına bağlı olan bir maksimum değere kadar artırılabilir. Malzemenin bant üzerinde güvenli bir şekilde taşınabilmesi için bant güzergahının alabileceği bu maksimum eğim, bant kayışı ile malzeme arasındaki sürtünme katsayısına denk gelen açıdan 7-10° daha az olmalıdır. Bant güzergahının alabileceği maksimum eğim değerleri aşağıdaki tabloda ayrıca verilmiştir. [4]

Çizelge 2.1 Sevk edilen malzemeler için maksimum eğim değerleri

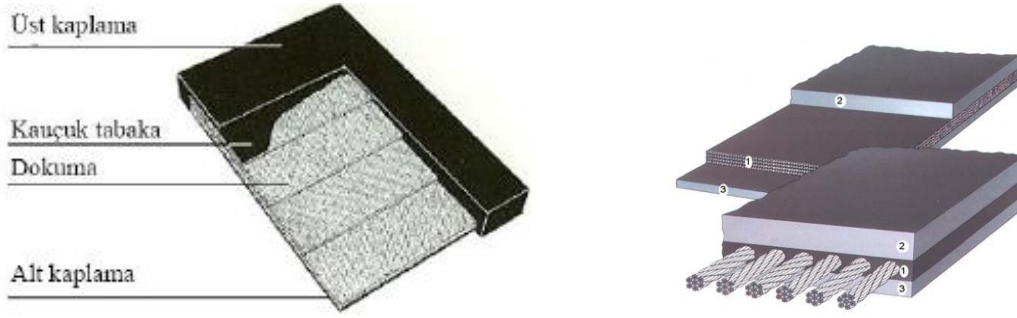
Linyit briket..... 12°	Kuru kum..... 18°
İri taneli cevher..... 18°	Nemli kum..... 27°
Küçük taneli cevher..... 25°	Antrasit..... 17°
Çimento..... 20°	Tüvönan taş kömürü..... 18°
Tahıl..... 18°	Taş kömürtozu..... 22°
Toz kireç..... 23°	Elenmemiş kırma taş..... 18°
Elenmiş kok..... 17°	Kuru toprak..... 20°
Elenmemiş kok..... 18°	Nemli toprak..... 25°

Bir bantlı konveyörün ana elamanları genel olarak şunlardır;

- a) Malzemeyi nakleden bant
- b) Taşıyıcı ve dönüş makaraları
- c) Baş, kuyruk, gergi ve saptırma tamburları
- d) Tahrik düzeni
- e) Gergi düzeni
- f) Şasi
- g) Yükleme düzeni
- h) Boşaltma düzeni
- i) Bant temizleme düzeni
- j) Diğer teçhizat

2.3.1 İletici Bantlar

İleticilerde bant, malzemenin nakledilmesi ek olarak hareket için gerekli olan çekme kuvvetine, malzemenin mekanik ve korozyon aşındırma tesirine, rutubete ve sıcaklığa dayanıklı olmalıdır. Şekil 2.8’de iletilen bantın yapısı görülmektedir.



Şekil 2.8 İletici bantların yapısı

Bant ayrıca malzemenin yükleme bölgesinde darbe tesirine, rulolara ve kasnaklara sarılmasından ötürü eğilmeye ve santrifüj kuvvete de maruzdur. Bir iletici bandının aşağıdaki özelliklere sahip olması gerekir: [5]

- Az nem çekme özelliği
- Yüksek dayanım
- Düşük özgül ağırlık
- Az uzama
- Tamburlara sarılma ve oluklaşmadan dolayı oluşan etkilere dayanım
- Eğrilik değişimlerinin neden olduğu alternatif gerilmelere dayanım
- Malzemenin aşındırıcı etkilerine dayanıklılık ve uzun ömür
- Kimyasal etkilere karşı direnç.

Konveyörlerde kullanılan bantlar, içyapılarına göre iki gruba ayrılır. Bunlar; dokuma bantlar ve çelik telli bantlardır. “TS547, Konveyör Kayışları Standardı” kullanılan malzemelerle ilgili özellikleri verir.

Bant yapımında yaygın olarak kullanılan dokuma malzemeleri aşağıda verilmiştir.

- Doğal pamuk: Uzun zamandır bant imalinde kullanılmaktadır. Islanıldığında dayanımının artması, yüksek nem çekmesi, ancak düşük boyutsal stabilitesi ve küften etkilenmesi özellikleri arasındadır.
- Cam yünü: Yüksek sıcaklıkta kullanılabilmesi iyi bir özellik olmasına rağmen, düşük uzaması bant imalinde sınırlı kullanımına neden olmuştur.
- Naylon-Polyamid: Yüksek dayanım, yüksek uzama, aşınma, yorulma ve darbeye dayanımı özelliklerine sahiptir. Ağırlığının % 10 kadar nemi absorbe edebilir. Buna karşın düşük boyutsal stabilite ve küfe karşı yüksek dayanım sergiler. Günümüzde bant üretiminde % 20 oranında kullanılmaktadır.

- Polyester: Yüksek dayanım, aşınmaya ve yorulmaya dayanım sergiler. Oldukça düşük nem çekme ancak yüksek boyutsal stabilitesi vardır. Küften etkilenmez. 1960’lardan itibaren bant dokuması olarak tercih edilir. Bugün polyester % 75 oranında bant imalinde kullanılır.
- Çelik: Yüksek dayanım ve düşük uzamanın istendiği yerlerde kullanılır. Çok az oranda kullanılmaktadır. İmalat güçlükleri nedeniyle birçok uygulamada da çelik kortlu karkas yapı tercih edilmektedir.
- Kevlar Aramid: Çelikten iki kat dayanıklı ve çelik ile polyester arası uzama karakteristiği sergiler. Çelikten daha hafiftir ve paslanmaz. [2]

Tabaka sayısını belirleyen etkenlerden ilki; bant kayışına uygulanan gerilme kuvvetleridir. Bu kuvvetlerin belli bir emniyet katsayısı ile taşınması gerekir. Bu konudaki geniş açıklama ileride verilecektir. Tabaka sayısı üzerinde etkili olan diğer bir özellik ise banda verilen tekneleşmenin rulolar arasında da korunmasıdır. Tabaka sayısını belirleyen üçüncü ve en önemli etken ise bandın tambura sarılma kabiliyetidir. Bant tambur üzerinde dönerken, dokuma tabakalarından dışta olanları çekme gerilme kuvveti, içte olanları ise basınç gerilme kuvveti etkisi altında kalırlar. Bu kuvvetlerden bir kısmını, tabakaları birbirine tutturun lastik malzeme üzerine alır ve onları rahatlatır. Gerilme kuvvetlerinin aşırı derecede büyümesini engellemek için bandın tabaka sayısına da bir sınır koymak gerekir. Bu nedenle pamuk dokuma bantlarda tabaka sayısı en fazla 13 olmaktadır. Bandın taşıyacağı kuvvetler daha fazla tabakayı gerekli kılıyor ise, bu defa dokuma malzemesinin kalitesini artırmak örneğin, yapay elyaf veya çelik tel kullanmak gerekir. Böylece bandın tabaka sayısı ve kalınlığı da azaltılmış olur.

Çizelge 2.2 Pamuk dokuma bantlar için önerilen tabaka sayıları [4]

Bant genişliği (mm)	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600
Tabaka sayısı	3-4	3-5	3-6	3-7	4-8	5-10	6-12	7-12	8-12

Dokuma bantlar içinde en çok tercih edileni yapay elyaf bantlardır. Yapay elyaf (nylon) pamuğa göre hem daha çok yük taşır, hem de rutubete, aşınma ve çürümelere karşı daha dayanıklıdır. Bu olumlu yanlarına karşı yapay elyaflar hem yangına karşı dayanıksızdır, hem de bukle yaparlar. Bu dezavantajlarını gidermek için nylon ipler pamuk dokuma ile kaplanmış ve daha kullanışlı "Pamuk+Naylon" veya "Pamuk+Rayon" dokumalar elde edilmiştir. Yapay elyafın bukle yapma özelliği nedeniyle bu tür bantlarda tabaka sayısı yedi ile sınırlanmıştır.

Pratik uygulamada pamuk veya yapay elyaftan dokuma bantların yanında çelik özlü bantlara da rastlanmaktadır. Bu tür bantların karkası; ya birkaç milimetre çapındaki çelik tellerden örülerek yapılır veya doğrudan çelik halatların yan yana dizilmesi ile oluşur. Çelik telin lastiğe iyi yapışmasını sağlamak için teller bakır veya pirinçle kaplanır. Bu bantlarla çok uzun mesafeleri veya yükseklikleri bir tek bant taşıyıcı ile aşmak mümkün olmuştur.

2.3.1.1 Bant Kaplamaları

İletici bandını ve karkas yapısını korumak ve bandın servis ömrünü uzatmak için kullanılır. Kaplamalar, plastomer (tabii veya suni kauçuk), plastomer (örn PVC) ve diğer malzemeden olabilir. Makara tarafındaki ve taşıyıcı taraftaki kaplama kalınlıkları iletilen malzemeye ve malzemenin besleme, boşaltma, temizleme tarzlarına bağlıdır. Bant kaplamalarının kullanılma nedenleri,

- Sürtünmeyi arttırmak.
- Eğimli iletimlerde çalışmayı sağlamak
- Temizlenebilirliği arttırmak.
- Görsel güzelliği arttırmak.
- Kesilme direncini arttırmak.
- Darbe dayanımı sağlamak.

Bir iletilici bandı aşağıdaki gibi kısa sembollerle ifade edilebilmektedir.

EP-160-1200-5-4/2-A1-D

Burada,

- E: Çözücü cinsi (Polyester)

- P: Atkı cinsi (Polyamid)
- 160: Minimum boyuna bez dayanımı (daN/cm)
- 1200: Bant eni (mm)
- 5: Bez kat sayısı
- 4: Üst kaplama kalınlığı (mm)
- 2: Alt kaplama kalınlığı (mm)
- A1: Kaplama kauçuğu sınıfı,
A1: Yüksek aşınma dayanımı
A2: Orta aşınma dayanımı
F: Aleve dayanıklılık
T1: 200°C sıcaklığa dayanıklılık (Bant yüzey sıcaklığı)
T2: 120°C sıcaklığa dayanıklılık
O: Yağlara dayanıklılık
- D: Bant tipi
D: Sonlu
N: Sonsuz
P: Profilli

Çizelge 2.3 Alt ve üst kaplama kalınlıkları ile uygulama örnekleri

	Kullanım alanı	Taşınan Malzeme	Üst Kaplama [mm]	Alt Kaplama [mm]
Dokuma Bantlar	Portatif Bantlar Çuval ve Paket Nakli	İnce ve Hafif Malzeme	2	1
	Nakliyat Bantları	Taş kömürü, Potas, Çakıl, Kum, İnce Cevher	2-4	2
	Nakliyat Bantları Çakıl ve Taş Ocakları	İri kömür, taş, çakıl, Cevher, dekapaj	4-8	2-3
	Makine Bantları Bagger ve Absetzer	İri parçalı taş, cevher, dekapaj	8-16	3-4
Çelik Bantlar	Nakliyat Bantları	Taş kömürü, Potas, Çakıl, Kum, İnce Cevher	4-8	4-6
	Nakliyat Bantları Kömür - Taş Ocakları	İri kömür, taş, çakıl, Cevher, dekapaj	6-12	4-8
	Makine Bantları Bagger ve Absetzer	İri parçalı taş, cevher, dekapaj	10-20	6-10

Tablodan da izlenebileceği gibi kaplama kalınlıkları taşınacak malzemenin parça büyüklüğüne, aşındırıcılığına ve spesifik ağırlığına bağlı olarak değişmektedir.

Kauçuk tabakada kullanılmakta olan malzemeler; iletici bantlarında yaygın olarak kullanılan kauçuklar Çizelge2.4 de verilmektedir.

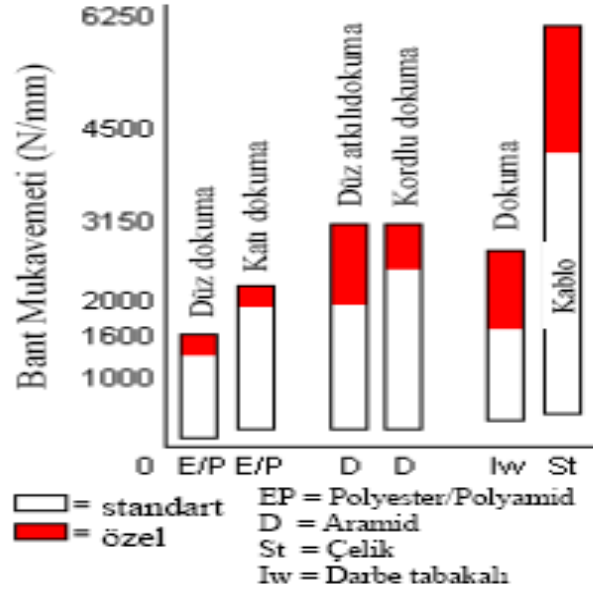
Çizelge 2.4 İletici bantlarında kullanılan kauçuk malzemelerin özellikleri

Kısa sembol (ASTM D 1418-79)	Yaygın kullanılan adı	Bileşimi	Genel özellikleri
NR	Doğal	Isopren	Aşınma, kesilme ve delinme dayanımı mükemmel. Yağlı ortamlarda çalışılmamalı.
SBR	SBR	Styrene-butadiene	Aşınmaya dayanım mükemmel, kesilme, delinme, yırtılma, ısıya dayanım iyi. Yağlı ortamlarda çalışılmamalı.
EPDM	Etilen-Propilen kauçuk	Ethylene-propylene diene terpolymer	Yaşlanma ve ısıya dayanım mükemmel, Aşınma dayanımı iyi.
CR	Neopren	Chloropren	Aşınmaya, güneş ve aleve dayanım iyi. Petrol bazlı yağlarla çalışılabilir.
NBR	Buna N	Nitrile-butadiene	Bitkisel, hayvansal ve petrol kökenli yağlarla mükemmel çalışılabilir.
IR	Poliizopren	Isoprene, sentetik	Doğal kauçuk ile özellikleri aynı.
BR	Polibutadien	Polybutadiene	Aşınma dayanımı ve esneklik mükemmel. Düşük ısıda kullanılabilir.
IIR	Butil	Isobutylene- isoprene	Yüksek ısıya mükemmel dayanım. Yaşlanmaya çok iyi dayanım. Aşınmaya iyi dayanım.

Çizelge 2.5 Çeşitli karkas malzemelerinin özellikleri

Malzeme	Piyasa Adı	İplik Çapı [mm]	Kopma Muk. [N/mm]	Uzama [%]	Yoğunluk [gr/cm ³]
Pamuk		0,02	4 - 6	3 - 7	1,54
Suni İpek	Rayon Viskon	0,01 - 0,038	4 - 6	9 - 20	1,50
Polyamide	Naylon Perlon	> 0,007	7 - 9	16 - 28	1,10
Polyester	Dacron Diolen Treviro Terylen Vesten	> 0,007	7,5 - 9,5	11 - 13	1,18
Polyvinyl	Kuralon Vinyol	> 0,007	4 - 8	20 - 25	1,30
Cam iplik		0,007 - 0,01	14,5	2 - 3	2,50
Çelik kord		1 - 5	25	1 - 2	7,80

Özellikle yer altı madenciliğinde, çok tehlikeli sonuçlar doğuran bant yangınlarından korunmak amacıyla bantların bir kısmı 1950 yılından beri yangına karşı dayanıklı olarak üretilmektedir. Yangına karşı dayanıklı bant yanmayan bant değildir. Bu bantlar, çıkan bir yangını büyütmeden, konulan standartlara göre, 15 saniyeden kısa bir süre içinde sönmesine neden olan bantlardır. Kaplama maddelerinden olan tabii kauçuğun içine Neopren; Buna'nın içine Chlorparaffin katılması bantları yangına karşı dayanıklı kılar. Bir diğer kaplama maddesi olan PVC (Polyvinylchlorid) ise tek başına yangına dayanıklı bir maddedir. PVC kaplama, en az diğer iki kaplama kadar aşınmalara da dayanıklı olup, özellikle keten dokuma karkasla çok iyi kaynaşır, bir bütün oluşturur. PVC bantlar gün geçtikçe daha yaygın kullanım alanı bulmaktadır.



Şekil 2.9 Konveyör bantlarının bant mukavemetleri [5]

Bandın Yanlara Kaçması Problemi Bantlı ileticilerin bant ekseninin iletici ekseninde kalmasını sağlamak şarttır. Bandın yana kaçması malzemenin dökülmesine ve bandın hasar görmesine neden olacaktır. Düz makaralarda bandın merkezlenmesi kolaydır; fakat üçlü taşıyıcı makaralı ileticilerde ise hareketli bir bant yükseğe tırmanmak isteyeceğinden bandın yüksek olan yan makaralara kaçma ihtimali yüksektir. Aşağıdaki noktalar bandın yana kaçma ihtimalini artırırlar;

- Eğim açısı artması
- Makaralar arasındaki mesafenin fazla olması
- Makaraların kaymalı yataklı olması
- Bandın rijit olması nedeniyle orta makaraya oturmaması
- Bandın tam ortadan yüklenmemesi
- Bant hızının yüksek olması
- Bandın makaraya iyi oturmaması
- Makara ve tamburların sıkışması ve zor dönmesi
- Ek yerinin düzgün yapılmamış olması
- Makara ve tamburların iletici eksenine tam dik olarak yerleştirilmemiş olması
- Bant şasisinin istikametinin ve tesviyesinin tam olmaması
- Açıkta çalışan ileticilerde rüzgar etkisi

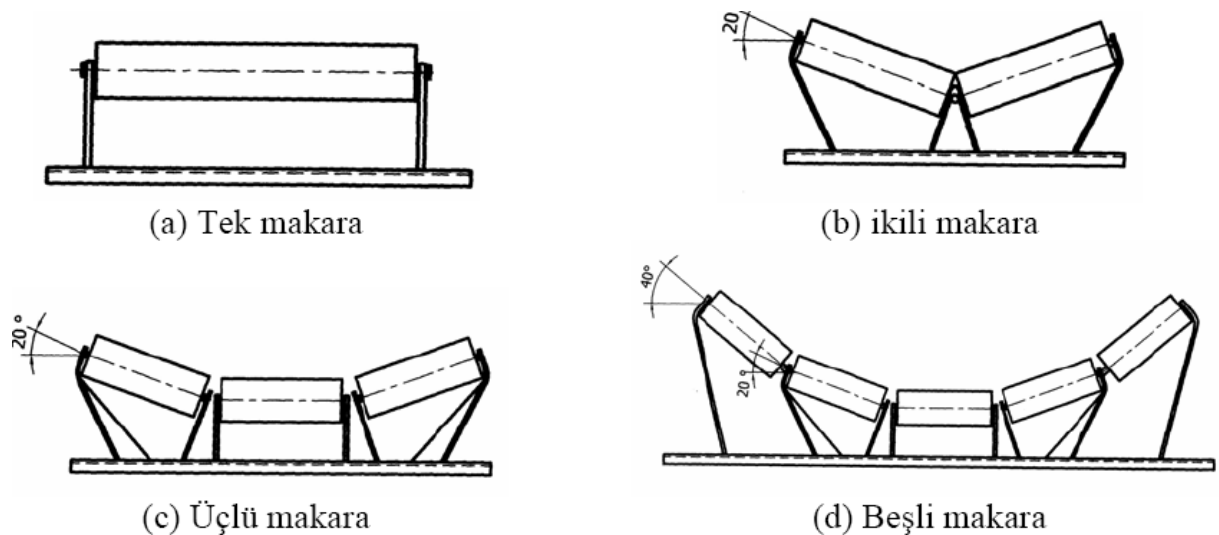
Bandın yanlara kaçmasını önlemek için alınacak konstrüktif önlemler şunlardır;

- Yan makaraların bandın hareket yönünde $1,5^{\circ}$ ile 3° arasında eğimli yerleştirilmesi,
- Baş ve kuyruk tamburları bombeli yapılması,
- Baş ve kuyruk tamburları üzerine yivler açılması.

