

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KÖMÜR MADENLERİ İÇİN BANTLI KONVEYÖR TASARIMI
VE TASARIM PARAMETRELERİNİN OPTİMİZASYONU**



YÜKSEK LİSANS TEZİ

Alparslan SOLAK

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

ARALIK 2016

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KÖMÜR MADENLERİ İÇİN BANTLI KONVEYÖR TASARIMI
VE TASARIM PARAMETRELERİNİN OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Alparslan SOLAK
(503141203)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Cevat Erdem İMRAK

ARALIK 2016

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503141203 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Alparslan SOLAK, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “KÖMÜR MADENLERİ İÇİN BANTLI KONVEYÖR TASARIMI VE TASARIM PARAMETRELERİNİN OPTİMİZASYONU” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Cevat Erdem İMRAK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Cüneyt FETVACI**
İstanbul Üniversitesi

Y. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **24 Kasım 2016**
Savunma Tarihi : **21 Aralık 2016**





Canım Aileme,



ÖNSÖZ

Bu çalışmamda bantlı konveyörler hakkında genel bilgiler, tasarım esasları, elemanlar ve tahrik mekanizmaları üzerinde durulmuştur. Son kısımda standartlara uygun çizelgelerden ve formüllerden faydalanarak konveyör elemanları için boyut hesaplamaları ve 3 farklı parametre için optimizasyon yapılmıştır.

Tezin yazılması esnasında bilgisi ve tecrübesi ile daima yanımda olan, yaptığı katkıları ile daima beni destekleyen sayın Hocama ve her zaman yanımda olan Canım Aileme çok teşekkür ederim.

Aralık 2016

Alparslan Solak
(Makina Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xiii
SEMBOLLER	xv
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xvii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xix
ÖZET	xxi
SUMMARY	xxv
1. BANTLI KONVEYÖRLERE GİRİŞ.....	1
1.1 Bantlı Konveyörlerin Tarihi	4
1.2 Bantlı Konveyörlerin Avantajları ve Dezavantajları.....	4
1.3 Bantlı Konveyörlerde Tasarım ve Faktörleri.....	5
1.3.1 Sürtünme katsayısı	6
1.3.2 Yoğunluk.....	7
1.3.3 Yığının yoğunluğu	7
1.3.4 Yığın açısı	7
1.3.5 Taşınma açısı.....	7
1.3.6 Tane büyüklüğü.....	8
1.3.7 Akışkanlık	8
1.3.8 Akış hızı	8
1.3.9 Konveyör taşıma bölgesi.....	9
1.3.10 Kapasite.....	9
1.4 Bantlı Konveyörlerin Kullanım Alanları.....	10
1.4.1 Maden ocakları.....	10
1.4.2 Limanlar ve yükleme boşaltma tesisleri.....	10
1.4.3 Enerji santralleri	11
1.4.4 Diğer kullanım alanları	11
1.5 Konveyör Profilleri	11
2. BANTLI KONVEYÖRLERİN ELEMANLARI.....	13
2.1 Bant Hattı	14
2.2 Konveyör Bant	15
2.3 Şasi	21
2.3.1 Orta şasi.....	21
2.3.2 Baş taraf tahrik şasisi	21
2.3.3 Kuyruk şasisi.....	22
2.3.4 Gergi düzeneği şasisi	23
2.4 Makaralar	23
2.5 Tahrik Tamburu, Yardımcı ve Diğer Tamburlar.....	25
2.5.1 Yardımcı tamburlar	26
2.5.2 Bombeli tamburlar	27

2.5.3 Motorlu tamburlar	27
2.5.4 Kaynaklı tamburlar.....	28
2.6 Gerdirme Tertibatı	29
2.7 Yükleme Teknesi(Besleyici)	30
2.8 Boşaltma Teknesi	31
2.9 Temizleme Düzenegi.....	33
3. TAHRİK MEKANİZMALARI	35
3.1 Bantlı Konveyörlerin Çalışma Şekilleri	35
3.1.1 Eğimsiz çalışma durumu	38
3.1.2 Yukarı eğimli çalışma durumu.....	38
3.1.3 Aşağı eğimli çalışma durumu.....	39
3.2 Bantlı Konveyörlerde Doğrusal Tahrik	39
3.3 Bantlı Konveyörler İçin Değişken Hızlı Tahrikler	41
3.3.1 Değişken hızlı tahrik sistemlerinin avantajları.....	42
3.3.2 Kalite temelleri	42
3.3.3 Çalışma bölgeleri ve yükün niteliği	42
3.4 Tahrik Sistemi Seçimi	43
3.5 Hız Seçimi	44
3.6 Tahrik Ayarı	45
3.7 Ara Tahrikli Sistemler	46
3.8 Motor	46
3.8.1 Redüktörlü motor	46
3.8.2 Alternatif kısa devre motoru	46
3.8.3 Alternatif bilezikli motor.....	47
3.8.4 Tekil motor	47
3.9 Tahrik Mekanizmasının Tasarımı.....	47
3.9.1 Tek tamburlu tahrikler.....	47
3.9.2 Çok tamburlu tahrikler	47
4. KONVEYÖR DENKLEMLERİ.....	49
4.1 Bant Genişliği	49
4.2 Debi	51
4.3 Güç Hesabı	53
4.3.1 Boşta çalıştırma gücü(P_1)	55
4.3.2 Yatay iletme gücü(P_2)	56
4.3.3 Düşey iletme gücü(P_3).....	56
4.3.4 İvmelendirme gücü(P_4)	56
4.3.5 Diğer güç kayıpları(P_5)	56
4.3.6 Toplam güç(P).....	57
4.3.7 Motor gücü	57
4.4 Tahrik Düzeni ve Sürtünme Kuvvetleri	57
4.4.1 Düz çalıştırma	57
4.4.2 Saptırma tamburlu çalıştırma	59
4.4.3 Çift tamburlu sistem	60
4.5 Bant Karkasının(Özün) Seçimi.....	61
4.6 Makara Aks Çapı.....	64
4.7 Karkas Tipine Göre En Az Tambur Çapları.....	64
4.8 Tahrik Tamburu Genişliği	64
4.9 Tahrik Tamburu Devir Sayısı.....	64
5. PROBLEMİN ÇÖZÜLMESİ.....	65
5.1 Eğimli Konveyör	65

5.2 Bant Denklemleri	65
5.2.1 Bant genişliği	65
5.2.2 Debi	66
5.2.3 Bant ağırlığı.....	66
5.2.4 Taşıyıcı ve dönüş makaralarının boyutları	66
5.2.5 Hareketli elemanların birim ağırlığı.....	67
5.2.6 Eşdeğer konveyör uzunluğu.....	67
5.3 Güç Hesabı	67
5.3.1 Boşta çalıştırma gücü(P_1).....	67
5.3.2 Yatay iletme gücü(P_2)	67
5.3.3 Düşey iletme gücü(P_3).....	67
5.3.4 İvmelendirme gücü(P_4)	68
5.3.5 Diğer güç kayıpları(P_5)	68
5.3.6 Toplam güç(P).....	68
5.3.7 Motor gücü	68
5.4 Tahrik ve Sürtünme Kuvvetleri.....	68
5.4.1 Dönüş makarasında oluşan sürtünme kuvveti.....	68
5.4.2 Gidiş makarasında oluşan sürtünme kuvveti	69
5.4.3 Bant kuvvetleri.....	69
5.4.4 Gergi ağırlığı	69
5.4.5 Sehim miktarı	69
5.4.6 Bant karkasının(özün) seçimi.....	69
5.4.7 Makara aks çapı	70
5.4.8 Tambur çapları	70
5.4.9 Tahrik tambur genişliği	70
5.4.10 Tahrik tamburu devir sayısı	70
5.5 Düz Konveyör	71
5.6 Bant Denklemleri	71
5.6.1 Bant genişliği	71
5.6.2 Debi	71
5.6.3 Bant ağırlığı.....	72
5.6.4 Taşıyıcı ve dönüş makaralarının boyutları	72
5.6.5 Hareketli elemanların birim ağırlığı.....	72
5.6.6 Eşdeğer konveyör uzunluğu.....	72
5.7 Güç Hesabı	72
5.7.1 Boşta çalıştırma gücü(P_1).....	72
5.7.2 Yatay iletme gücü(P_2)	73
5.7.3 Düşey iletme gücü(P_3).....	73
5.7.4 İvmelendirme gücü(P_4)	73
5.7.5 Diğer güç kayıpları(P_5)	73
5.7.6 Toplam güç(P).....	73
5.7.7 Motor gücü	74
5.8 Tahrik ve Sürtünme Kuvvetleri.....	74
5.8.1 Dönüş makarasında oluşan sürtünme kuvveti.....	74
5.8.2 Gidiş makarasında oluşan sürtünme kuvveti	74
5.8.3 Bant kuvvetleri.....	74
5.8.4 Gergi ağırlığı	75
5.8.5 Sehim miktarı	75
5.8.6 Bant karkasının(özün) seçimi.....	75
5.8.7 Makara aks çapı	75

5.8.8 Tambur apları	75
5.8.9 Tahrik tambur genişliği	76
5.8.10 Tahrik tamburu devir sayısı.....	76
5.9 Hesap Sonuçları.....	76
5.10 Parametreler ve Grafikler	76
5.10.1 Konveyör eğimlerine göre P ve T değerleri	76
5.10.2 Sarılım açılarına göre P ve T değerleri.....	77
5.10.3 Tekli, 2li ve 3l makara gruplarına göre P ve T değerleri	78
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	79
KAYNAKLAR.....	83
ÖZGEÇMİŞ.....	85



KISALTMALAR

PVG	: Polyvinyl Glycol
PVC	: Polyvinyl Chloride
BG	: Bant Genişliği
HP	: Horse Power
VSP	: Değişken Hızlı Tahrik Sistemi
THD	: Total Harmonic Distortion
DA	: Doğru Akım
AA	: Alternatif Akım





SEMBOLLER

Φ_r	: Yığın açısı
Φ_s	: Taşınma açısı
ρ	: Yoğunluk
v	: Akış hızı
A	: Kesit alanı
$^{\circ}$: Derece
T_1	: Bant kuvveti
T_2	: Bant kuvveti
e	: Ekspansiyel
μ	: Sürtünme katsayısı
α	: Sarılma açısı
N	: Tahrik tamburu gücü
η	: Verim
F_0	: Bandın üst kısmında oluşan kuvvet
F_U	: Bandın alt kısmında oluşan kuvvet
C	: Direnç katsayısı
L	: Bant boyu
G_G	: Bant ağırlığı
G_B	: İletilen malın ağırlığı
G_{RD}	: Üst kısım taşıyıcı makara ağırlığı
G_{RU}	: Alt kısım taşıyıcı makara ağırlığı
δ	: Bandın yatayla yaptığı açı
$\cos \phi$: Güç faktörü
F_1	: Düz bant üzerindeki yükün enine kesit alanı
Q_d	: Düz bantta debi
Q_o	: Oluklu bantta debi
B_d	: Düz bant genişliği
B_o	: Oluklu bant genişliği
γ	: Özgül ağırlık
L_T	: Üst makaralar arası mesafe
L_D	: Alt makaralar arası mesafe
G_T	: Üst makara ağırlığı
G_D	: Alt makara ağırlığı
$L_{eş}$: Eş değer konveyör uzunluğu
P_1	: Boşta çalıştırma gücü
P_2	: Yatay iletme gücü
P_3	: Düşey iletme gücü
P_4	: İvmelendirme gücü
P_5	: Diğer güç kayıpları
P	: Toplam güç
P_m	: Motor gücü
ϕ	: Satik şev açısı

T_D	: Dönüş makarasında oluşan sürtünme kuvveti
T_T	: Gidiş makarasında oluşan sürtünme kuvveti
μ₁	: Sürtünme katsayısı
μ₂	: Sürtünme katsayısı
T_a	: Kuyruk tamburundaki gergi kuvveti
T_B	: Bant ağırlığının bant yönündeki bileşeni
T_H	: Gergi kuvvetlerinin toplamı
T_{E1}	: Etken çekme kuvveti
T_{E2}	: Etken çekme kuvveti
z	: Tabaka katsayısı
S	: Emniyet katsayısı
K	: Birim bant genişliğinde oluşan çekme zorlanması
K_{em}	: Emniyetli bant gerilmesi
n_T	: Tahrik tamburu devir sayısı
C₁	: Bandın eğimine bağlı katsayı
f	: Sehim miktarı
f_{em}	: Emniyetli sehim miktarı
G	: Birim bant başına düşen malzeme ağırlığı
π	: Pi sayısı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Malzeme türüne göre alınabilecek en büyük eğim değerleri.	14
Çizelge 2.2 : Pamuk dokuma bantlar için tavsiye edilen tabaka sayıları.....	16
Çizelge 2.3 : Taşınan malzemelere göre alt ve üst kaplama kalınlıkları.	17
Çizelge 2.4 : Çeşitli karkas malzemeleri ve özellikleri.	21
Çizelge 3.1 : 18° iletim açısı için kullanılan motor güçleri.	35
Çizelge 4.1 : θ açısına göre C_1 katsayısının değerleri.....	50
Çizelge 4.2 : Bazı önemli yığın malların özellikleri.....	50
Çizelge 4.3 : Bant genişliği ve malzeme türüne göre bant hızları.	51
Çizelge 4.4 : Standart bant genişlikleri.....	51
Çizelge 4.5 : Oluk açısına göre K değerleri.....	53
Çizelge 4.6 : 3'lü makara grubu için oluk açısına göre K değerleri.	53
Çizelge 4.7 : Eğime bağlı kapasite indirgeme faktörü.....	53
Çizelge 4.8 : Yaklaşık bant ağırlığı [daN/m].	54
Çizelge 4.9 : Taşıyıcı ve dönüş makaraları temel büyüklükleri.	54
Çizelge 4.10 : Taşıyıcı ve dönüş makara grupları arasında öngörülen aralıklar.	55
Çizelge 4.11 : Bant ile hareket ettirilen boşaltma arabaları için gereken güç.	57
Çizelge 4.12 : Bantlarda emniyet katsayısı.....	62
Çizelge 4.13 : Bantların emniyetli kopma dayanımlarına göre kullanım alanları.	62
Çizelge 4.14 : Tekstil bantların kopma dayanımı. K_1 (daN/cm- her kat için).	63
Çizelge 4.15 : Çelik kortlu bantların özellikleri.	63
Çizelge 4.16 : Önerilen kaplama kalınlıkları.	63
Çizelge 4.17 : Makara aksı çapı.....	64
Çizelge 4.18 : Karkas tipine göre en az tambur çapları.	64
Çizelge 5.1 : Taşınacak malzemenin özellikleri.....	65
Çizelge 5.2 : Makara büyüklükleri.	66
Çizelge 5.3 : En az tambur çapları.....	70
Çizelge 5.4 : Standart tambur uzunlukları (TS1551).	70
Çizelge 5.5 : Taşınacak malzemenin özellikleri.....	71
Çizelge 5.6 : Makara büyüklükleri.	72
Çizelge 5.7 : En az tambur çapları.....	75



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Uzun mesafeler boyunca malzeme iletebilen bantlı konveyör.....	2
Şekil 1.2 : Hat boyunca üstü korumalı bantlı konveyör.	3
Şekil 1.3 : Bantlı konveyörün şematik şekli.	5
Şekil 1.4 : Birbirlerine malzeme aktarımı gerçekleştiren bantlı konveyörler.....	6
Şekil 1.5 : Yığın ve taşınma açısı.	7
Şekil 1.6 : Maden ocaklarında kullanılan bir bantlı konveyör.....	10
Şekil 1.7 : Konveyör profilleri.	11
Şekil 2.1 : Bantlı konveyörün elemanları.	13
Şekil 2.2 : Çeşitli bant profilleri.	14
Şekil 2.3 : Konveyör bandın yapısı.	15
Şekil 2.4 : Konveyör bandın dokuma tabakaları.	17
Şekil 2.5 : Bant bağlantısında soğuk yapıştırma yöntemi.....	19
Şekil 2.6 : Çelik kortlu ve çelik saclı bantlar.....	20
Şekil 2.7 : Orta şasi.	21
Şekil 2.8 : Baş taraf şasisi.	22
Şekil 2.9 : Baş taraf şasisi boyuna kesit.....	22
Şekil 2.10 : Kuyruk şasisi boyuna kesit.....	22
Şekil 2.11 : Tekli makara.....	23
Şekil 2.12 : İkili makara grubu.	23
Şekil 2.13 : Üçlü makara grubu.	24
Şekil 2.14 : Beşli makara grubu.....	24
Şekil 2.15 : Makaraların tahrik tamburundan itibaren yerleşme açıları.	25
Şekil 2.16 : Lastik kaplı makaralar.	25
Şekil 2.17 : Tahrik tamburu.	26
Şekil 2.18 : Farklı boyutlardaki tahrik tamburları.	26
Şekil 2.19 : Kuyruk tamburu ve gergi tamburu.	27
Şekil 2.20 : Bombeli tambur.....	27
Şekil 2.21 : Motorlu tambur.....	28
Şekil 2.22 : Kaynaklı tambur.	28
Şekil 2.23 : Karşı ağırlıklı gergi düzeneği.	29
Şekil 2.24 : Düşey ağırlıklı gergi düzeneği.	29
Şekil 2.25 : Vidalı gergi düzeni.	30
Şekil 2.26 : Konveyör besleyici örneği.	31
Şekil 2.27 : Düz sıyrıcı ile hayvan yemlerinin boşaltılması.	32
Şekil 2.28 : Ok sıyrıcı ile boşaltma.....	32
Şekil 2.29 : Raflı oluk ve döner oluk ile boşaltma.	32
Şekil 2.30 : Silgi tertibatı ve döner tambur kullanılarak yapılan temizleme işlemi. .	33
Şekil 3.1 : Kayış kasnak mekanizması kullanılan bantlı konveyör.	35
Şekil 3.2 : Bant tahrik kuvvetleri.....	36
Şekil 3.3 : Taşıyıcı makaralar ve bantların oluk şekilleri.	37

Şekil 3.4 : Tahrik tamburunda oluşan kuvvetler.....	37
Şekil 3.5 : Eğimsiz tahrik yöntemleri.	38
Şekil 3.6 : Yukarıya doğru tahrik yöntemleri.	38
Şekil 3.7 : Aşağıya doğru tahrik yöntemleri.	39
Şekil 3.8 : Değişik yükler ve değişken hızlı tahrik sisteminin çalışma bölgeleri.	43
Şekil 3.9 : İki tamburlu tahrik sisteminde kuvvet durumları.	47
Şekil 3.10 : Tahrik tamburlarının düzenlenmesi.....	48
Şekil 3.11 : Tekli Tahrik ve çoklu tahrik.	48
Şekil 4.1 : Düz bandın hareket yönüne dik kesitte malzeme yayılışı.	52
Şekil 4.2 : İkili makara grubunda malzeme yayılışı.	52
Şekil 4.3 : Bant çevresi boyunca banttaki gergi kuvvetlerinin değişimi.	57
Şekil 4.4 : Eğimli konveyörlerde bant germe kuvvetlerinin yayılışı.	58
Şekil 4.5 : Çift saptırma tamburlu çalışma düzeni.....	60
Şekil 4.6 : Çift tamburlu düzen ve kuvvetler.	60
Şekil 5.1 : Düz taşıyıcı bantta malzeme seçimi.	66
Şekil 5.2 : Konveyör eğimlerine göre P ve T değerleri.	76
Şekil 5.3 : Sarılım açılarına göre P ve T değerleri.....	77
Şekil 5.4 : Tekli, 2li ve 3lü makara gruplarına göre P ve T değerleri.....	78

KÖMÜR MADENLERİ İÇİN BANTLI KONVEYÖR TASARIMI VE TASARIM PARAMETRELERİNİN OPTİMİZASYONU

ÖZET

Bu çalışmada bantlı konveyörlerin tarihinden, avantajlarından, dezavantajlarından, tasarım faktörlerinden, konveyör profillerinden, bantlı konveyörlerin kullanım alanlarından, bantlı konveyörlerin elemanlarından, tahrik mekanizmalarından, kullanılacak olan denklemlerden ve probleminden bahsedilmiştir.

Günümüzde gelişen teknoloji ile beraber daha fonksiyonel fabrikalar, maden ocakları, enerji santralleri ve limanlar ortaya çıkmıştır. Yapılan çalışmalar ile ham madde işlenmesi ve buna bağlı olarak üretim de artmıştır. Gerek maden ocakları gerekse üretim fabrikalarında malzeme ve diğer sanayi ürünlerinin miktarları artmış ve bunların daha kolay, hızlı ve güvenilir bir şekilde taşınması ihtiyacı doğmuştur. Taşıma teknolojisi; zaman, hareket ve miktar parametrelerini içeren, yükün paketlenmesini, taşınmasını ve depolanmasını sağlayan, hizmet ve işlem bileşenlerinden oluşur.

Taşıma sistemlerini belli bir çizelgeye koyma veya belirli bir çerçevede gruplandırmak kolay değildir. Çünkü sistemin içindeki birçok faktör(taşınacak malzemenin cinsi, iletilecek yer, istenen ekonomi, zaman vb) bütün sistemi değiştirebilir. Örneğin iki nokta arasında cam taşıma işlemi ile beton harcı taşıma işlemi arasında olay olarak benzerlik dışında az sayıda benzerlik bulunur.

Taşıma sistemi bileşenleri için, eleman özellikleri dikkate alınmak suretiyle ancak genel sınıflandırmalar yapabilmek mümkündür. Bunlar sürekli taşıyıcılar ve kesikli taşıyıcılardır. Konveyörler sürekli taşıyıcılar grubundadır. Konveyörlerin rulolu, zincirli, bantlı, yer ve hava tipi çeşitleri vardır.

Bantlı konveyörler malzemenin taşınmasını sağlamanın dışında zamandan, enerjiden, gerekli insan gücünden ve ekonomiden çok büyük tasarruf sağlar. Kamyonlar, tırlar ve diğer malzeme taşıyan kara ulaşım araçları zorlu doğa koşullarında büyük engeller ile karşılaşırken, bantlı konveyörler yüksek eğimli arazileri kolay bir şekilde geçer. Birim zamanda tonlarca malzeme taşınacaksa bantlı konveyörler çok iyi bir seçim olacaktır. İnsan faktörünün araçlara göre daha az olduğu bantlı konveyörler güvenli bir taşıma işlemi de sağlamaktadır. Bantlı konveyörler otomotiv, enerji, gıda ve maden sanayisinde sıklıkla kullanılmaktadır.

Bantlı konveyörlerin en önemli avantajı çalışması sırasında düşük bir enerji ile çalışmasıdır. Bant hattı düşük bir maliyet ile kurulur ve ucuz servis ücretleri ile bakımı yapılır. Saatte tonlarca malzeme iletimi gerçekleştirilir ve çelik halatlı bantların kullanılması ile 62 km mesafedeki yerlere taşıma yapabilirler.

Dezavantajları ise tam kapasite ile çalışmazlar ise düşük verim oluştururlar. Çalışma esnasında toz oluşumu da görülmektedir. İyi bir tasarım düşünülmez ise konveyör

bandında yüksek aşınmalar oluşabilir ve bu durum da ekonomik olarak firmayı olumsuz etkileyebilir.

Bantlı konveyörlerin en önemli elemanı taşıyıcı banttır. Bant taşınacak olan malzemeyi üzerine alır ve sürekli olarak çekme, gerdirme kuvvetleri altındadır. Konveyör bant düşük özgül ağırlık, bükülme, az nem çekme özelliği, yüksek dayanım ve uzun ömür gibi özelliklere sahip olması istenir. Aksi takdirde çalışma sırasında banttaki bir aksaklık sistemin bir anda durmasına ve ekonomik olarak kayıplara sebep olur. Bant hattı eğimsiz, aşağı eğimli ve yukarı eğimli olarak tasarlanabilir.