2.3.2. Makaralar

Taşıyıcı makara (rulo) grubu en basit halde genişliği banttın daha büyük olan silindirik bir rulodan ibarettir. Bu tip düz taşıyıcı makara grupları daha çok parça malzemenin naklinde veya besleyici bantlarda kullanılır. Bantlı ileticilerde makaraların iki önemli görevleri vardır:

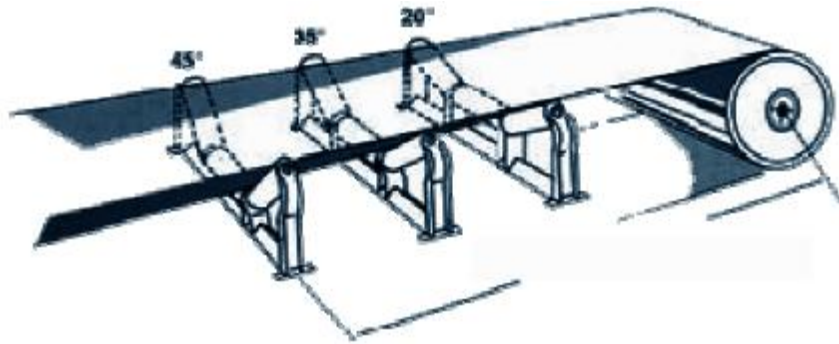
- Malzemeyi taşıyan banda veya dönüş kısmında da boş banda destek olmak
- Gerekli zaman banda oluk şekli vermek



Şekil 2.10 Makara grupları

Diğer bir uygulama ise açılı bir şekilde düzenlenmiş ikili, üçlü, dörtlü ve beşli olarak tertiplenen makara gruplarıdır (Şekil 2.10b). Bu şekilde ileticinin taşıma kapasitesi arttırılmaktadır. Günümüzde yaygın olarak yatay bir rulo ve her iki yanda da yatayla açı yapan birer rulo içeren üçlü taşıyıcı makara grupları kullanılmaktadır. Yan makaralarının eğiminin artması ile kapasite de artmaktadır (Şekil 2.10c). Geniş bantlarda, banda daha iyi form verebilmek amacıyla beşli rulo grupları kullanılmaktadır. Beşli rulo grupları pahalı olmalarının yanı sıra konstrüksiyon ve yağlama bakımından da güçlükler doğururlar.

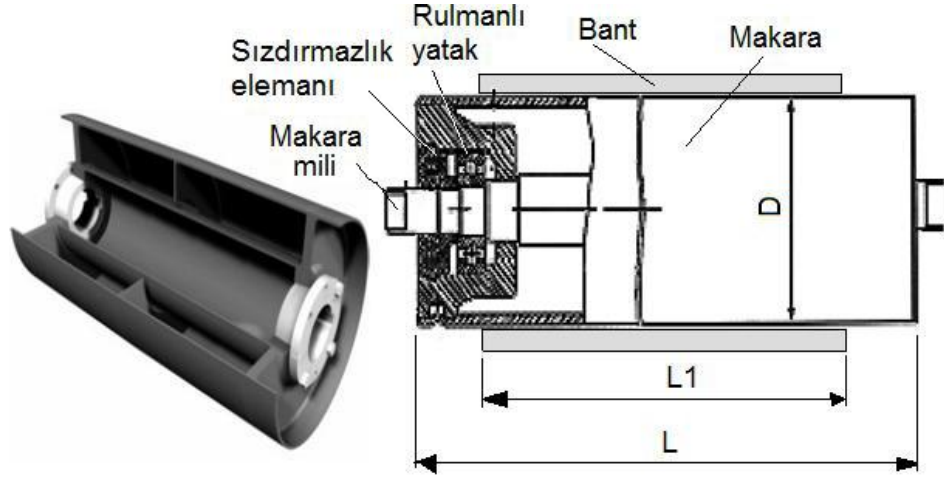
Bu yüzden günümüzde en geniş bantlarda bile standart üçlü makara grubu kullanılmaktadır. Üçlü bir hizada bulunan makara gruplarında, bandın sıkışmasını önlemek için makaraların üst kenarları arasındaki aralık 10 mm'den büyük olmamalıdır. Makaralar genelde çelik konstrüksiyon bir şasi üzerine mesnetlenir. Makaraları taşıyan bu şasi bant şasisine civatalarla bağlanır. Makaraların bant hareketine dik yönde ayarlanabilmesi için makara şasisi üzerindeki delikler oval yapılır. Makara şasisinin tasarımı makaraların kolayca sökülüp takılmasına imkan verecek şekilde olmalıdır. Ağır malzemelerin taşınacağı geniş bantlarda makara şasisinin yeteri kadar rijit olmasına dikkat etmelidir.



Şekil 2.11 Makaraların tamburdan itibaren düzeni

Makaralar genel olarak sabit bir mil üzerinde iki noktada yataklanmış, serbest dönen bir borudan ibarettir. Bandın genişliği (B), makara boyundan (L) toplam 50-100 mm daha kısa olmalıdır(Şekil 2.12). Makara konstrüksiyonunda dikkat edilmesi gereken noktalar şunlardır:

- Yağlamanın iyi olması,
- Rulmanlara toz ve zararlı maddelerin girmemesi için iyi bir sızdırmazlık,
- Yatakların aşırı yüklenmemesi için makaralar hafif ve dengeli olmalıdır,
- Seri imalatta ucuzluk sağlayacak bir konstrüksiyon.



Şekil 2.12 Makara montaj resmi

Rulolar arası mesafe genellikle; taşıyıcı rulolarda 1,2-1,5 metre, dönüş rulolarında 0,9-1,8 metredir. Bu mesafenin belirlenmesinde birçok faktörün birlikte değerlendirmesi gerekir. Sabit gerilme kuvveti altında yapılan deneyler; rulolar arası mesafe ve buna bağlı olarak rulolar arasındaki bant sehimini arttıkça, banttaki iç sürtünme kuvvetlerinin arttığını göstermiştir. Banttaki iç sürtünme kuvvetleri rulo çapı artınca azalmaktadır. Bu bilgiler; ruloların çapının büyük, rulolar arası mesafenin ise küçük tutulması gerektiğini ortaya koymaktadır. Diğer tarafta rulolar arası mesafenin azaltılması aynı mesafede daha fazla rulo kullanmak anlamına gelir ki, bu durumda da rulo yataklarındaki sürtünmeler artmış olacaktır. Banda etki eden gerilme kuvvetinin de rulolar arası mesafe üzerinde olumlu bir etkisi mevcuttur. Gerilme kuvvetinin yüksek olduğu yerlerde rulolar arası mesafeyi artırmak, küçük olduğu yerlerde ise azalmak gerekir. Tüm bu düşünceleri birlikte değerlendirmek ancak yeryüzündeki büyük bant taşıyıcılarında yararlı olmaktadır. Yer altında çalışan küçük bant taşıyıcılar için bu ayrıntılara girmenin gereği yoktur.

Yer altında çalışan küçük bant taşıyıcılar için taşıyıcı rulolar arası mesafenin aşağıdaki tabloda belirtilen değerlerde olması tavsiye edilmektedir.

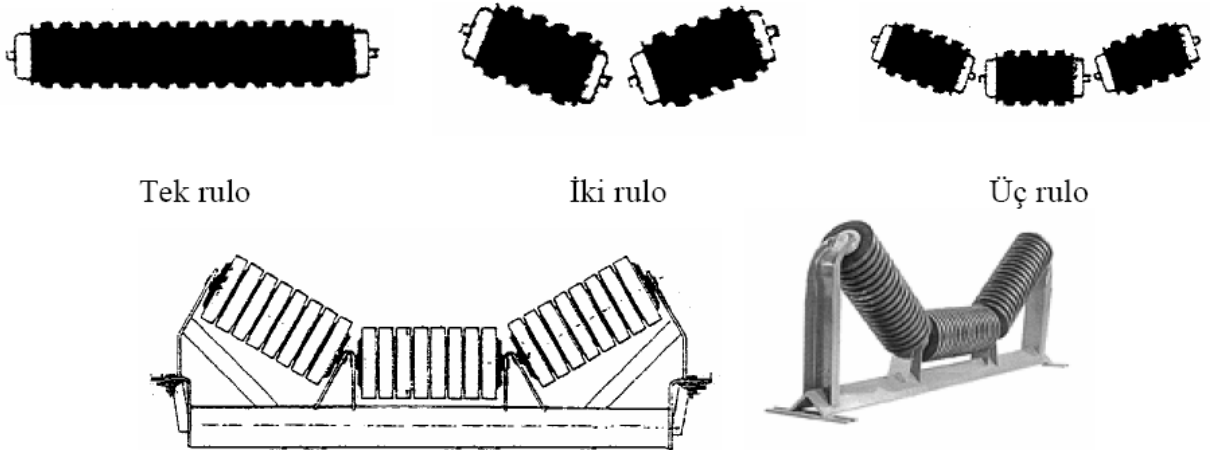
Çizelge 2.6 Rulolar arası mesafeler

Taşınan Malzemenin Yoğunluğu [Ton/m ³]	Rulolar Arası Mesafe [mm]						
	Bant Genişliği [mm]						
	400	500	650	800	1000	1200	1400
$m < 1$	1500	1500	1400	1400	1300	1300	1200
$1 < m < 2$	1400	1400	1300	1300	1200	1200	1100
$m > 2$	1300	1300	1200	1200	1100	1100	1000

Yükleme istasyonlarında bant üzerine düşen malzemenin oluşturacağı hasarlardan korunmak için bu bölgede taşıyıcı rulolar arası mesafe yukarıdaki tabloda verilen değerlerin yarısı kadar alınır. Dönüş ruloları arası mesafe ise taşıyıcı rulolar arası mesafenin yaklaşık iki katıdır.

2.3.2.1 Darbe Makaraları

İri parçaların banda yüklediği yerde, bandın hasar görmemesi için lastik kaplı darbe makaraları kullanılmalıdır. Lastik kaplama, darbe etkilerinin daha kolay absorbe edilmesi için girintili çıkıntılı imal edilir.



Şekil 2.13 Lastik kaplı darbe makaraları

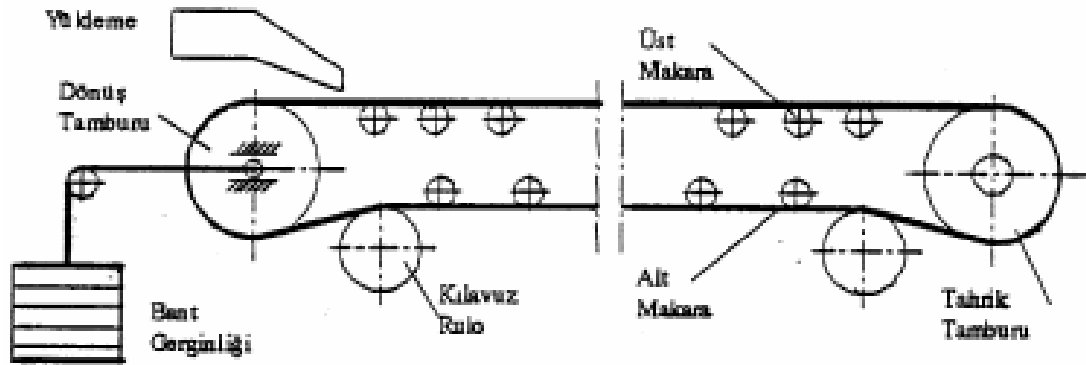
Dönüş makaraları tek parçalı yapıda olup, taşıyıcı makaralara göre daha az yük taşıdıkları için daha büyük aralıklarla yerleştirilebilirler.



Şekil 2.14 Dönüş makarası

2.3.3. Tambur Tertibatı

Konveyör bant sistemi, iki tambur arasında bulunan sonsuz (uçsuz) banttandır. Taşınacak yük bir taraftan yüklenir diğer yerden boşaltılır. Şekilde görülen bantlı konveyör elemanları: Tahrik tamburu (tahrik ünitesine bağlı), dönüş tamburu (germe düzenine bağlı), üst ve alt makara, kılavuz rulo, gergi sistemi, motor ve çelik konstrüksiyondan oluşur. Hareketin sağlanması için bant sistemine bir ön gerilme kuvvetinin uygulanması şarttır.



Şekil 2.15 Bantlı konveyör ve elemanları

2.3.3.1 Tahrik Tamburu

Bant tahrik yöntemleri, konstrüksiyona ve taşınacak malzemenin özelliğine bağlı olarak; baştan tahrik, kuyruktan tahrik veya çift tahrik olarak baştan ve kuyruktan olabilir. Çok tamburlu sistemlerde düşük bant gerilmeleri meydana gelir ancak ilave motor ve dişli sistemlerinden kaynaklanan ilave masraf yaratır. Bantlı konveyör konstrüksiyonunda bant hareket hızı ve tahrik gücü bulunmasına etkiyen tasarım parametreleri olarak,

taşıma malzemenin özellikleri ve yoğunluğu ile konveyör kapasitesi; bant özellikleri, taşıma uzunluğu ve eğimi bilinmesi gereken teknik değerlerdir.

Tahrik tamburu tarafından kauçuk banda iletilen çevre kuvveti, bandın her iki ucundaki kuvvetlerin farkıdır.

Bandı tahrik etmek için gerekli gücü aşağıdaki bileşenlere ayırabiliriz.

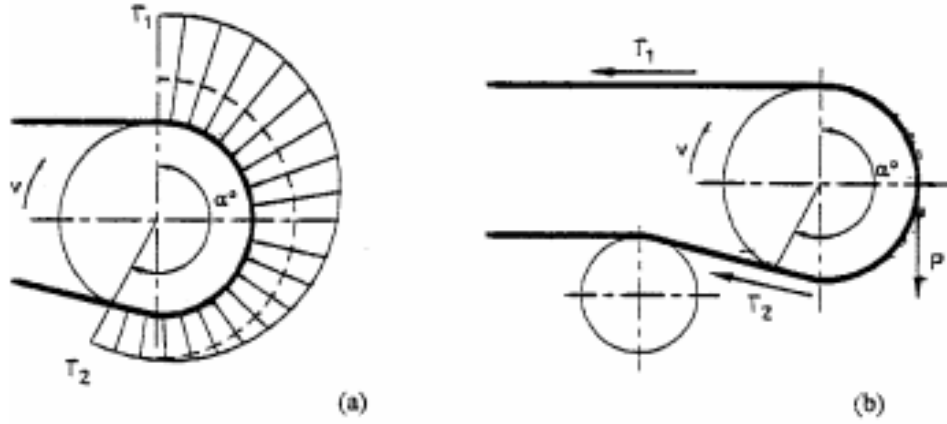
- Sistemi boşa çalıştırmak için gerekli olan güç
- Malzemeyi yatay nakletmek için gerekli güç
- Malzemeyi düşey olarak nakletmek için gerekli güç

Sistem boşa çalışırken sadece sürtünme kayıpları karşılanır. Bu halde rulolardaki ve tamburlardaki sürtünme kayıplarını tespit edebilmesi için gerekir. Ancak çok sayıda rulonun aynı sürtünme karakteristiklerini vermesi güç olduğu gibi mekanik montaj ve imalat hataları, hesap sonuçlarına bir hayli tesir edebilir. Hatta zamanla çalışma esnasında rulo yataklarının yağlı olup olmaması ve kasıntı yapması bile sürtünme kayıplarını değiştirebilir. Diğer taraftan kaybın önemli bir kısmını teşkil etmekle beraber hesaplanmayan şu tesirler de vardır:

- Bandın rulo sıraları arasında teşkil ettiği eğrinin bant hareketi dolayısıyla sürekli değişmesinden meydana gelen kayıp. Bu kayıp, bant hızı rijitliğine, rulolar arasındaki mesafeye ve rulo sıraları arasındaki bandın maruz kaldığı çekme kuvvetine bağlıdır.
- Bandın formu kesitindeki malzemenin rulolar üzerinden geçerken şeklinin değişmesinden meydana gelen kayıp.

Bu kayıp da banttaki çekme kuvvetine, rulo eksen açılarına ve rulo sıraları arasındaki mesafeye bağlıdır. Şu halde toplam sürtünme kaybını bulmak için bütün hareketli parçaların sürtünme kayıplarını toplamak ve yukarıdaki tesirleri göz önüne almak lazımdır. Bu ise imkansız gibidir. Pratik olarak sürtünme kaybını hesaplayabilmek için gerek nakledilen malzemenin gerekse konveyörün hareketli parçalarının toplam ağırlığı sisteme ait ortalama bir sürtünme katsayısı ile çarpılır. Tecrübeler ortalama çalışan birçok konveyör tesisatı için ortalama sürtünme katsayısı 0.03 değerine esas alınabileceğini göstermiştir.

Yatay pozisyonda çalışan bir konveyörde bant boyunca etkiyen kuvvetler Şekil 2.16'da görülmektedir. Burada, T_1 ve T_2 kuvvetlerini sağlamak için banda bir ön gerilme verilmesi gereklidir. Bu ön gerilme, tahrik tamburunda gerekli olan minimum T_2 kuvvetini temin edecek kadar olmalıdır. Şekil 2.16'da tahrik tamburu üzerinde oluşan bant kuvvet dağılımı gösterilmiştir. Hareket yönüne göre kuvvetler azalmaktadır.



Şekil 2.16 Tahrik tamburunda meydana gelen gerilim(a) ve kuvvetler(b)

2.3.3.2 Tambur Çapı

Tambur çapı aşağıdaki etkiler vasıtasıyla tayin edilir:

- Müsaade edilebilir bant uzaması,
- Çekme kuvvetlerinden azami istifade,
- İletme doğrultusunda bandın eğilme rijitliği,
- Bant ile tambur arasındaki kuvvet nakil kabiliyeti.

Eski DIN22101 de tambur çapı, bant ile tambur arasındaki tahrik kabiliyetine göre hesaplanır:

Verilmiş olan değerler max. nakil kabiliyeti için (0,35 kgf/cm² ye kadar) büyük tesislerde (~1 kgf/cm² ye kadar) kullanılabilir. Bu nedenle tambur çapı, bandın bant konstrüksiyonu ve zorlanmasına göre düzenlenmelidir. Dış dokuma katlarındaki uzama %2 yi aşmamalı, hatta %1 in altında bulunması daha iyi olmaktadır. Bitmiş hazır bantlarda kopma uzaması %15 civarında bulunması gerektiğinden, dokuma katlarının sürekli mukavemeti nispeten yüksek değerde olmaktadır.

ISO'da ve yeni DIN22101 de kopma uzamasının alt sınırı en az %10 olarak tespit edilmiştir, özel halleder daha da küçük olabilir.

Tambur çapları için norm sayı serisi R10'dur:

100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000 mm

En küçük tambur çapı için hesap formülü olarak da;

$$D=(100.d_k)/c \quad (2.1)$$

Geçerli olup, D (mm) cinsinden hesaplanan en küçük tambur çapı, c ise müsaade edilebilir eğilme uzamasının konstant değerini ve d_k (mm) dokuma tabakasının kalınlığını (kaplamasız) göstermektedir. C sabiti aşağıdaki tablodan alınabilir; bunlar çekme elemanlarının malzemesine, müsaade edilebilir çekme kuvvetinden faydalanılmaya ve hesaplanan tamburun cinsine bağlı olmaktadır.[1]

Çizelge 2.7 Tambur çapının hesaplanması için c sabitleri [1]

Tambur Cinsi	Müsaade edilebilir bant kuvvetinden faydalama (X)	c katsayısı pamuk ve sentetik yünden tek ve karışık pol-yanid veya polyes-ter lifli çekme elemanı için	C katsayısı suni ipek veya polyes-ter lifli çekme elemanı için
Tahrik tamburu	61-100	1,43	0,84
	31-60	1,67	1,00
	≤30	2,00	1,25
Saptırma tamburu	61-100	1,67	1,00
zarım açısı 180°	31-60	2,00	1,25
	≤30	2,50	1,67
Bükme ve sardırma tamburu sarımı	61-100	3,34	2,00
açısı ≤ 30°	31-60	4,00	2,50
	≤30	5,00	3,34
Bükme ve sardırma tamburu sarım açısı > 30-90°	61-100	2,17	1,30
	31-60	2,60	1,63
	≤30	3,25	2,17
Değişken eğilme yönlü çift tamburlu tahrik	61-100	0,95	0,56
	31-60	1,11	0,67
	≤30	1,33	0,84

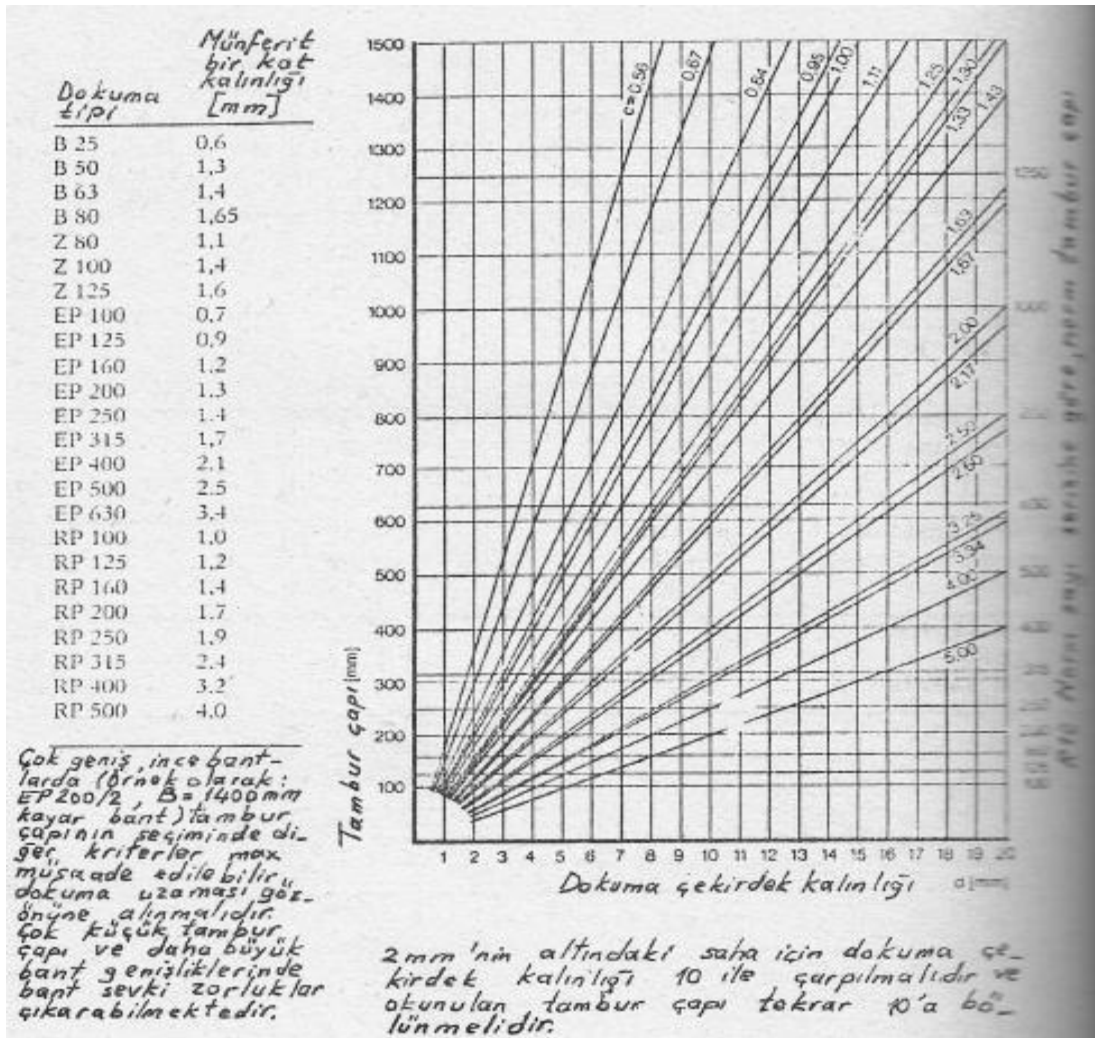
Saptırma ve sardırma tamburları için c sabitleri, kuyruk tamburları için verilenlere göre daha büyük olup, aynı zamanda,

- %100 de sarım açısı ≤30° ,
- %30da sarım açısı >30° dan 90° ye kadar olmaktadır.

Çift tamburlu tahriklerde, bandın eğilme doğrultusunun değişmesi sebebiyle, yüksek zorlanmalar ortaya çıkmaktadır. Bu halde bandı korumak için, maksada uygun tarzda tambur çapı daha büyük seçilmelidir. Bu sebepten, bu tahrik tarzı için, tambur çapını uygun şekilde büyültebilmek için, Çizelge 2.7 de, %30 civarında azaltılmış, c değerleri göz önüne alınmalıdır.

Hesaplanmış olan değer, en yakın ve daha büyük norm tambur çapına yuvarlatılmalıdır. Çizelge 2.8 de tambur çapları çeşitli c değerleri için çekirdek dokuma kalınlığına göre taşınmıştır. Şartlara göre en yakın daha büyük norm tambur çapı seçilebilir.

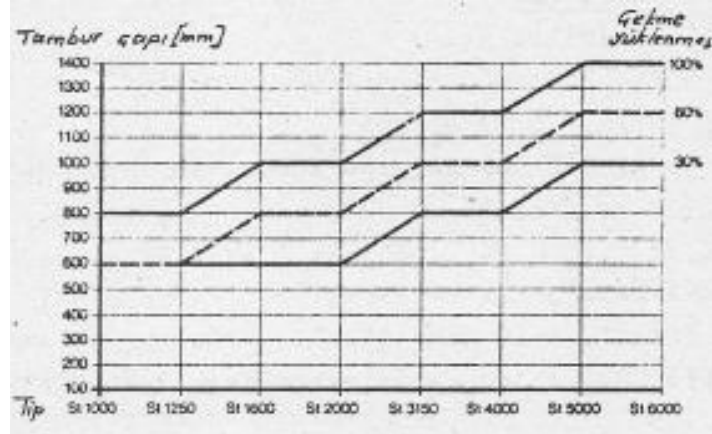
Çizelge 2.8 En küçük tambur çapının hesabı için diyagram [1]



Çelik halatlı bantlar için tambur çapları Çizelge 2.9 da verilmiştir. Takriben 100 kW dan itibaren tahrik güçlü tesislerde bant çeki kuvvetleri, büyük değerler aldığından, o zaman tambur dış yüzeyi ve tambur alın levhalarının konstrüksiyonuna dikkat

edilmelidir. Ayrıca yükselen yüzey basıncı ile, bant ile tambur arasındaki sürtünme katsayısı daha küçük olabilir.

Çizelge 2.9 Çelik halat dolgulu bantlar için en küçük tambur çapı



Bant genişliği 1000 mm ye kadar olan konveyörlerde, tambur genişliği bant genişliğinden 50 mm fazla; bant genişliği 1000 mm den fazla ise tambur genişliği bant genişliğinden 75 ila 100 mm den fazla alınır.

2.3.4 Gergi Tertibatı

Gergi düzeni, bant kollarındaki gerekli çekme kuvvetini temin eder. Gergi kuvvetinin az olması bakımından gergi düzenini banttaki çekme kuvvetinin en az olduğu yere yerleştirmek tercih edilmelidir. Çoğunlukla gergi düzeni konstrüksiyonun elverişli olduğu yere konmaktadır.

Bandın çekme kuvvetini ve dolayısıyla tambur bant kaymasını kontrol eden faktörlerden biri bandın gerdirilmesidir. Bant yüksüz halde ve hareketsiz iken bandın her yerinde eşit şiddette olan gerilme kuvveti T_2 gerdirme mekanizmaları tarafından oluşturulur. Tambur hareketini banda iletebilmek için, hesaplamalarda da açıkladığımız gibi, banda böylesi minimum bir gerilmenin verilmiş olması lazımdır. Üstelik bu gerdirmeyi; bir yanda bandın uzun ömürlü olmasını sağlarken, öte yanda bantla tambur arasında kaymaya neden olmadan yapmak gerekir. Bant taşıyıcıları gerdirmek amacıyla kullanılan yöntemler ise üç kategoridedir.

BANTLI KONVEYÖRLERİN HESABI

Bir bantlı konveyörde kayış ana boyutları ve gerekli motor gücünü belirlemek için kullanılan ilk veriler:

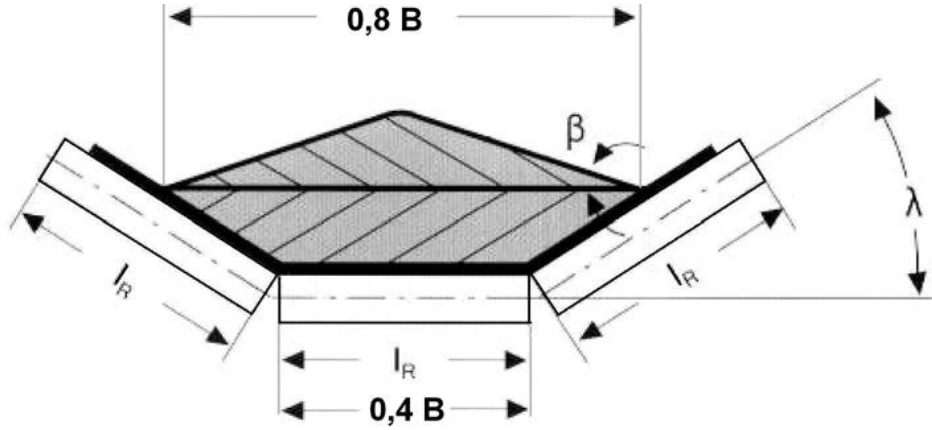
- İletilecek yükün karakteristikleri
- Hesaplanmış ortamla ve maksimum kapasite
- Konveyörün geometrisi ve ana boyutları
- İşletme koşulları (kuru veya ıslak ortam, açık veya kapalı bölge ve besleme ve boşaltma yöntemleri)

3.1. Bant Genişliği

İletme bandının genişliği, ilk olarak iletilen malın cinsine özellikle tane büyüklüğüne göre seçilmelidir. Prensip olarak dökme mallar için düz bant kullanılmaz. Bunlar, eğer mal iletmeye yolu üzerinde sıyrılıyorsa veya aks mesafesi çok kısa ise, göz önünde tutulmalıdır. Eğik rulolu bantlar düz bantlara nazaran daha büyük bir doldurma kesitine sahiptirler. Genelde 30° den 45° ye kadar olan eğik rulo açıları kullanılmaktadır. Eğik rulo kullanılması bant ve konstrüksiyonun daha küçük ve daha ucuz olmasına yardımcı olur. Bunun yanında iletim sırasında malın aşağıya düşmesi şeklindeki kayıplarında önüne geçilebilir.[3]

Dökme yükler taşındığında, bant genişliğini konveyörün kapasitesi ve nakledilen malzemenin boyutu belirler. Parça mal taşınması durumunda ise bu genişliği parçaların sayısı ve dıştan dışa ölçüleri belirler.

Taşıma kesit alanını belirleyen büyüklükler; bandın genişliği B, malzemenin sürşarj (yığılma) açısı β ve rulolarca sağlanan tekneleşme açısı α 'dır. Taşıma kesit alanını aşağıdaki şekle bağlı olarak şöyle hesaplayabiliriz:



Şekil 3.1 Bant taşıma kesiti

Üçgen yüksekliğine h_1 , yamuk yüksekliğine h_2 denecek olursa;

$A = \text{Üçgen alanı} + \text{Yamuk alanı}$

$$A = \frac{0,8 \cdot B \cdot h_1}{2} + \frac{(0,8 \cdot B + 0,4 \cdot B) \cdot h_2}{2} = \frac{0,8 \cdot B \cdot 0,4 \cdot B \cdot \text{tg}\beta}{2} + \frac{1,2 \cdot B \cdot 0,2 \cdot B \cdot \text{tg}\lambda}{2} \quad (3.1)$$

$$A = 0,16 \cdot \text{tg}\beta \cdot B^2 + 0,12 \cdot \text{tg}\lambda \cdot B^2 \quad (3.2)$$

$$A = (0,16 \cdot \text{tg}\beta + 0,12 \cdot \text{tg}\lambda) \cdot B^2 \quad (3.3)$$

Bu ifadede β için 15° alınabilir.

Alman DIN normları taşıma kesit alanının alabileceği değerleri bant genişliğine bağlı olarak tablo halinde vermiştir. DIN 22101 'e ait değerler aşağıdaki tabloda belirtildiği gibidir.

Çizelge 3.1 Bant genişliği ve tekneleşme açısına bağlı taşıma kesit alanı

Tekneleşme Açısı λ	Bant Genişliği [m]								
	0.50	0.65	0.80	1.00	1.20	1.40	1.60	1.80	2.00
20°	0.020	0.032	0.0575						
25°		0.040	0.0629	0.100	0.15				
30°			0.0675	0.109	0.161	0.224	0.269	0.290	0.32

Tabloda verilen bu değerler yatay bantlar için geçerlidir. Bant eğimli ise bu değerleri aşağıdaki tabloda verilen katsayılarla düzeltmek gerekir.

Çizelge 3.2 Taşıma kesit alanı k düzeltme katsayısı

Eğim	2°	4°	6°	8°	10°	12°	14°	16°	18°	20°	21°	22°	23°	24°
k	1.0	.99	.98	.97	.95	.93	.91	.89	.85	.81	.78	.76	.73	.70

Yeraltı işletmelerinde verilen bu teorik taşıma kesit alanlarının ancak % 70-80 'i kullanılabilmektedir. Yeryüzündeki bakımlı işletmelerde teorik alanın % 100 den yararlanılabilir.

Bant genişliğini belirleyen sadece taşıma kapasitesi değildir. Taşınan malzemenin tane boyu veya kenar uzunluğu da bant genişliğini belirleyen büyüklüklerdir. Taşıma kapasitesine bağlı olarak seçilen bant genişliğinin, tane boyuna göre belirlenecek bant genişliğinden eşit veya büyük olması gerekir.

Tane boyu veya kenar uzunluğuna bağlı olarak seçilmesi gereken minimum bant genişliğini aşağıda verilen iki yaklaşımla belirlemek mümkündür.

- a taşınan malzemenin tane boyu [mm] olmak üzere;
 - Boyutlandırılmış malzemede
 - $B > 3,3 a + 200$ [mm]
 - Boyutlandırılmamış malzemede
 - $B > 2a + 200$ [mm]
- DIN 22101 'da boyutlandırılmış malzemeler için minimum bant genişliği aşağıdaki tablo ile belirtilmiştir.

Çizelge 3.3 Minimum bant genişlikleri

Parça kenar uzunluğu [mm]	150	200	300	400	500
Min. Bant Genişliği [m]	0.50	0.65	0.80	1.00	1.20

a, parçanın boyutu olmak üzere a_{max} en büyük parça boyutu, a_{min} en küçük parçanın boyutu olarak alındığında a_{max}/a_{min} oranı 2,5'dan büyükse malzeme boyutlandırılmamış malzeme olarak adlandırılır. Eğer bu oran 2,5'dan küçükse malzeme boyutlandırılmıştır denir.

Parça mallar taşımak üzere tasarlanmış bir banttta, bant genişliği iletilecek yükün dıştan dışa ölçülerine ve bant üzerindeki konumuna bağlıdır. Mallar bandın iki kenarından 50-100 mm içerde olacak biçimde yüklenmelidir.

3.1.1 Hız-Kapasite İlişkileri

Sürekli taşıma yapan bant taşıyıcının hızı ve kapasitesi arasındaki ilişkiyi aşağıdaki bağıntı ile tanımlamak mümkündür.

$$Q_h = 3600 \cdot A \cdot V \cdot \rho \quad (3.4)$$

A Taşıma Kesit Alanı [m²]

V Hız [m/s]

ρ Yoğunluk [Ton/m³]

Q_h Taşıma kapasitesi [Ton/h]

Hızın daha büyük bir değeri, daha küçük bir enine kesit ortaya koymaktadır. Bunun anlamı, yalnız daha dar ve daha ucuz bir konstrüksiyon değil, bilakis çevre kuvveti P ve max. bant çekme kuvveti T_1 in azalması ve böylece tesis masraflarının düşmesini sağlamasıdır.

Ayrıca büyük hızlarda bant ve taşıyıcı şasilerin titreşimleri büyük önem arz etmektedir. Bundan başka, değişmeyen iletme kapasitelerinde, çevre kuvveti P, daha küçük yüklenmelerle azalmaz, bilakis daha büyük hızlarla, yenilmesi gereken yan ve esas dirençler hız ile arttığından dolayı, tekrar yükselir. [1]

DIN22101 standardındaki, standart hızlar şu şekildedir: 0.42, 0.52, 0.66, 0.84, 1.05, 1.31, 1.68, 2.09, 2.62, 3.35, 4.19, 5.20, 6.60, 8.40 m/s dir. Standarda göre un gibi toz veya pülverize malzemelerin iletim hızı 1.31 m/s ve altı önerilirken, uzun mesafelerde 2.62-6.60 m/s ve fırlatıcı bantlarda da 8.40 m/s ve üzeri hızlar önerilmektedir. [10]

Maden işletmelerinde bant hızlarının alabileceği maksimum değerler bant tesisinin ne kadar bakımlı ve düzenli olması ile yakından ilgilidir. Çalışma şartlarının en zor olduğu, dolayısıyla en bakımsız olan pano yollarında bant hızı 1.5 m/s 'yi geçmemelidir. Ana yol gibi nispeten bakımlı bantlarda hız 3 m/s 'ye değerine kadar artırılabilir. Açık ve uzun işletmelerde ise hız 4-8.40 m/s değerlerini alabilir.

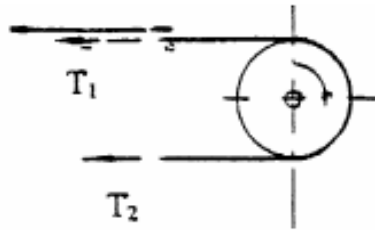
Bakımlı bantlar için tavsiye edilen ortalama hızlar aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 3.4 Önerilen bant hızları

		Bant Genişliği [mm]		
		400	500 - 650	> 800
Malzeme Özellikleri	Örnek Malzemeler	Bant Hızı [m/s]		
Ufalanınca kalitesi değişmeyen az aşındırıcı malzeme	Tüvönan Kömür, Tuz,Kum, Kırılmış Turba	1.0 - 1.6	1.25 - 2.0	1.6 - 2.5
Küçük ve orta taneli aşındırıcı malzeme < 160 mm	Çakıl,Cevher, Cüruf, Kıрма Taş	1.0 - 1.25	1.0 - 1.6	1.25 - 2.0
İri taneli, aşındırıcı malzeme > 160 mm	Cevher Pasa	--	1.0 - 1.6	1.0 - 1.6
Ufalanınca kalitesi düşen malzeme	Kok	1.0 - 1.25	1.0 - 1.6	1.25 - 1.6
Toz Malzeme	Un, Çimento	0.8 -- 1.0		
Taneli	Buğday, Çavdar	2.0 -- 4.0		

3.2 Tambur Çevre Kuvveti ve Tahrik Gücünün Tayini

Birim yükler taşınan bantlarda hızı; birim ağırlık, yükleme ve boşaltma yöntemi ve istenen iletim kapasitesi belirler.



Şekil 3.2. Gergin ve gevşek koldaki kuvvetler

Kuvvetlerin denge şartından, tahrik tamburu tarafından kauçuk banda iletilen çevre kuvveti P, sarılma ve boşalma tarafındaki kuvvetlerin farkına eşittir. Ayrıca P çevre kuvvetinin tamburdan bant üzerine sürtünme ile naklinde Eytelwein şartı sağlanmalıdır.[7] İletim değeri; e logaritma tabanı, bant sürtünme katsayısı μ , sarım açısı α olmak üzere,

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu\alpha} \quad (3.5)$$

Tamburda oluşan moment,

$$M = (T_1 - T_2) \frac{D}{2} \quad (3.6)$$

ve diğer taraftan çevresel kuvvet $P = T_1 - T_2$ olarak yazıldığında,

$$M = \frac{PD}{2} \quad (3.7)$$

ve kasnağın gücü net çekme kuvveti P [daN] ve bant hızı v [m/s] olmak üzere,

$$N = \frac{Pv}{75.\eta} [\text{BG}] = \frac{Pv}{102.\eta} [\text{kW}] \quad (3.8)$$

olacaktır.

Gergin ve gevşek kollardaki çekme kuvvetlerinden ayrı olarak banda gelen tesirler santrifüj kuvvetten ve gene bandın kasnağa sarılmasından yana eğilme momentinden ibarettir. Bantlı konveyörlerde v hızı düşük olduğundan santrifüj kuvvetler ihmal edilebilecek mertebelerdedir.[3]

Ayrıca hareket halinde, tahrik tamburu çevresinde, bütün hareket dirençlerinin toplamı:

$$P = C. \mu. L \left(G_M + \frac{Q_v}{3,6.v} \right) \pm \frac{Q_v.H}{3,6.v} \quad (3.9)$$

Çevre hızının tayinine ait formül tesisin %70 ila %100 nispetinde geçerlidir. Kuvvetin tayininde iletim yönü önemli rol oynamaktadır. Yukarı yönlü iletim durumunda formüldeki işaret pozitif, aşağı yönlü iletimde ise negatif olmaktadır.