Konveyör bantın ana iskeletini öz(karkas) oluşturur. Karkasın malzemesi pamuktan, ipekten, poliamitten, poliesterden, cam iplikten ve çelik malzeden olabilir. Çelik karkasın kullanılması bantın gerilmelere karşı daha sağlam ve uzun ömürlü olmasını sağlar. Böylece daha uzak mesafelere malzeme iletimi sağlanır. Çelik özler 2 ye ayrılırlar. Bunlar çelik kortlu özler ve çelik saclı özlerdir.

Bir diğer önemli eleman ise tahrik tamburlarıdır. Banda ilk hareketi veren ve bantın ilerlemesini sağlayan elemana tahrik tamburu denir. Bir bantlı konveyörün tahrikinin tasarımı ve tertibi, en büyük bant çekme kuvveti ve iletmenin uzunluğuna göre hareketinden, ayrıca bantın önceden seçilmiş olan boyutlarından ortaya çıkmaktadır. Çalışma esnasındaki işletme şartları da göz önüne alınmalıdır.

Tamburlar döküm yoluyla veya sac levhaların kaynak yöntemi ile uçlarının birleştirilmesi ile imal edilirler. Şekilleri silindir veya bombeli(fiçı) şeklindedir. İmalat esnasında yapılacak bir hata eksen kaçıklığına bu durumda konveyör bantta hasar meydana getirebilir.

İletim esnasında bantta çekme ve basma gerilmeleri oluşur. Buna bağlı olarak bantın kalınlığı, çekme ve basma dayanımı tambur çapını belirleyen faktörlerdir. Eğer bir bant kendi mukavemet sınırları içinde ne kadar çok zorlanıyor ise tambur çapı o kadar fazla olmalıdır. Yeterince zorlanmayan bantlarda minimum çapın altına inilebilir.

Bantlı konveyörler çoğunlukla elektrik motoru ile tahrik edilirler. Motorun devir sayısı tahrik tamburundan fazla olduğundan, en az iki kademeli bir dişli kutusu koymak gerekir. Bant tahrik sistemleri ortam şartlarına, kullanılacak elemanların özelliklerine ve taşınacak malzemenin özelliğine bağlı olarak; baştan tahrik, kuyruktan tahrik veya çift tahrik olarak tasarlanırlar.

Konveyörü boşa çalıştırmak için gerekli gücün, malzemeyi yatay olarak nakletmek için gerekli gücün, malzemeyi düşey olarak nakletmek için gerekli gücün, malzemeyi ivmelendirmek için gerekli gücün ve diğer güç kayıplarının toplamı konveyör bantı tahrik etmek için gerekli güce eşittir. Ancak toplam güç hesaplanırken ortam şartlarına, çevre kirliliğine ve elektrik motorunun verimine dikkat edilmelidir.

Çok tamburlu sistemlerde düşük bant gerilmeleri meydana gelir ancak ilave motor ve dişli sistemlerinden kaynaklanan ilave masraf yaratır. Bantlı konveyör tasarımında bant hareket hızının ve tahrik gücünün hesaplanması için taşıma malzemesinin özelliklerinin, yoğunluğunun, bant özelliklerinin, taşıma uzunluğunun ve eğimin bilinmesi gereklidir.

Konveyör uygulamaları için tahrik sistemi seçilirken sistemin; gücüne, hız denetim aralığına, kalkış duruş sayısına, kullanım yeri şartlarına, momentin değişimine ve diğer tahrik sistemleri ile arasındaki ilişkiye dikkat edilmeli, geniş kapsamda

elemanlar incelenmeli ve birçok soru yanıtlanmalıdır. Önemli seçim sabit hız ile değişken hızlı tahrik seçimidir. Tahrik sistemi seçiminde proses, mekanik, elektrik enerjisi ve maliyet şartları da göz önünde bulundurulmalıdır.

Konveyör uygulamaları; hız aralığı boyunca sabit moment, yüksek başlangıç momenti, yüksek atalet, yüksek ivmelenme ve yavaşlama momentleri ve çoklu tahrikler arasında yük paylaşımı, kontrol altına alınmış duruşlar gerektirir. Ayrıca özellikle daha uzun konveyörler için tercihen daha doğal frekanslarla çalışan uygun hızlı ve bant çekmelerine sahip kompleks mekanizmalar kullanılır.

Motorlar, tahrik tamburunu harekete geçirmeleri nedeniyle çok önemlidir. Sistemin gerekliliklerine göre bantlı konveyörlerde redüktörlü motorlar, alternatif kısa devre motorları, alternatif bilezikli motorlar ve tekil motorlar kullanılır.

Doğru akım motorları elektriksel gücün mekanik güce çevrilmesi ile oluşan moment kuvveti sayesinde stator denilen düzeneğin rotor üzerinde manyetik olarak döndüğü sistemlerdir. Bobinler üzerinden geçen akımın oluşturduğu manyetik alanın meydana getirdiği kutuplaşma ile ileri ve geri yönlü olarak, yani zıt kutupların çekmesi ve aynı kutupların birbirini itmesi prensibinin dairesel harekete dönüştürülmesi ile mekanik hareket üreten bir yapıdır.

Verilen denklemlerden ve standart çizelgelerden yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Problem 500m eğimsiz ve 100m 30° eğime sahip iki konveyörün oluşturduğu hattın 500t/h debiye sahip taş kömürünün taşınmasıdır. Hesaplamaların sonunda bantlı konveyörde kullanılacak olan parçaların boyutları elde edilmiştir.

Konveyör eğimi, sarılım açısı ve makara grupları parametreleri kullanılarak güç ve bant kuvvetlerinin değişimlerinin grafikleri oluşturulmuştur. Çeşitli yorumlar yapılmıştır.



DESIGN OF BELT CONVEYOR FOR COAL MINES AND OPTIMIZATION OF DESIGN PARAMETERS

SUMMARY

This study includes the history, advantages, disadvantages, design factors, conveyor profiles, use of belt conveyors, elements of belt conveyors, drive mechanisms, equations to be used and problem.

With today's developing technology, more functional factories, mines, power plants and ports have emerged. With the work done, raw material processing and production have increased accordingly. The need for mines and production plants has increased the amount of materials and other industrial products and the need for them to move more easily, quickly and reliably. Transport technology; time, motion, and quantity parameters, providing the packing, transporting and storage of the burden; service and transaction components.

It is not easy to put transport systems on a specific schedule or group them in a specific frame. Because many factors in the system (the type of material to be transported, the place to transmit, the desired economy, time, etc.) can change the whole system. For example, between the two points there is a small number of similarities between glass transport and concrete mortar transport except for the similarity of events.

For transport system components it is however possible to make general classifications only taking into consideration the element characteristics. These are continuous carriers and intermittent carriers. The conveyors are in the continuous conveyor group. Conveyors have roll, chain, belt, floor and air type varieties.

Belt conveyors provide enormous savings from time to time, from the necessary human power and from the economy, besides providing transport of materials. As the trucks and other material-carrying vehicles encounter large obstacles in harsh natural conditions, the banded conveyors easily pass through the high-slope terrain. Band conveyors will be a good choice if tons of materials will be transported at the unit time. Belt conveyors with a smaller human factor than the vehicles also provide a safe transport. Belt conveyors are frequently used in automotive, energy, food and mining industries.

Advantages of belt conveyors work with low energy during operation. The tape is installed at a low cost and is maintained with cheap service fees. They can transport tons of material per hour and transport to locations within 62 km by using steel rope bands.

The disadvantages are that if they do not work at full capacity so they produce low efficiency. Dust formation is also observed during operation. If a good design is not considered, high abrasions can occur on the conveyor belt and this can adversely affect the company economically.

The most important component of belt conveyors is conveyor belt. The tape takes on the material to be transported and is constantly under pulling, stretching forces. It is desirable that the conveyor belt has properties such as low specific gravity, bending, low moisture retention, high strength and long life. Otherwise, a failure in the band during operation will cause the system to stop and economically lose. The tape line can be designed as non-sloping, down-sloping and up-sloping.

The main frame of the conveyor belt forms the core (carcass). The material of the carcass can be from cotton, silk, polyamide, polyester, glass yarn and steel. The use of a steel frame ensures that the band is stronger and longer lasting against stresses. This allows material to be transported at longer distances. The steel extracts are split into 2 pieces. These are steel-core extracts and steel-sheet extracts.

Another important element is drive drums. This is the first drive of the band and is called the driving drum which provides the advance of the band. The design and construction of a belt conveyor drive is based on the maximum belt pulling force and the length of the conveyor, as well as the pre-selected dimensions of the belt. Operating conditions during operation must be considered.

The drums are manufactured by casting or by welding the ends of the sheet metal. Shapes are cylindrical or curved (barrel) shaped. An error to be made during manufacturing can lead to axial misalignment and in this case damage to the conveyor belt can occur.

Tension and compression stresses occur in the belt during transmission. Accordingly, the thickness of the band, the tensile and compressive strength are the factors determining the diameter of the drum. The greater the diameter of the drum, the more difficult it is for a moment to be within its limits of strength. It can be lowered below the minimum diameter in bands that are not strong enough.

Belt conveyors are mostly driven by electric motors. If the engine speed is greater than the drive drum, a gearbox with at least two stages should be installed. Depending on the ambient conditions, the characteristics of the components to be used and the characteristics of the material to be transported, They are designed from the beginning, from the tail or from the double drive.

The sum of the power required to run the conveyor idle, the power needed to transport the material horizontally, the force required to transport the material vertically, the power required to accelerate the material, and other power losses is equivalent to driving the conveyor belt. However, attention should be paid to ambient conditions, environmental pollution and the efficiency of the electric motor when total power is calculated.

In multi-drum systems, low-band stresses occur, but create additional costs due to additional motor and gear systems. For belt conveyor design, the characteristics of conveying material, density, belt characteristics, conveying length and slope must be known in order to calculate belt speed and drive power.

While the drive system is selected for conveyor applications, attention must be paid to the power, speed control range, the number of stopping positions, the conditions of the use site, the change of moment and the relation with other drive systems. The wide range of elements should be examined and many questions should be answered. Important choice is variable speed drive with constant speed. Process, mechanical, electrical energy and cost conditions must be taken into account when choosing a drive system.

Conveyor applications; Constant moment along the speed range, high starting torque, high inertia, high acceleration and deceleration moments, and load sharing between multiple drives require controlled downtimes. It also employs complex mechanisms with suitable speed and belt pulls, especially for longer conveyors, preferably operating at more natural frequencies.

The motors are very important because the drive drum is in motion. Depending on the requirements of the system, the belt conveyors use alternating short-circuit motors, alternative ring motors and single motors.

Direct current motors are systems that are magnetically rotated on the rotor, called the stator, by means of the moment force generated by the rotation of the mechanical power of the electrical power. It is a structure that generates mechanical motion by forward and backward polarity of the magnetic field generated by the current flowing through the coils that is by attracting opposite poles and converting the same polarity principle to circular motion.

Calculations are made using the equations given and the standard charts. The problem is the transport of a stone cargo with 500 t/h in the line which is formed by two conveyors with 500m slope and 100m 30° slope. At the end of the calculations, the dimensions of the parts to be used in the belt conveyor have been obtained.

Graphs of the changes of power and band forces were created using parameters of conveyor inclination, roll angle and reel groups. Various comments have been made.

1. BANTLI KONVEYÖRLERE GİRİŞ

Taşıma işi bir malzemenin iki nokta arasında en kısa yoldan, en güvenilir şekilde ve minimum enerji harcanarak yapılan aktarım işlemidir. Taşıma sistemi; imalat sanayisi ve hizmet sektörlerinde kullanılan yer, miktar, hareket, zaman ve kullanım alanı faktör fonksiyonlarını içeren, yükün paketlenmesini, taşınmasını ve depolanmasını sağlayan hizmet ve işlem bileşenlerinin bir birleşimidir. Endüstriyel taşıma sistemleri; hizmet ve imalat sanayilerinde faaliyet gösteren tüm sektör firmalarının kullanımına yönelik olarak geliştirilen ve tüm taşıma elemanlarını, araçlarını ve bunların sahip olduğu tüm fonksiyonları bünyesinde barındıran faaliyetler bütünüdür.

Endüstriyel taşıma sisteminde temel tasarımı; yükün cinsi, istasyon adedi, tahrik sistemi çeşidi, taşıma şekli, ağırlık, taşıma mesafesi, çalışma toleransları ve üretim/montaj oluşturur.

Taşıma sistemlerini ve onu oluşturan elemanlarını gruplandırmak kolay değildir. Örneğin iki nokta arasında cam taşıma işlemi ile beton harcı taşıma işlemi arasında olay olarak benzerlik dışında az sayıda benzerlik bulunur. Bu sebeple, taşıma sistem bileşenleri için, eleman özellikleri dikkate alınmak suretiyle ancak genel sınıflandırmalar yapabilmek mümkündür. Bunlar; yapılarına göre, kullanım alanlarına göre, taşınacak malzeme özelliklerine göre ve çalışma ilkelerine göre sınıflandırmalardır.

Çalışma ilkeleri dikkate alınarak yapılan bir sınıflandırmada taşıma elemanlarını iki ana grupta incelemek mümkündür;

1. Sürekli taşıyıcılar (konveyörler), taşıma işlemi sona erse bile sonrasında çalışmaya devam eden,
2. Kesikli taşıyıcılar (kaldırma makineleri), taşıma işlemi tamamlandıktan sonra duran, sonraki işlem başlayana kadar çalışmayan;

Dağıtıcı Arabalar: Transbordeur ve Shuttle

Liftler: Hidrolik , Kramayerli, Eksantrik ve Makas Liftler

Asansörler: Zincirli ve Hidrolik asansörler

Döner Tablalar

Konveyörler: Rulolu, Zincirli, Bantlı ve Havai Konveyörler.

Konveyörler; malzemeyi sabit bir hat üzerindeki iki nokta arasında yığılı/gruplar halinde, tek/çift yönlü, sürekli taşıyabilen sabit veya hareket ettirilebilen araçlardır. Konveyörler, çeşitli türdeki işlemleri bir akış şeması üzerinde birleştirebilen, sistemin daha verimli ve tasarruflu çalışmasını sağlayan bağlayıcı ve bütünleştirici elemanlardır. İnsan vücudundaki damarlar gibi tüm işletmeyi saran ve ihtiyaç duyulan malzemeyi; tam zamanında, gerekli olan yere ulaştıran elemanlardır.



Şekil 1.1: Uzun mesafeler boyunca malzeme iletebilen bantlı konveyör.

Birim zamanda tonlarca iş parçasının taşınması için bantlı konveyörler kaçınılmazdır. Maden ocaklarında, termik santrallerde, demir ve çelik fabrikalarında, limanlarda, cevher ve kömür gibi malzemelerin taşınmasında bantlı konveyörler kullanılır.

Bantlı konveyörler ilk defa 1830 yılında ortaya çıkmışlardır. Bantlı konveyörler özellikle bant kalitesinin geliştirilmesi ve üçlü kılavuz makaralarının kullanılmaya başlamasından sonra her yerde kullanılmaya başlandı. 20,000 ton (yaklaşık saat başı 1,000 kamyon yükü) malzeme bantlı konveyörlerle yaklaşık 62 km mesafeye taşınabilmektedir. Bu taşımının maliyeti kamyon ile taşıma maliyetinden on kat daha ucuzdur.

Bantlı konveyörle taşınacak malzemeler çok çeşitlidir. İnce taneli toz, buğday, iri taneli kömür, kargo, taş ve birçok malzeme bantlı konveyörler ile güvenli taşınır.

Bantlı konveyörlerde enerji, işçilik ve bakım maliyeti düşüktür. Bant kalitesinin yüksek olması durumunda aşındırıcı ve sıcak malzemeleri taşıyabildiği için kimyasallar, aşındırıcı malzemeler, kırılğan ve gevrek malzemeler bantlı konveyörler ile çok rahat taşınabilmektedir.

Bantlı konveyörlerin önemli özelliklerinden biri de zorlu doğa koşulları ile mücadele edebilmesidir. Bu nedenle, dönerek yükselen virajlardan, dağlardan, nehirlerin üzerinden rahatça geçerek yol alabilirler. Kamyon gibi kara araçları meyilli arazide zor yol alabilirken, bantlı konveyörler meyilli arazilerde rahatlıkla malzeme taşıyabilirler. Şekilde hava şartlarına dayanıklı bantlı konveyör aşağıda görülmektedir.



Şekil 1.2: Hat boyunca üstü korumalı bantlı konveyör.

Bantlı konveyörlerin toplam masrafı, yatırım maliyetinin %2'si mertebesindedir. Bu bakım masrafına bant değiştirme maliyeti de ilave edilmelidir. Bant değiştirmenin yıllık maliyeti ise yatırım tutarının %4'üdür. Aşındırıcı olmayan normal malzemelerin taşınmasında bant ömrü 15 yıl, keskin kenarlı kaya ve taş taşınmasında ise bant 5 yıl civarı çalışabilmektedir.

Bir konveyördeki en önemli bakım maliyeti, hareket esnasında çıkan döküntünün temizlenmesi için yapılan masraftır. Bunu önlemenin en kolay seçeneği tasarım aşamasında makara mesafelerinin malzemeye uygun bir şekilde doğru tespit edilmesidir. Döküntünün en önemli nedeni konveyör bandının makaraları arasındaki sarkma olup bu sehim en fazla %3 civarında olmalıdır. Sarkmanın oluşumunu engellemek için makaralar arası boşluğu sac ile doldurmak olabilir. Bu durumda sürtünme nedeni ile bandın ömrü azalacağı gibi enerji maliyeti de artacaktır. Problem gerdirme tertibatları ile çözülebilir. Makaralar arasını sac ile kapatmak gıda

sanayinde olduğu gibi hafif fakat çok önemli malzemelerin taşınmasında kullanılabilir.

Bantlı konveyörler ekonomik, güvenli ve çevreye uyumlu olmalıdır. Yatırım maliyetleri taşınacak malzeme, özel şartlar ve uygulamada ortaya çıkacak sınırlamalara bağılı olarak değıştiği için belli bir maliyet verilemez.

Bantlı konveyörlerde iletilen malzemeler parça ve yığıma malzemeler olmak üzere ikiye ayrılır. Yığıma malzemeler parçalı, taneli ve toz şeklindeki, parça malzemeler ise tek tek sayılabilen sandık, çuval, kutu ve koli vb. malzemelerdir. Özellikle yığıma malzemelerin taşınması işleminde, bunların fiziksel özelliklerinin bilinmesi büyük önem arz eder.

1.1 Bantlı Konveyörlerin Tarihi

1904: İlk konveyör bandın icadı. İlk bant pamuk ve sentetik yünden yapılmış kumaştan yapılmıştır.

1956: İlk çelik kort konveyör bant üretimi.

1979: İlk PVG konveyör; PVC emdirilmiş karkas ve CR kapaklar ile.

1981: 52 ton ağırlığındaki dünyanın en ağır konveyör bandın üretimi.

1998: Peru'da yerden 4200 metre derinlikte bulunan altın madeni için St 4000 adındaki 18 derecelik eğime sahip konveyör bandın üretimi.

1999: Los Pelambres bakır madeni için St7800 PHOENOCORD konveyör bant teslimi ve montajı (Son dünya rekoru).

2003: Collahuaside 58 ton ağırlığa sahip en yüksek yüksekliğe sahip konveyör bandın üretimi.

2015: 19 yıllık çalışma hayatından sonra 900 metre yerin altındaki bakır cevheri için çalışan St 6800 PHOENOCORD'un değıştirilmesi.

1.2 Bantlı Konveyörlerin Avantajları ve Dezavantajları

Avantajları;

Çok düşük enerji gereksinimi

Basit yapım şekli ve az aşınma

Büyük miktarlarda malzeme iletimi

Çelik halatlı bantların kullanılması ile uzun mesafelere iletim

Düşük yatırım maliyeti, ucuz hizmet ve servis masrafları

İletim malının iletim esnasında iyi bir şekilde korunması

Dezavantajları;

Kısmi yüklerde düşük verim

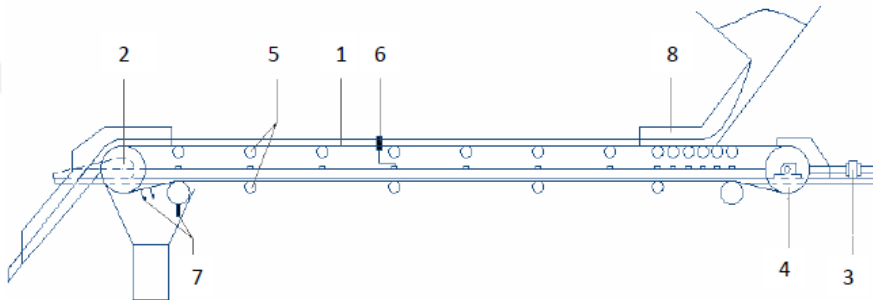
Kuvvetli toz oluşumu

Yukarı doğru sınırlı iletim

Yüksek bant aşınması

1.3 Bantlı Konveyörlerde Tasarım ve Faktörleri

Şekilde bir bantlı konveyörün şematik görünüşü ve elemanlarının numaralandırılması görülmektedir.



Şekil 1.3: Bantlı konveyörün şematik şekli.

1-) Konveyör bant 2-) Tahrik ana tamburu 3-) Gerdirme tertibatı 4-) Yön değiştirme tamburu 5-) Taşıyıcı makaralar 6-) Yan yön verme makaraları 7-) Temizleme tertibatı 8-) Besleme

Çeşitli boy ve şekillerdeki bantlı konveyörler yukarıda belirtilen elemanlardan meydana gelip, konveyörün uzunluğuna bağlı olarak ara bölgelerde dikey veya yatay gerdirme tamburları vardır.

Konveyörlerin her iki yanında boydan boya yürüme yolları vardır. Yürüme yollarının genişliği bir tarafta en az bant genişliği (BG) kadar diğer tarafta bant genişliğinin en az yarısı kadar olmalıdır.

Bantlı konveyörler birbirlerine malzeme aktarımı ile taşıma işlemi yapabilirler. Ancak her aktarma sistemde ilave yükseklik nedeni ile daha çok enerji, dökme noktalarında bantlarda daha fazla aşınma ve toz oluşumu nedeni ile mümkün olduğunca kaçınılması gerekir. Kısa konveyörlerde yeterli mesafe yoksa dönüşler için aktarma yapılması bir zorunluluktur. Şekilde bantlı konveyörler birbirlerine malzeme aktarımı yapmaktadır.



Şekil 1.4: Birbirlerine malzeme aktarımı gerçekleştiren bantlı konveyörler.

Tasarım öncesinde taşınacak malzemenin analizi önemli bir yer tutmaktadır. Malzeme analizinde yapılacak küçük bir hata üretim sonrasında ekonomik olarak büyük kayıplara neden olabilir. Bu nedenle tasarıma geçmeden önce taşınacak malzemenin özelliklerinin belirlenmesi en önemli koşuldur. Taşınacak malzemenin temel özellikleri şunlardır.

1.3.1 Sürtünme katsayısı

Taşınacak malzemenin bant üzerinde ve döküm oluklarındaki hareketini belirleyen en önemli unsurlar malzemenin nem oranı ve tane büyüklüğünün yığın içindeki dağılımıdır. Malzeme içinde homojen bir nem oranı ve tane büyüklüğü dağılımı yoksa montaj sonrası konveyörlerde beklenmeyen kapasite düşüklüğü, aşırı döküntü ve malzeme yapışması ortaya çıkar. Bütün bunlar uzun bakım duruşlarına sebep olur ve işletme, bakım maliyetlerini olumsuz etkiler.

Taşınacak malzeme tozlanması fazla olan, aşındırıcı veya patlayıcı bir malzeme ise böyle malzemelerin iletiminde konveyör açısı, bant hızı, makaraların açısı, bant sarkma miktarı, bant gergi miktarı ve sistemden gelen titreşim çok önemlidir. Çünkü özellikle konveyör bant çalışma esnasında taşıdığı malzemeye aktaracağı titreşimin malzemeyi nasıl etkileyeceği çok önemli olup tasarım aşamasında bu etkilere yönelik

tedbirler alınmalıdır. Örneğin kükürt gibi sürtünme nedeniyle statik elektrik üreten bir malzeme taşınacaksa, döküm oluklarının elektriği yalıtacak plastik veya alüminyum malzeme ile kaplanmalıdır.

1.3.2 Yoğunluk

2(Ton/ M³) den fazla ise çok ağır (Cevher, Kobalt madeni vs.)

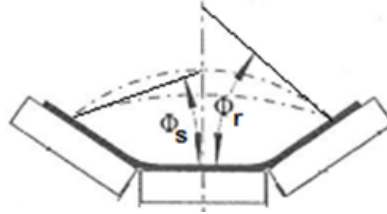
2-1,1 (Ton/ M³) arasında ise ağır (Kum, Kireç taşı, Çimento vs.)

1,1-0,6 (Ton/ M³) arasında ise orta ağır (Buğday, Kömür vs.)

0,6 (Ton/ M³) den az ise hafif (Tahta talaşı vs.)

1.3.3 Yığının yoğunluğu

Yığın yoğunluğu malzemenin yoğunluğu değildir. Malzeme tane yapısının şekli nedeni ile malzeme içinde bölgesel boşluklar oluşturuyorsa yığın yoğunluğu malzeme yoğunluğundan her zaman daha azdır. Malzeme taşınmaya başladıktan bir süre sonra titreşim nedeni ile malzeme kendi içinde iyice yerleşir ve bu nedenle bant üzerindeki yığın yoğunluğu %10-15 civarında artar. Şekilde aktarılan malzemenin statik ve dinamik durumlarındaki merkez ile yaptığı açı görülmektedir.



Şekil 1.5: Yığın ve taşınma açısı.

1.3.4 Yığın açısı

Bu açı malzeme yerçekimi etkisinde bir yere bırakıldığında zemin ile yaptığı açıdır.

Bu açuya Türkiye’de şev açısı da denilir. Φ_r : Yığın açısı, Φ_s : Taşınma açısı

1.3.5 Taşınma açısı

Malzemenin bantlı konveyör üzerinde iletim esnasında zemin ile yaptığı açıdır.

Malzeme konveyörde hareket etmeye başlarken taşınma açısı yığın açısı ile aynıdır.

Ancak hareketten sonra sarsıntı sebebiyle bu açı azalarak taşınma açısı ortaya çıkar.

Taşınma açısı yığın açısından 5-15° daha azdır.

1.3.6 Tane büyüklüğü

Yığın içindeki tanelerin büyüklüklerinin aritmetik ortalamasıdır. Yığıma malzemeler normalde tane büyüklüğüne göre tasnif edilirler. Tasnif edilmiş yığında en büyük tane en küçük tanenin 2.5 katından daha fazla olamaz. Malzeme tane büyüklüğüne göre yığın aşağıdaki gibi tasnif edilir.

Tane büyüklüğü 160 mm den büyük ise: İri parçalı yığın

Tane büyüklüğü 160- 60 mm arasında ise: Orta parçalı yığın

Tane büyüklüğü 60-10 mm arasında ise: Küçük parçalı yığın

Tane büyüklüğü 10-0,5 mm arasında ise: Taneli yığın

Tane büyüklüğü 0,5 mm den küçükse: Tozlu yığın

1.3.7 Akışkanlık

Malzemenin tane büyüklüğü, şekli, yüzey pürüzlülüğü, nem oranı, içindeki ince taneli malzemenin iri tanelere oranı akışkanlığı etkileyen etkenlerdir. Topraklanma ve yapışkanlık akışkanlığı etkileyen etkenlerdir.

1.3.8 Akış hızı

Bantlı konveyör hızı malzemenin transfer esnasında dökülmesini, eğer konveyör eğimli ise bant üzerinde geri kaymasını engellemek için uygulanacak hızdır.

Konveyör hızlarının belirlenmesindeki temel özellik taşınacak malzemenin niteliği ve bant genişliğidir. Ancak konveyör hızının yüksek seçilmesi bant genişliği ve bant gergi kuvvetinin daha düşük tasarlanmasını sağlar. Böylece konveyördeki en önemli yatırım ve bakım masrafı olan konveyör bandı maliyetinde düşüş olur.

Yüksek hızlarda bantlı konveyör kullanımı aşağıdaki koşullarda elverişlidir.

Konveyör uzunluğu 1500 metreden daha yüksek ise

Yükleme noktalarında malzeme aynı yön ve hızlarda banda aktarılıyorsa

Malzeme topak ve parça büyüklüğü küçükse

Bandın gergi değerleri doğru uygulanmışsa

Yüksek bant hızları daha dar bant kullanımını sağlayarak ekonomi sağlar, ancak aşağıdaki dezavantajlara da sebep olur. Bunlar;

Hava direnci artar

Yükleme boşaltma noktalarındaki bakım maliyeti artar

Bandın aşınması artar

Malzeme tane büyüklüğü dağılımındaki homojenlik bozulur

Taşıyıcı makaralarda oluşan darbeler artar

Konveyör elemanlarının ömrü azalır

Bazı malzemelerin bantlı konveyörler ile emniyetli taşınmasında ise bant hızı mümkün olduğunca düşük seçilir. Bunlar;

Toz halindeki malzemeler (özellikle yükleme boşaltma noktalarında toz oluşumunu azaltmak için)

Kırılgan malzemeler

Ağır, keskin kenarlı malzemeler

Tehlikeli malzemelerin taşınmasında

1.3.9 Konveyör taşıma bölgesi

Tasarım öncesinde dikkat edilmesi gereken önemli bir husus konveyörün nerede kurulacağıdır. Eğer konveyör arazide kurulacak ise yağmur, kar, esinti ve sıcaklık gibi ortam ve hava koşulları mutlaka göz önünde bulundurulması ve hesapların ona göre yapılmasıdır.

1.3.10 Kapasite

Kapasitenin belirlenmesi konveyör tasarımında en önemli iştir. Gelecekte ortaya çıkabilecek ihtiyaçları da göz önüne alınarak kapasite doğru tespit edilmelidir. Uygun analizler yapılmaz ise sonradan bant hızını yükseltmek, bant genişliğini yükseltmek, kapasiteyi yükseltmeye çalışmak maliyetin yükselmesine neden olur. Bu nedenle kapasiteyi belirleyen üç faktör (yoğunluk, bant genişliği ve hız) çok dikkatli seçilmelidir.

İster bir boru içinde akan sıvı olsun, isterse bant üzerinde taşınan malzeme olsun kapasitenin denklemi aynıdır.

$$Q[\text{Ton/Saat}] = \rho[\text{Ton/m}^3].v[\text{m/sn}].A[\text{m}^2].3600 \quad (1.1)$$

ρ yoğunluğu, v akış hızını ve A ise kesit alanını temsil eder.

1.4 Bantlı Konveyörlerin Kullanım Alanları

1.4.1 Maden ocakları

Maden ocaklarında ham maddenin ve cevherin kullanılmasında işletme ekonomisinde en önemli faktör malzeme iletimidir. Malzeme nakli maden ocağından elde edilinceye kadar arada kırma, öğütme, eleme, yıkama ve iletimi ilave edilmek üzere bir seri işlem den ibarettir. Bundan sonra elde edilen malzemenin depolanması, kara aracı, tren veya gemiye yüklenmesi söz konusudur.

Bugün yüksek kaliteli çelik telli bantlarla tek veya çok az sayıda seri konveyör kullanılması ve böylece ara aktarma sayısının azaltılması mümkündür. Yüksek dayanımlı bantlar yüksek maliyetli olduklarından maksimum emniyet yüklerinde kullanılmalıdır. Maden işletmelerinde kömür ve diğer ham maddelerin iletiminde yüksek kaliteli bantlar daha çok tercih edilmektedir. Ayrıca bu gibi işletmelerde çalışma şartları zor olduğundan bantların aşınmasını ve hasara uğramasını önleyecek tedbirlerin alınması gerekmektedir. Çünkü bir konveyör tesisinde maliyetin yaklaşık olarak yarısını bant maliyeti oluşturmaktadır.



Şekil 1.6: Maden ocaklarında kullanılan bir bantlı konveyör.

1.4.2 Limanlar ve yükleme boşaltma tesisleri

Limanlarda kömür ve buğday gibi malzemenin yükleme ve boşaltılmasında malzeme naklinin yüksek tonajlarda ve az sürede yapılması istenir. Bu neden ile limanlarda sabit ve hareketli bantlı konveyörler kullanılır. Örnek olarak Haydarpaşa Limanı'nın silosunda her birinin genişliği 800 mm , uzunluğu 215 m ve kapasitesi 200 t/h olan iki bantlı rıhtım konveyörü sayesinde gemiye nakil kapasitesi 400t/h' tir.

1.4.3 Enerji santralleri

Modern enerji santrallerinde malzemenin depolanması ve iletimi önemle göz önüne alınan noktalardır. Bugün bazı küçük santraller dışında, bütün enerji santrallerinde bantlı konveyörler kullanılmaktadır. Bantlı konveyörler kömürün vagon veya gemilerden bankerlere naklinde kullanılabilecek tek yöntem olarak kullanılmaktadır.

Enerji santrallerinde bankerlerden ayrı olarak bir-iki aylık kömürün depolanacağı bir depo sahasına ihtiyaç vardır. Bir ana konveyör ve yan tevzi konveyörleri ile kömürün sahaya kolaylıkla tevzi ve depo edilmesi ve tekrar bankerlere sevki mümkündür. Bu işlemler içinde en uygun olan bantlı konveyörlerdir. Santrallerde malzeme nakli esnasında toz oluşabilir. Toz oluşumunun önlenmesi maksadı ile malzeme kapalı tünelle sevk edilmeli ve malzemenin boşaltılması için özel boşaltma olukları kullanılmalıdır.

1.4.4 Diğer kullanım alanları

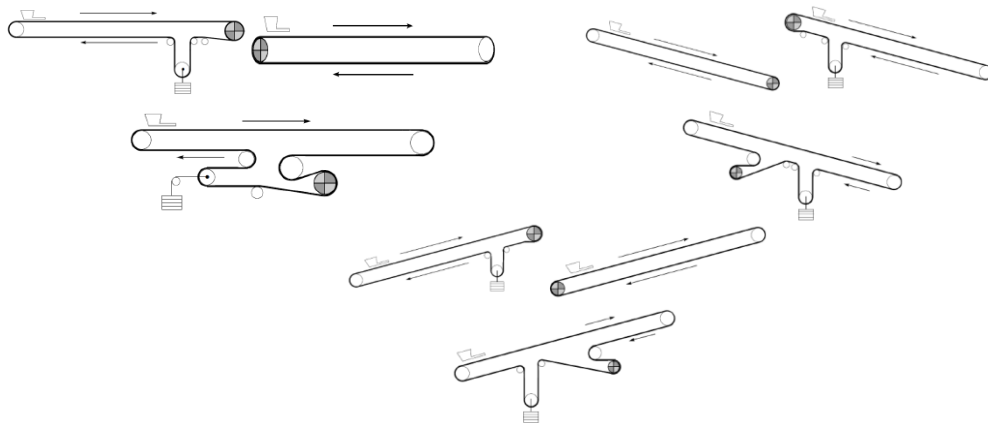
Bantlı konveyörler baraj, yol, köprü gibi inşaatlarda hafriyat ve beton hazırlama tesislerinde de kullanılmaktadır. Ayrıca dökümhanelerde döküm kumunun nakil, hazırlama, kalıplama makinelerine iletimi ve tekrar kum hazırlama tesisine dönüşünü sağlamak için kullanılır. Örnek olarak:

Cevher hazırlama tesisleri

Dökümhanelerde kum hazırlama tesisleri

Kimya, kâğıt, çimento ve şeker sanayi sayılabilir.

1.5 Konveyör Profilleri

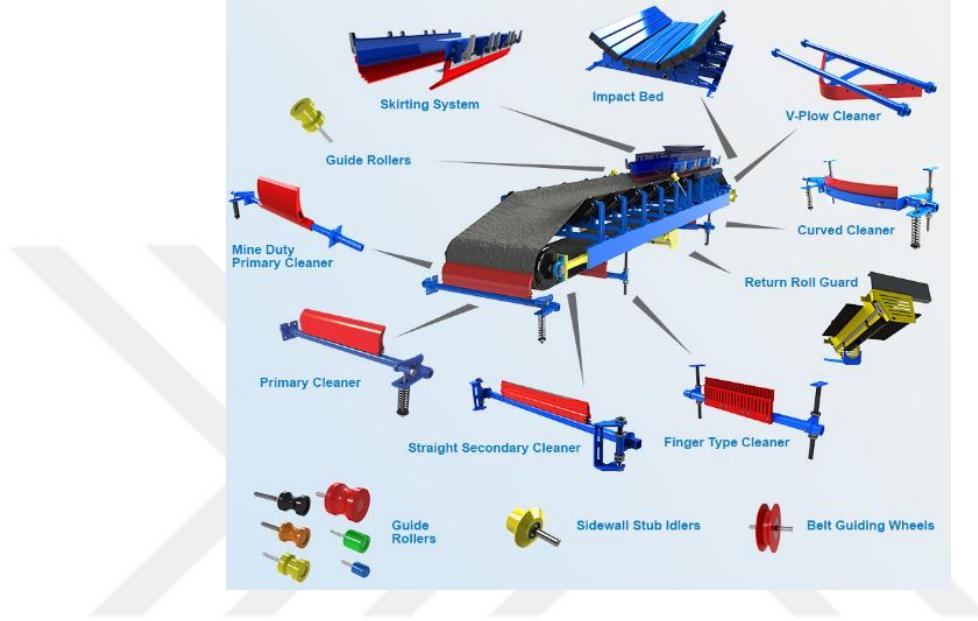


Şekil 1.7: Konveyör profilleri.



2. BANTLI KONVEYÖRLERİN ELEMANLARI

Verilen şekilde bantlı konveyörün genel yapısı görülmektedir.



Şekil 2.1: Bantlı konveyörün elemanları.

Bant iki tambur arasında gerdirilir. Tahrik sisteminden alınan hareketi sürtünme ile bant kayışına aktaran tahrik tamburudur. Diğer uçtaki tambur ise dönüş tamburudur. Bazı bant taşıyıcılarda tambur gerdirme mekanizmaları ile gerdirilerek bant ile tahrik tamburu arasındaki sürtünme kuvveti artırılır. Bandın yön değiştirmesi saptırma kasnakları ile olur.

Bandın üstte olan kısmına üst bant kolu denir ve üzerinde malzeme taşınabilmesi için tekne şeklindedir. Alt bant kolu ise genellikle düzdür. Üst bant kolunu taşıyan rulolar tekne durumunu sağlamak için üç parçadan oluşur ve bunlara taşıyıcı rulo ismi verilir. Alt bant kolu, tek parçadan oluşmakta ve dönüş rulosu denen rulolar üzerinde hareket eder.

Ruloların tümü ise şasi denen çelik kafes yapı üzerine sabitlenmiştir. Banda malzeme huni şeklindeki bir yükleyici ile yüklenir ve taşınan malzeme ikinci bir yükleyiciye veya silo ağzına boşaltılır. Bant kayışına yapışan malzemeler ise temizleme düzeneği ile temizlenir.

2.1 Bant Hattı

Bant hattının şekli ile ilgili çeşitli örnekler aşağıda verilmiştir. Bunlar;

Yatay bant hattı (a)

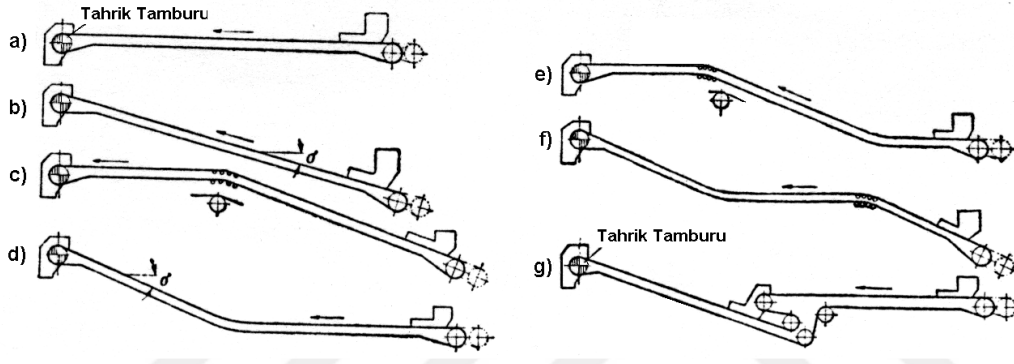
Eğik bant hattı (b)

Tek kavisli bant hattı

Önce eğik sonra yatay (c)

Önce yatay sonra eğik (d ve g)

Çift veya çok kavisli bant hattı (e ve f)



Şekil 2.2: Çeşitli bant profilleri.

Bant hattının eğimi; taşınan malzeme ile bant kayışı arasındaki sürtünme katsayısına, malzemenin yığılma açısına bağlı olan bir maksimum değere kadar çıkarılabilir.

Malzemenin bant üzerinde taşınabilmesi için bant hattının alabileceği en yüksek eğim, bant kayışı ile malzeme arasındaki sürtünme katsayısına denk gelen açıdan 7-10° daha az olmalıdır.

Çizelge 2.1: Malzeme türüne göre alınabilecek en büyük eğim değerleri.

Malzeme Türü	Eğim	Malzeme Türü	Eğim
Linyit Briketi	12°	Taneli Cevher	25°
İri Taneli Cevher	18°	Tahıl	18°
Kuru Kum	18°	Kuru Toprak	20°

2.2 Konveyör Bant

Bir bantlı konveyörün en önemli unsurudur. Bant hem taşınacak malzemeyi üzerine alan bir kap olarak görev yapar hemde sürekli olarak çekme ve gerdirme kuvvetleri ile gerdirilir. Sağlam bir çalışma için bir konveyör bandı aşağıdaki özelliklere sahip olmalıdır:

Az nem çekme özelliği

Düşük özgül ağırlık

Az uzama

Alternatif gerilmelere mukavemet

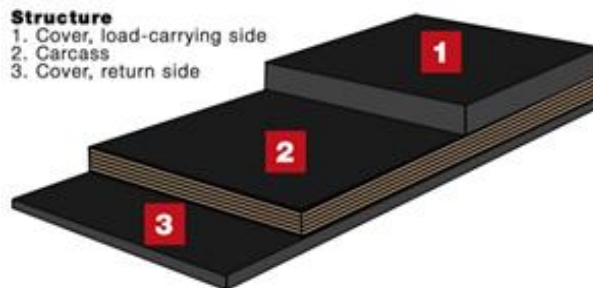
Bükülebilir.

Yüksek mukavemet

Tamburlarda sarılma ve oluk oluşumundan dolayı meydana gelen eğilme etkilerine dayanım

Malzemenin aşındırıcı etkisine mukavemet ve uzun ömürlü

Bu özelliklere sahip en iyi malzeme dokuma özlü lastik bantlardır. Bandın dokuma özü (karkası) pamuk, keten, yapay elyaftan (Polyester veya Reyon) oluşur. Yüksek dayanımlı bantlarda ise dokuma tabakasının yerini çelik tel dokuma veya ince çelik halatlar alır. Bandın kuvvet taşıyan elemanı karkastır. Bu tabakaları nemden, mekanik etkilerden ve aşınmalardan korumak için karkasın üstü ve altı lastik (doğal kauçuk, buna veya PVC) ile kaplanır. Yeterli bant mukavemetini elde edebilmek için birden fazla dokuma katmanına ihtiyaç vardır.



Şekil 2.3: Konveyör bandın yapısı.

Dokuma tabakalarını tutturabilmek için tabakalara lastik eriyiği emdirilir. Kaplama işlemi de yapıldıktan sonra vulkanizasyon(baskı altında ısı işlem) yöntemi ile tabakalar bütüne dönüştürülür. Tabakalar arasındaki bağlantı bandın kalitesini belirleyen önemli bir etkidir. İşlem sonrasında bandın kenarı lastik malzeme ile kaplanır.

Tabaka sayısını belirleyen etkenlerden ilki; banda uygulanan gerilme kuvvetidir. Bu kuvvetin güvenli bir şekilde taşınması gerekir. Tabaka sayısı üzerinde etkili olan ikinci özellik bantta oluşan tekne durumunun rulolar arasında korunmasıdır. Tabaka sayısını belirleyen üçüncü ve en önemli etken ise bandın tambura sarılma yeteneğidir. Bant tambur üzerinde dönerken, dokuma tabakalarından dış kısımda olanları çekme gerilme kuvveti, iç kısımda olanları ise basınç gerilme kuvveti etkisi altında kalırlar. Bu kuvvetlerden bir kısmını, tabakaların üzerindeki lastik malzeme alır ve bant tabakalarını rahatlatır. Gerilme kuvvetlerinin yüksek derecede büyümesini önlemek için bandın tabaka sayısına bir sınır koymak gerekir. Bu sebeple pamuk dokuma bantlarda tabaka sayısı en çok 13 olur. Bandın taşıyacağı kuvvetler için daha çok katman gerekirse, bu defa dokuma malzemesinin kalitesini artırmak örneğin, yapay elyaf veya çelik tel kullanmak gerekir. Böylece bandın tabaka sayısı ve kalınlığı da azaltılmış olur.

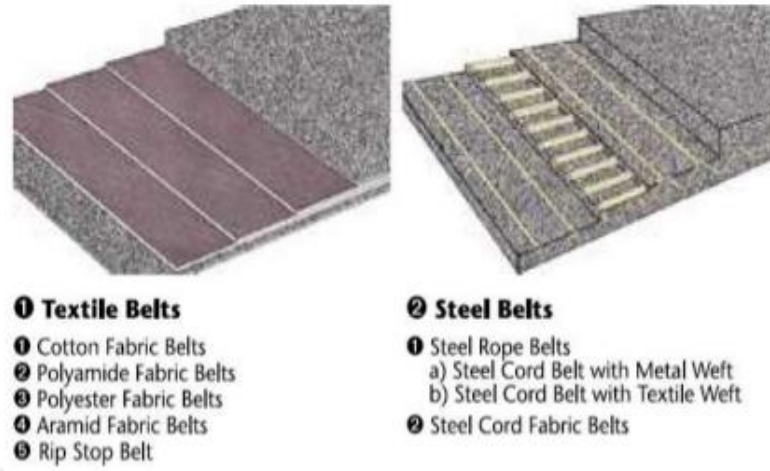
Çizelge 2.2: Pamuk dokuma bantlar için tavsiye edilen tabaka sayıları.

Bant Genişliği[mm]	650	800	1000	1200	1400	1600
Tabaka Sayısı	3-7	4-8	5-10	6-12	7-12	8-12

Dokuma bantlar içinde en çok tercih edilen yapay elyaf bantlardır. Yapay elyaf (nylon) pamuğa göre hem daha çok yük taşır, hem de rutubete, aşınma ve çürümelere karşı daha dayanıklıdır. Bu avantajlarına karşılık yapay elyaflar hem yangına karşı dayanıksız, hem de bukle yapma özellikleri vardır. Bu olumsuzlukları gidermek için nylon ipler pamuk dokuma ile kaplanmış ve daha kullanışlı pamuk, nylon veya pamuk, rayon dokumalar elde edilmiştir. Suni elyafın bukle yapma özelliği nedeniyle bu tür bantlarda tabaka sayısı yedi ile sınırlandırılır.