Formülde bulunan parametreler sırasıyla;

P : Hareket halinde, tahrik tamburu çevresinde, bütün hareket dirençlerinin toplamı(N)

C : Yan dirençleri kapsayan katsayı

μ : Esas dirençleri kapsayan sürtünme katsayısı

L : iletme uzunluğu(m)

G_m : Üst ve alt kuşaktaki bandın iletme uzunluğuna ait taşıyıcı makaraların dönen kısımlarının ağırlığından oluşan kuvvet(N/m)

Q_v : Hacimsel iletme kapasitesi(m³/h)

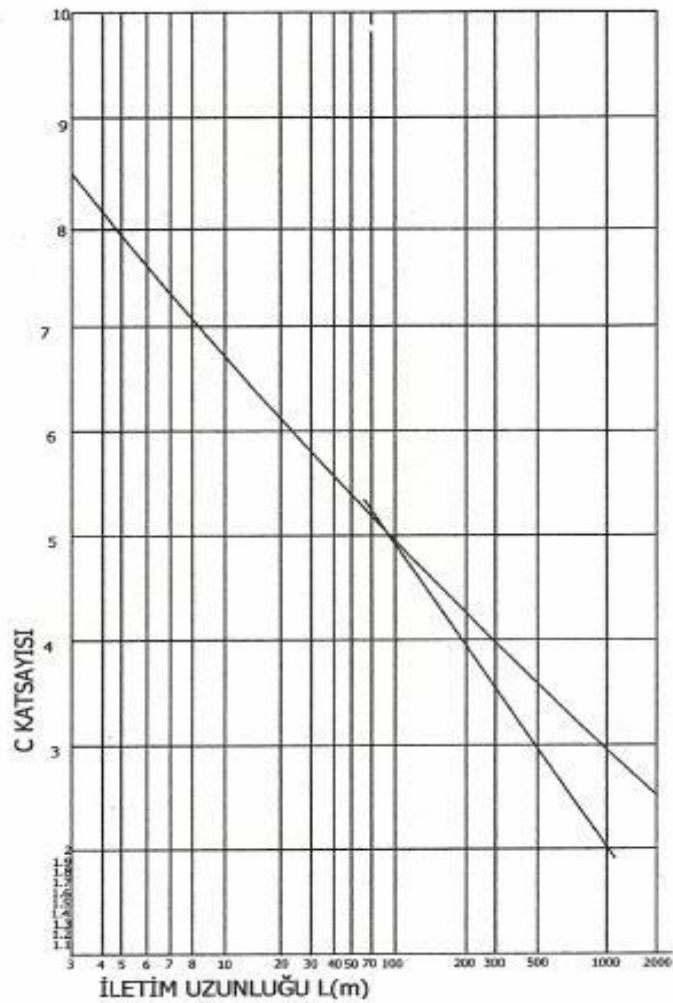
ρ : Yığın yoğunluğu(t/m³)

V: iletim hızı(m/s)

H:Toplam iletim yüksekliği(m)

P kuvveti formülünde bulunan C yan direnç katsayısı Şekil 3.5 den iletim uzunluğuna bağlı olarak elde edilen eğriden okunabilmektedir.

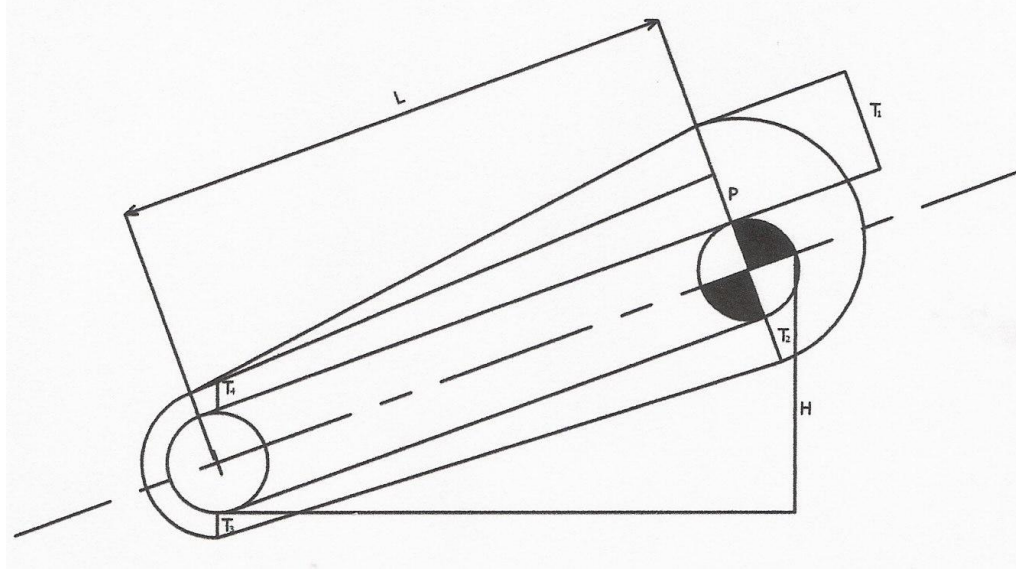
Çizelge 3.5 iletim uzunluğuna bağlı yan direnç katsayısı C nin bulunması



Pratikte μ eğrileri işletmenin çalışma şartlarına göre 0,012 ile 0,027 arasında değişmektedir. Aşağıda bu parametre ile ilgili ampirik değerler verilmiştir.

- $\mu = 0,016-0,018$: sabit, iyi düzenlenmiş, taşıma makaraları kolay harekete geçirilen ve mallar küçük iç sürtünme dirençlerine tesisler için;
- $\mu = 0,020$: Normal şartlarda

- $\mu = 0,023-0,027$: Kötü düzenlenmiş tesisler için, toza karşı özellikle salmastra yapılmış taşıma makaraları ile , yapışkan ve sıcak malların iletilmesinde ve ara sıra kuvvetli aşırı yükleme durumunda . [1]



Sekil 3.3 Bant çekme kuvvetlerinin dağılımı

Şekil 3.3’de tahrik tamburu üzerinde oluşan bant kuvvet dağılımı gösterilmiştir. Hareket yönüne göre kuvvetler azalmaktadır. Burada T_1 en büyük bant çekme kuvveti olmaktadır. Birkaç dönüşümden sonra aşağıdaki denklemler elde edilmektedir.

$$T_1 = \frac{75N}{v} \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1} \quad (3.10)$$

$$T_2 = \frac{75N}{v} \frac{1}{e^{\mu\alpha}-1} \quad (3.11)$$

Veya,

$$T_1 = P. \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha}-1} \right) \quad (3.12)$$

$$T_1 = P. \left(\frac{1}{e^{\mu\alpha}-1} \right) \quad (3.13)$$

yazılır. Burada $e^{\mu\alpha}$ değeri arttıkça bant çekme kuvvetlerinin arttığı gözlenmektedir. Aynı zamanda bu değer Çizelge 3.6 dan çeşitli sarım açıları ve sürtünme katsayıları için belirlenebilir. T_1 ve T_2 bant hesabı için temel parametrelerdir. Boşalma tarafındaki en

küçük ön gergi kuvveti verildiğinde, çekme elemanlarının ölçüleri ve bandın yapısı tayin edilebilir. [3]

Çizelge 3.6 $e^{\mu\alpha}$ için belirlenmiş değerler

SÜRTÜME KATSAYISI(μ)	SARIM AÇISI						
	180°	150°	200°	210°	220°	230°	240°
0,1	3,70	3,55	3,41	3,28	3,15	3,03	2,92
0,15	2,66	2,55	2,45	2,36	2,28	2,21	2,15
0,2	2,15	2,06	1,99	1,92	1,86	1,83	1,76
0,25	1,83	1,77	1,71	1,67	1,63	1,58	1,54
0,3	1,64	1,59	1,54	1,50	1,46	1,43	1,40
0,35	1,50	1,46	1,42	1,38	1,35	1,33	1,30
0,4	1,40	1,36	1,33	1,30	1,27	1,25	1,23
0,45	1,32	1,29	1,26	1,24	1,22	1,20	1,18
0,5	1,26	1,23	1,21	1,19	1,17	1,16	1,14

Eğimli olarak malzeme iletiminde kullanılan konveyörlerde bant ağırlığının bant doğrultusundaki bileşeninden dolayı da bir germe kuvveti vardır. Tahrik kasnağının üstte olması halinde bant ağırlığından dolayı gergin ve gevşek kolda kuvvetler birbiri ile aynıdır ve bu germe kuvvetlerinin güç iletimine etkisi yoktur. Ancak bandın mukavemet hesabında ve germe kuvvetinin tayininde, ağırlıktan dolayı meydana gelen germe kuvveti dikkate alınmalıdır.

3.3 G_M (Üst ve alt kuşakta, bandın ve taşıyıcı makaraların dönen kısımlarının

ağırlığından oluşan kuvvet) Tayini

Üst ve alt bant kolunda; bant ve rulo ağırlığı şu şekilde hesaplanır:

$$G_M = 2 \cdot G_G + G_{RO} + G_{RU} \quad (3.14)$$

Üst ve alt kuşaktaki bandın iletme uzunluğuna ait taşıyıcı makaraların dönen kısımlarının ağırlığından oluşan kuvvet G_M nin tayini için metre uzunluğa ait bant ağırlığı G_G belirlenmelidir. Dönen taşıyıcı ruloların ağırlıkları G_{RO} ve G_{RU} katalog verilerinden tespit edilir. Daha önceden dokuma katlarının sayısı ve cinsi, ayrıca taşıyıcı

ve hareketli taraftaki örtü sayısı, bütün bu hesaplamaların sonucunda Çizelge 3.7 den tayin edilebilir. [3]

Bandın bir metre uzunluğundaki bir parçasının ağırlığını bilmek için bandın seçilmiş olması gerekir. Bandı seçebilmek için ise banda etkiyen kuvvetlerin, dolayısıyla bandın ağırlık kuvvetinin de bilinmesi gerekmektedir. Bu problemde bir döngü mevcuttur. Problemin çözümü ancak deneme-yanılma ile mümkündür. İlk önce bandın birim ağırlığının makul sınırlar içinde kabul edilmesi gerekir. Bant birim ağırlığının kabulü çeşitli yöntemlerle yapılabilir.

Bant birim ağırlığının kabulünde başvurulacak diğer bir yöntem ise bant üreten firmaların çıkardıkları kataloglardan yararlanmaktır. Aşağıda iki katalog örnek olarak verilmiştir. [4]

Çizelge 3.7 Dokuma bantlar birim ağırlıkları [kgf/m²] [4]

Tabaka Sayısı	Üst : Alt Kaplama	Pamuk Sentetik Pamuk				Yapay Elyafı Rayon - Polyamid vs.				
		Z70 BZ50	Z90 BZ60	BZ80	Z125	RP160 R125	RP200	RP250	RP300	RP400
3	3:2	9.9	10.5			9.5	10.5			
	3:2	11.2	12.0	13.5		11.5	12.5	13.0	13.5	14.4
4	4:2	12.3	13.1	14.6		12.5	13.5	14.0	14.5	15.5
	5:2	13.4	14.2	15.7		13.5	14.5	15.0	15.5	16.5
	3:2	12.6	13.6	15.5	17.6	13.0	14.0	15.0	16.0	17.0
5	4:2	13.7	14.7	16.6	18.6	14.0	15.0	16.0	17.0	18.0
	5:2	14.8	15.7	17.7	19.7	15.0	16.0	17.0	18.0	19.0
	6:2	15.9	16.8	18.8	20.8	16.0	17.0	18.0	19.0	20.0
	3:2		15.2	17.5	19.9		17.0	18.0	19.0	20.0
6	4:2		16.3	18.5	21.0		18.0	19.0	20.0	21.0
	5:2		17.4	19.6	22.0		19.0	20.0	21.0	22.0
	6:2		18.5	20.7	23.1		21.0	22.0	23.0	24.0

Phoenix Bant Katalogu

Çizelge 3.8 Çelik telli bantlar birim ağırlıkları [4]

Tipi	St 1000	St 1250	St 1500	St 2000	St 3000
Kalınlık [mm]	14	16	18	20	23
Tel Çapı [mm]	3.8	4.2	5.0	5.8	7.2
Ağırlık [kp/m ²]	20.5	24.0	28.6	31.8	37.0

Bir diğer yöntem ise, bant birim ağırlığı bulmaya dayalıdır ve özellikle pamuk dokuma bantlar için gözlemlere dayanılarak elde edilmiş olan aşağıdaki ampirik formülün kullanılmasıdır.[4]

$$G_M = 1,1. B. (1.25. z + S_1 + S_2) \quad (3.15)$$

Bu bağıntıda:

G_M = Bant birim ağırlığı [kgf/m]

B = Bandın Genişliği [m]

S_1 = Üst kaplama kalınlığı [mm]

S_2 = Alt kaplama kalınlığı [mm]

z = Bandın tabaka sayısı

G_{RO} ve G_{RU} iletme uzunluğunun 1 metresine ait taşıma makara istasyonunun dönen parçalarının ağırlıkları olup Çizelge 3.9 dan taşıma makara mesafesine bölünmesiyle bulunurlar. Bant birim ağırlığının belirlenmesindeki zorluklar rulo birim ağırlığının belirlenmesinde de mevcuttur. Aşağıda verilen katalog rulo ağırlıklarının kestirilmesinde yardımcı olacaktır.

Çizelge 3.9 Rulo istasyonu basına, dönen taşıyıcı ruloların ağırlığı (Kgf) [3]

Taşıma Makara çapı		Bant genişliği							
		300	400	500	650	800	1000	1200	1400
38	düz	1,2	1,4	1,6	1,9	2,3			
	2parçalı	1,5	1,7	1,9	2,3	2,7			
	3parçalı	1,8	2,0	2,2	2,6	3,1			
51	düz	1,7	1,9	2,1	2,7	3,3			
	2parçalı	2,0	2,3	2,6	3,1	3,7			
	3parçalı	2,5	2,7	3,1	3,5	4,1			
63	düz	2,2	2,6	3,0	3,7	4,4	5,4		
	2parçalı	3,0	3,4	3,8	4,5	5,2	6,2		
	3parçalı	3,8	4,2	4,6	5,9	6,0	7,0		
89	düz		4,1	5,0	6,4	7,3	19,4	11,2	13,0
	2parçalı		5,5	6,5	7,8	9,3	10,5	12,7	14,5
	3parçalı		7,0	7,9	9,3	10,7	12,5	14,1	15,9
108	düz			8,6	10,0	11,4	13,5	15,6	17,7
	2parçalı			10,9	12,3	13,7	15,8	17,9	19,9
	3parçalı			13,1	14,5	15,9	18,0	20,1	22,2
133	düz					14,8	18,4	22,0	25,6
	2parçalı					17,4	21,3	24,9	28,5
	3parçalı					20,0	24,2	27,8	31,4

Çizelge 3.10 Rulo takımı ağırlıkları [4]

B [cm]	Rulo Dış Çapları											
	70 mm		90 mm		108 mm		133 mm		159 mm		191 mm	
	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b
50	5.1	3.7										
65	5.8	4.4	9.1	6.5								
80	6.8	5.4	11.0	7.8	16.0	11.4						
100			12.0	9.1	17.9	13.3	23.5	17.5				
120					20.3	15.7	26.7	20.7	36.9	28.3		
140							29.2	23.2	40.3	31.7		
160							31.8	25.8	43.8	35.2		
180									47.2	38.7	70.5	55.7
200									50.8	42.2	75.3	60.3

a: Taşıyıcı Rulo Takımı (Üç parça)

b: Dönüş Rulosu

Daha önce verilen bilgilere dayanarak rulo çapı belirlendikten sonra bant genişliğini de kullanılarak rulo ağırlıkları tablodan okunur. Bulunan bu değerler bir rulo takımının ağırlığıdır. Bir metreye düşen rulo ağırlığını bulmak için tablo değerlerini rulolar arası mesafeye bölmek gerekir. Aynı tablo rulo çapı seçimi içinde kullanılabilir. Bant genişliğine bağlı olarak rulo çapları incelendiğinde aynı bant genişliği için birden fazla rulonun verilmiş olduğu görülür. Bu durumda hafif işler için hafif ruloyu; ağır işler için ağır ruloyu seçmek gerekir. [4]

Aynı bant hızında daha küçük boyuttaki taşıma makaraları, daha büyük devir sayıları ile daha büyük hareket dirençleri meydana getirdiğinden, taşıma markalarının seçiminde bu unsurlar göz önünde bulundurulmalıdır. [3]

3.4 Bant Tipinin 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 sağlar. Bu bakımdan yüksek kaliteli bant malzemesine ihtiyaç vardır. T_1 değerinin hesaplanması durumunda bant genişliği basına gerçek bant zorlanması hesaplanabilir.

$$K_t = \frac{T_1}{B} \quad (3.16)$$

Dinamik zorlanmalardan, bandın eğilmesi, katların düzgün olmayan yüklenmesi, bağlantı yerlerindeki mukavemet kaybı, tamiri mümkün olmayan bant yaralanmaları , eskime dolayısıyla mukavemet kaybı gibi ek yüklemeler , emniyetsizlik faktörü , bandın yırtılma mukavemetine kadar yüklenmesini engellemek amacıyla bir emniyet katsayısını gerektirmektedir.

DIN22101 e göre emniyet katsayıları, 3-5 katlı bantlar için S=10, 6-9 katlı bantlar için S=12, 10-14 katlı bantlar için S=13 civarında alınabilmektedir.

Bant zorlaması ile emniyet katsayısı arasındaki ilişki aşağıdaki formülde belirtilmiştir.

$$K_t \cdot S = Z \cdot K_z \quad (3.17)$$

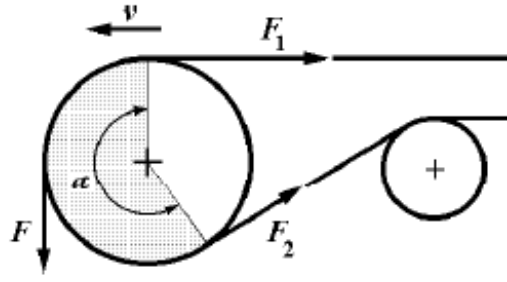
$$Z = \frac{K_t \cdot S}{K_z} \quad (3.18)$$

Burada z pamuk dokuma katlarının sayısı, K_z (kN/cm)bandın bir katına ait yırtılma mukavemeti ise, $Z \cdot K_z$ gerçek bant zorlaması K_t nin S katı olduğu görülmektedir. [3]

3.5 Sarılma Açısı ve Kayma

Motor tarafından tahrik edilen tamburun hareketi banda, bant ve tambur arasındaki sürtünme ile iletilir. Hem nakliyatın aksamadan yürütülmesi; hem de çalışma güvenliği açısından bantla tambur arasında kayma olmamasına dikkat edilmelidir. Kayma olması halinde sürtünme nedeniyle ortaya çıkan ısı bant yangınlarına sebep olur. Aslında yeraltı madenciliğinde kullanılacak bantların yangına dayanıklı olması gerekir. Bu tür bantların yanmayacağını düşünmek hatalıdır. Yangına dayanıklı bantlar da yanarlar ama yangını çok yavaş iletirler.

Bantla tambur arasındaki kaymayı kontrol eden mekanizma bant gerdirme sistemleridir. Ancak gerdirme konusunda da aşırı gitmemek gerekir. Bant, bant taşıyıcının en pahalı elemanlarında biridir. Aşırı gerdirme ise bandın ömrünü kısaltır ve dolayısıyla işletme masraflarının artmasına neden olur. Doğru bir gerdirme yapabilmek için gerdirme konusunu yakından inceleyeceğiz.



Şekil 3.4 Tambur üzerinde bandın sarılma açısının ölçümü

Bir tamburun üzerine sarılan bandın kaymadan hareket edebilmesi için banda etkiyen kuvvetler arasında Eytelwein yasası ilişkisinin olması gerekir:

$$T_1 \leq T_2 \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) \quad (3.19)$$

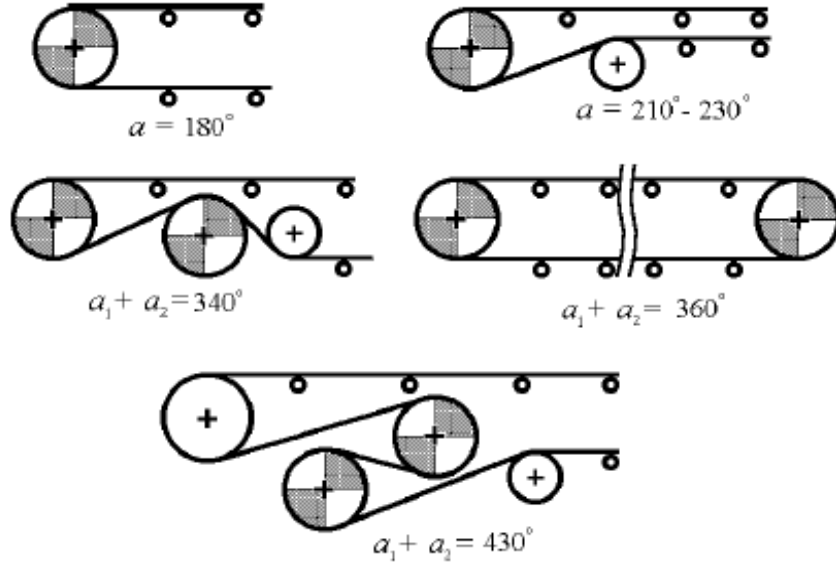
Hareketi sağlayan çekme kuvvetini artırabilmek için bantla tambur arasındaki sürtünmeyi, sarılma açısını veya gerdirme kuvvetini dolayısıyla T_2 'yi artırmak gerekir.

Tamburla bant arasındaki sürtünmeyi artırabilmek için tamburun üstü sürtünmesi yüksek malzeme ile kaplanır. Çeşitli malzeme ile kaplanan tamburlara ait sürtünme katsayıları aşağıda verilmiştir.