Pratikte pamuk veya yapay elyaftan dokuma bantların yanında çelik özlü bantlara da rastlanmaktadır. Bu tür bantların özü; ya birkaç milimetre çapındaki çelik tellerden örülerek yapılır veya doğrudan çelik halatların yan yana dizilmesi ile yapılır. Çelik telin lastiğe iyi yapışmasını sağlamak için teller bakır veya pirinçle kaplanır. Bu

bantlarla çok uzun mesafeleri ve yükseklikleri bir tek bant taşıyıcı ile aşmak mümkündür. Şekilde bandın dokuma tabakaları görülmektedir.



Şekil 2.4: Konveyör bandın dokuma tabakaları.

Çizelgede kaplama kalınlıkları görülmektedir.

Çizelge 2.3: Taşınan malzemelere göre alt ve üst kaplama kalınlıkları.

Kullanım Alanı	Taşınan Malzeme	Üst Kaplama[mm]	Alt Kaplama
Bantlı Konveyör	Kum, İnce Cevher	4-8	4-6
Bantlı Konveyör	Taş Kömürü, Çakıl	6-12	4-8
Bantlı Konveyör	İri Taş, Cevher	10-20	6-10

Kaplama kalınlıkları taşınacak malzemenin parça büyüklüğüne, aşındırma seviyesine ve ağırlığına bağlı olarak değişmektedir.

Yer altı madenciliğinde, tehlikeli sonuçlar doğuran bant yangınlarından korunmak için bantların bir kısmı 1950 yılından beri yangına karşı dayanıklı olarak üretilmektedir. Yangına karşı dayanıklı bant yanmayan bant değildir. Bu bantlar, çıkan bir yangını büyütmeden, 15 saniyeden daha kısa bir süre içinde yangının sönmesine neden olan bantlardır. Kaplama maddelerinden olan tabii kauçuğun içine Neopren ve bunun içine Chlorparaffin katılması bantları yangına karşı dayanıklı kılar. Bir diğer kaplama maddesi olan PVC ise tek başına yangına dayanıklı bir maddedir. PVC kaplama, diğer iki kaplama kadar aşınmalara da dayanıklı olup, özellikle keten dokuma karkasla çok iyi kaynaşır, bir bütün oluşturur. PVC bantlar günümüzde daha yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bant parçaları uçlarından birbirine eklenerek bant taşıyıcı için sonsuz bant şeridi elde edilir. Maden işletmelerinde bant uçları üç değişik yöntemle birbirine eklenir. Bunlar; raptiye yöntemi, soğuk yapıştırma yöntemi ve sıcak yapıştırma (vulkanizasyon) yöntemidir. Sağlam bir bandın kopma mukavemetine % 100 denirse bu değer, raptiye ile bağlanan yerde % 35-45 'e, soğuk yapıştırma ile bağlanan yerde % 65-75 'e ve vulkanizasyon ile bağlanan yerde % 75-80 'e düşer bu yüzden bandın en zayıf yeri bağlantı yeridir.

Çok kolay ve yaygın olarak kullanılan bağlantı yöntemi raptiye yöntemidir. Kullanılacak raptiyelerin uçları bant dokumasını zedelememesi için uçları sivriltilir ve raptiyelerin uç kısmına, bandı deldikten sonra tekrar kıvrılıp banda saplanmasını sağlayacak bir şekil verilir. Birleştirilecek bant uçlarının düzgün bir şekilde kesilmiş olması gerekir. Raptiyeler her iki bant ucuna düzgün bir şekilde çakılır. Bant uçları bir araya getirildiğinde raptiyeler tarak gibi birbirine geçer ve aralarında oluşan kanala çelik bir tel takılarak bağlantı tamamlanır. Raptiyeleme yönteminin en önemli avantajı; istenilen boydaki bant parçalarının birbirine bağlanıp-sökülmesi ve uygulamanın, yaklaşık 15 dakika gibi kısa bir sürede tamamlanmasıdır.

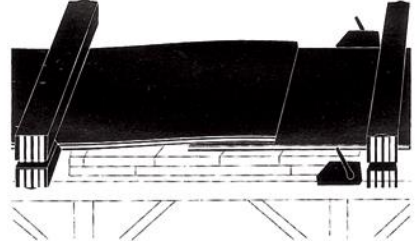
Yer altı madenciliğinde bant yırtıkları ve diğer bant arızalarının sıklığı nedeniyle bant boyunca ortalama her 25 metrede bir raptiye bağlantısına rastlanmaktadır. Çok sayıdaki bu bağlantı yerlerinden aşağı sızan ince kömür tozları rulolar ve şasi üzerinde birikir. Yanmaya karşı dayanıklı bantlar kullanılmadan önce bu birikintilerin çok sayıda yangına neden olduğu bilinir. Raptiye bağlantı yerleri ayrıca, nem ve rutubetin bant dokumasına nüfuz ettiği yerlerdir. Belli bir süre sonra mukavemetini yitiren dokuma tabakaları raptiyeleri tutamaz hale gelir. Bu nedenle yaklaşık 2-3 ayda bir bağlantıların yenilenmesi gerekir. Her bağlantıda 80-100 mm bandın kesilip atıldığı düşünülürse, bu kayıpların miktarı zamanla artar. İnce kömür tozunun aşağı geçmesi ve rutubetin banda nüfuz etmesini engellemek amacıyla raptiyeler çakılmadan önce elastik conta plakaları ile bağlantı yerinin desteklenmesi gerekir.

Sıcak veya soğuk yapıştırma ile bant uçlarının bağlanması yer altı madenciliğinde pek kullanılamaz. Çünkü her iki yöntem de 4-5 saat gibi uzun bir süreye ihtiyaç vardır. Kullanılan yapıştırıcıların alev alma sıcaklıkları oldukça düşüktür ve sıcak yapıştırmada çok büyük ve ağır olan elektrikli ısıtıcılara ihtiyaç vardır. Açık işletmelerde ise, belirtilen bu olumsuzlukların bir önemi olmadığı için, bağlantı

kalitesinin yüksek olması nedeniyle sıcak yapıştırma (vulkanizasyon) yöntemi yaygın olarak kullanılmaktadır.

Soğuk yapıştırma işlemi sırasında bandın dokuma tabakaları açığa çıkarılarak onlarla basamaklı bir yapı oluşturulur. Basamak yüzeyleri iyice temizlendikten sonra üstlerine üç defa yapıştırıcı solüsyon sürülür. Ancak, soğuk yapıştırmada bağlantı kalitesi sıcak yapıştırma bağlantı kalitesinden daha düşüktür. Bu nedenlerle soğuk yapıştırma pek fazla kullanılmayan bir yöntemdir.

Vulkanizasyon yönteminde bandın her iki ucu soğuk yapıştırma yönteminde olduğu gibi kesilir, temizlenir ve üç defa yapıştırıcı solüsyon sürülerek kurutulur. Yapıştırılacak kısımlar üst üste getirildikten sonra bu kısım 140-150°C sıcaklıktaki plakalar arasında, 60 dakikalık bir süre boyunca sıkıştırılır. En güvenilir, dayanıklı ve sağlam bağlantı bu yolla elde edilir. Şekilde soğuk yapıştırma bağlantısı görülmektedir.



Şekil 2.5: Bant bağlantısında soğuk yapıştırma yöntemi.

Bant yapımında yaygın olarak kullanılan dokuma malzemeleri aşağıda verilmiştir.

Doğal pamuk: Uzun yıllardır bant yapımında kullanılmaktadır. Islandığında dayanımının artması, yüksek nem çekmesi, ancak düşük boyutsal stabilitesi ve küften etkilenmesi özellikleri arasındadır.

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.

Naylon-Polyamid: Yüksek dayanım, yüksek uzama, aşınma, yorulma ve darbeye dayanımı özelliklerine sahiptir. Ağırlığının % 10 kadar nemi emebilir. Buna karşın

düşük boyutsal stabilize ve küfe karşı yüksek dayanım sergiler. Günümüzde bant üretiminde % 20 oranında kullanılmaktadır.

Cam yünü: Yüksek sıcaklıkta kullanılabilmesi iyi bir özellik olmasına rağmen, düşük uzaması bant imalinde sınırlı kullanımına neden olmuştur.

Polyester: Yüksek dayanım, aşınmaya ve yorulmaya dayanım sergiler. Oldukça düşük nem çekme ancak yüksek boyutsal stabilizesi vardır. Küften etkilenmez. 1960'lardan itibaren bant dokuması olarak tercih edilir. Bugün polyester % 75 oranında bant imalinde kullanılır.

Bant kaplamaları; iletici bandı ve özü korumak ve bandın servis ömrünü uzatmak için kullanılır. Kaplamalar, plastomer (tabii veya suni kauçuk), plastomer (örnek PVC) ve diğer malzemeden olabilir. Makara tarafındaki ve taşıyıcı taraftaki kaplama kalınlıkları iletilen malzemeye ve malzemenin besleme, boşaltma, temizleme tiplerine bağlıdır. Bant kaplamaların avantajları:

Sürtünmeyi arttırmak

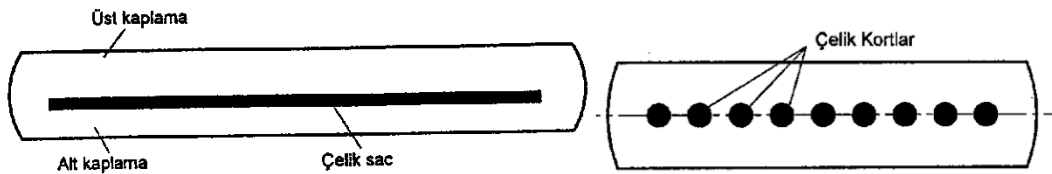
Kesilme direncini arttırmak

Darbe dayanımını sağlamak

Eğimli iletimlerde çalışmayı sağlamak

Temizlenme seviyesini arttırmak

Çelik kortlu bantlar daha pahalıdır ancak sahip oldukları özellikler ile daha ekonomik olup özellikle uzak mesafelere malzeme iletiminde tercih edilmektedir. Ayrıca ortasında çelik kortlar yerine yüksek dayanımlı çelik sac bulunabilir.



Şekil 2.6: Çelik kortlu ve çelik saclı bantlar.

Çeşitli karkas malzemelerinin özellikleri aşağıdaki çizelgede görülmektedir.

Çizelge 2.4: Çeşitli karkas malzemeleri ve özellikleri.

Malzeme	Piyasa Adı	İplik Çapı[mm]	Kopma Mukavemeti	Uzama [%]	Yoğunluk [gr/cm ³]
Pamuk		0,02	41-60	3-7	1,54
Suni İpek/Viskon	Rayon/Viskon	0,01-0,038	40-60	9-20	1,5
Polyamide	Naylon/Perlon	≥0,007	70-90	16-28	1,14
Polyester	Daeron, Terylene	≥0,007	74-94	11-13	1,38
Cam İplik	Kualon, Vinyon	≥0,007	40-80	20-25	1,30
Çelik Sac		0,8-1,0	120	9-10	7,85

2.3 Şasi

Konveyörün taşıyıcı ve dönüş makara grupları ile tamburları ve güç mekanizması bir şasi üzerindedir. Sürekli çalışan konveyörlerde şasi tasarımı yapılırken hadde profilleri kullanılır. Bazı konveyörlerde borudan yapılmış şasiler uygundur.

2.3.1 Orta şasi

Bir konveyörün orta kısmında sadece taşıyıcı ve dönüş makaralarını taşıyan kısımdır. Orta şasi ayrıca U profili, köşebent veya borudan üretilirler. Bazı bantlı konveyör imalatçıları orta şasi kısımlarını standart parçalar halinde imal ederler.



Şekil 2.7: Orta şasi.

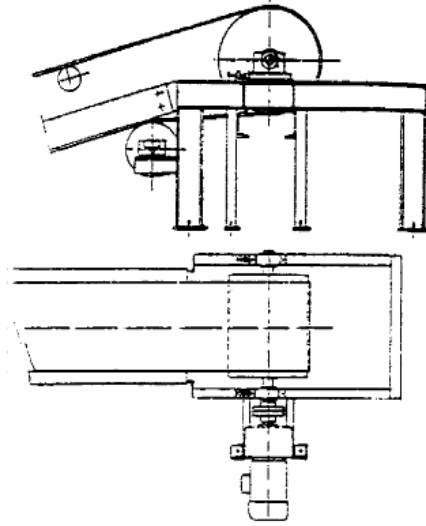
2.3.2 Baş taraf tahrik şasisi

Baş tamburu ile boşaltma sistemini taşıyan şasi kısmıdır. Tahrik şasisi baş taraf şasisine bağlanır. Baş tambur ve oluğun fazla ağır olması, banttaki çekme

kuvvetlerinin taşınabilmesi için baş taraf şasisi oldukça sağlam yapılmalıdır. Aşağıdaki şekillerde baş taraf şasisi ve boyuna kesiti görülmektedir.



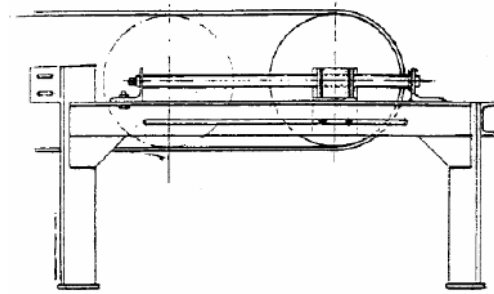
Şekil 2.8: Baş taraf şasisi.



Şekil 2.9: Baş taraf şasisi boyuna kesit.

2.3.3 Kuyruk şasisi

Bant germe kuvvetlerinin ve tambur ağırlığının etkisi altındadır. Şasinin bu bölümüne gelen kuvvetler baş tarafa göre daha azdır.



Şekil 2.10: Kuyruk şasisi boyuna kesit.

2.3.4 Geri düzeneği şasisi

Gerri tertibatına ait saptırma tamburlarını taşıyan şasiye denir.

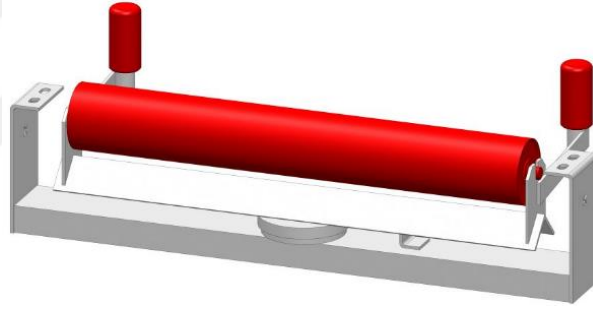
2.4 Makaralar

Taşıyıcı makara grubu genişliği banttın daha büyük olan silindirik bir rulodur. Sürtünmenin minimum olacak şekilde dizaynı önemlidir. Düz taşıyıcı makara grupları daha çok parça malzemenin iletiminde veya besleyici bantlarda kullanılır. Bantlı konveyörlerde makaraların iki önemli görevleri vardır.

Uygun zamanda bantta tekne profili vermek

Malzemeyi taşıyan bantta veya dönüş kolunda boş bantta mesnet olmak

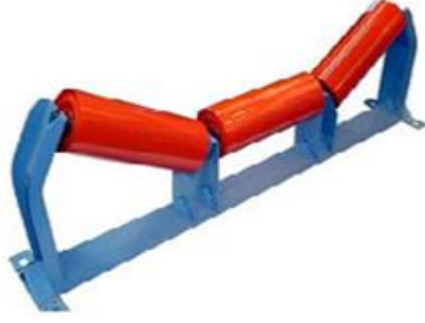
Üzerinde malzemenin taşındığı makaralara “taşıyıcı makaralar”, alt tarafta sadece boş bantı taşıyan makaralara ise “dönüş makaraları” adı verilir. Aşağıdaki şekillerde çeşitli makaralar görülmektedir.



Şekil 2.11: Tekli makara.



Şekil 2.12: İkili makara grubu.

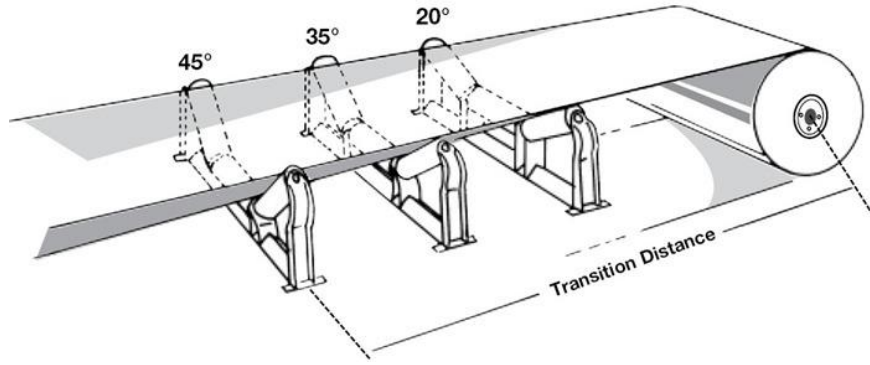


Şekil 2.13: Üçlü makara grubu.



Şekil 2.14: Beşli makara grubu.

Bir başka uygulama ise açılı bir şekilde düzenlenmiş ikili, üçlü, dördü ve beşli olarak düzenlenen makara gruplarıdır. Bu şekilde bandın taşıma kapasitesi yükselir. 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. Geniş bantlarda, banda daha iyi form verebilmek için beşli rulo grupları kullanılmaktadır. Beşli rulo grupları pahalı olmalarının yanı sıra tasarım ve yağlama bakımından da zorludurlar. Üçlü bir hizada bulunan makara gruplarında, bandın sıkışmasını önlemek için makaraların üst kenarları arasındaki fark 10 mm'den büyük olmamalıdır. Makaralar genelde çelik bir şasi üzerine mesnet ile bağlanır. Makaraları taşıyan bu yapı bant şasisine civatalarla bağlanır. Makaraların bant hareketine dik yönde ayarlanabilmesi için makara şasisi üzerindeki delikler oval yapılıdır. Makara şasisinin tasarımı makaraların kolayca sökülüp takılmasını sağlayacak şekilde olmalıdır. Ağır malzemelerin taşınacağı geniş bantlarda makara şasisinin yeteri kadar rijit olmasına dikkat edilmelidir. Şekilde makaraların dizilişi görülmektedir.



Şekil 2.15: Makaraların tahrik tamburundan itibaren yerleşme açıları.

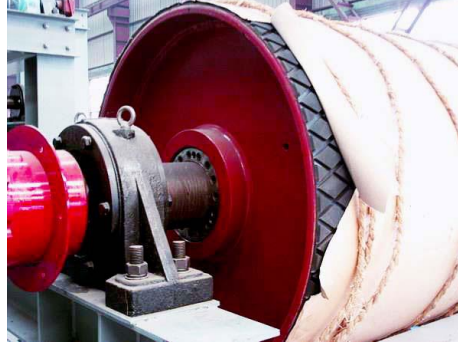
Makaralar genellikle çelik yapıya sahip şasi üzerine yerleştirilir. Darbeli yüklerin söz konusu olduğu konveyörlerde, bandın ezilmemesi için, aşağıdaki gibi lastik kaplı makaraların kullanılması uygun olur.



Şekil 2.16: Lastik kaplı makaralar.

2.5 Tahrik Tamburu, Yardımcı ve Diğer Tamburlar

Banda hareket sağlayan tambura tahrik tamburu denir. Tamburlar döküm veya sac levhadan imal edilir. Şekilleri silindir veya orta kısmı bombeli silindir(fıçı) olabilir. Bombeli silindirik tamburlar bant doğrultusunun korunmasında yardımcı olurlar. Bu tamburun en büyük çapı ile en küçük çapı arasındaki fark tambur eninin %0,5 'i kadardır. Tambur genişliği, bant genişliğinden 100-200 mm daha fazla olmalıdır. Tambur çapını belirleyen faktör ise, tamburu geçerken bantta meydana gelen içsel gerilmelerdir. Bu esnada bandın üst tabakaları çekme gerilmesi altında çalışırken, alt tabakaları basma gerilmesi altında çalışır. Dolayısıyla; bant malzemesinin basınç ve çekme dayanımı ve bandın kalınlığı tambur çapı üzerinde etkili olan etkenlerdir. Eğer bir bant kendi mukavemet sınırları içinde ne kadar çok zorlanıyor ise tambur çapı o kadar fazla olmalıdır. Yeterince zorlanmayan bantlarda minimum çapın altına inilebilir. Aşağıdaki şekilde tahrik tamburu görülmektedir.



Şekil 2.17: Tahrik tamburu.

Bir konveyördeki tahrik tamburu sayısı bir veya birden çok olabilir. Tek tahrik tamburu olan bir konveyörde tahrik tamburundaki bant kuvvetleri ile sarım açısı arasında Euler (Eytelwein) bağıntısı vardır. Sarım açısı en az 180° olur. Sarım açısını daha da çok arttırabilmek için iki saptırma tamburu kullanılır. Böylece sarım açısını 500° 'ye kadar arttırmak mümkün olur. Çelik tamburlarda bant ile tambur arasındaki sürtünme katsayısı 0.05 ila 0.45 arasındadır.

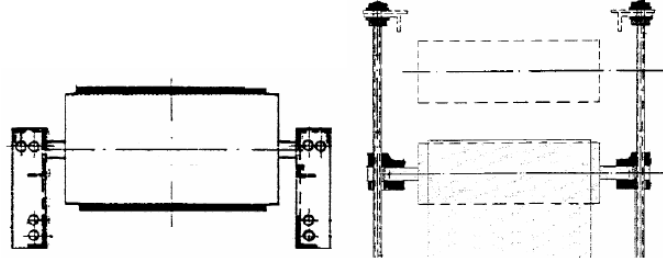
Sürtünme katsayısı yükseltirse aynı gücü daha az çekme kuvveti ile iletebilmek mümkündür. Bu amaçla tahrik tamburları 10 - 15 mm kalınlığında lastikle kaplanır. Bu halde sürtünme katsayısı 0.20 – 0.60 arasında değişir. Hesaplarda emniyetli tarafta kalmak için; sürtünme katsayısı çıplak tamburlarda 0.25 lastik kaplılarda ise 0.35 kabul edilmektedir.



Şekil 2.18: Farklı boyutlardaki tahrik tamburları.

2.5.1 Yardımcı tamburlar

Kuyruk tamburu, saptırma tamburu ve gergi tamburu yardımcı tamburlar grubundandır.



Şekil 2.19: Kuyruk tamburu ve gergi tamburu.

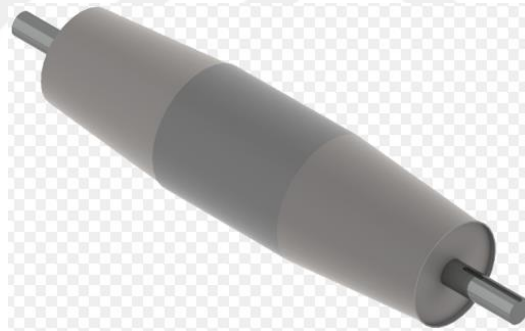
2.5.2 Bombeli tamburlar

Bandın konveyör ekseninden çıkması için; tahrik, baş ve kuyruk tamburları hafif konik imal edilir. Bandın enine yönde fazla zorlanmaması için aşağıdaki hallerde tamburlar bombeli yapılmaz:

Tandem tahriktaki tahrik tamburları

Banttaki azami gerilmenin > 15 (kg/cm) tabaka olduğu konveyörlerdeki tamburlar.

Ağırlık gergi ve saptırma tamburları bombeli yapmaya gerek yoktur. Aşağıdaki şekilde bombeli tambur örneği görülmektedir.



Şekil 2.20: Bombeli tambur.

2.5.3 Motorlu tamburlar

Motorlu tambur genellikle yığın taşıma sistemlerinde kullanılan konveyör bant sistemlerinde banda tahriki veren birleşik yapıda hem bir motor hem de tamburdur. Konveyör bant tahrik sistemlerinde, geleneksel modellere (motor + redüktör + kaplin + kayış-kasnak + mil-yatak + muhafaza) göre çok farklı bir yapıdadır ve en güvenli tahrik sistemidir. Geleneksel sistemlerde, motor gücünü direk olarak tambur miline vererek, mil ile birlikte tamburun dönmesi sağlanmaktadır. Bu aktarım sırasında dış şartlara açık redüktör kullanılmakta ve motoru korumak amacıyla kaplin kullanılmaktadır. Gücü mile aktarmak için bazı uygulamalarda kayış-kasnak

kullanılır. Ayrıca dönen mili hatta yerleştirmek ve sabitlemek için tamburun her iki tarafına rulman-yatak bağlantısı yapılmalıdır. Tüm bu ek elemanlar bir direnç yaratacağı için motor gücünü azaltacak ve verimliliği düşürecek, aynı zamanda dış şartlarda çalışmak zorunda kalındığından hasar ve bozulma riski artacaktır.

Motorlu tambur çok az yer tuttuğu ve dış etkenlere karşı korunmuş olduğu için, küçük bantlı konveyörlerde yaygın olarak kullanılır. Motorlu tamburların güçleri 0.05 ila 20 kW arasında olup, sabit konveyörlerde 140 kW'a kadar çıkabilir.

Avantajları:

Düşük satın alma ve montaj maliyeti

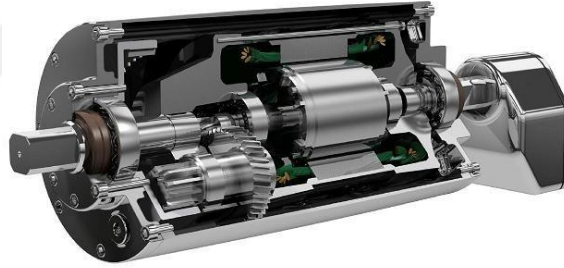
Verimlilik

Düşük ses seviyesi

Ağırlık kazancı ve dayanımı

Estetik görüntü

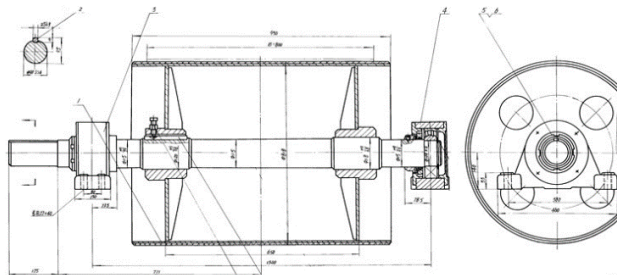
Aşağıdaki şekilde motorlu tambur örneği görülmektedir.



Şekil 2.21: Motorlu tambur.

2.5.4 Kaynaklı tamburlar

Kaynaklı tamburların zarfları en az 4 mm kalınlığındaki saçların kıvrılması ve uçlarının kaynak yapılması ile yapılır. Tamburun dengeli ve salgısız imal edilmesine önem verilir. Aşağıda kaynaklı tambur örneği görülmektedir.



Şekil 2.22: Kaynaklı tambur.

2.6 Gerdirme Tertibatı

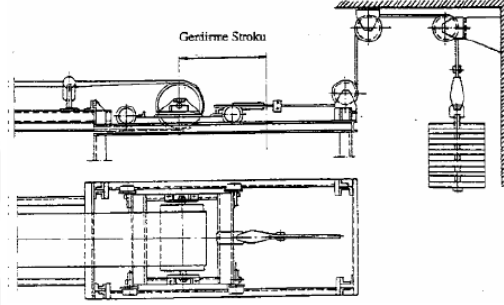
Gerdirme tertibatı bant kollarındaki çekme kuvvetini sağlar. Gergi kuvvetinin az olması bakımından gergi düzenini banttaki çekme kuvvetinin en az olduğu yere yerleştirmek doğru tercih olacaktır. Gergi düzeni şu gerekçelerle kullanılır:

Bandın tahrik tamburuna kayma yapmaması için gerekli kuvveti temin etmek

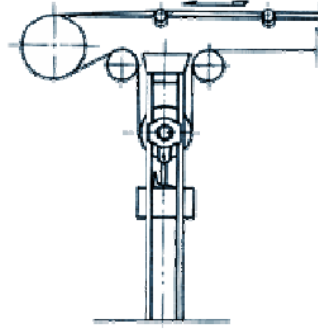
Bantta meydana gelen uzama ve kısalmaları karşılamak

Bant ekleri için bir miktar bant stoku elde etmek.

Düşük kapasiteli konveyörlerde vidalı gergi, yüksek kapasiteli olanlarda ise otomatik gergi kullanılır. Karşı ağırlıklı ve düşey ağırlıklı gergi düzeneği görülmektedir.

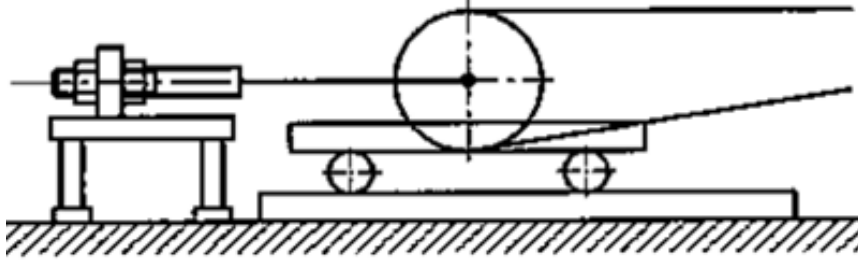


Şekil 2.23: Karşı ağırlıklı gergi düzeneği.



Şekil 2.24: Düşey ağırlıklı gergi düzeneği.

Küçük tip konveyörlerde motor gücü ve dolayısıyla bandın gergin ve gevşek kollarındaki çekme kuvvetleri düşük olduğu için, basit ve ucuz olan vidalı gergi düzeni tercih edilir. Vidalı gerginin iki dezavantajı vardır, bunlar gergi kuvvetini ayarlamamanın ustalık istemesi ve ayarın sık sık bozulmasıdır. Şekilde vidalı gergi düzeneği görülmektedir.



Şekil 2.25: Vidalı gergi düzeni.

60 metreden yüksek boylu konveyörlerde otomatik gergi tercih edilir. Bu gergi düzenleri, ağırlıklı, hidrolik ve elektrikli tipte olabilir. Bunların içinde en yaygın olanı ağırlıklı tiptir. Burada tambur kızak veya tekerlek üstüne oturtulur buna da ağırlıklar asılır.

2.7 Yükleme Teknesi (Besleyici)

Malzemeyi düzgün bir şekilde sabit debi ile banda ileten makinelere besleyici denir. Bantlı konveyörlere malzeme genellikle bir oluk vasıtası ile aktarılır. Tekne şekli malzemenin etrafa yayılmasını ve dökülmesini önleyerek, muntazam bir şekilde banda verilmesini sağlar. Malzemenin banda yüklemesinde bilhassa üç noktaya dikkat edilmelidir:

Bant düzgün bir şekilde ve bant eksenine göre simetrik olarak yüklenmeli

Banda gelen darbe ve aşınma tesirleri asgariye indirilmeli

Malzemenin bant yönündeki hızı, bant hızına eşit olmalıdır.

Bant düzgün bir şekilde yüklenmez ise, bandın kapasitesinden tam olarak verim alınamaz ve bant kenarından malzemenin dökülme ihtimali artar. Bu durum özellikle yüklemenin bant eksenine dik doğrultuda olması ile görülür. Bandın en çok zarara uğradığı yer yükleme bölgesidir. Çünkü hangi önlem alınır alınsın, yüklenme bölgesinde malzeme banda daima yüksekte dökülür ve bu dökülmenin banda dik etkisi banda darbe şeklindeki bir zorlama yapar. Dökülme hızının banda paralel bileşeni ise, bandın aşınmasına neden olur. Aşınma etkisini azaltmak için, malzeme bandın hareket yönüne dökülmelidir. Malzeme hızı aynı değilse, yükleme noktasında hız farkı yüzünden bir malzeme girdabı oluşur. Bu nedenle bantlı konveyörlerde yüklemenin düzgün yapılması sağlanmalıdır. Bir başka bantlı konveyör tarafından beslenen konveyörlerde sadece yükleme oluşunun şekline önem verilmesi yeterlidir.

Bantlı konveyörler silo veya stok yığınlarından yüklendikleri zaman, malzemelerin düzgün olarak verilmesi şarttır. Besleyici tipleri:

Bantlı besleyici

Çelik plakalı besleyici

Vargel besleyici

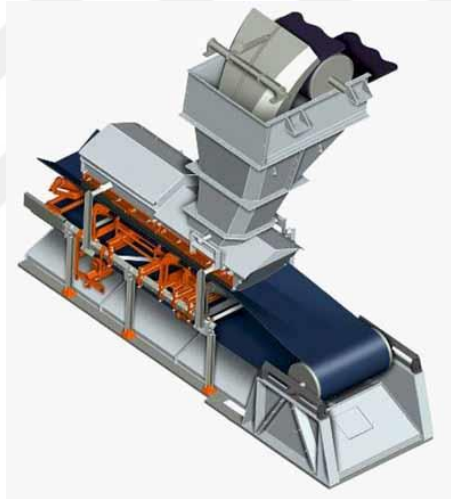
Vidalı besleyici

Kürelı besleyiciler

Titreşimli besleyiciler

Döner tablalı besleyiciler

Döner kürelı besleyiciler.



Şekil 2.26: Konveyör besleyici örneği.

2.8 Boşaltma Teknesi

Konveyörle iletilen malzemenin iletim yerinde banttın boşaltılması gerekir. Bu maksat ile boşaltma teknesi kullanılır. Bu tekneler sıyırıcı şeklinde olabildiği gibi, boşaltma arabaları ve boşaltma olukları şeklinde de olabilir.

Sıyırıcılar sabit veya bir araba üzerinde hareketli olabilirler. Sıyırıcılar hem yığma hem de parça malzemenin boşaltılmasında kullanılırlar. Sıyırıcılar düz veya ok şeklinde olurlar. Ok şeklindeki sıyırıcılar bir mafsıl etrafında dönerek bandın üzerinden kaldırılır. Normal çalışma esnasında, sıyırıcının lastik kenarları bandın üzerine bastırılır.

Bandın hasar görmemesi için, sıyırıcının bastırma kuvveti gerekli olandan fazla olmamalıdır. Ok açısı 60 - 90 derece arasında seçilir. Şekilde düz sıyırıcı örneği görülmektedir.



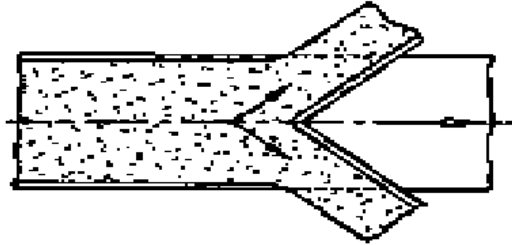
Şekil 2.27: Düz sıyırıcı ile hayvan yemlerinin boşaltılması.

Boşaltma arabası tasarlanırken aşağıdaki faktörlere dikkat edilmelidir.

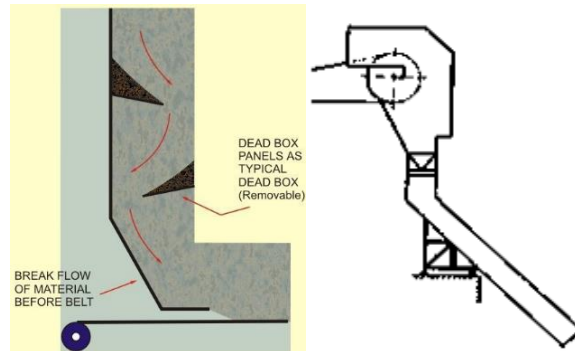
Boşaltma arabasına çıkan bandın eğimi, o malzeme için müsaade edilen azami bant eğiminden fazla olmamalıdır.

Arabanın hareketi sınırlanmalıdır.

Özellikle geniş bantlı konveyörlerde, bant kuvvetlerinin bileşkesinin boşaltma arabasını hareket ettirme ihtimali mevcut olduğundan, bu gibi hallerde boşaltma arabasının yürütme düzeni bir frenle donatılmalıdır. Aşağıda çeşitli boşaltma örnekleri görülmektedir.



Şekil 2.28: Ok sıyırıcı ile boşaltma.

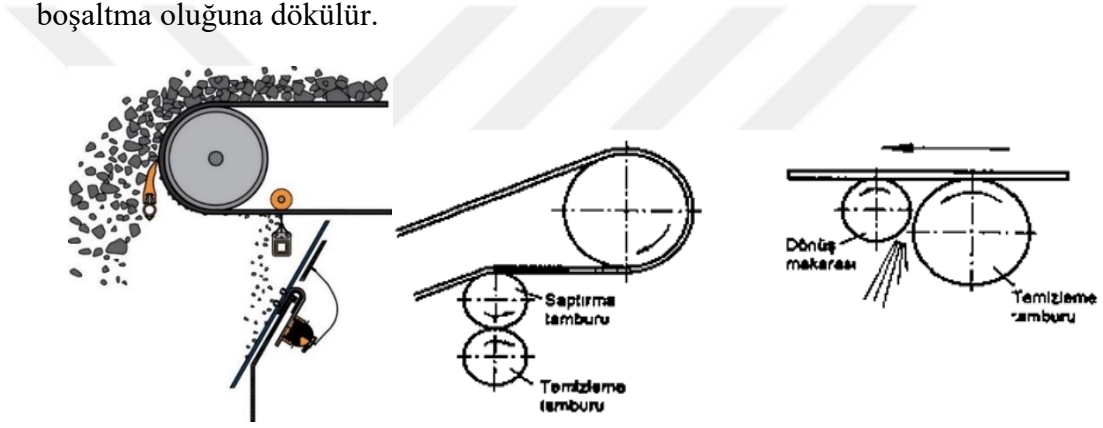


Şekil 2.29: Rafli oluk ve döner oluk ile boşaltma.

2.9 Temizleme Düzenegi

Bandın taşıdığı ıslak ve yapışkan türden bir malzeme ise bunun banda yapışarak dönüş yolunda devam etmesi, bu yol üzerinde bulunan tambur, makara ve hatta çalıştırma tertibatına hasar verebilir.

Siliciler ya da kazıyıcılar bandın dış yüzeyine tutunan ıslak malzemenin temizlenmesini sağlar. Islak ve yapışkan malzemenin temizlenmesi için döner fırça kullanılır. Kazıyıcı düzeneklerde temizleme işlemi, mafsallı bir çubuğa tutturulmuş bulunan bir lastik şeritle fırça durumunda ise sert kıl fırça ya da silindirik fırçaya ana doğruları boyunca tutturulmuş 1.0 ila 1.2 mm karbon fiber şeritlerle temizlenir. Bant temizleyiciler, boşaltma tamburunun yakınına yerleştirilir ve kazınan malzeme boşaltma oluğuna dökülür.



Şekil 2.30: Silgi tertibatı ve döner tambur kullanılarak yapılan temizleme işlemi.



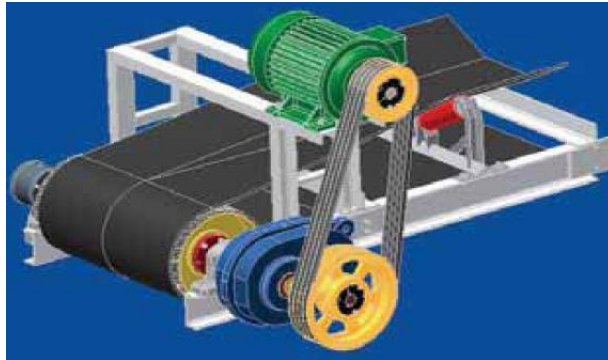
3. TAHRİK MEKANİZMALARI

3.1 Bantlı Konveyörlerin Çalışma Şekilleri

Bantlı konveyörlerde genellikle shaft-mounte redüktörler kullanılır ve ayrı bir şasi üzerinde yerleştirilen elektrik motoru ile kayış-kasnaklı olarak tahrik edilirler. Özel üretilmiş bant konveyörlerde daha ziyade malzeme kapasitesine göre bant konveyör hızı seçilmesine rağmen, 1,6 ton/m³ yığılma yoğunluklu malzemeler için 1,5 m/sn hız kullanılır.

Çizelge 3.1: 18° iletim açısı için kullanılan motor güçleri.

Bant Hızı [m/s]	Tambur	Tambur	Motor Gücü [kW]	Bant Koneyör Eni/Boyu		
	Çapı [mm]	Devri [rpm]		500	600	750
1.5	273	105	3	0-8m	0-6m	0-10m
1.5	320	90	4	9-15m	7-12m	0-6m
1.5	320	90	5.5	16-22m	13-20m	7-10m
1.5	320	90	7.5	23-33m	21-30m	11-15m
1.5	400	72	11	34-50m	31-48m	16-30m
1.5	500	57	15	51-70m	49-66m	31-42m
1.5	600	48	18.5	70-90m	67-90m	43-54m

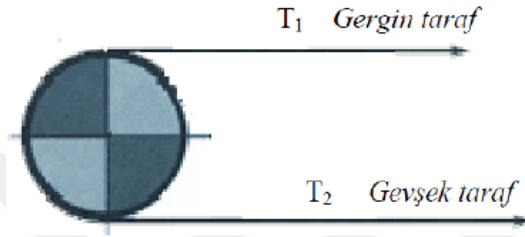


Şekil 3.1: Kayış kasnak mekanizması kullanılan bantlı konveyör.

Konveyör çalışma birimi; bir elektrik motoru, iki kademeli bir redüktör mekanizması ve bumbanın üst ucunda iki bant şeridi arasına yerleştirilmiş bir zincirli aktarma organından oluşmaktadır.

Bir bantlı konveyörün tahrik tamburuna sarılan bandın gergin ve gevşek kollarındaki çekme kuvvetleri sırasıyla T_1 ve T_2 ise tahrik tamburundaki döndürme momenti denklem, Euler'e göre $T_1 = T_2 e^{\mu\alpha}$ ifadesinden faydalanılarak

$M_d = (T_1 - T_2) \frac{D}{2}$ şeklinde tayin edilir.



Şekil 3.2: Bant tahrik kuvvetleri.

Tahrik tamburundaki güç ise;

$$N = \frac{(T_1 - T_2)v}{75\eta} [BG] \quad (3.1)$$

$$N = \frac{(T_1 - T_2)v}{102\eta} [kW] \quad (3.2)$$

Bantlı konveyörlerde güç iki türlü hesaplanabilir:

Bant genişliği kapasite ve konveyörün ana boyutları bilindiğine göre tahrik gücü hesaplanır; bundan sonra T_1 ve T_2 bant kuvvetleri bu güç değerinden hareket edilerek hesaplanır

Bant kuvvetleri hesaplanır, tahrik tamburunun iki tarafındaki bant çekme kuvvetleri hesaplandıktan sonra, denklem yardımı ile güç hesaplanabilir.

Birinci hesap yolunda bantı tahrik için gerekli gücün beş bileşenden oluştuğu kabul edilir.

Konveyörü boşta çalıştırmak için gereken güç

Malzemeyi yatay nakletmek için gereken güç

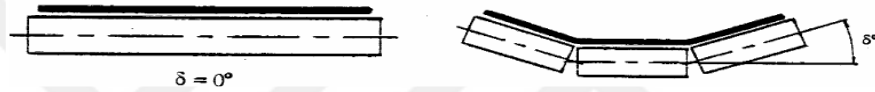
Malzemeyi düşey nakletmek için gereken güç

Malzemeyi ivmelendirmek için gereken güç

Diğer güç kayıplarını karşılamak için gereken güç

Bantlı konveyörler genellikle elektrik motoru ile tahrik edilir. Motorun devir sayısı tahrik tamburundan oldukça fazla olduğundan, araya en az iki kademeli bir dişli kutusu konulmalıdır. Çok tamburlu sistemlerde düşük bant gerilmeleri meydana gelir ancak ilave motor ve dişli sistemlerinden kaynaklanan ilave masraf yaratır. Bantlı konveyör tasarımında bant hareket hızının ve tahrik gücünün hesaplanması için taşıma malzemesinin özelliklerinin, yoğunluğunun, bant özelliklerinin, taşıma uzunluğunun ve eğimin bilinmesi gereklidir.

Taşıyıcı makaralar tek parçalı ya da çok parçalı olarak çelik şasi üzerine tespit edilir. Taşıyıcı makaralar, üst kısımda banda düz veya tekne formunda, alt kısımda ise düz olarak yapılır. Düz bantlar parça malların iletiminde ve düşük kapasitelerde kullanılabilir. Dökme malzemelerin büyük taşıma kapasitelerinde iletimi 2, 3 veya 5 parçalı taşıyıcı makaraların yataklık ettiği tekne profil, geniş bantlarla yapılır.

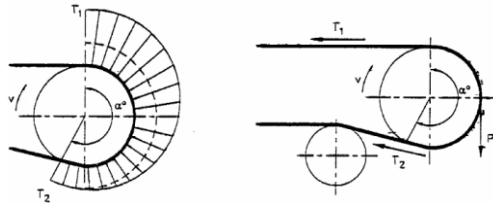


Şekil 3.3: Taşıyıcı makaralar ve bantların oluk şekilleri.

Konveyör bandında kuvvet iletimi, taşıyıcı bant ile tahrik tamburu arasında Eytelwein denklemine dayanır. Tambur çevresindeki bant gerilme kuvvetleri T_1 ve T_2 arasında Euler bağıntısından yapılan logaritmik bir oran mevcuttur. İletim değeri; e logaritma tabanı, bant sürtünme katsayısı μ , sarım açısı α olmak üzere sınır halinde,

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} \quad (3.3)$$

Yatay pozisyonda çalışan bir konveyörde bant boyunca etkiyen kuvvetler aşağıdaki şekilde 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 elde edecek kadar olmalıdır. Tahrik tamburu üzerinde oluşan bant kuvvet dağılımı gösterilmiştir. Hareket yönüne göre kuvvetler azalmaktadır.



Şekil 3.4: Tahrik tamburunda oluşan kuvvetler.

3.1.1 Eğimsiz çalışma durumu

Bandın çalıştığı yatay pozisyonu koruduğu durumdur. Aşağıdaki şekilde eğimsiz baştan tahrik, eğimsiz kuyruktan tahrik ve her iki uçtan tahrik yöntemleri belirtilmiştir. Her bir şekil üzerinde tahrik tamburunun konumuna uygun olarak tambur dönüş yönleri ile oluşan bant gergi kuvvetleri gösterilmiştir.