Çizelge 3.11 Tambur üzerindeki nemin sürtünme katsayısına etkisi [4]

	Kuru	Islak (temiz)	Islak (Çamurlu)
Çıplak Tambur	0,35 – 0,4	0,1	0,05 – 0,1
Poliüretan Kaplama	0,35 – 0,4	0.35	0.2
Lastik Kaplama	0,40 – 0,45	0.35	0,25 – 0,3
Seramik Kaplama	0,40 – 0,45	0,35 – 0,4	0,35

Tablodan da izleneceği gibi nem sürtünme katsayısını büyük oranlarda azaltmaktadır.



Şekil 3.5 Sarılma açısı hesap örnekleri

Bant nakliyatında sarılma açısını artırmanın özel bir önemi vardır. Tek tamburlu sistemde sarılma açısı 180° - 250° arasında değişir. Bu değerlerin yetersiz kalması halinde çift tamburlu sisteme geçilir ve böylece sarılma açısı şekilde görüldüğü gibi 430° 'ye kadar artırılabilir.

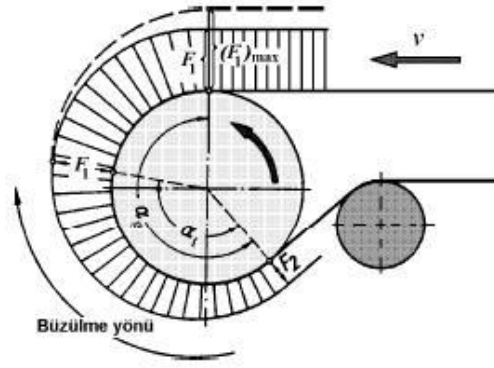
Tambur ile bant arasında kayma olmaması halinde, her türlü çalışma durumu için ($T \geq 0$) daima $T_1/T_2 = e^{\mu\alpha}$ eşitliğini yazmak mümkündür. Bunu sağlamak için, $e^{\mu\alpha} \geq 1$ yani " $\alpha \geq 0$ " olması gerekir. Diğer yanda " α " açısının alabileceği en büyük değer bandın tambura sarıldığı açı ile sınırlıdır. Bu durumda " α " sarılma açısını iki farklı şekilde tanımlamamız gerekir. Bandın tambura sarıldığı bölgesi gören merkez açığa geometrik sarılma açısı " α_g ", bantla tambur arasında sürtünmenin gerçekleştiği bölgeyi gören merkez açığa ise fiili sarılma açısı " α_f " diyeceğiz. " α_f " açısı $T_1/T_2 = e^{\mu\alpha}$ eşitliğini sağlayan ve değeri " $0 \leq \alpha_f \leq \alpha_g$ " değişen bir açıdır. Bu durumda konu ile ilgili temel bağıntıları aşağıdaki gibi yazmak mümkündür.

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha_f} \quad (3.20)$$

$$T_1 = T_2 \cdot (e^{\mu\alpha_f} - 1) \quad (3.21)$$

$$\frac{(T_1)_{\max}}{T_2} = e^{\mu\alpha_g} \quad (3.22)$$

$$T_{\max} = T_2 \cdot (e^{\mu\alpha_g} - 1) \quad (3.23)$$



Şekil 3.6 Tamburun sarılma noktalarındaki gerilme dağılımı

Fiili sarılma, açısı tamburun banttaki gerilme kuvvetlerinin minimum olduğu noktasından başlayarak büyümeye başlar. Büyük bantlarda tambur ile bant arasındaki sürtünme bölgesini (fiili sarılma açısının tanımladığı bölge) gözle de görmek mümkündür. Bu bölgede banda etkiyen gerilme kuvvetleri en büyük değerinden en küçük değerine düşer ($T_1 \Rightarrow T_2$). Elastik bir cisim uygulanan kuvvetle orantılı olarak uzadığından banttaki gerilmeler düşerken bantta bir büzülme başlar. Büzülmenin yönü gerilmenin küçük olduğu kısımdan büyük olduğu kısma doğrudur. Bu büzülme olayını kayma ile karıştırmamak gerekir.

$$\frac{T_{\max}}{T_1} = k \quad (3.24)$$

Yukarıdaki oran, yani geometrik sarılma açısında elde edilebilecek maksimum çekme kuvveti ile fiili sarılma açısı ile elde edilen çekme kuvveti arasındaki oran, bandın kaymaya karşı emniyet katsayısını verir. Bu katsayı "1" ise bant kayma sınırında çalışıyor demektir. En ufak aşırı yüklenme karşısında bant kaymaya başlayacaktır. Makul seviyelerdeki aşırı yüklenme durumunda bandın hemen kaymasını önlemek için bu katsayının birden büyük olması gerekir.

Çift tahrik sisteminin seçilmesi durumunda, belirlenmesi gereken diğer bir konu da her tahrik tamburunun uygulayacağı çekme kuvveti ve dolayısıyla ana ve yardımcı motor güçlerinin ne olacağı konusudur. [4]

3.6 Bant Tahrik Durumu ve Gergi Kuvvetleri Hesabı

Yukarı doğru iletimde, iletilen malın ve bant ağırlığının hareket yönünde dik bileşeni sürtünmeyi artırmaktadır. Bir konveyör aşağı doğru eğimli bir pozisyonda çalışıyorsa, yüklerin bant doğrultusundaki bileşenleri de faydalı etkide bulunur ve bant kollarındaki germe kuvvetlerinin daha az olmasını sağlar. Bu nedenlerle, uygun konstrüksiyonlar yapıldığı takdirde, bant kollarındaki germe kuvvetleri büyük değerler almamaktadır. Bandın üst kısmında oluşan kuvvet F_o , direnç katsayısı C , makara yatak sürtünme katsayısı μ , bant boyu L , bant ağırlığı G_G [kg/m], iletilen malın ağırlığı G_B [kg/m], üst kısım taşıyıcı makara ağırlığı G_{RO} [kg/m] olmak üzere;

$$F_o = C \cdot \mu \cdot L \cdot (G_G + G_B + G_{RO}) \quad (3.25)$$

Bandın alt kısmında oluşan kuvvet F_u , alt kısım taşıyıcı makara ağırlığı G_{RU} [kg/m] ile;

$$F_u = C \cdot \mu \cdot L \cdot (G_B + G_{RU}) \quad (3.26)$$

Üst ve alt kısımda oluşan kuvvetlerin toplamı bant üzerindeki çevre kuvvetine eşittir.

Bant tahrik hesaplarında eğimsiz ve eğimli tasarıma göre, baştan kuyruktan ve her iki yerden tahrik ayrı ayrı ele alınmış ve bant germe kuvvetleri her biri için hesaplanmıştır.

$$P = F_o + F_u \quad (3.27)$$

$$P = C \cdot \mu \cdot L \cdot [G_B + 2 \cdot G_G] \cdot \cos\alpha + G_{RO} + G_{RU} \pm H \cdot G_B \quad (3.28)$$

3.6.1 Eğimsiz Çalışma Durumu

Bandın düz satıhta çalıştığı yatay pozisyonunu koruduğu konstrüksiyondur. Şekilde eğimsiz durumda 3 değişik tahrik yöntemi gösterilmiştir. Şekil 3.7 eğimsiz baştan tahrik, Şekilde eğimsiz kuyruktan tahrik ve her iki uçtan tahrik yöntemleri gösterilmiştir. Her bir şekil üzerinde tahrik tamburunun konumuna uygun olarak tambur dönüş yönleri ile oluşan bant gergi kuvvetleri işaretlenmiştir.

3.6.1.1 Eğimsiz Baştan Tahrik Yöntemi

Şekilde görülen eğimsiz baştan tahrik yönteminde, aşağıdaki eşitliğinde bulunan çevre kuvveti ve sürtünme katsayısı ile bant sarım açısı yardımıyla T_1 kuvveti,

$$T_1 = P \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) \quad (3.29)$$

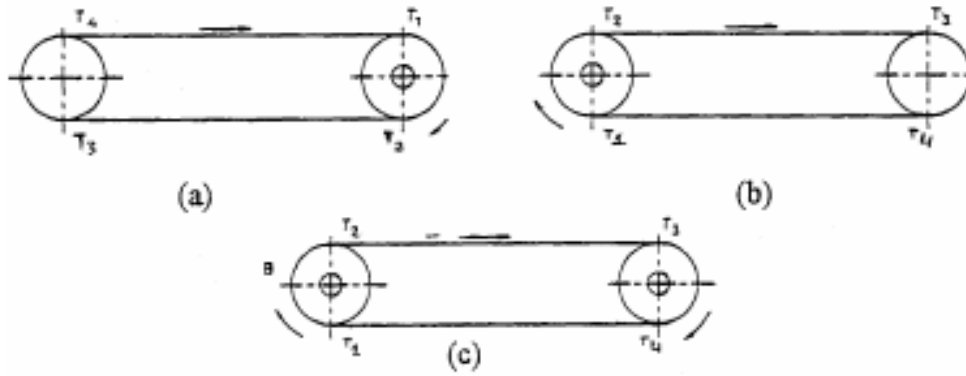
olarak bulunur. Diğer bant gergi kuvvetleri ise eşitliklerinden,

$$T_2 = T_1 - P \quad (3.30)$$

yazıldığında, T_3 ve T_4 kuvvetleri ise sırasıyla;

$$T_3 = T_2 + F_U \quad (3.31)$$

$$T_4 = T_3 \quad (3.32)$$



Şekil 3.7 Eğımsiz tahrik yöntemleri

3.6.1.2 Eğımsiz Kuyruktan Tahrik Yöntemi

Şekil 3.7'de görülen eğımsiz kuyruktan tahrik yönteminde, baştan tahrik yönteminde kullanılan (3.29), (3.31) ve (3.32) eşitlikleri sırasıyla T_1 , T_2 ve T_4 ile bant gergi kuvvetleri ve yukarıdaki eşitlikler yardımıyla T_3 gergi kuvveti,

$$T_3 = T_2 + F_0 \quad (3.33)$$

olarak elde edilir.

3.6.1.3 Her İki Yerden Tahrik Yöntemi

Şekil 3.7c'de görülen eğımsiz her iki yönden tahrik yönteminde, baştan ve kuyruktan yaratılan tahrik için çevre kuvvetleri ayrı ayrı hesaplanır. Bunun için ilk olarak P_B çevre kuvveti, P_{B1} ve P_{B2} bileşenlerinin hesaplanmasıyla elde edilir.

$$P_{B1} = \frac{e^{\mu_B \alpha_B}}{e^{\mu_A \alpha_A} e^{\mu_B \alpha_B} - 1} \quad (3.34)$$

$$P_{B2} = P + F_U (e^{\mu_B \alpha_B} - 1) \quad (3.35)$$

$$P_B = P_{B1} + P_{B2} \quad (3.36)$$

Diğer tamburda oluşan P_A çevre kuvveti ise, $P_A = P - P_B$ olarak elde edilir. Bant gergi kuvvetlerinin yerinin sırası ve yerinin tespit edilmesi için bir karşılaştırma işlemi yapılır ve bunun için (3.26) ve (3.36) eşitliklerinden faydalanılır.

$$P_A \left(\frac{1}{e^{\mu_A \alpha_A} - 1} \right) < P_B \left(1 + \frac{1}{e^{\mu_B \alpha_B} - 1} \right) - F_U \quad (3.37)$$

Eşitsizlik gerçekleştiği durumda, T_3 bant gergi kuvveti eşitliği kullanılarak,

$$T_3 = P_B \left(1 + \frac{1}{e^{\mu_B \alpha_B} - 1} \right) \quad (3.38)$$

olarak elde edilir. Diğer bant gergi kuvvetleri ise (3.36) ve (3.38) eşitliklerinden,

$$T_4 = T_3 - P_B \quad (3.39)$$

T_1 ile T_2 bant gergi kuvvetleri;

$$T_2 = T_3 - F_U \quad (3.40)$$

$$T_1 = T_3 + P_A \quad (3.41)$$

olur. Eşitsizlik gerçekleşmediği durumda ise, T_1 bant gergi kuvveti, P_A çevre kuvveti kullanılarak,

$$T_1 = P_A \left(1 + \frac{1}{e^{\mu_A \alpha_A} - 1} \right) \quad (3.42)$$

olarak elde edilir. Diğer bant gergi kuvvetleri ise, P_A çevre kuvveti ve T_1 bant gergi kuvvetinden elde edilir.

$$T_2 = T_1 - P_A \quad (3.43)$$

$$T_3 = T_1 - F_0 \quad (3.44)$$

$$T_4 = T_3 + P_B \quad (3.45)$$

3.6.2 Eğimli Çalışma Durumu

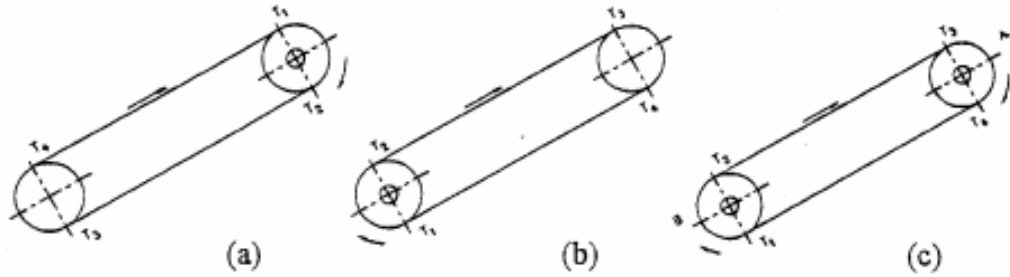
Konveyör bandının yatayla açı yaparak malzemeleri yukarıya veya aşağıya doğru taşıdığı konstrüksiyondur. Eğimli çalışma durumunda tamburlar arasında düşey mesafe, Şekil 3.8'de gösterilen eğim açısı ve bant boyuna göre $H = L \cdot \sin \delta$ ile elde edilir. Bu durumda eğim açısını etkisiyle (3.25) ile (3.26) eşitlikleri sırasıyla,

$$F_0 = C. \mu. L. ((G_G + G_B)\cos\delta + G_{RO})) \quad (3.46)$$

$$F_U = C. \mu. L. (G_B. \cos\delta + G_{RU}) \quad (3.47)$$

3.6.2.1 Yukarıya Doğru Tahrik Yöntemleri

Şekilde yukarıya eğimli durumda 3 değişik tahrik yöntemi gösterilmiştir. Şekil 3.8a'da yukarıya eğimli baştan tahrik, Şekil 3.8b'de yukarıya eğimli kuyruktan tahrik ve Şekil 3.8c'de yukarıya doğru her iki uçtan tahrik yöntemleri gösterilmiştir. Her bir şekil üzerinde tahrik tamburunun konumuna uygun olarak tambur dönüş yönleri ile oluşan bant gergi kuvvetleri işaretlenmiştir.



Şekil 3.8 Yukarıya doğru tahrik yöntemleri

$$P = F_0 + F_U + H. G_G \quad (3.48)$$

Yukarıya baştan tahrik durumunda, bant gergi kuvvetleri T_1 ve T_2 (3.29) ifadesiyle hesaplanır. T_4 (3.30) dan ve T_3 gergi kuvveti ise;

$$T_3 = T_2 + F_U - H. G_G \quad (3.49)$$

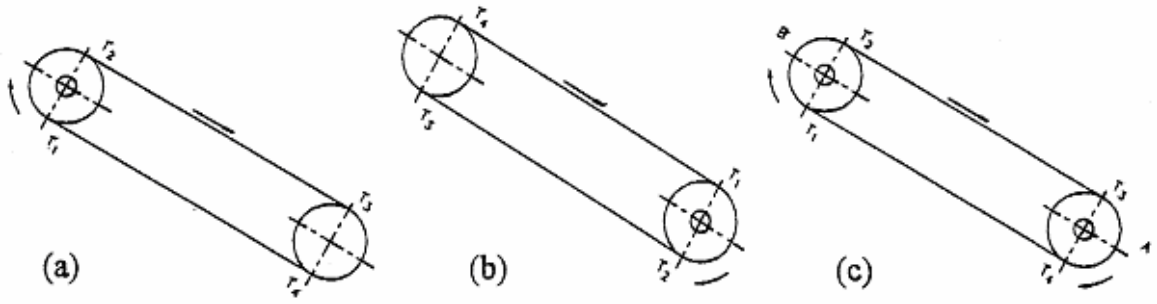
Yukarıya kuyruktan tahrik durumunda, T_1 bant gergi kuvveti (3.28)den ve $T_2 = T_1 - P$, T_3 gergi kuvveti ise (3.30)dan,

$$T_3 = T_1 + H. G_B - F_U \quad (3.50)$$

T_4 bant gergi kuvveti ise (3.30) eşitliğinden elde edilir.

Yukarıya her iki yerden tahrik durumunda, baştan ve kuyruktan yaratılan tahrikte çevre kuvvetleri ayrı ayrı hesaplanır.

$$P_A \left(\frac{1}{e^{\mu_A \alpha_A - 1}} \right) < P_B \left(1 + \frac{1}{e^{\mu_B \alpha_B - 1}} \right) + H. G_B - F_U \quad (3.51)$$



Şekil 3.10 Aşağıya doğru tahrik yöntemleri

(3.27) eşitliği, tamburlar arasındaki düşey mesafe ile yukarıya tahrik yöntemi için elde edilir.

$$P = F_0 + F_U - H \cdot G_G \quad (3.56)$$

Aşağıya baştan tahrik durumunda, bant gergi kuvvetlerinden T_1 bant gergi kuvveti (3.29) eşitliğinden ve $T_2 = T_1 - P$ ile elde edilir ve T_3 gergi kuvveti ise,

$$T_3 = T_2 + F_U + H \cdot G_B \quad (3.57)$$

İfadelerinden ve T_4 bant gergi kuvveti ise (3.31) ve (3.32) eşitliklerinden elde edilir.

Aşağıya kuyruktan tahrik durumunda, bant gergi kuvvetlerinden T_1 bant gergi kuvveti (3.29) eşitliğinden ve $T_2 = T_1 - P$ ile elde edilir ve T_3 gergi kuvveti ise,

$$T_3 = T_1 - H \cdot G_B - F_U \quad (3.58)$$

İfadelerinden ve T_4 bant gergi kuvveti ise (3.31) ve (3.32) eşitliklerinden elde edilir.

Aşağıya her iki yerden tahrik durumunda, Şekil 3.10c'de görülen bant gergi kuvvetlerinin bulunması için, baştan ve kuyruktan yaratılan tahrikte çevre kuvvetleri ayrı ayrı hesaplanır.

Bant gergi kuvvetlerinin yerinin bulunması için her iki uçtaki çevre kuvvetleri karşılaştırılır ve uygun şekilde kuvvetler yerleştirilir.

$$P_A \left(\frac{1}{e^{\mu_A \alpha_A} - 1} \right) < P_B \left(1 + \frac{1}{e^{\mu_B \alpha_B} - 1} \right) - H \cdot G_B - F_U \quad (3.59)$$

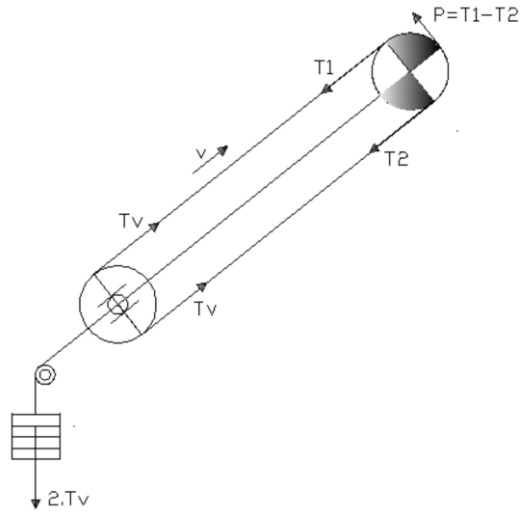
Eşitsizlik gerçekleştiği durumda, T_3 ve T_4 bant gergi kuvvetleri sırasıyla (11.38) ve (11.39) eşitlikleriyle elde edilir. T_1 gergi kuvveti, (3.53) eşitliği ile ve diğer bant gergi kuvvetleri ise,

$$T_2 = T_4 - H \cdot G_B - F_U \quad (3.60)$$

olarak elde edilir. Eşitsizliğin gerçekleşmediği durumda ise, değilse; T_1 bant gergi kuvveti (11.29) eşitliğinden ve ile elde edilir ve diğer bant gergi kuvvetleri ise,

$$T_3 = T_2 + F_0 + H \cdot G_B \quad (3.61)$$

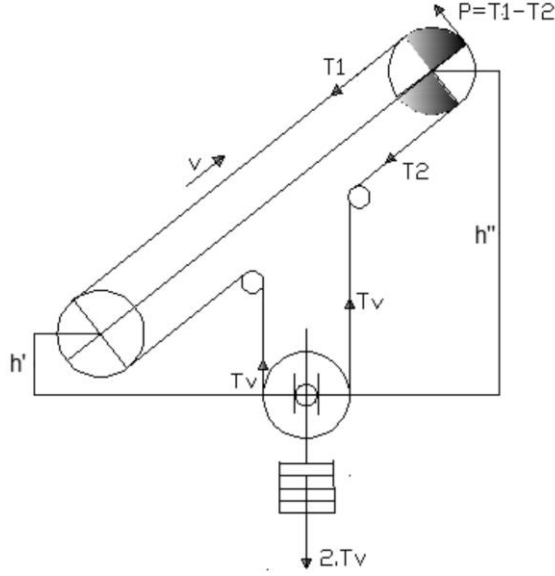
$$T_4 = T_3 - P_B \quad (3.62)$$



Şekil 3.11 Aşağıya Tahrik Yöntemi

Şekil 3.11 deki gibi gergi, tambura ağırlık bağlanarak yapılrsa şekildeki gergi ağırlığı

$$F_{GR} = 2T_v = T_3 + T_4 \text{ olur.}$$



Şekil 3.12 Ortadan ağırlıklı aşağıya tahrikli bant sistemi

Sürtülmeli tahrikte iletilebilecek gücü arttırmak için farklı Şekil 3.12 deki gibi düzenekler oluşturulabilir.

3.7 Gergi Tertibatları

Gergi düzeni bant kollarındaki gerekli çekme kuvvetini temin eder. Gergi kuvvetinin az olması bakımından gergi düzenini banttaki çekme kuvvetinin en az olduğu yere yerleştirmek tercih edilmelidir. Çoğunlukla gergi düzeni konstrüksiyonun elverişli olduğu yere konmaktadır. Aşağıdaki denklem göz önüne alınırsa;

$$T_2 = \frac{T_E}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (3.63)$$

yazılabilir. Burada, T_E bandı hareket ettiren etken kuvvettir. Bu kuvvetin doğabilmesi için, bandın gevşek kolunda T_2 gibi bir çekme veya germe kuvvetinin mevcut olması gereklidir. İşte bu T_2 kuvvetini oluşturmak için kullanılan düzene germe veya gergi düzeni denir. T_2 kuvvetinin en küçük olduğu yer genellikle tahrik tamburunun gerisidir. Kısaca, tambur üzerinden çekme kuvvetini nakledebilmek için boşalma tarafı kuvveti en az T_2 kadar olmalıdır ve bu şart tüm haller için geçerlidir. Gergi düzeni kullanılmasının dört nedeni vardır:

- (Yukarıda anlatıldığı gibi) Bandın tahrik tamburuna kayma yapmaması için gerekli T_2 kuvvetini temin etmek.

- Bilhassa yükleme bölgesinde bant oluklaşmasının bozulmaması ve bandın makaralar arasında gerekenden fazla sarkmaması için olan asgari bant kuvvetini temin etmek.
- Bantta hasil olan uzama ve kısalmaları karşılamak.
- Bant ekleri için bir miktar bant stoku elde etmek. Aksi halde ek yerinin tamiri esnasında çift ek yapmak zorunluluğu ortaya çıkar.

Çizelge 3.10'a göre sürtünme katsayısının seçimi en uygunsuz işletme şartlarına göre(örneğin, bant ile tambur arasındaki rutubet, kuvvetli yağlayıcı malzemeler) yapılmalıdır. Özellikle büyük bir boşalma kuvveti T_2 , bir bantlı konveyörün ilk hareketinde ivme dirençlerini yenmek için gerekli olmaktadır. Bu esnada P çevre kuvveti atalet halindeki değerin 1,5-2,5 katına erişebilir.

Çizelge 3.12 Lastik iletme bandı ile tahrik tamburu arasındaki sürtünme katsayıları

İşletme şartları	Parlak çelik tambur düz oksitsiz	Lastik sarılmış oluklu	Poliüretan ilaveli oluklu	Seramik ilaveli oluklu
Kuru işletme	0,35-0,4	0,4-0,45	0,35-0,4	0,4-0,45
Temiz ıslak işletme	0,1	0,35	0,35	0,35-0,4
Kille kirlenmiş ıslak işletme	~0,1	0,25-0,3	0,2	0,35

Diğer yandan $T_1 = T_2 + P$ bağıntısına göre, T_2 'nin büyütülmesi max. T_1 bant çekme kuvvetini arttırdığından ve böylelikle daha kuvvetli ve daha pahalı bir bant gerekli olduğundan, T_2 gereğinden daha büyük olmamalıdır.

En düşük ön gergi kuvveti tahrik tamburunda $T_{\min} = 2 \cdot T_2$ ve dönüş tamburunda: $2 \cdot (T_2 + F_U \pm HGB)$ bu esnada F_U alt kuşaktaki hareket direnci olup, yükselen konveyörlerde HGB çıkarılmalı, alçalan konveyörlerde toplanmalıdır.

3.7.1 Gergi Yolu

Banttaki kuvvetler elastik çekme elemanı ile nakledilebildiğinden, ön gergi kuvvetinin tesiri altında uzaman konumuna göre uzayacaktır. Bu uzama geri istasyonunun

düzenlenmesinde gergi yolu olarak göz önüne alınmalıdır. Gergi yolu Çizelge 3.13'e göre aks mesafesinin % sine göre tespit edilebilir.

Çizelge 3.13'de verilen değerler nominal yükün %10 olan yüklemeleri için geçerlidir. İletme bantları yüksek emniyet katsayıları ile hesaplandığından o halde bunlar max. değerlerdir.

Çizelge 3.13 Gergi yolu ile aks mesafesi arasındaki ilişki [1]

Çekme elemanı	Gergi yolu; Aks mesafesinin % si
Pamuk bez(B)	1,5-2,0
Sentetik yün(Z)	1,5-2,0
Suni ipek(R) ,suni ipek /polyamid(RP)	1,0-2,0
Polyester(E) ,polyester /polyamid(EP)	0,5-1,0
Çelik halat(st)	0,1-0,2

Gergi tertibatları, bandı gergin tutarak gücün optimal düzeyde iletimini mümkün kılarlar. Ancak gereğinden büyük kuvvetler uygulanırsa ilave dirençler oluşmaktadır.

Bantlı ileticilerde kullanılmakta olan gergi tertibatları ve tercih durumları aşağıdaki gibidir.

3.7.2 Vidalı veya Özel Gergi Tertibatları

Vidalı veya özel çekme elemanları yardımı ile, elle ayarlanabilen, rijit gergi tertibatları; küçük kapasiteli ve kısa mesafeli iletimlerde tercih edilmektedir.



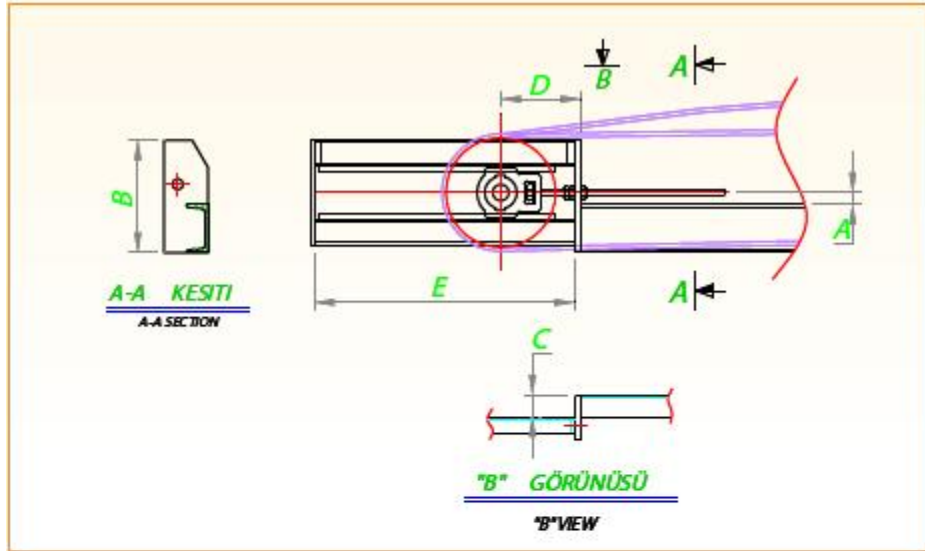
Şekil 3.13 Vidalı gergi mekanizma modeli

Basit konstrüksiyon nedeni ile, bu tip rijit gergi istasyonları ekseriya kuyruk tamburuna yerleştirilirler. Bant lüzumsuz derecede ön gergiye de zorlanmamalıdır.[3] Bu yöntemde tamburlardan biri vida, vinç, krika gibi araçlarla çekilerek bant gerdirilir.

Teoride boyu 100 metreyi geçmeyen fakat pratikte 40-45 metreye kadar bant taşıyıcılar bu yöntemle gerdirilir. Yeraltı madenciliğinde sıkça kullanılır.[4]

Elastik bir malzeme olan bant, ona etkiyen kuvvetle orantılı olarak uzar. Birinci ve ikinci gerdirme yöntemlerinde, gerdirme kuvveti veya bant çalışırken ortaya çıkan çekme kuvveti etkileri altında meydana gelen uzamalar asılı ağırlığın aşağı çökmesi sonucu bantta bollaşmaya neden olmaz ve bandın gerginliği daima sabit kalır. Bu yöntemde ise, vidanın uyguladığı gerdirme kuvveti sonucu meydana gelen bant uzaması vida adımlarındaki doğrusal ötelemeye eşittir. Gerdirilen bant çalışmaya başladığında, ortaya çıkan çekme kuvveti bandın bir miktar daha uzamasına neden olur. Bu ikincil uzamayı alacak başka bir mekanizma olmadığı için bant gevşer yani gerilme kuvveti azalır. Banttaki gevşeme, başka bir ifade ile gerilme kuvvetindeki düşme F_{max} ile çalışılırken en büyük değerine ulaşır ki bu dönem, tambur sürtünmesine en fazla ihtiyaç duyulan bir dönemdir. Bu olumsuzluk gerdirme sisteminin doğasında mevcuttur ve giderilmesi mümkün değildir. Yapılacak olan bandı, ikinci yöntemle göre gerekli olan gerdirme kuvvetinden daha büyük bir kuvvetle germektir. Bu da bandın daha fazla yıpranacağı anlamına gelir.

Gerdirme işini tecrübeli kişiler yapmalıdır. Bilmeyerek bandı aşırı gerdirmekten korumak için germe mekanizmasına bir dinamometre konularak şu yöntemin uygulanması tavsiye edilmektedir. Gerdirilmiş bant normal yük altında çalışırken önce vida gevşetilmeli ve kaymanın başladığı anda vida üzerinde minimum gerdirme sınırı işaretlenip, manometreden minimum gerdirme kuvveti okunmalıdır. Bu kuvvet kaymaya karşı emniyet katsayısı ile çarpılmalı ve bulunan gerdirme kuvveti manometreden okunana kadar bant tekrar gerdirilmelidir. Bu yeni durumda vidanın konumu üst gerdirme sınırı olarak işaretlenmelidir. Daha sonraki çalışma koşullarında bu iki sınır arasında gerdirme yapılırsa bant ömrünün en fazla olacağı beklenebilir.



TAMBUR ÇAPI PULLEY DIAMETER	U-PROFILE TYPE	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)
215 mm	120	60	312	55	200	650
273 mm		30	302			
273 mm	140	30	302	60	200	650
	160		322	65		
320 mm	140	70	279	60	200	650
	160		299	65		
400 mm	160	70	262	65	200	650



Şekil 3.14 Vidalı gergi tertibatı katalog örneği [8]

Eğer vida ile yapılan gerdirme bir dinamometre yardımı ile takip ediliyorsa bandın uzun ömürlü olması için, gerdirme kuvvetinin T ve T_{max} ile hesaplanan F_{GR}' ler arasında kalmasına özellikle dikkat etmek gerekir.

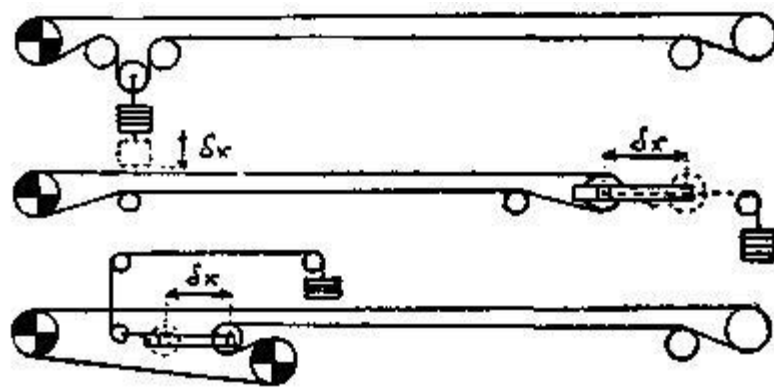
Özellikle maden gibi işletmelerde, işletme koşulları mümkün olduğunca vidalı gergiye uygun kılmaktadır. Fakat 40 metre ve üzeri konveyör uygulamalarında ağırlık sarkıtlarak gergi tertibatı düzenlenmektedir. Ağırlıklı gergi tertibatı, bandın alt koluna yapılmaktan ziyade işletme şartlarından ötürü tambura bir kılavuz hat vasıtasıyla kule tipi konstrüksiyon düzenlenmektedir.[9]

Ayrıca özellikle gece ve gündüz arasında çok sıcaklık farkı olan gün ışığına açık ortamlarda kullanılma durumu olan konveyör uygulamalarında işletme şartlarından

konveyör iletim boyu kısa (max. 20 metre gibi) olması halinde bile vidalı gergi uygulanamama seçeneği söz konusu olabilmektedir. Bu gibi durumlarda yaylı gergi veya membran yaylı gergi tertibatları uygulanabilmektedir. Böylece elle müdahaleye gerek olmadan sistem gerekli gerginliği kendi sağlamış olmaktadır.[9]

3.7.3 Ağırlıklı Gergi Tertibatları

Gergi arabaları veya gergi kızakları yardımı ile kendi kendine hareket ederek gerekli gergiyi yaratan sistemler; ağırlıklı gergi tertibatları; yüksek kapasitelerdeki ileticilerde tercih edilmektedir. Ağırlığa bağlanan palanga sistemleri ile büyük gergi mesafelerinde sorunsuzca kullanılabilmektedirler.



Şekil 3.15 Ağırlıklı gergi tertibatı mekanizma modelleri

Uzama değişiklikleri altında çalışan bir sistemde emniyetli bir kuvvet naklini garanti edebilen en basit sistem ise kendi kendine ayarlanan ve özel tahrik olmaksızın, sabit bir ön gergi ortaya koyan, ağırlık yüklenmesidir. En uygun hal, üst kuşakta ilk harekette ortaya çıkan ilave uzama, gecikmeksizin karşılanabildiğinden dolayı, gergi tertibatı tahrik tamburu arkasına yerleştirilir. Bu tertibat ile daima yeterli bir boşalma kuvveti garanti edilir.

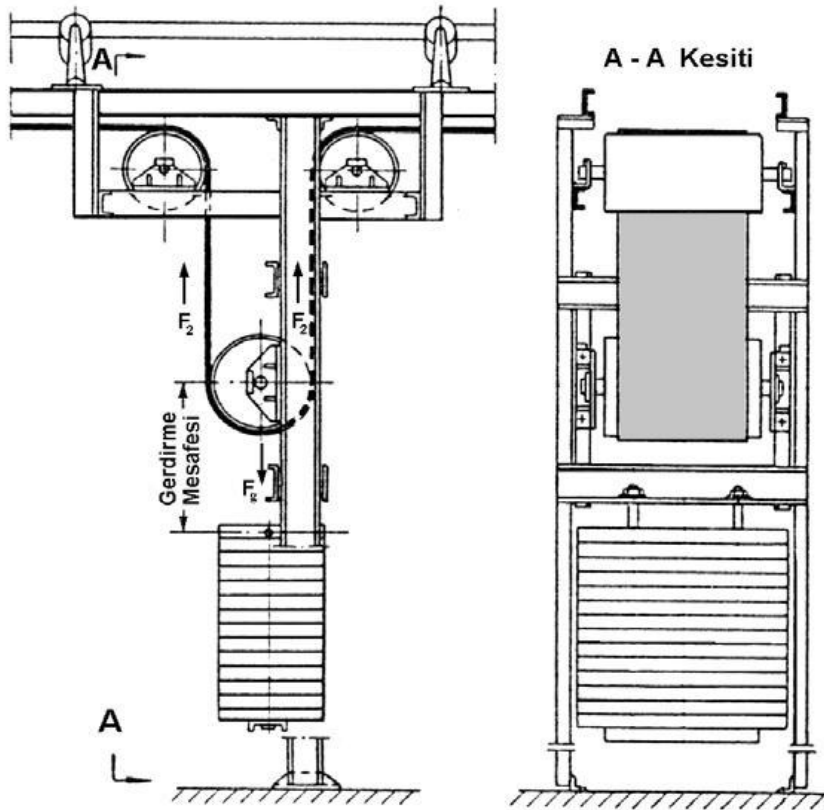
3.7.3.1 Bandın Alt Koluna Ağırlıklı Gerdirme

Bant alt koluna ağırlık, bant boyunca yerel açıdan müsait olan her noktada asılabilir. En uygun olanı tahrik tamburunun hemen çıkışına ağırlık asmaktır. Bant alt koluna ağırlık asıldığında banttaki ön gerilme kuvveti daima sabit kalır. Diğer yöntemlerle karşılaştırıldığında, aynı çekme kuvveti için, banttaki ön gerilme kuvveti bu yöntemde

en küçük değere sahiptir. Dolayısıyla bu yöntemle gerdirilen bantlar daha uzun ömürlü olurlar. Ancak bant alt koluna ağırlık asacak bir hacmi yeraltı madenciliğinde bulmak her zaman mümkün olmadığından bu yöntem yeraltı ocaklarında pek tercih edilmez. Tahrik tamburunun hemen çıkışında alt kola ağırlık asılırsa,

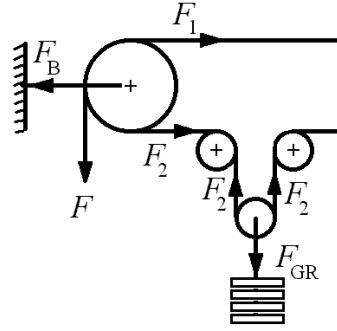
$$F_{GR} = 2 \cdot T_2 \quad (3.64)$$

$$\rightarrow T = \frac{F_{GR}}{2} \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) \quad (3.65)$$



Şekil 3.16 Bandın alt koluna ağırlık sarkıtılarak yapılan gergi yöntemi

Yukarıdaki açıklamalardan sonra bant alt koluna ağırlık asılarak gerdirilen bir bant tesisi ile ilgili problemlerde kullanabileceğimiz bağıntıları şu şekilde gösterebiliriz;



Şekil 3.17 Bandın alt kolundan yapılan ağırlıkla gergide oluşan kuvvetler

$$T = T_1 - T_2 \quad (3.66)$$

$$F_{GR} = 2 \cdot T_2 \quad (3.67)$$

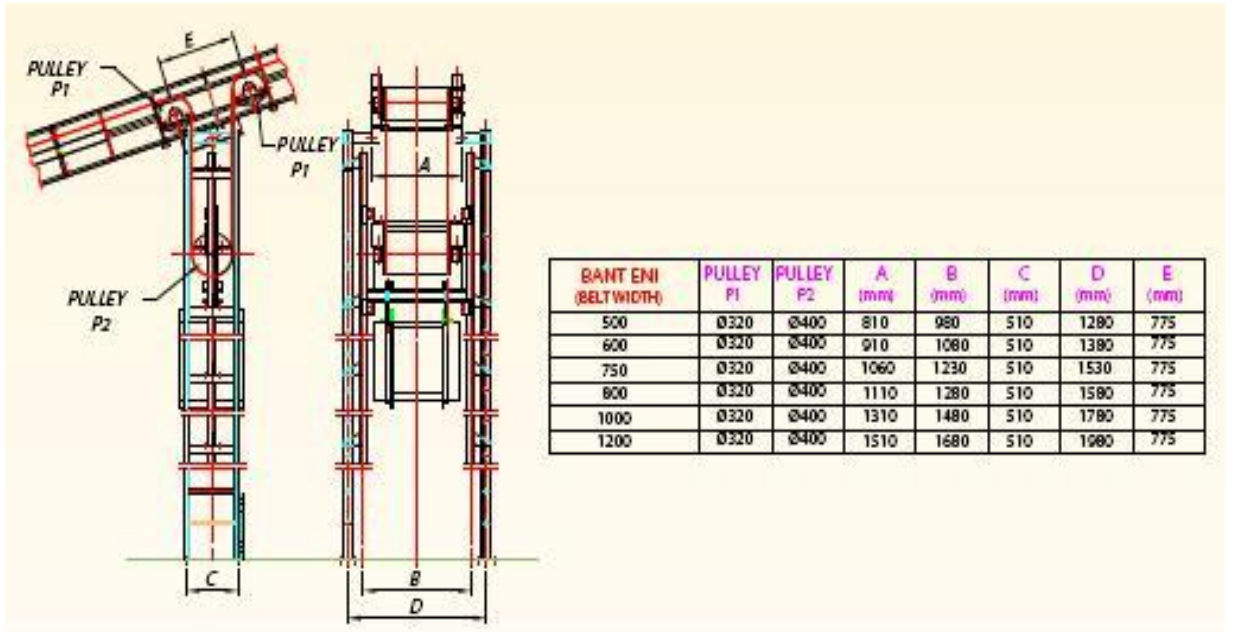
$$T = T_2 \cdot (e^{\mu \alpha f} - 1) \quad (3.68)$$

$$T_{\max} = T_2 \cdot (e^{\mu \alpha g} - 1) \quad (3.69)$$

$$k = \frac{T_{\max}}{T} = \frac{e^{\mu \alpha g} - 1}{e^{\mu \alpha f} - 1} \quad (3.70)$$

$$T_1 = T_2 \cdot e^{\mu \alpha f} \quad (3.71)$$

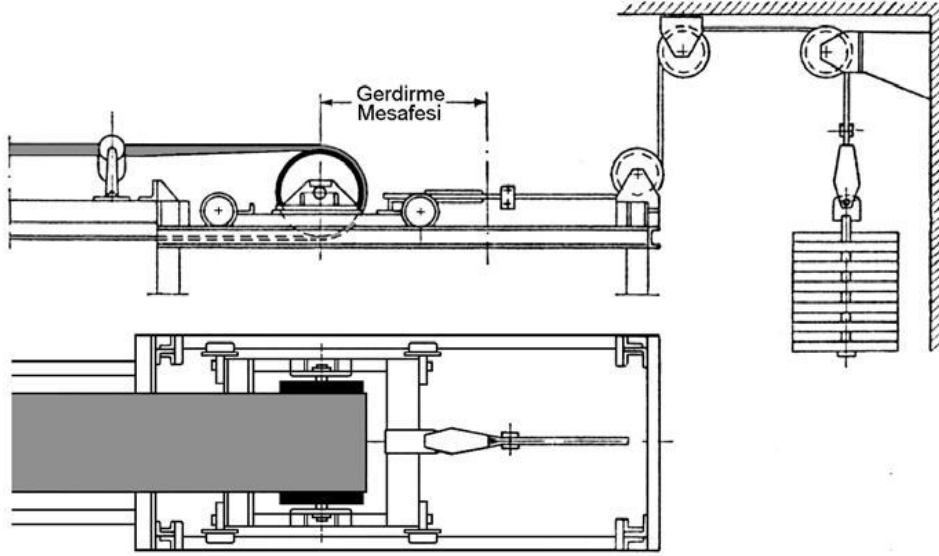
$$(T_1)_{\max} = T_2 \cdot e^{\mu \alpha g} \quad (3.72)$$



Şekil 3.18 Ağırlık sarkıtılarak yapılan gergi katalog örneği [8]

3.7.3.2 Tambura Ağırlık Asarak Gerdirme

Bu yöntemde ağırlık, yerel durum dikkate alınarak, ya tahrik tamburuna veya kuyruk tamburuna asılır. Uygun olanı tahrik tamburuna asmaktır.