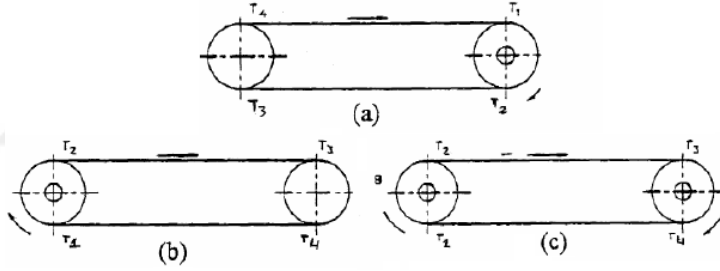
Bandın üst kısmında oluşan kuvvet F_0 , direnç katsayısı C , makara yatak sürtünme katsayısı μ , bant boyu L , bant ağırlığı G_G [kg/m], iletilen malın ağırlığı G_B [kg/m], üst kısım taşıyıcı makara ağırlığı G_{RO} [kg/m] olmak üzere,

$$F_0 = C \cdot \mu \cdot L \cdot (G_G + G_B + G_{RO}) \quad (3.4)$$

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

$$F_U = C \cdot \mu \cdot L \cdot (G_B + G_{RU}) \quad (3.5)$$

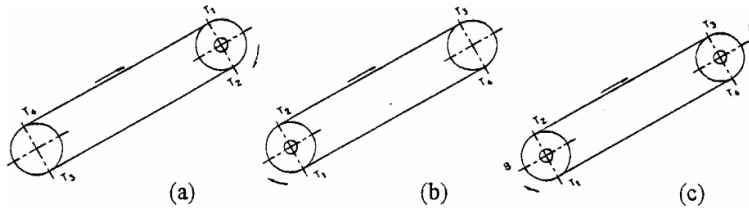
Üst ve alt kısımda oluşan kuvvetlerin toplamı bant üzerindeki çevre kuvvetine eşittir.



Şekil 3.5: Eğimsiz tahrik yöntemleri.

3.1.2 Yukarı eğimli çalışma durumu

Yukarıya eğimli baştan tahrik, kuyruktan tahrik ve her iki uçtan tahrik yöntemleri gösterilmiştir. Her bir şekil üzerinde tahrik tamburunun konumuna uygun olarak tambur dönüş yönleri ve oluşan bant gergi kuvvetleri gösterilmiştir.



Şekil 3.6: Yukarı doğru tahrik yöntemleri.

Konveyör bandının yatayla açı yaparak malzemeleri yukarıya doğru taşıdığı tasarımıdır. Eğimli çalışma durumunda tamburlar arasında düşey mesafe, aşağıda gösterilen eğim açısı ve bant boyuna göre $H = L \cdot \sin \delta$ ile elde edilir. Bu durumda eğim açısını etkisiyle eşitlikler sırasıyla,

$$F_0 = C \cdot \mu \cdot L \cdot ((G_G + G_B) \cdot \cos \delta + G_{RO}) \quad (3.6)$$

$$F_U = C \cdot \mu \cdot L \cdot (G_B \cdot \cos \delta + G_{RU}) \quad (3.7)$$

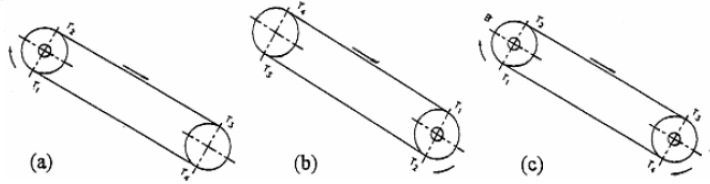
3.1.3 Aşağı eğimli çalışma durumu

Aşağıya eğimli baştan tahrik, kuyruktan tahrik ve her iki uçtan tahrik yöntemleri gösterilmiştir.

Konveyör bandının yatayla açı yaparak malzemeleri aşağıya doğru ilettiği tasarımıdır. Eğimli çalışma durumunda tamburlar arasında düşey mesafe, aşağıda gösterilen eğim açısı ve bant boyuna göre $H = L \cdot \sin \delta$ ile elde edilir. Bu durumda eğim açısını etkisiyle eşitlikler sırasıyla,

$$F_0 = C \cdot \mu \cdot L \cdot ((G_G - G_B) \cdot \cos \delta + G_{RO}) \quad (3.8)$$

$$F_U = C \cdot \mu \cdot L \cdot (-G_B \cdot \cos \delta + G_{RU}) \quad (3.9)$$



Şekil 3.7: Aşağıya doğru tahrik yöntemleri.

3.2 Bantlı Konveyörlerde Doğrusal Tahrik

Tekstil ve çelik kortlu bantların fiziksel özelliklerinin karşılaştırılmasıyla birlikte aynı genişliğe sahip çeşitli cinslerdeki bantların maliyetleri de karşılaştırılmalıdır.

Uygulamaların çoğunda güç, konveyöre baş taraftan uygulanır, bu durumda tüm bantı harekete geçiren güç, banda bir noktadan etki eder ve bantın tamamının çekme dayanımı bu güce uygun olmak zorundadır. Tekstil örgülü ve çelik kortlu bantlara baştan uygulanan tahrik güçlerinin değerleri, bant hızı ve genişlikleriyle doğru orantılıdır.

Bandın taşıyıcı yüzeyini zedelemeyen bu basit tipteki güç aktarma yöntemi, transfer noktalarının veya üçlü tip tahriklerin sorunları olmaksızın konveyör sistemlerine ara tahriklerin uygulanmasını mümkün kılmaktadır. Bant gerilim diyagramları baştan tahrikli konveyörlerle karşılaştırıldığında lineer tahriklerin maksimum bant gerilme değerlerinin daha düşük olduğu görülür.

Lineer tahriklerin kullanılması; yüksek güçte tek hat, çok uzun bir konveyörün avantajları ile birçok küçük konveyörden oluşan bir sistemin kullanım kolaylığının birlikte elde edildiği çok güçlü ve çok uzun bir konveyörün kurulabilmesi demektir. Aynı zamanda, mühendislik ve boyutlandırma sorunları da lineer tahrik ünitelerini oluşturan küçük konveyörlerin boyutları oranında azalmaktadır. Daha düşük bant gerilimi ile çalışarak daha küçük boyutlu makinelerin kullanılması mümkün olur. Bu nedenle de madencilikte standart tip olarak kullanılan tahriklerin kullanılması da mümkün olur. Böylece büyük ve standart dışı makineleri yerleştirmek için ocak içinde daha fazla kazı yapılması gerekli olmadığından madencilik masrafları da azaltılmış olmaktadır. Özel redüktörlerin kullanıldığı 600-700 HP bir konveyör tahrik ünitesi, madencilik tipi standart redüktörün kullanıldığı 400-500 HP konveyör tahrik ünitesi ile karşılaştırıldığında; standart tipin özel tipe göre genişliğinde %54, toplam yerleşim alanında ise %64 azalma olmaktadır.

Lineer tahrik sisteminin kullanılması kavramı ve uygulama açısından geliştirilmesinin sebebi, tek parça, çok uzun ve çok güçlü bir konveyöre sahip olmaktır. Bu konveyör sadece yeni tip bir konveyör olarak değil aynı zamanda madencilikte kullanılmakta olan bilinen tipteki konveyörlerin bir toplamı olmaktadır. Mevcut konveyörlerin kapasitesi gücün artırılmasıyla artırılmaktadır. Mevcut bant ve tahrik üniteleri aynen kullanılmakta sadece ilave güç olarak lineer tahrikler sisteme ilave edilmektedir.

Geçmişte tek hat çok uzun ve çok güçlü konveyör kullanma ihtiyacı olduğunda tek çözüm yolu yüksek gerilme dayanımı olan bantların ve yüksek güçte baştan tahrik ünitelerinin kullanılmasıydı. Bu geleneksel çözüm, yeni tahrik ünitelerinin satın alınmasını ve bu büyük hacimli ünitelerin yeraltındaki yerleşme yerleri için oldukça masraflı olan kazıların yapılmasını gerektirir. Lineer tahriklerin konveyör tasarımı üzerinde şu yararları olmaktadır:

Yatırım ve deęiřtirme maliyetlerini azaltan dūřuk mukavemetli ve hafif bantların kullanılmasını mūmkūn kılar.

Tek tek kullanılan kūçük konveyōrler en az miktarda ilave maliyetle tek parça uzun konveyōr haline getirilebilir.

Tesis edilmiř olan toplam tahrik gūcūne bakılmaksızın ocakta kullanılan bütūn konveyōrlerin bantlarında kalite ve tip yönünden standartlařma saęlanır.

Bant hızları oldukça dūřuk tutulabilir ve böylelikle bant yardımıyla personel taşınması sağlanarak personelin yolda geçen zamanı azaltılmış olur.

Kūçük tahrik ūnitelerinin kullanılması, tesis için fazladan yapılan madencilik iřlemlerini ortadan kaldırır.

Yeni bir panoya giriş eski veya dar yollardan dolayı sınırlandığında taşıma kolaylıkları getirir.

Bu yararları ek olarak birçok araştırmalar lineer tahrikli konveyōrlerin geleneksel tipteki konveyōrlere gōre genel maliyetlerde de tasarruflar sağladığını ortaya koymuştur. Koşulların ayrıntıları ile birlikte ele alındığında değişik ūlülerde olmakla birlikte mekanik, elektrik ve bant masrafları toplam olarak %10 ile %30 arasında olmaktadır.

3.3 Bantlı Konveyōrler İçin Değişken Hızlı Tahrikler

Dūnyada enerji kaynaklarının tūkenmesi ve buna baęlı olarak enerji maliyetlerinin yūkselmesi nedeni ile enerjinin verimli bir řekilde kullanılması daha ūnemli hale gelmiřtir. Tahrik sistemlerinde enerji verimlilięi ve bu amaca uygun sistemlerin geliřtirilmesi son zamanlarda ūnem kazanmaktadır. Enerji verimlilięi açısından ve saęladığı dięer avantajlar bakımından deęiřken hızlı tahrik ve kontrol sistemleri, maliyetlerin de dūřmesiyle ūnemli hale gelmiřtir. Konveyōrler gibi birçok uygulama alanında da kullanılmaya bařlanmıřtır.

Mekanik tasarım, hareketli parçaların azaltılması vs. gibi konveyōrlerin verimliliği dikkate alınırken, bunların yanına ilave olarak olabilecek en ūst verimlilik oranlarında tahrik sistemlerinin de kullanılması ūnemlidir. Hareketli parçalardaki sūrtūnmenin ve kısma kayıplarının azaltılmasına bağlı kısmi enerji kazanımı ile birlikte, toplam verimliliğin arttırılması üzerinde rol oynayan ana faktōrlerdir.

Günümüzde modern bant konveyör sistemleri temelinde sincap kafesli motor ve vites kutuları ile frekans değıştiricilerle değışken hızlı olarak tahrik edilirler. Geleneksel tahrik sistemleri ile karşılaştırıldığında güç tüketiminde ve mekanik aşınma konularında büyük avantajlar sağlarlar.

3.3.1 Değışken hızlı tahrik sistemlerinin avantajları

Geleneksel hidrolik sistemde, pompa sürekli sabit bir devirde çalışmaktadır. Pompa, değışken deplasmanlı yapıya sahip olmasına rağmen yüksüz durumlarda veya hazırda bekleme konumlarında da enerji harcamaktadır.

Değışken hızlı tahrik sistemine sahip (VSP) hidrolik sistemlerde, sadece sistemin ihtiyaç duyduğu anda gerekli olan debi ve basınç sağlanmaktadır.

Geleneksel hidrolik sistemlerde, kullanılan kontrol valfleri, sistemdeki debi miktarını ve basıncını kontrol ederler. Bunu yaparken de yağın geçtiğı kesit alanı daraltılır. Bu geçiş esnasında belirli kayıplar söz konusudur ve mutlaka bir basınç kaybı oluşur; bu oluşan basınç kayıpları da ısıya dönüştüğünden dolayı enerji kayıpları söz konusudur.

3.3.2 Kalite temelleri

Güç Tasarrufu

Verimlilik Artışı

Dişli ve bant aşınmasının azaltılması

Farklı hız ve yüklerde verimlilik

Düzensizlik sistemlerinin minimize edilmesi

Start-stop operasyonlarında dinamik moment karakteristiğı

Güç faktörü ($\cos \phi \geq 0,95$)

Sistem sarsılmaları ($THD \leq \% 10$)

3.3.3 Çalışma bölgeleri ve yükün niteliğı

Değışken hızlı bir tahrik sisteminin çalışması bölgelere ayrılarak incelenebilir:

1. Bölge: Bu bölgede sistem pozitif kabul edilen yönde dönmekte ve dönüş yönüyle aynı yönde moment üretmektedir.

2. Bölge: Bu bölgede motor pozitif kabul edilen yönde dönerken üretilen moment dönüşü engellemeye çalışmaktadır. Tahrik sistemi frenleme yapmaktadır. Frenleme esnasında enerjinin geri kazanımı mümkün olabilir.

3. Bölge: Sistem ters yönde motor olarak çalışır.

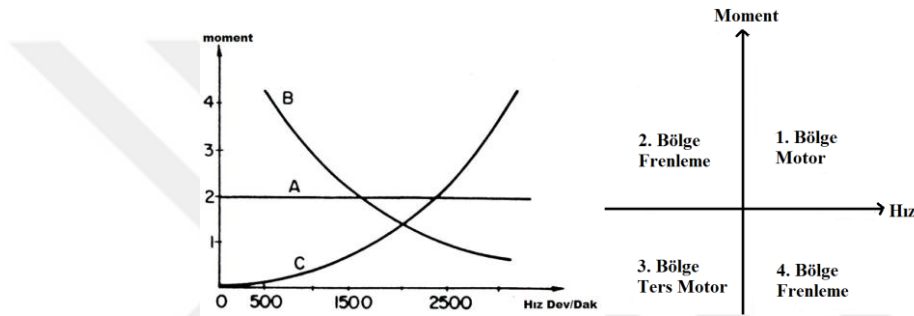
4. Bölge: Motor ters yönde frenleme yapmaktadır.

Tahrik sistemleri genellikle üç bölüme ayrılabilirler.

1. Bölgede çalışan sistemler

1. ve 2. (veya 3.) bölgede çalışan sistemler

4 bölgede birden çalışan sistemler



Şekil 3.8: Değişik yükler ve değişken hızlı tahrik sisteminin çalışma bölgeleri.

A. Sabit momente sahip yükler (konveyörler).

B. Sabit güç isteyen yükler ($\text{moment} = k/\text{hız}$, k bir katsayı). Bu tip yüklerle takım tezgahları sahiptir

C. Momenti hızın karesiyle artan yükler ($\text{moment} = k/\text{hız}^2$). Bu tip yüklerle örnek olarak santrifüj pompalar veya fanlar gösterilebilir.

3.4 Tahrik Sistemi Seçimi

Konveyör uygulamaları için tahrik sistemi seçilirken geniş kapsamda elemanlar incelenmelidir. Bu seçim ortam şartlarına, taşınan malzemeye ve işletme yöntemlerine bağlıdır. Önemli karar, sabit hız ile değişken hızlı tahrik seçimidir. Tahrik sistemi seçiminde proses, mekanik, elektrik enerjisi ve maliyet şartları da göz önünde bulundurulmalıdır.

Konveyör uygulamaları; hız aralığı boyunca sabit moment, yüksek başlangıç momenti, yüksek atalet, yüksek ivmelenme ve yavaşlama momentleri, çoklu tahrikler

arasında yük paylaşımı ve kontrol altına alınmış duruşlar gerektirir. Ayrıca özellikle daha uzun konveyörler için tercihen daha doğal frekanslarla çalışan uygun hızlı ve bant çekmelerine sahip kompleks mekanizmalar kullanılır. Değişken hızlı tahrikler motorlar arasında ve tetik mekanizması ile ilk hareket mekanizmasında kesin ve doğru bir şekilde yük paylaşımına izin verir. Değişken hızlı tahrikler tasarım ve operasyon aşamasında esneklik sağlar. Gerçekte tasarım sınırları bulunmamakla beraber kontrol altına alınmış ivmelenme ve yavaşlama ile birlikte start-stop sağlanabilir. Bu uygulama ile beraber voltaj düşüşü sistem arızalarını da düşürür. İvmelenme ve yavaşlama zamanları yükten bağımsızdır. Bu düzgün ve kontrol edilen start-stop tahrikleri ekipmanlar üzerindeki mekanik gerilimleri azaltır ve kullanım ömürlerini artırır.

Tekli tahrik sistemi ayrı bir doğrultucu ve invertörden oluşan frekans dönüştürücüsünden oluşur. Ayrı invertörler birbirinden bağımsız bir şekilde kontrol edilebilirler.

Bir tahrik sisteminin seçiminde öncelikle aşağıdaki konulara açıklık getirilmesi gerekir.

Sistemin gücü

Momentin zaman ve hızla değişimi

Hız denetim aralığı

Hız ve moment denetiminde aranan hassasiyet ve sisteme cevap verebilme hızı

Kalkış duruş sayısı

Diğer tahrik sistemleriyle senkronizasyon

Kullanım yeri şartları

3.5 Hız Seçimi

Geçmiş yıllarda kontrol olanaklarının daha basit olması sebebi ile değişken hızlı tahrik uygulamalarında, DA motorları yaygın olarak kullanılmıştır. Ancak kontrol ve güç elektroniğindeki gelişmeler sonucu günümüzde asenkron motorun hız kontrol olanakları, DA motorunun olanaklarına ulaşmıştır. Sincap kafesli motorlarının hız kontrolünde en elverişli yöntem, statora değişken frekans uygulamasıdır. Bilindiği gibi, frekansın yanı sıra gerilimin efektif değeri de bununla orantılı olarak

değiştirilirse, motorun devrilme momenti sabit kalır. Anma frekansının üstündeki besleme frekansında ise motora uygulanan gerilim sabit tutulur.

1. Değişken frekanslı güç kaynağıyla (invertör) beslenen AA motorlu tahrik sistemleri:

Sincap kafesli motorlar

Senkron motorlar

2. Gerilim ayarlı güç kaynağı – Asenkron motor sistemleri

3. Enerjinin geri kazanımı yoluyla bilezikli asenkron motor hız denetimi sistemleri

4. Cycloconverter ile denetlenen alternatif akım motoru sistemleri

5. Redresör ile hız denetimli doğru akım motoru sistemleri

Endüstrinin daha kaliteli mal üretimi yönündeki amacı ve işletme maliyetlerini düşürme yönündeki istekleri otomasyonlarda değişken hızlı tahrik sistemlerinin daha yaygın kullanım alanı bulmasını sağlamıştır. Modern tahrik sistemleri hem performans hem de verimlilik açısından avantajlar sağlamaktadır.

3.6 Tahrik Ayarı

Kuvvet planından, yukarıya yokuş ve aynı zamanda yatay yerleştirilmiş tesisler için, alt kuşakta daha büyük kuvvetlerden sakınmak, tahrik kuvveti baştan tahrikli daha çok kullanılmaktadır. Aks açıklığı takriben 1000 m'den itibaren olan tesislerde, ekseriya ayrıca kuyruk tamburu da tahrik edilir. Baş ve kuyruk tamburunun tahriki tasarım basitliği ve bant saptırmasının az olması nedeniyle daha çok tercih edilmektedir. Kuyruk tahrikinin düzeni özellikle aşağıya doğru olan iletme tesisleri için faydalı olmaktadır. Aşağıya doğru tahrikte üç hal ayırt edilmelidir:

1. Eğim bileşeni, nominal malzeme akımında, diğer dirençlerden daha küçük olabilir, bu durumda hareket halinden durana kadar güç çekilir.

2. Eğim bileşeni, nominal malzeme akımında, diğer dirençlerden daha büyüktür. Bu durumda tesis frenlenmeli, diğer bir ifade ile bu işletme şartlarında güç geri alınır.

3. Stabil olmayan tesislerde ne güç alınır ne de verilir. Normal durumlardaki iletme tesisleri için senkron motorların kullanılması göz önünde tutulmalıdır.

3.7 Ara Tahrikli Sistemler

Büyük bantlı tesislerde yüksek verimliliği sağlamak için ara tahrik kullanılabilir, böylece bant kuvvetleri azaltılabilir. Bu tahrikin ayarı ile baş ve ara tahrikteki sarsılma kuvvetleri, takriben eşit büyüklükte tutulması sağlanabilir. Banttaki maliyet tasarrufu, tahrik için yapılan masraftan daha fazla olabilir.

Çift tamburlu tahriklerde, bandın eğilme doğrultusunun değişmesi sebebiyle, yüksek zorlanmalar ortaya çıkmaktadır. Bu durumda bandı korumak için, maksada uygun şekilde tambur çapı daha büyük seçilmelidir. Bu sebepten, bu tahrik tipi için tambur çapını uygun şekilde büyütülebilmesi için %30 civarında azaltılmış değerler göz önüne alınmalıdır.

Takriben 100kW'den itibaren tahrik güçlü tesislerde bant çeki kuvvetleri, büyük değerler aldığından, tambur dış yüzeyi ve tambur alın levhaları konstrüksiyonuna dikkat edilmelidir. Ayrıca, yükselen yüzey basıncı ile bant ile tambur arasındaki sürtünme katsayısı daha küçük olabilir.

3.8 Motor

Doğru akım motorları elektriksel gücün mekanik güce çevrilmesi sonucu oluşan moment kuvveti sayesinde stator denilen düzeneğin rotor üzerinde manyetik olarak döndüğü sistemlerdir. Bobinler üzerinden geçen akımın oluşturduğu manyetik alanın oluşturduğu kutuplaşma ile ileri ve geri yönlü olarak, yani zıt kutupların çekmesi ve de aynı kutupların birbirini itmesi prensibinin dairesel harekete dönüştürülmesi ile mekanik hareket üreten bir yapıdır.

$$N = P.V/\eta.t (W) \quad (3.11)$$

3.8.1 Redüktörlü motor

Redüktör, motor gövdesine flanş ile bağlanmıştır. Bantlı konveyörlerin tahriki için redüktörlü motorlar 0,015'den 45 kW'a kadar olan güçler için kullanılır. Bunlar, küçük bir yapı tarzı ve kirlenmeye karşı hassasiyet göstermesi nedeniyle kullanılırlar.

3.8.2 Alternatif kısa devre motoru

Alternatif kısa devre motorlar, basit inşa tarzı, sağlamlığı ve ekonomik olması nedeniyle bantlı konveyörlerin tahriki için kullanılırlar.

3.8.3 Alternatif bilezikli motor

Alternatif bilezikli motorlarda ilk hareket momenti ve ilk hareket akımı dış dirençlerin devreye girmesiyle stator akımı azaltılabilir. Hem yüklenmiş konumda, ilk harekette bandı korumak bakımından, yumuşak bir hareket istenir hem de yüksek olan akımı azaltmak bakımından çoğunlukla bilezikli motorları kullanmak daha uygun bir hal tarzıdır.

3.8.4 Tekil motor

Flanşlı veya ayaklı elektrik motorları, eklenmiş dişli çark mekanizmaları ile tamburu tahrik ederler. Bu yapı büyük tesislerde kullanılır.

3.9 Tahrik Mekanizmasının Tasarımı

Bir bantlı konveyörün tahrikinin tasarımı, en büyük bant çekme kuvveti ve iletmenin uzunluğuna göre hareketinden, ayrıca bandın önceden seçilmiş olan boyutlarından ortaya çıkmaktadır. İşletme şartları da göz önüne alınmalıdır.