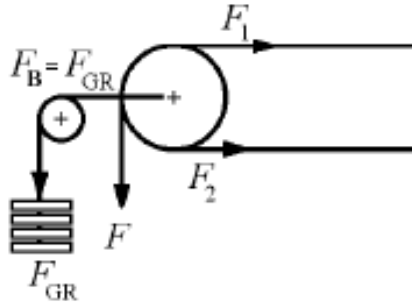
Şekil 3.19 Tambura ağırlık asarak yapılan gergi yöntemi

Bu durumda;

$$F_{GR} = T_1 + T_2 = T_2 \cdot (e^{\mu\alpha} + 1) \rightarrow F_{GR} = T \cdot \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (3.73)$$

olur.

Benzer şekilde tambura ağırlık asılarak gerdirilen bantlar için;



Şekil 3.20 Tambura ağırlık asarak yapılan gergide oluşan kuvvetler

$$T = T_2 \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) \quad (3.74)$$

$$T_{\max} = T_2 \cdot (e^{\mu\alpha g} - 1) \quad (3.75)$$

$$F_{GR} = T_2 \cdot (e^{\mu\alpha g} + 1) \quad (3.76)$$

$$T = F_{GR} \cdot \frac{e^{\mu\alpha f} - 1}{e^{\mu\alpha f} + 1} \quad (3.77)$$

$$T_{\max} = F_{GR} \cdot \frac{e^{\mu\alpha g} - 1}{e^{\mu\alpha g} + 1} \quad (3.78)$$

$$k = \frac{T_{\max}}{T} = \frac{e^{\mu\alpha g} - 1}{e^{\mu\alpha g} + 1} \cdot \frac{e^{\mu\alpha f} + 1}{e^{\mu\alpha f} - 1} \quad (3.79)$$

$$T_1 = F_{GR} \cdot \frac{e^{\mu\alpha f}}{e^{\mu\alpha f} + 1} \quad (3.80)$$

$$(T_1)_{\max} = F_{GR} \cdot \frac{e^{\mu\alpha g}}{e^{\mu\alpha g} + 1} \quad (3.81)$$

Sabit bir ağırlık asıldıktan sonra ($F_{GR} = \text{sabit}$) banttaki ön gerilme kuvveti T_2 , kendini daima T_1 'e göre ayarlayacaktır. Birinci gerdirme yönteminde ise T_2 ön gerilme kuvvetinin daima sabit kaldığını hatırlamakta yarar vardır. Bu durum, aynı çekme kuvveti için tambura ağırlık asılarak gerdirilen bantların daha büyük gerilme kuvveti altında çalışacağını ve bandın daha çabuk yıpranacağını gösterir. Bir örnek olsun diye tahrik tamburundan gerdirilen bir bant ile tahrik tamburu çıkışında alt kola ağırlık asılarak gerdirilen bir diğer bandı karşılaştıralım. Tambur özellikleri ve geometrik sarılma açıları aynı olsun. Aynı $T_{\max}$ kuvveti için gerdirme kuvveti, yani asılacak ağırlık kuvveti hesaplanacak olursa:

$$\text{Alt kola ağırlık asılırsa : } T_{\max} = (F_{GR})_{\text{alt}} \cdot \frac{(e^{\mu\alpha g} - 1)}{2} \quad (3.82)$$

$$\text{Tambura ağırlık asılırsa : } T_{\max} = (F_{GR})_{\text{tamb}} \cdot \frac{(e^{\mu\alpha g} - 1)}{(e^{\mu\alpha} + 1)} \quad (3.83)$$

Bu iki bağıntıdan;

Görüleceği gibi; tambura ağırlık asılacak ağırlık, alt kola asılacak ağırlığın $\frac{e^{\mu\alpha g} + 1}{2}$ katı kadar olacaktır.

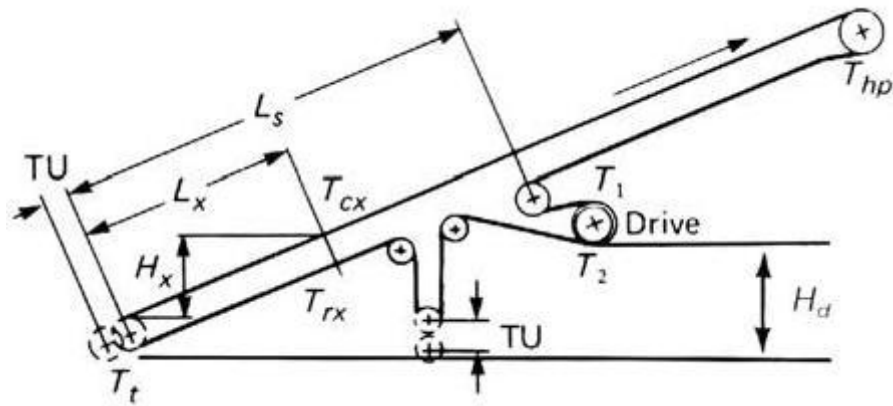


Şekil 3.21 Uzun bir maden işletmesi konveyörü [11]

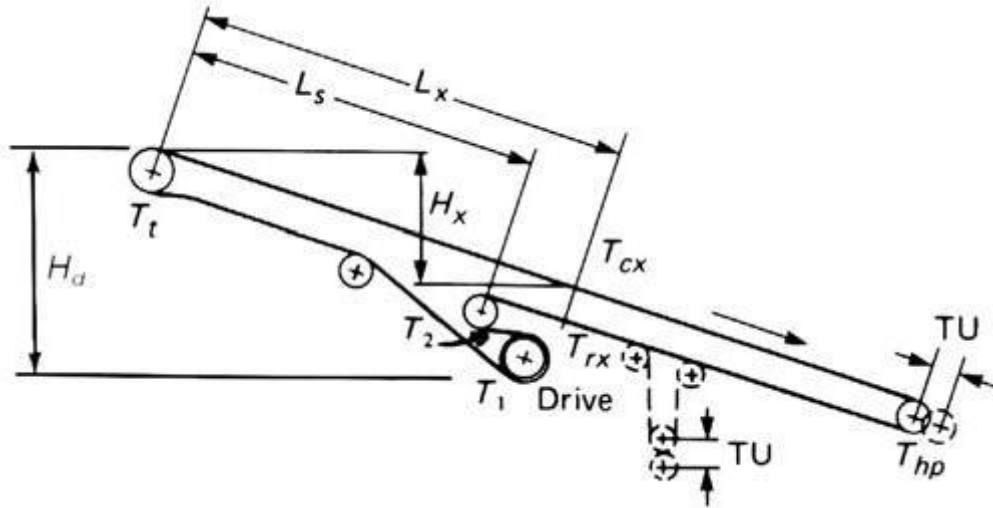
Şekil 3.21 deki gibi uzun bir konveyörde ara ara ağırlık sarkıtılarak gerdirme yapılması cazip gözükse de tüm konveyör konstrüksiyonunun mertebesini yükseltmek yada bir ağırlık kuyusu altyapısı ve konstrüksiyonu pahalıya mal olacaktır. Zeminden gitmesi daha makul olan ve irtifası olmayan bu gibi konveyörlerde gerdirme, gergi ve/veya tahrik tamburuna ağırlık bağlanarak konveyör konstrüksiyonunun kuyruk kısmına yapılacak özel bir kule konstrüksiyonla daha uygun olmaktadır.[9]

Tambura ağırlık asılarak gerdirme yöntemi yeraltı madenciliğinde uygulama alanı bulan bir yöntemdir. Tambur, bir kuyuya ağırlık asılarak gerdirilebileceği gibi; bir desandreye vagon asılarak da gerdirilebilir.

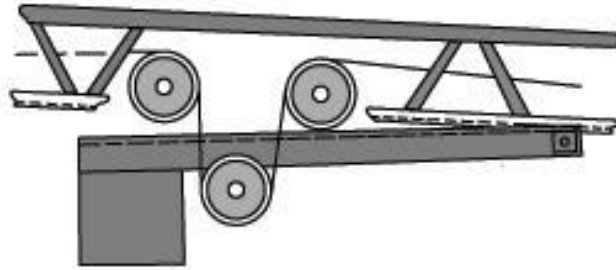
Şekil 3.22 ve 3.23 deki gibi iletim yönüne bağlı olarak tahrik öncesi olduğu gibi sonrasında da ağırlık sarkıtılarak gergi oluşturulabilir.



Şekil 3.22 Yukarıya çekilen bantta tahrikten sonra yapılan gerdirme örneği [6]

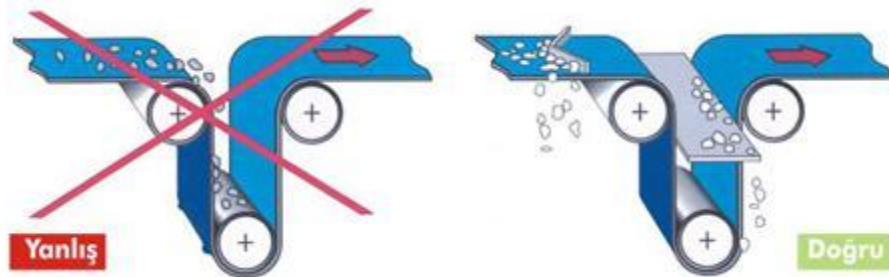


Şekil 3.23 Aşağıya çekilen bantta tahrikten önce yapılan gerdirme örneği [6]



Şekil 3.24 Ağırlık sepeti kullanılarak yapılan ağırlıklı gergi tertibatı

Sistemde ağırlıklı gerdirme tamburu kullanılıyor ise, ağırlık tamburunu ve bandı korumak için gergi sistemine giriş öncesi mutlaka bantlı silgi kullanılmalıdır.



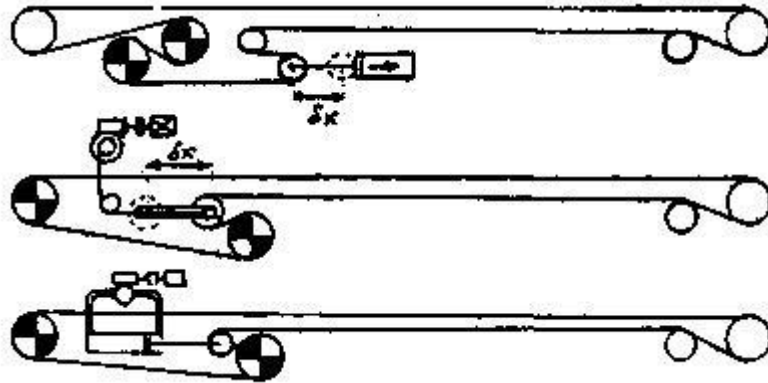
Şekil 3.25 Ağırlıklı gergi kullanılırken dikkat edilmesi gereken silgi tertibatı



Şekil 3.26 Silgi tertibatının tambur üzerinde uygulaması

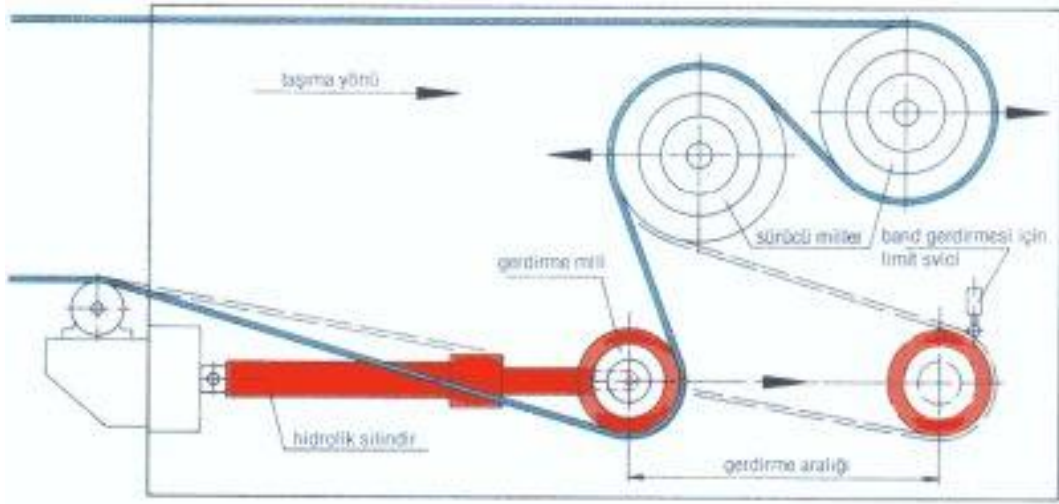
3.7.4 Elektrikli, Hidrolik veya Pnömatik Gergi Tertibatları

Elektrik, elektro-hidrolik veya pnömatik prensibe göre kendi kendine ayarlanabilen diğer gergi tertibatları da tercih edilebilmektedir.



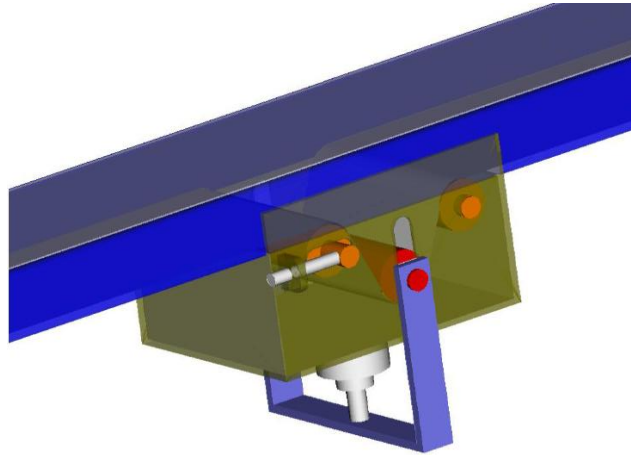
Şekil 3.27 Elektrik, hidrolik veya pnömatik gergi tertibatı mekanizma modelleri

Otomatik olarak ayarlanan bu tip gergi sistemleri; gergi palangaları yardımı ile çeşitli işletme konumlarına uymaya izin veren ve bandın korunmasına hizmet etmektedir. Bandın durması esnasından ön gergi kuvveti küçük tutulmalıdır. İlk hareketten önce bant öyle gerilmeli ki, en büyük ilk hareket momenti nakledilebilmelidir. Gergi motoru o takdirde tahrik motorunun önüne bağlanmalıdır. İlk hareket esnasından bu gerilme sabit kalmalı, nominal moment değerine eriştikten sonra mümkün mertebe küçük sınırlarda sabit tutulmalıdır.



Şekil 3.28 Hidrolik gergi tertibatı

Şekil 3.28 de hidrolik bir gergi pistonu tahrik tamburundan sonra yerleştirilmiştir. Ayrıca gergi makarasının bir ucuna da limit svici uygulamasıyla sistem sınırlandırılmış ve bant koruma altına alınmıştır.



Şekil 3.29 Pnömatik gergi tertibatı katı modeli

Şekil 3.29 da ise pnömatik bir kontrol ile düzenlenmiş gergi makarası ve düzeneğinin katı modeli mevcuttur.

Baş ve kuyruk tahrikli çok uzun tesislerde ise bant kuvveti ilk harekette kısa zamanda dengelenemez ve bu tip sistemler de nadiren baş ve kuyruk kısmında iki gergi tertibatıyla donatılırlar.

3.8 Gergi Tertibatı Uygulamaları



Şekil 3.30 Teleskobik, bantlı konveyör

Şekil 3.30 da bir teleskobik bantlı konveyör gösterilmiştir. Bu tip konveyörlerde de vidalı tip gergi mekanizması uygulanmaktadır. Vidalı tip gergiye sahip teleskobik konveyör uygulamalarında pratikte bir sınır mevcuttur. Bu tip uygulamaların boyu 12-15 metreyi geçmemektedir. [9]



Şekil 3.31 Vidalı gergi tertibatı, gergi tamburu ve tambur muhafazası [9]



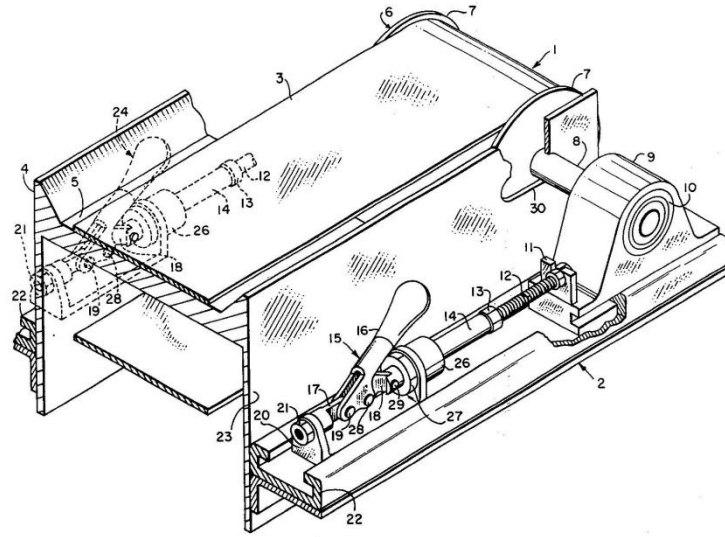
Şekil 3.32 Vidalı gergi tamburunun tek tarafında bulunan 'sıfır hız şalteri' [9]

Şekil 3.31 ve 3.32 de KGM Ağır Makine Sanayii'ndeki bir vidalı gergi tertibatı uygulamasının resimleri mevcuttur. Aynı tambura ait bu iki resimde; tambur yataklamasının tek tarafında 'sıfır hız şalteri' nin bulunduğunu görüyoruz. Bu şalter; tahriksiz olan gergi tamburunun bant kopması gibi anlarda hızının sıfır olması durumunda tahrik tertibatını durdurarak konveyöre zamanında müdahale edilmesini sağlamaktadır.

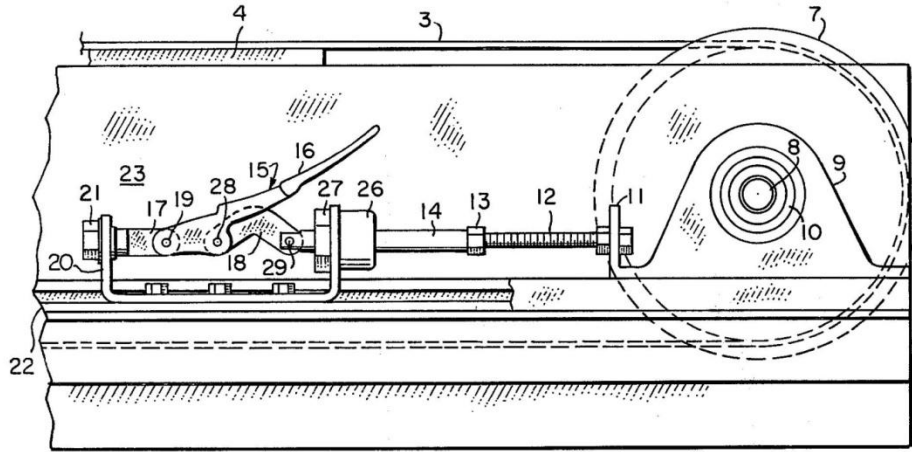


Şekil 3.33 Bandın alt koluna ağırlık sarkıtmada kullanılan sepet konstrüksiyonu [9]

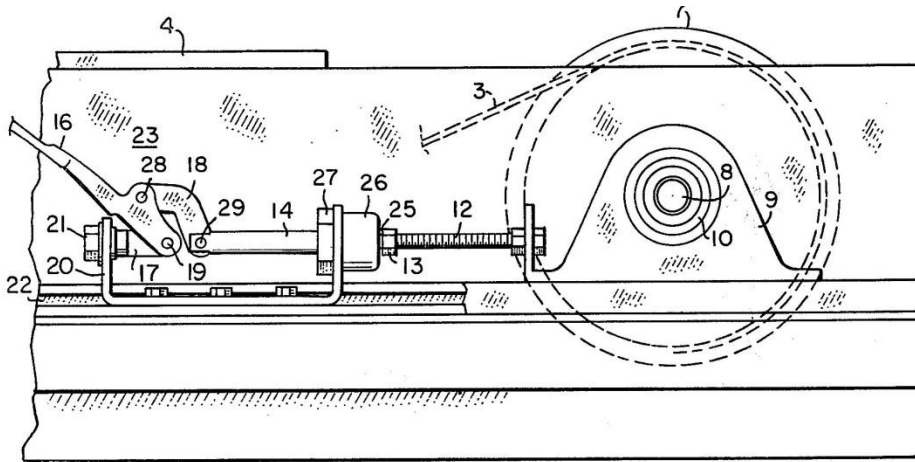
Şekil 3.34 de çift taraflı doğrusal harekete sahip vidalı gerdirmeli mekanizma yer almaktadır. Doğrusal hareket; 2 adet rulmanlı yatak sayesinde gerçekleşmektedir. Bu mekanizma; 'Reversible Belt Tensioning System' adıyla 1975'te USA'da patenti alınmıştır. [12]



Şekil 3.34 Vidalı gergi tertibatı mekanizmalı modeli [12]

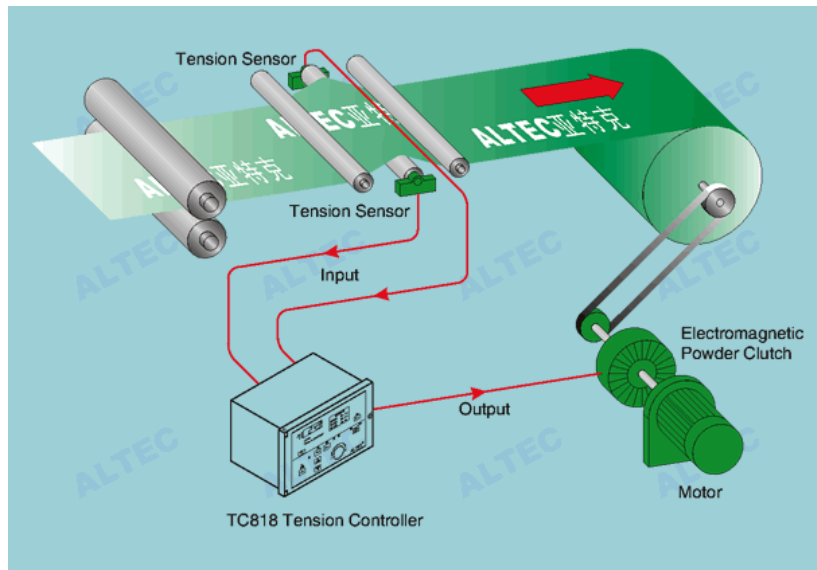


Şekil 3.35 Mekanizmanın bandı gerdiği pozisyon[12]



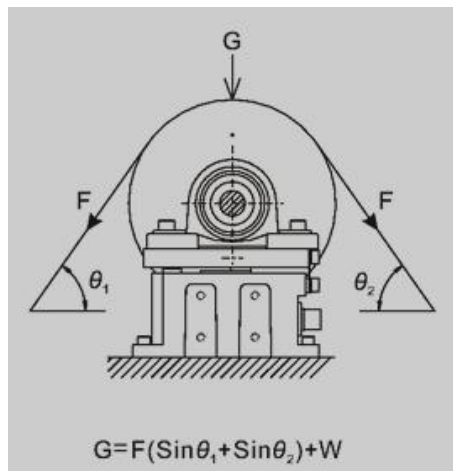
Şekil 3.36 Mekanizmanın bandı saldıığı pozisyon[12]

Şekil 3.37 te gergi miktarını ölçen bir makara uygulaması görülmektedir. Bu sensör makara, ölçüm sonucu oluşan değerleri bir kontrol ünitesine iletmektedir. Bu sayede hem ölçülen değerin olması gereken gergi miktarına uygun olup olmadığı görülmektedir hem de fazla gergi olduğu takdirde elektromanyetik fren mekanizmasına hareket verip tahrik makarasının durdurulmasını sağlamaktadır; bu sayede bant ömrü uzatılmış olunur. Düşük değerle karşılaşıldığında ayrıca sistem otomatik olarak tambur tertibatını kaydırarak, gergi miktarını artırarak uygun değere getirilmesini sağlamaktadır.



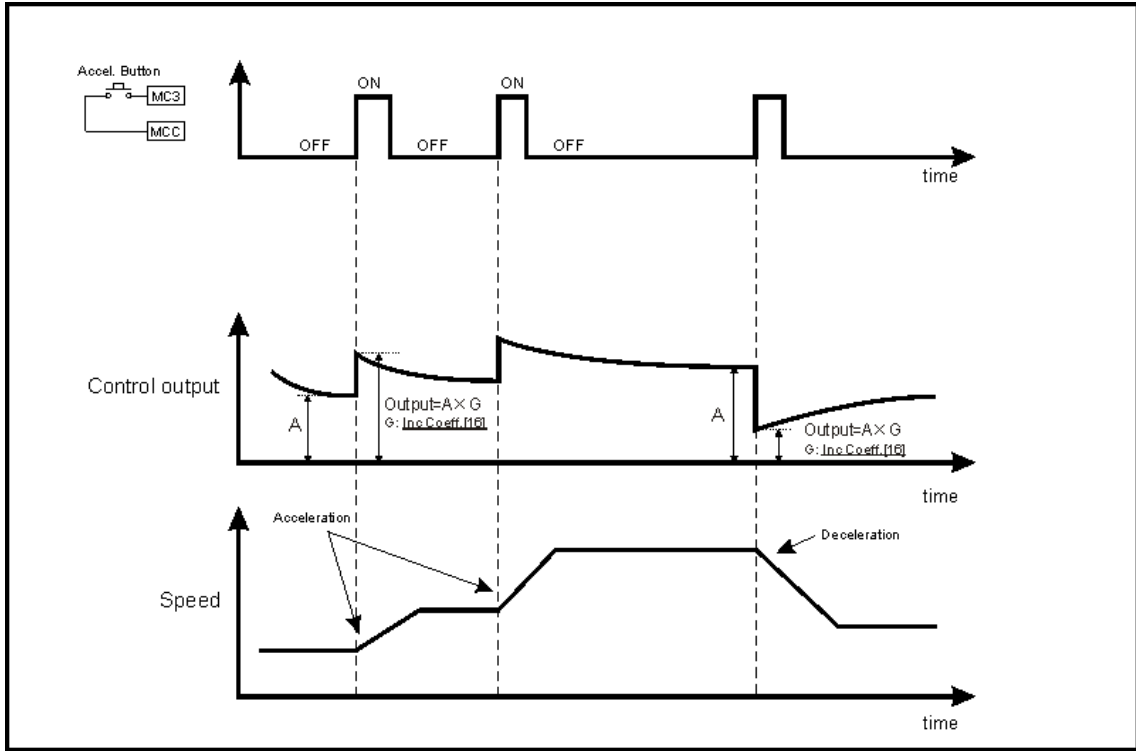
Şekil 3.37 Bant gergi kontrol sistemi [13]

Şekil 3.38 te, Şekil 3.37 te bulunan gergi tansiyonunu ölçen sensör makarasının üzerindeki kuvvet diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 3.38 Gergi kontrolörü rulosu üzerindeki kuvvet dağılımı [13]

Şekil 3.39 te ise bu kontrol cihazından ölçülen verilerin bir grafiğini görmekteyiz. Grafiğe göre de tahrik makarasının hızlanması ve yavaşlaması esnasındaki gergi miktarlarının nasıl değiştiğini görebilmekteyiz.



Şekil 3.39 Gergi kontrolörünün tambur ivmelenmesi anındaki çıktıları [13]

3.9 Örnek Problemler

Soru 1: Eğimi 12°, uzunluğu 150 m olan desandre ye bant konveyör kurularak bununla saatte 300 ton tükönan taş kömürü taşınacaktır. Bantlı konveyörü boyutlandırınız ve gerekli gergi miktarı ile gergi yükünü belirtelim.

Kabuller: bant hızı 1,5 m/s, kömür yoğunluğu 0,9 ton/m³, kömür parça boyutu elenmemiş max 30 cm.

Gerekli olan net taşıma alanı:

$$A = \frac{Q_h}{3600 \cdot g \cdot \rho} = \frac{300}{3600 \cdot 1,5 \cdot 0,9} = 0,062 \text{ m}^2$$

Çalışma ve yükleme şartlarının zor olduğu yer altı bantlarında teorik taşıma alanının ancak % 75' inden yararlanılabilir. Ayrıca, eğimi 12° olan yolda kesit daralması

nedeniyle yatay bantlar için belirlenen teorik alanın % 93 'ünden kullanılabilir. Bunlar dikkate alındığında seçilecek bandın brüt taşıma alanı:

$$A = \frac{0,062}{0,93.0,75} = 0,088 \text{ m}^2$$

DIN 22101 'e göre 1000 mm genişliğindeki bant 25° tekneleşme açısı ile yukarıda hesaplanan brüt taşıma alanını sağlamaktadır.

DIN 22101 'e göre ayrıca; 1000 mm 'lik bant ile parça büyüklüğü 40 cm olan elenmemiş malzeme taşınabilir. Dolayısıyla parça büyüklüğü açısından da belirlenen bant genişliği uygundur.

İlgili çizelgeye göre; kömür için üst kaplama kalınlığı 4 mm, alt kaplama kalınlığı 2 mm olarak seçilmiştir. Hesaplarda şimdilik çalışmada verilmiş olan bant kataloğundaki 5 tabakalı RP200 bandı verilerinden yararlanacağız. Bu bandın birim ağırlığı 15 kgf/m² dir. Rulolara ait çizelgeden 1000 mm genişliğindeki bantlar için çapı 133 mm olan ruloların uygun olacağı anlaşılmaktadır. Bu çaptaki üst rulo takımının ağırlığı 23,5 kgf, alt rulo takımının ağırlığı ise 17,5 kgf 'tur. Rulolar arası mesafe notlarımızdaki çizelgeden üst rulolar için 130 cm, alt rulolar için 260 cm alınacaktır.

Tambur çapı: $D_{min} = m. z = 125.5 = 625 \text{ mm}$; tambur genişliği ise bant genişliğinden 10-20 cm daha geniş olarak alınırsa 1200 mm olarak seçilebilir.

Birim ağırlıkların hesabı; $G_B = \frac{Q_h}{3,6.9} = \frac{300}{3,6.1,5} = 55,56 \text{ kgf}$

Şimdilik seçilen 5 tabakalı RP200 bandının birim ağırlığı 15 kgf/m² dir. Bir metre bant ağırlığını bulmak için bu değerin bant genişliği ile çarpılması gerekir.

$$G_G = 15 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} \cdot 1\text{m} = 15 \frac{\text{kgf}}{\text{m}}$$

$$G_{RO} = \frac{23,5}{1,3} = 18,08 \frac{\text{kgf}}{\text{m}}$$

$$G_{RU} = \frac{17,5}{2,6} = 6,73 \frac{\text{kgf}}{\text{m}}$$

Bant uzunluğu 150 m olduğunda C katsayısı yer altı bantları için ilgili çizelgeden 2,2 olarak alınmıştır. Rulo yatağındaki sürtünme katsayısı 0,02 olarak alınacaktır.

P Çekme kuvveti hesabı: Denklem 3.25 den;

$$P = C \cdot \mu \cdot l \cdot [G_B + 2 \cdot G_G) \cdot \cos\alpha + G_{RO} + G_{RU}] + l \cdot \sin\alpha \cdot G_B$$

$$P = 2,2 \cdot 0,02 \cdot 150 \cdot [(55,56 + 2 \cdot 15) \cos 12 + 18,08 + 6,73] + 150 \cdot \sin 12 \cdot 55,56$$

$$P = 2449 \text{ kgf}$$

$$\text{Motor gücü: } N = \frac{F \cdot \theta}{102 \cdot \eta} = \frac{2449 \cdot 1,5}{102 \cdot 0,96} = 38 \text{ kW}$$

Gerdirme kuvveti hesabı: Bantlı konveyörün bant boyu vidalı gergi için çok uzun olduğundan, bu konveyör uygulamasında seçilen ilk tercih; tahrik tamburuna ağırlık asılarak gerdirmedir. Ayrıca sarılma açısının 180° olduğu ve tamburla bant arasındaki sürtünme katsayısının 0,2 olduğu kabul edilmiştir.

$$e^{\mu\alpha g} = 2,718^{0,2 \cdot 3,14} = 1,874$$

$$F_{GR} = k \cdot F \cdot \frac{e^{\mu\alpha g} + 1}{e^{\mu\alpha f} - 1} = 1,3 \cdot 2449 \cdot \frac{1,874 + 1}{1,874 - 1} = 10469 \text{ kgf}$$

Soru 2: Kopma mukavemeti 120 kgf/cm.tabaka olan 80 cm genişliğindeki 5 tabakalı yapay elyafli bandın mukavemet değerine uygun olarak boyutlandırılacak konveyörün;

a) Bant hızı 2,5 m/s olacak ise motor gücü,

b) Gerdirme amacıyla bant alt koluna asılacak ağırlık ne kadar olmalıdır? Geometrik sarılma açısı 210° dir.

$$(T_1)_{k-1} = \frac{\delta \cdot B \cdot (z - 1)}{g} \cdot \frac{120 \cdot 80 \cdot (5 - 1)}{9,8} = 3918 \text{ kgf}$$

$$e^{\mu\alpha g} = e^{0,2 \cdot \frac{210}{180} \pi} = 2,081$$

$$P = (T_1)_{k-1} \cdot \frac{e^{\mu\alpha g} - 1}{e^{\mu\alpha f}} = 3918 \cdot \frac{2,081 - 1}{2,081} = 2035 \text{ kgf}$$

$$\text{Motor gücü: } N = \frac{F \cdot \theta}{102 \cdot \eta} = \frac{2035 \cdot 2,5}{102 \cdot 0,98} = 50 \text{ kW}$$

$$\text{Gerdirme kuvveti: } P \cdot k = \frac{F_{GR}}{2} (e^{\mu\alpha g} - 1) \rightarrow 2035 \cdot 1,3 = \frac{F_{GR}}{2} \cdot (2,081 - 1)$$

$$F_{GR} = 4895 \text{ kgf}$$

BÖLÜM 4

SONUÇ VE ÖNERİLER

İmalat endüstrisi ve hizmet sektörlerinde kullanılan; hareket, zaman, miktar, ağırlık, hacim, yer ve kullanım alanı (depolama yeri) faktör fonksiyonlarını içeren, yükün; taşınmasını, paketlenmesini ve depolanmasını sağlayan; metot, hizmet ve işlem bileşenlerinin bir kombinasyonudur. Bu tanım gereği olarak, endüstriyel taşıma sistemi; imalat ve hizmet endüstrilerinde faaliyet gösteren tüm sektör firmalarının kullanımına yönelik olarak geliştirilen ve tüm taşıma ekipmanlarını, vasıtalarını ve bunların sahip olduğu tüm fonksiyonları bünyesinde barındıran faaliyetler bütünü olarak tanımlanabilir. Bantlı konveyörler bu parametreler doğrultusunda, görev alanı(kum, çimento, maden, havaalanları, kimya endüstrisi gibi) oldukça çoktur.

Bu çalışmada görüldü ki bantlı konveyörlerde iletilecek olan malın cinsi, ebatları, iletim kapasitesi veya hızı, iletim yüksekliği sistemin tasarımında temel bilgiler olup verimliliğini doğrudan etkiliyor ve iyi bir etkinlik; istenenlerin iyi analiz edilmesi, doğru tasarım, doğru bant seçimi ve doğru bant gerginliğiyle sağlanabilmektedir.

Bu çalışmada ayrıca pratikte 40 metreye kadar vidalı gergi tertibatı, üzeri durumlarda mümkünse önce kule tipi (tambura ağırlık bağlanarak gerdirme) gergi tertibatı, ona imkan yok ise bandın alt koluna sepet tertibatı (bandın alt koluna ağırlık ile gerdirme), eğer konveyör yükseklik kazanıyorsa, bu durumda da ilk tercih bandın alt kolunda gerginin uygun olduğunu görmekteyiz. Ayrıca 20 metre ve altı durumlarda özellikle PVC bantlarda yay ile de gergi de yapılabileceğini görmekteyiz. Sürekli çalışan, uzun, ortam sıcaklığının değişken olduğu veya güneş tesiri altında çalışan bantlarda bir gergi sensörünün mutlaka kullanılması gerektiği ve kullanım şekillerinden bahsedilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Alışverişçi M., (1984) Bantlı Konveyörler (Konstrüksiyonu, Hesaplanması ve Projelendirme Örnekleri) YTÜ, İstanbul
- [2] Boğoclu, M. ve Sağırılı A., Transport Tekniği 2-Bantlı İleticiler Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul
- [3] Demir, M., (2006) Yüksek Sıcaklıkta Çalışan Bantlı Konveyörler, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [4] Uğur, İ., (2010) Transport Tekniği İTÜ Maden Mühendisliği Ders Notları, İstanbul.
- [5] Gerdemeli, İ., (2010) Sürekli Transport Sistemleri İTÜ Makine Fakültesi Ders Notları, İstanbul.
- [6] Cema Conveyor, (2007). "Cema Belt Book",Fifth Editon Chapter 6, "Belt Tension, Power and drive Engineering", USA
- [7] Gerdemeli, İ., "Transport Tekniği" İTÜ Makine Fakültesi Ders Notları, İstanbul.
- [8] Nace Konveyör Makine Sanayi A.Ş., (2008),Bantlı Konveyörler Ürün Kataloğu, Ankara
- [9] KGM Ağır Makine Sanayi ve Ticaret A.Ş., 2012, İstanbul
- [10] DIN 22101 (2002.8) Continuous Conveyors - The Belt Conveying Bulkmaterials Based on Calculationand Design, Germany
- [11] Phoenix Conveyor Belts Design Fundamentals with DIN 22101, (2012), Bantlı Konveyör Ürün ve Tasarım Kitabı, USA
- [12] Hutchinson, R., (Nov.25,1975). " Reversible Belt Tensioning System", U.S.A. Patent No: 3,921,793, Pa,USA
- [13] Shenzhen ALTEC Electronics Co., TC818 Tension Controller Instruction Manual, www.altec.cc, 10 Aralık 2012.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Berk Gencay GENÇÇAKIR
Doğum Tarihi ve Yeri : 24.09.1987 İstanbul
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : gencayberk@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makina Müh.	Trakya Üniversitesi	2009
Lise	Fen-Matematik	Maltepe Lisesi	2004

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2012-	Glisan Yağ ve Kimya San.Tic.Ltd.Şti.	İşletme Sahibi
2011-2012	Biyoner Yağ ve Kimya San.	Mekanik Tasarım ve İmalat Müdürü
2009-2011	Güneş Gaz Armatürleri	İmalat Sorumlusu