3.9.1 Tek tamburlu tahrikler

Baştan tahrik, direkt boşaltmalı

Kuyruktan tahrikli

Tersinir tahrik, ortada tertipli

Tersinir tahrik, başta tertipli

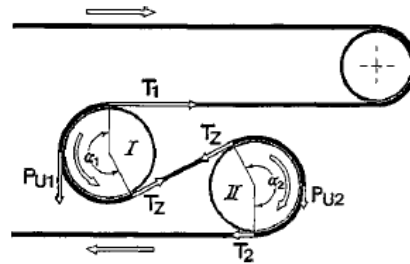
3.9.2 Çok tamburlu tahrikler

Çift tamburlu tahrik

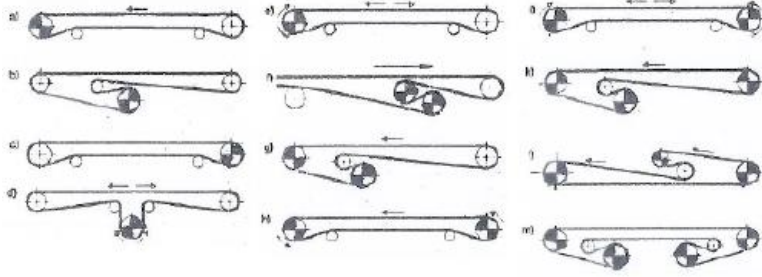
Çift tamburlu tahrikli, baştan tahrikli

Ara tahrikli

Dört tamburlu tahrik

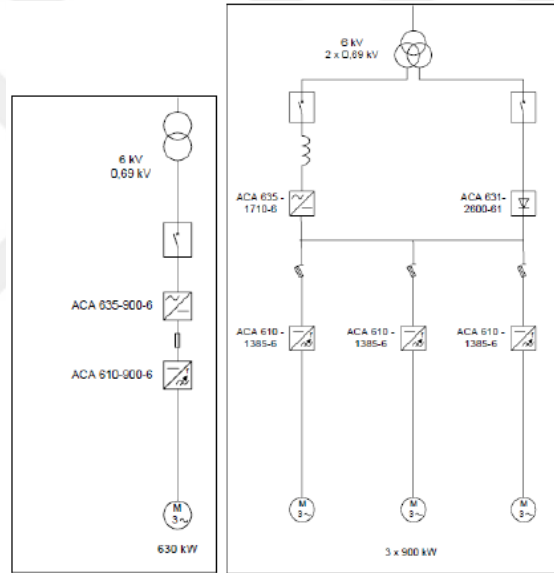


Şekil 3.9: İki tamburlu tahrik sisteminde kuvvet durumları.



Şekil 3.10: Tahrik tamburlarının düzenlenmesi.

Bandı korumak için en uygun unsur az saptırma konumu dikkate alınmasıdır. Çekme kuvveti bant üzerine bir tamburla iletiliyorsa, bir tamburlu tahrik direkt boşaltmalı baştan tahrikli olarak seçilmelidir. Sarım açısını büyütmek için (tahrik kabiliyetini yükseltme) çok tamburlu tahrik gereklidir.



Şekil 3.11: Tekli Tahrik ve çoklu tahrik.

4. KONVEYÖR DENKLEMLERİ

4.1 Bant Genişliği

Dökme yükler taşındığında, bant genişliğini konveyörün kapasitesi ve nakledilen malzemenin boyutu belirler. Parçalı mal taşınması durumunda ise bu genişliği parçaların sayısı ve dıştan dışa ölçüleri belirler. Düz taşıyıcı rulolarla desteklenen bir bant üzerinde, serbest akışlı bir malzemenin bir ikizkenar üçgen biçimini alacağı kabul edilir. Bant kenarlarından saçılmayı önlemek için üçgenin tabanı, B bant genişliği ve φ ise yükün statik sevk açısı olmak üzere $b=0.8B$ ve üçgenin taban açısı $\varphi_1=0.35\varphi$ alınır.

Eğimli bir konveyörde yükün muhtemel saçılmalarını önlemek tanımlamak için C1 düzeltme katsayısı hesaba katılır. Bu katsayı konveyör eğimine bağlıdır. Bir düz bant üzerindeki yükün enine kesit alanı:

$$F_1 = \frac{bh}{2} C_1 = \frac{0.8B \cdot 0.4B C_1 \tan \varphi_1}{2} = 0.16B^2 C_1 \tan(0.35\varphi) \quad (4.1)$$

Bir oluklu taşıyıcı rulo takımı tarafından desteklenen bir bant üzerindeki yükün enine kesitinin F alanı, F_1 ve F_2 üçgenlerinin alanlarının toplamına eşittir. Yan ruloların eğim açısı 20° ve orta ruloların uzunluğu $P_o \approx 0.4B$ ise toplam alan F:

$$F_1 + F_2 = 0.16B^2 C_1 \tan \varphi + 0.0435BB = B^2(0.16C_1 \tan(0.35\varphi) + 0.0435) \quad (4.2)$$

a) düz taşıyıcı ruloların desteklediği bant için debi;

$$Q_d = 3600F_1V\gamma = 576B^2 C_1 \gamma V \tan(0.35\varphi) \quad [t/saat] \quad (4.3)$$

ve bant genişliği:

$$B_d = \sqrt{\frac{Q_d}{576C_1 \gamma V \tan(0.35\varphi)}} \quad [m] \quad (4.4)$$

b) oluklu bir taşıyıcı rulo takımının desteklediği bant için;

$$Q_o = 3600FV\gamma = 160B_o^2 \gamma V [3.6C_1 \tan(0.35\varphi) + 1] \quad [t/saat] \quad (4.5)$$

Bant genişliği,

$$B_o = \sqrt{\frac{Q_o}{160V\gamma[3.6C_1 \tan(0.35\varphi)+1]}} [m] \quad (4.6)$$

ile hesaplanır.

Kaba bir yaklaşım için $\varphi \approx 45^\circ$ alınabilir. C_1 katsayısının değeri ise konveyörün θ eğim açısına göre aşağıdaki çizelgede verilmektedir.

Çizelge 4.1: θ açısına göre C_1 katsayısının değerleri.

θ	0-10°	10-15°	15-20°	> 20°
C_1	1	0,95	0,90	0,85

Çizelge 4.2: Bazı önemli yığın malların özellikleri.

Yığın Mal	Yığın Yoğunluğu [t/m ³]	Maksimum Eğim Açısı	Yığın Açısı (Durağan)	Yığın Açısı (Hareketli)	Tane Büyüklüğü a [mm]
Mineral Hafif	2,4	18-20	40	30	60
Grafit	2,05	15-18	35	25	0,5
Patates	0,7	12	25	15	60
Elenmiş Kömür	0,9	15	40	20	80
Buğday	1,47	10-12	50	35	0,5

Bant hızı;

İletim bandının hızı, taşınan malzemenin özelliklerine, istenilen kapasiteye ve bant kuvvetlerine bağlı olarak seçilmelidir. Yükleme ve boşaltma noktalarında tozutmayı önlemek bakımından, tozlu malzeme, düşük hızla iletilmelidir. Ayrıca kırılğan malzemelerin iletiminde de, ufalanmayı önlemek bakımından, bant hızının düşük seçilmesi gerekmektedir. Ağır ve keskin kenarlı malzemeler orta hızlarda iletilir. Bantlı konveyörler için önerilen iletim hızları, bant genişliği ve malzeme türüne bağlı olarak verilmiştir.

Çizelge 4.3: Bant genişliği ve malzeme türüne göre bant hızları.

Bant Genişliği [mm]	Buğday ve Kuru Kum Gibi Hafif ve Serbest Akabilen Malzeme	Çakıl, İnce Taş, Kömür Gibi Elenmiş Orda Derecede Akan Malzeme	Kaba Kırılmış Taş veya Cevher Gibi Parçalı ve Orta Derecede Ağır Aşındırıcı Malzeme	Taş Kömürü, Sert Cevher vb, Ağır, Keskin, Köşeli veya Çok Aşındırıcı Malzeme
300-350	2	1,25	-	-
400-450	2,50	1,50	1,25	-
500-650	3	2	1,75-2,00	1,25
750-900	3,75	2,50	2,00-2,25	1,50
1000-2000	4,25	2,75-3	2,25-2,5	1,75

Çizelge 4.4: Standart bant genişlikleri.

DIN22102	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
TS5477	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	-

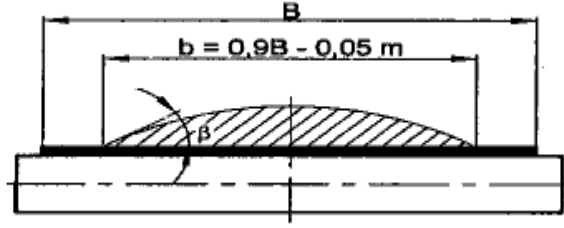
4.2 Debi

Malzemenin bant kenarlarından dökülmemesi için bir kenar payı bırakılmalıdır. Bu kenar payı TS3964 ISO5048'e göre bandın her bir yanında (0.05B-0.025B arasında) (m) olmalıdır. Buna göre malzeme taşınan bant genişliği;

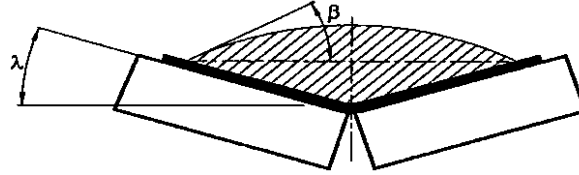
$$b = (0.9B - 0.05)[m] \quad (4.7)$$

2000 mm'den geniş bantlarda bu büyüklük,

$$b = B - 0.25[m] \quad (4.8)$$



Şekil 4.1: Düz bandın hareket yönüne dik kesitte malzeme yayılışı.



Şekil 4.2: İkili makara grubunda malzeme yayılışı.

Malzemenin bant üzerinde parabolik bir şekil aldığı düşünülürse, düz bir bantta malzeme kesit alanı için;

$$A = \frac{2}{3}bh \quad (4.9)$$

Eşitliği yazılır. Burada $b=0.9B-0.05$ ve $h=b/10$ alınabilir.

$$A = \frac{1}{15}(0.9B - 0.05)^2 \quad (4.10)$$

Yük kapasitesi için;

$$Q = 3600Av\gamma \text{ [t/saat]} \quad (4.11)$$

Eşitliği göz önüne alındığında,

$$Q = 240v\gamma(0.9B - 0.05)^2 \text{ [t/saat]} \quad (4.12)$$

Eşitliği bulunur. Aynı düşünce ile oluklu 3'lü makara grubu için yük kapasitesi:

$$Q = 440v\gamma(0.9B - 0.05)^2 \text{ [t/saat]} \quad (4.13)$$

Bantlı konveyörün taşıma kapasitesinin bir başka şekilde hesaplanması da mümkündür. Ampirik bir şekilde $A \approx K.b^2$ alınabilir. Bu eşitlikte;

a) Düz bantlar için $K=0,067$,

b) Oluklu 2li makara grubu için,

Çizelge 4.5: Oluk açısına göre K değerleri.

λ	15°	20°	25°
K	0,125	0,140	0,151

c) Oluklu 3lü makara grubu için,

Çizelge 4.6: 3'lü makara grubu için oluk açısına göre K değerleri.

λ	20°	25°	30°	35°	40°
K	0,13	0,143	0,153	0,162	0,169

Yatay malzeme taşınmasına ait yukarıdaki teorik kapasiteden yararlanılarak eğimli çalışan bir konveyörün kapasitesini bulmak mümkündür. Bunun için eğim açısına bağlı ve indirgeme faktörü adı verilen bir k katsayısı kullanılır.

Bu indirgeme faktörü k, konveyörün eğimine bağlı olarak aşağıda verilmiştir.

$$Q_{eğimli} = kQ_{yatay} [t/saat] \quad (4.14)$$

Çizelge 4.7: Eğime bağlı kapasite indirgeme faktörü.

Konveyör eğim açısı ϕ	k
8°	0,96
12°	0,93
16°	0,87
20°	0,79
24°	0,71
26°	0,66
30°	0,56

4.3 Güç Hesabı

Gerekli gücün bulunabilmesi için öncelikle aşağıdaki aşamalar tamamlanmalıdır.

Bant ağırlığının bulunması

Çizelge 4.8: Yaklaşık bant ağırlığı [daN/m].

Bant Genişliği [mm]	Malzemenin Yığıma Özgül Ağırlığı [t/m ³]		
	0,45-1,20	1,2-2,00	2,00-3,00
1000	15,0	16,0	19,2
1200	18,3	21,1	25,1
1400	22,5	25,5	29,2
1500	25,1	27,9	33,1
1600	27,6	30,3	33,5
1700	28,5	32,7	36,1
1800	30,0	35,0	38,0
1900	31,7	37,7	39,1
2000	33,0	40,0	42,0
2200	36,0	43,0	45,0
2400	41,0	47,0	50,0
2600	49,0	54,0	58,0

Bant genişliği, malzeme yığıma özgül ağırlığı değerine göre seçim yapılır.

Taşıyıcı ve dönüş makaraları temel büyüklükleri tayini

Çizelge 4.9: Taşıyıcı ve dönüş makaraları temel büyüklükleri.

Bant Genişliği B [mm]	Makara Çapı D [mm]	Üçlü Grup		İkili Grup		Dönüş Makarası	
		L	G _T	L	G _T	L	G _T
500	89	200	7,5	315	7,2	600	6,4
	108	200	9,8	315	9,2	600	7,8
650	108	250	9,0	-	-	750	8,0
	133	250	11,4	-	-	750	9,6
800	108	315	13,8	-	-	750	12,7
	133	315	18,6	-	-	950	12,0
1000	133	315	18,6	-	-	950	16,0
	133	380	21,6	-	-	1150	19,0
1200	133	465	25,4	-	-	1400	23,0
1400	133	530	28,3	-	-	1600	26,0

Hareketli elemanların birim ağırlığı

$$G_1 = 2G_B + \frac{G_T}{L_T} + \frac{G_D}{L_D} \quad (4.15)$$

Formülü yardımıyla hesaplanır. Buradaki L_T ve L_D çizelgeden seçilir

Çizelge 4.10: Taşıyıcı ve dönüş makara grupları arasında öngörülen aralıklar.

Bant Genişliği [mm]	L_T [mm]						Dönüş Makara sı L_D [mm]
	Malzemenin Özgöl Ağırlığı [t/m ³]						
	0,5	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	
900	1400	1400	1200	1200	1000	1000	3000
1000	1400	1400	1200	1000	1000	900	2700
1200	1200	1200	1000	1000	900	900	2700
1400	1200	1200	1000	1000	900	900	2700
1600-1800	1200	1000	1000	900	900	900	2500
2000	1200	1000	1000	900	900	900	2500

Eş değer konveyör uzunluğu hesaplanır.

$$L_{eş} = L + 45 \quad (4.16)$$

Bu aşamalardan sonra gerekli güç hesabına başlanır.

4.3.1 Boşta çalıştırma gücü(P_1)

Konveyörler boşta çalıştıkları zaman hareket düzeninden aşağıdaki kayıpları karşılayacak güçü çekerler. Bu kayıplar aşağıdaki gibi sıralanabilir.

Tambur ve makaralardaki sürtünme kayıpları,

Bandın oluklaşması, tambur ve makaralara sarılması esnasında sürekli olarak meydana gelen şekil değiştirme sonucu oluşan kayıplar,

Tambur ve makaraların çeşitli imalat, montaj, işletme ve bakım hataları sebebiyle kasmaı sonucu artan sürtünme kayıpları,

Bandın konveyörün sabit kısımlarına sürtünmesinden ileri gelen kayıplar.

$$P_1 = \frac{f_1 G_1 L e_3 v}{75} [BG] \quad (4.17)$$

f_1 sürtünme katsayısı ile ilgili bir büyüklük olup, değeri 0.015 ila 0.04 arasında alınabilir.

4.3.2 Yatay iletme gücü(P_2)

$$P_2 = \frac{f_2 Q L e_3}{270} [BG] \quad (4.18)$$

$f_2=0.02-0.04$ arasında alınabilir.

$$Q_{hesap} = \frac{Q}{k}, k \text{ çizelge 5.7'den alınır.} \quad (4.19)$$

4.3.3 Düşey iletme gücü(P_3)

Malzemeyi düşey olarak H metre yükseltmek veya indirmek için gerekli güç,

$$P_3 = \pm \frac{QH}{270} [BG] \quad (4.20)$$

ile bulunur. Malzemenin yukarı çıkarılması konumunda (+) aşağıya indirilmesi konumunda ise, (-) işareti göz önüne alınmalıdır.

4.3.4 İvmelendirme gücü(P_4)

Oluk ve besleyicilerden banta yüklenen malzemenin hızı genellikle bant hızından düşüktür. Düşük hızdaki bu malzemeyi bantın hızına yükseltmek için ek bir güce ihtiyaç vardır.

$$P_4 = \frac{Q(v^2 - v_m^2)}{2650} [BG] \quad (4.21)$$

4.3.5 Diğer güç kayıpları(P_5)

Bant tarafından hareket ettirilen boşaltma arabaları,

Bağımsız hareketli boşaltma arabaları,

Yükleme tekneleri veya yan kılavuz levhaları,

Sıyırıcılar,

Temizleme tertibatı, Şeklinde sıralanabilir.

Bunlardan en önemlisi bant tarafından hareket ettirilen boşaltma arabalarına harcananı olup bu güç kaybı bant genişliğine bağlı olarak çizelgede verilmiştir.

Çizelge 4.11: Bant ile hareket ettirilen boşaltma arabaları için gereken güç.

Bant Genişliği [mm]	800	1000	1200	1400	1600
Gerekli Güç [BG]	2,5	3,5	5,0	6,0	8,0

4.3.6 Toplam güç(P)

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 \text{ [BG]} \quad (4.22)$$

Ancak ortamda kirlilik ve çalışma şartlarından kaynaklanan olumsuzluklar varsa P_1 ve P_2 güçleri %60-%80 arasında artırılır.

4.3.7 Motor gücü

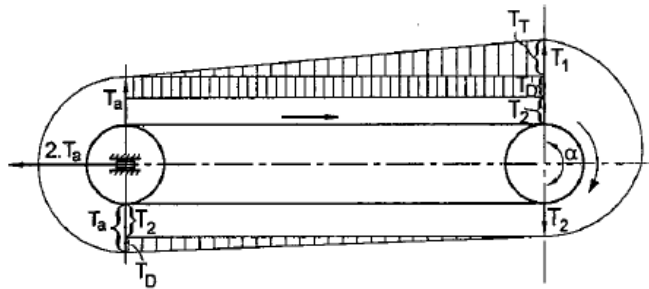
Konveyörü çalıştıran motorun gücünün hareket tamburu miline iletilmesinde oluşan kayıplar göz önüne alınarak gerekli motor gücü bulunur. Elektrik motoru ile çalıştırılma durumunda ilk hareket kolaylığı bakımından bu güç %10-%40 artırılmalıdır. Verim (η), 0,80-0,96 olmak üzere motor gücü;

$$P_m = (1.1 \div 1.4) \frac{P}{\eta} \text{ [BG]} \quad (4.23)$$

4.4 Tahrik Düzeni ve Sürtünme Kuvvetleri

4.4.1 Düz çalıştırma

Genellikle küçük konveyörlerde uygulanan bu sistemde hareket kaynağı ön tarafta bazen de arkada bulunur. Düz çalıştırma sistemi uygulanan yatay konveyörlerde T_1 ve T_2 gergi kuvvetlerini temin etmek için banda bir ön gerilme verilmesi gerekmektedir.



Şekil 4.3: Bant çevresi boyunca banttaki gergi kuvvetlerinin değişimi.

Dönüş makaralarındaki sürtünme kuvveti,

$$T_D = \mu_1 \left(G_B + \frac{G_D}{L_D} \right) L_{e\dot{s}} [N] \quad (4.24)$$

ve taşıyıcı makaralardaki sürtünme kuvveti,

$$T_T = \mu_2 \left(G_B + \frac{G_T}{L_T} + \frac{Q}{3.6V} \right) L_{e\dot{s}} [N] \quad (4.25)$$

$\mu_1=0.02$ ile 0.025

$\mu_2=0.025$ ile 0.03 arasında alınabilir.

Banda gerekli ön germeyi vermek için kuyruk tamburu bir kızak üzerine oturtulur ve vidalı veya ağırlıklı bir germe tertibatı kullanılırsa gereken ağırlık,

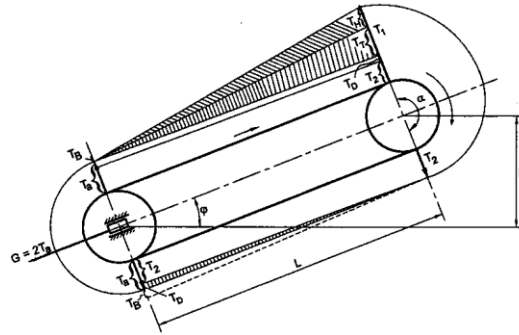
$$G_G = 2(T_2 + T_D) = 2T_a [N] \quad (4.26)$$

olmalıdır.

Hareket tamburuna yakın konumlandırılırsa,

$$G_G = 2T_2 [N] \quad (4.27)$$

Eğimli malzeme iletiminde kullanılan konveyörlerdeki bant germe kuvvetlerinin yayılışı aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.4: Eğimli konveyörlerde bant germe kuvvetlerinin yayılışı.

Bu durumda yatay malzeme iletiminden farklı olarak malzemenin düşey hareketini temin etmek için banttaki ek germe kuvveti ve eğimden doğan bant ağırlığının bant yönündeki bileşeni de göz önüne alınmalıdır.

Kuyruk tamburundaki germe kuvveti,

$$T_a = T_2 + T_D - T_B [N] \quad (4.28)$$

$$T_D = \mu_1 \left(G_B \cos \varphi + \frac{G_D}{L_D} \right) L_{e\varphi} [N] \quad (4.29)$$

ve bant ağırlığının bant yönündeki bileşeni,

$$T_B = G_B \sin \varphi L_{e\varphi} [N] \quad (4.30)$$

olarak bulunur. Kuyruk tamburundaki germe kuvveti sarılma açısı boyunca sabit kalır. Ön tamburdaki germe kuvveti, T_a değerinden itibaren, taşıyıcı makaralar nedeniyle doğrusal olarak T_1 kuvvetine artar. T_1 germe kuvveti, T_a kuvvetine ek olarak bant boyunca bileşeni T_B taşıyıcı makaralardaki sürtünme kuvveti T_T ve malzemeyi düşey iletmek için gerekli T_H germe kuvvetlerinin toplamında oluşur. Bu büyüklük formüle edilirse;

$$T_1 = (T_2 + T_D - T_B) + T_T + T_H + T_B \quad (4.31)$$

$$T_1 = T_2 + T_D + T_T + T_H \quad (4.32)$$

olur. Burada,

$$T_T = \mu_2 \left(\left(G_B + \frac{Q}{3.6V} \right) \cos \varphi + \frac{G_T}{L_T} \right) L_{e\varphi} \quad (4.33)$$

$$T_H = \frac{Q}{3.6V} L \sin \varphi = \frac{Q}{3.6V} H \quad (4.34)$$

Gergi tamburu kuyruk tamburunda olduğu takdirde gerekli ağırlık,

$$G_G = 2T_a = 2(T_2 + T_D - T_B) \quad (4.35)$$

Gergi tamburu ön ve arka tamburlar arasında bir yerde ise hareket tamburundan germe tertibatına kadar olan kısımdaki sürtünme kuvvetleri ve bant ağırlığı bileşenleri göz önüne alınmalıdır.

4.4.2 Saptırma tamburlu çalışma

Tamburdaki döndürme gücü,

$$P = \frac{T_E v}{75} \quad (4.36)$$

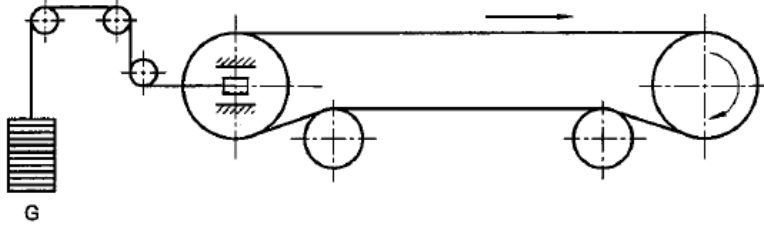
eşitliğinde;

$$T_E = T_1 - T_2 \text{ ve } \frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} \quad (4.37)$$

bağıntıları yerine yazılarak, T_1 e göre düzenleme yapılırsa,

$$T_1 = \frac{75P}{v} \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (4.38)$$

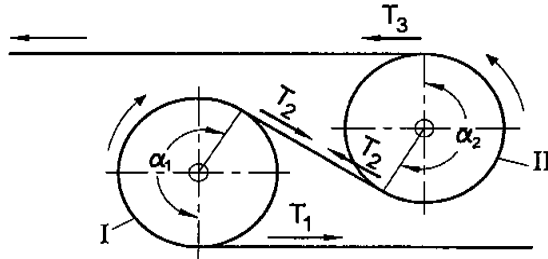
Küçük konveyörlerde tek saptırma kasnağıyla sarım açısı α , 210-220°'ye kadar arttırılabilir. Konveyörlerde saptırma kasnağı baş ve kuyruk tamburlarında birlikte kullanılırsa (çift saptırma kasnağı) sarım açılarının daha fazla arttırılması mümkündür. Bu durumda baş ve kuyruk tamburları daha büyük çaplı, buna karşılık saptırma tamburları daha küçük çaplı seçilerek sarım açısı 260-270°'ye kadar çıkartılabilir. Problemimizde de çift saptırmalı tambur düzenleri kullanılacaktır.



Şekil 4.5: Çift saptırma tamburlu çalışma düzeni.

4.4.3 Çift tamburlu sistem

Çok yüksek kapasiteli geniş konveyörlerde ya tek motor ve çift dişli mekanizması ile çalıştırılan çift hareket tamburu vardır veya her iki hareket tamburu da bağımsız iki elektrik motoru ile çalıştırılır. Böylece 420-500°'ye varan toplam sarım açıları elde edilir.



Şekil 4.6: Çift tamburlu düzen ve kuvvetler.

Yukarıdaki şekil de,

$$T_1 = e^{\mu\alpha} T_2 \quad (4.39)$$

ve tamburdaki faydalı kuvvet,

$$T_{E1} = T_1 - T_2 = T_1 \frac{e^{\pi\alpha_1} - 1}{e^{\mu\alpha_1}} \quad (4.40)$$

olur. II numaralı hareket tamburunda ise,

$$T_2 = e^{\mu\alpha_2} T_3 \quad (4.41)$$

Bu durumda faydalı kuvvet için,

$$T_{E2} = T_2 - T_3 = T_2 \frac{e^{\pi\alpha_2-1}}{e^{\mu\alpha_2}} \quad (4.42)$$

yazılır. T_{E1} ve T_{E2} etken çekme kuvvetleri I ve II numaralı tamburların güçleri ile orantılıdır.

$$\frac{T_{E1}}{T_{E2}} = \frac{P_1}{P_2} \quad (4.43)$$

yazılabilir. Böylece,

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{\mu\alpha_2} \frac{e^{\mu\alpha_1-1}}{e^{\mu\alpha_2-1}} \quad (4.44)$$

elde edilir. Her iki hareket tamburundaki sarım açıları eşit ise $\alpha_1=\alpha_2=\alpha$ olacağından,

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{\mu\alpha} \quad (4.45)$$

denklemini elde edilir. Eşitliğinden de anlaşılacağı üzere birinci hareket tamburunun çekme gücü ikinciye nazaran daha fazladır.

Çift tamburlu çalıştırmada tamburla bant arasındaki kaymayı önlemek için ikinci tambur biraz daha küçük çaplı yapılmalıdır.

4.5 Bant Karkasının(Özün) Seçimi

Banttaki çekme kuvveti genellikle bandın hareket tamburuna sarıldığı uçta en büyük değerdedir. Hareket tamburundaki güç belli ise bant kuvveti,

$$T_E = \frac{Pv}{75} \quad (4.46)$$

$$T_1 = T_E \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha-1}} \quad (4.47)$$

Denklemleri yardımıyla bulunabilir.

Bandın santrifüj etkisiyle makaralar ve tambur üzerindeki eğilme etkisi ihmal edilecek kadar azdır. Bant hesabında yükün sadece karkas tarafından taşındığı, elastik modülü düşük olan lastiğin ise yük taşımadığı ve karkası sadece dış etkilere karşı koruduğu kabul edilir. Banttaki eğilme zorlanmaları da, çekme zorlanmasının yanında ihmal edilecek büyüklükte olduğundan bant sadece çekme kuvvetine göre hesaplanır, diğer zorlanmalar ise bir emniyet katsayısı içinde düşünülür.

Çizelge 4.12: Bantlarda emniyet katsayısı.

Tabaka (Kat) Sayısı (z)	3-5	6-9	10-14
Emniyet Katsayısı (S)	12	12	13

Bandın hem enine hem boyuna doğrultuda eğilme rijitliği nedeniyle mümkün mertebe 6 kattan fazla seçilmemesi uygundur.

Banlı konveyörlerde emniyet katsayısı seçilirken konveyörün uzunluğu da göz önünde bulundurulur. 100 metre aks mesafeli bantlarda emniyet katsayısı en az 10 alınmakla birlikte 500 metrenin üstündeki aks mesafelerinde daha büyük değerler seçilmelidir.

Banttaki en büyük çekme kuvveti T1 için birim bant genişliğinde oluşan çekme zorlanması,

$$K = \frac{T_1}{B} \quad (4.48)$$

olarak bilindiği takdirde emniyetli bant gerilmesi $K_{em} = S \cdot K$ değeri bulunur. Bu emniyetli gerilme değeri için seçilecek bant türü çizelge 4.13'te verilmiştir.

Çizelge 4.13: Bantların emniyetli kopma dayanımlarına göre kullanım alanları.

Bandın Emniyetli Kopma Dayanımı K_{em} [daN/cm]	Doku Malzemesi				
	B	Z	R/RP	E/EP/EZ	FE
80	X	-	-	-	-
250	X	X	-	-	-
630	X	X	-	-	-
800	-	X	X	X	X
1250	-	-	X	X	X
4000	-	-	X	X	X
5000	-	-	-	-	X

Konveyörde kullanılacak bandın kat sayısını bulmak için seçilen bandın kopma dayanımı K_1 esas alınmalıdır. Yani banttaki gerilme,

$$SK = zK_1 = K_{em} \quad (4.49)$$

İle hesaplanır. Buradan banttaki kat sayısı,

$$z = \frac{SK}{K_1} = \frac{K_{em}}{K_1} \quad (4.50)$$

Çizelge 4.14: Tekstil bantların kopma dayanımı. K1 (daN/cm- her kat için).

Bant Genişliği	Boyuna (Çözgü)	Enine
Fe700	700	X
Fe800	800	X
Fe900	900	X
Fe1000	1000	X

Çizelge 4.15: Çelik kortlu bantların özellikleri.

Tip	Standart Kort Çapı [mm]	Bant Kalınlığı [mm]	Bant Ağırlığı [daN/m ²]	Kopma Mukavemeti [daN/cm]	Emniyetli Çekme Dayanımı
Fe800	3,0	13,0	17,9	800	114,0
Fe1000	3,7	13,7	19,6	1000	143,0
Fe1250	4,3	14,3	21,2	1250	179,0
Fe1600	4,6	14,6	22,9	1600	229,0
Fe2000	5,9	17,9	27,6	2000	285,0

Çizelge 4.16: Önerilen kaplama kalınlıkları.

Malzeme	Açıklama	Üst Kaplama Kalınlığı	Alt Kaplama Kalınlığı
Yığma Hafif Malzeme	Ağaç Talaşı, İnce Kömür	2,0	0,8-1,0
Aşındırıcı	Antrasit Kömür, Kök, Sinter	2,0-3,0	0,8-1,0
15 daN'dan ağır parçalar, Ambalajsız Malzeme	Kutu, Sepetler, Makina Parçaları	1,5-6,0	1,0-1,5

4.6 Makara Aks Çapı

Çizelge 4.17'den rulo çapına göre belirlenir.

Çizelge 4.17: Makara aksı çapı.

Makara Çapı [mm]	Aks Çapı [mm]
100	15
125	20
150	25
175	30

4.7 Karkas Tipine Göre En Az Tambur Çapları

Karkas tipine göre en az tambur çapları çizelge 4.18'e göre seçilir.

Çizelge 4.18: Karkas tipine göre en az tambur çapları.

Kat	B50-Z100			RP160			RP200-EP250			RP200		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
2	200	150	150	300	250	200	300	250	200	550	400	350
3	300	250	200	450	250	300	600	500	400	600	500	400
4	400	300	250	600	450	350	600	500	400	700	600	500
5	500	400	350	675	600	450	750	600	500	900	700	600

4.8 Tahrik Tamburu Genişliği

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 ile 100 mm fazla alınır.

4.9 Tahrik Tamburu Devir Sayısı

$$n_T = \frac{60v}{\pi D} \quad (4.51)$$

5. PROBLEMİN ÇÖZÜLMESİ

Kömür madeni işletmesinde, kömür madeninden çıkan kömürün zenginleştirme tesisine taşınması istenmektedir. Bu taşıma işleminde 500 metre eğimsiz ve 300 metre 30° eğime sahip bantlı konveyör sistemi üzerinde durulacaktır. 500 [t/saat] kapasite istenmekte olup 10 cm³ ortalama hacimli taş kömürü taşınacaktır. Bunun için sırasıyla eğimli konveyör ve eğimsiz konveyöre ait bant genişliği, taşınabilecek maksimum debi, bant ağırlığı, taşıyıcı ve dönüş makaraların boyutları, hareketli elemanların birim ağırlığı, eşdeğer konveyör uzunluğu, gerekli motor gücü, tahrik ve sürtünme kuvvetleri, gergi ağırlığı, sehim miktarı, makara aks çapı, tambur çapları, tahrik tamburu genişliği ve tahrik tamburu devir sayısı hesaplanacaktır.

5.1 Eğimli Konveyör

Çizelge 4.2'den kömür için seçim yapılır. Özellikler çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1: Taşınacak malzemenin özellikleri.

Yığın Mal	Yığın Yoğunluğu [t/m ³]	Maksimum Eğim Açısı	Yığın Açısı Durağan	Yığın Açısı Hareketli	Kayma Direnç Katsayısı	Tane Büyüklüğü a [mm]
E.Kömür	0,9	15	40	20	1,85	80

5.2 Bant Denklemleri

5.2.1 Bant genişliği

Taşıma debisi $Q_d = 500$ [t/h], yükün statik şev açısı $\varphi = 40^\circ$,

C_1 , θ eğimine bağlı katsayı ve çizelge 4.1'den $30^\circ > 20^\circ$ için 0.85 alınabilir.

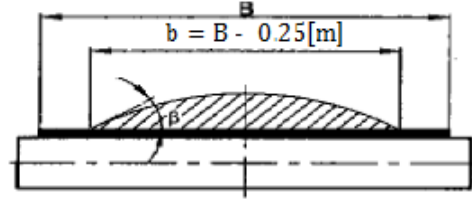
V bant hızı çizelge 4.3'ten 1000-2000mm için çizelge 5.3'ten 1.75 [m/s] seçilir.

Elde edilen değerler denklem 4.4'te yerine konulursa,

$$B_d = \sqrt{\frac{500}{576.0,85.0,9.1,75 \tan(0.35.40)}} = 1,61 [m] \quad (5.1)$$

Çizelge 4.4'den 2000mm genişlikteki bant seçilebilir.

5.2.2 Debi



Şekil 5.1: Düz taşıyıcı bantta malzeme seçimi.

B=2000mm için ve K=0,067(düz bantlar için), denklem 4.8 ve $A \approx K. b^2$

$$b = 2 - 0,25 = 1,75 [m] \quad (5.2)$$

$$A = 0,067. (1,75)^2 = 0,205 [m^2] \quad (5.3)$$

k indirgeme faktörü çizelge 4.7'den ve 30° eğim için 0.56 seçilir. Denklem 4.11 ve 4.14 hesaplanırsa;

$$Q_{yatay} = 3600.0,205.1,75.0,9 = 1162.35 [t/saat] \quad (5.4)$$

$$Q_{eğimli} = 0,56.1162.35 = 650.91 [t/saat] \quad (5.5)$$

Bulunan $Q_{eğimli}$ değeri ilk başta düşünülen 500[t/saat]'ten yüksek olduğu için seçtiğimiz bant uygundur.

5.2.3 Bant ağırlığı

2000 mm genişlik, 0.9t/m³ özgül ağırlık için çizelge 4.8'den $G_B=33$ daN/m seçilir.

5.2.4 Taşıyıcı ve dönüş makaralarının boyutları

2000 mm genişlik için çizelge 4.9'dan seçilir. Seçim çizelge 5.2'de belirtilmiştir.

Çizelge 5.2: Makara büyüklükleri.

Makara Türü	Taşıyıcı Makara	Dönüş Makarası
D	195 mm	195 mm
L	2275 mm	2275 mm
G	35 daN	35daN

5.2.5 Hareketli elemanların birim ağırlığı

2000 mm bant genişliği, 0.9t/m³ özgül ağırlık için çizelge 4.10'dan L_T=1000mm ve L_D=2500mm seçilir. Buna göre 4.15 denklemi kullanılır.

$$G_1 = 2.33 + \frac{35}{1} + \frac{35}{1} = 136[daN/m] \quad (5.6)$$

5.2.6 Eşdeğer konveyör uzunluğu

L=100 metre konveyör uzunluğu için 4.16 denklemi kullanılır.

$$L_{eş} = 100 + 45 = 145m \quad (5.7)$$

5.3 Güç Hesabı

5.3.1 Boşta çalıştırma gücü(P₁)

f₁ sürtünme katsayısı ile ilgili bir büyüklük olup, değeri 0.015 ila 0.04 arasında alınabilir. Bu örnekte f₁ 0.035 alınmıştır. P₁ için denklem 4.17 kullanılırsa,

$$P_1 = \frac{0,035.136.145.1,75}{75} = 16,10 [BG] \quad (5.8)$$

5.3.2 Yatay iletme gücü(P₂)

f₂ sürtünme katsayısı ile ilgili bir büyüklük olup f₂=0.02-0.04 arasında alınabilir denklemde f₁ gibi 0.035 alınmıştır, k çizelge 4.7'den alınır.

$$Q_{hesap} = \frac{500}{0,56} = 892.85[t/saat] \quad (5.9)$$

$$P_2 = \frac{0,035.892,85.145}{270} = 16,78 [BG] \quad (5.10)$$

5.3.3 Düşey iletme gücü(P₃)

Denklem 4.20 ile, malzemeyi 50 metre yukarı çıkarmak için gerekli güç hesaplanır.

$$P_3 = + \frac{892,85.50}{270} = 165,34 [BG] \text{ 50 metre yukarı} \quad (5.11)$$

$$P_3 = - \frac{892,85.0}{270} = 0 [BG] \text{ 0 metre aşağı} \quad (5.12)$$

5.3.4 İvmelendirme gücü(P₄)

Oluk ve besleyicilerden banda yüklenen malzemenin hızı genellikle bant hızından düşüktür. Düşük hızdaki bu malzemeyi bandın hızına yükseltmek için ek bir güce ihtiyaç vardır. Genellikle ihmal edildiğinden burada da ihmal edilmiştir.

5.3.5 Diğer güç kayıpları(P₅)

2000 mm bant genişliği için, çizelge 4.11'den 13 BG olarak bulunur.

5.3.6 Toplam güç(P)

4.20 toplam güç denklemi ile,

$$P = 16,10 + 16,78 + 165,34 + 0 + 13 = 211,22 [BG] \quad (5.13)$$

Ancak ortamdaki kirlilik ve çalışma şartlarına bağlı olarak P₁ ve P₂ güçleri %60-80 arasında arttırılır.

$$P = (16,10 + 16,78) \cdot 1,6 + 165,34 + 0 + 13 = 230,94 [BG] \quad (5.14)$$

5.3.7 Motor gücü

Konveyörü çalıştıran motorun gücünün hareket tamburu miline iletilmesinde oluşan kayıplar göz önüne alınarak gerekli motor gücü bulunur. Elektrik motoru ile çalıştırılma durumunda ilk hareket kolaylığı bakımından bu güç %10-%40 arttırılmalıdır. Verim (η), 0,80-0,96 arasında seçilir. Hareket kolaylığı için bu uygulamada %25 artış ve verim (η) 0,81 seçilir.

$$P_m = (1.25) \frac{230,94}{0,81} = 356,40 [BG] \quad (5.15)$$

5.4 Tahrik ve Sürtünme Kuvvetleri

Bu problemde tahrik baş tamburdan verilecektir. Çift saptırma kasnaklı olacaktır. Gergi tertibatı kuyruk tamburu etrafında olacaktır.

5.4.1 Dönüş makarasında oluşan sürtünme kuvveti

μ_1 0.025 seçilirse, denklem 4.24'ten

$$T_D = 0,025 \left(33 + \frac{35}{2,5} \right) 145 = 170,37 [N] \quad (5.16)$$

5.4.2 Gidiş makarasında oluşan sürtünme kuvveti

μ_2 0.03 alınır, denklem 4.25'ten

$$T_T = 0,03 \left(33 + \frac{35}{1} + \frac{500}{3,6,1,75} \right) 145 = 641,03 [N] \quad (5.17)$$

5.4.3 Bant kuvvetleri

Bu hesaplamalarda 4.36, 4.37 ve 4.38 denklemleri kullanılacaktır. Problemden çift saptırma olacağından α sarılma açısı 260-270° arasından seçilebilir. $\alpha=265^\circ$ ve $\mu=0,3$ için

$$T_E = \frac{356,40,75}{1,75} = 15274,28 [daN] \quad (5.18)$$

$$15274,28 = T_1 - T_2 \text{ ve } \frac{T_1}{T_2} = e^{0,3,4,622} = 3,99 \quad (5.19)$$

$$T_1 = 3,99 \cdot T_2 \quad (5.20)$$

$$T_1 = 20382,73 [daN] \text{ ve } T_2 = 5108,45 [daN] \quad (5.21)$$

5.4.4 Gergi ağırlığı

4.26 numaralı denklem kullanılırsa,

$$G_G = 2(5108,45 + 170,37) = 10557,64 [daN] \quad (5.22)$$

5.4.5 Sehim miktarı

$$S_{ymin} \geq (5 \dots 4)(G_B + G)L_T = 5(33 + 510,2)1000 = 2716000 \quad (5.23)$$

$$f \leq \frac{L_T^2(G_B+G)}{8S_{ymin}} = \frac{(1000)^2(33+510,2)}{8 \cdot 2716000} = 25 [mm] \quad (5.24)$$

$$f_{em} = 0,03 \cdot L_T = 0,03 \cdot 1000 = 30 [mm] \quad (5.25)$$

$$f_{em} > f \text{ olduğu için emniyetlidir.} \quad (5.26)$$

G, birim bant boyu üzerine düşen malzeme ağırlığıdır. Şu şekilde hesaplanır,

$$G = \frac{Q}{v} = \frac{892,85}{1,75} = 510,2 [daN/m] \quad (5.27)$$

5.4.6 Bant karkasının(özün) seçimi

4.48, 4.50, çizelge 4.12 ve çizelge 4.14 kullanılarak, emniyet katsayısı $s=12$ ve çelik kortlu Fe500 karkas seçilirse ($K_1=500$)

$$K = \frac{T_1}{B} = \frac{20382,73}{200} = 101,91[daN/cm] \quad (5.28)$$

$$z = \frac{12 \cdot 101,91}{500} = 2,44 \text{ kat uygundur.} \quad (5.29)$$

5.4.7 Makara aks çapı

Çizelge 4.17'den 195 mm çaplı makara için 35 mm olarak alınır.

5.4.8 Tambur çapları

z değerini yukarıdaki denklemde 2,44 kat bulmuştuk. 3 kat değeri için ve Fe500 için Çizelge 4.18'e bakılırsa aşağıdaki çizelgeyi oluşturabiliriz.

Çizelge 5.3: En az tambur çapları.

A	B	C
600	500	400

5.4.9 Tahrik tambur genişliği

Çizelge 5.4: Standart tambur uzunlukları (TS1551).

Bant Genişliği [mm]	Tambur Uzunluğu [mm]
1200	1350
1400	1550
1600	1800
1800	2050
2000	2300

Bu tabloya göre 2300 mm seçilir.

5.4.10 Tahrik tamburu devir sayısı

Denklem 4.51 kullanılarak,

$$n_T = \frac{60 \cdot 1,75}{\pi \cdot 0,6} = 55,75[d/d] \quad (5.30)$$

5.5 Düz Konveyör

Çizelge 4.2'den elenmiş kömür için seçim yapılır. Özellikler çizelge 5.5'de verilmiştir.

Çizelge 5.5: Taşınacak malzemenin özellikleri.

Yığın Mal	Yığın Yoğunluğu [t/m ³]	Maksimum Eğim Açısı	Yığın Açısı Durağan	Yığın Açısı Hareketli	Kayma Direnç Katsayısı	Tane Büyüklüğü a [mm]
E.Kömür	0,9	15	40	20	1,85	80

5.6 Bant Denklemleri

5.6.1 Bant genişliği

Taşıma debisi $Q_d = 500$ [t/h],

Yükün statik şev açısı $\varphi = 40^\circ$,

C_1 , θ eğimine bağlı katsayı ve çizelge 4.1'den $0-10^\circ$ için 1 alınabilir.

V bant hızı çizelge 4.3'ten 1000-2000mm bant genişliği için çizelge 4.3 kullanılarak 1.75[m/s] seçilir.

Elde edilen değerler denklem 4.4'te yerine konulursa,

$$B_d = \sqrt{\frac{500}{576 \cdot 1,09 \cdot 1,75 \tan(0,35 \cdot 40)}} = 1,48 \text{ [m]} \quad (5.31)$$

Çizelge 4.4'te standart genişliklere bakıldığında, 1600mm genişlik uygundur.

5.6.2 Debi

$B=1600$ mm için ve $K=0,067$ (düz bantlar için), denklem 4.7 ve $A \approx K \cdot b^2$ için;

$$b = (0,9 \cdot 1,6 - 0,05) = 1,39 \text{ [m]} \quad (5.32)$$

$$A = 0,067 \cdot (1,39)^2 = 0,129 \text{ [m}^2\text{]} \quad (5.33)$$

Denklem 4.11 hesaplanırsa;

$$Q = 3600 \cdot 0,129 \cdot 1,75 \cdot 0,9 = 731,43 \text{ [t/saat]} \quad (5.34)$$

Bulunan Q değeri ilk başta düşünülen 500[t/saat]'ten yüksek olduğu için seçtiğimiz bant uygundur.

5.6.3 Bant ağırlığı

1600 mm genişliği, 0.9t/m³ özgül ağırlık için çizelge 4.8'den G_B=27,6 daN/m seçilir.

5.6.4 Taşıyıcı ve dönüş makaralarının boyutları

1600 mm bant genişliği için çizelge 4.9'dan seçilir. Yapılan seçim çizelge 5.6'da belirtilmiştir.

Çizelge 5.6: Makara büyüklükleri.

	Taşıyıcı Makara	Dönüş Makarası
D	133 mm	133 mm
L	1800 mm	1800 mm
G	29 daN	29 daN

5.6.5 Hareketli elemanların birim ağırlığı

1600 mm bant genişliği, 0.9t/m³ özgül ağırlık için çizelge 4.10'dan L_T=1000mm ve L_D=2500mm seçilir. Buna göre 4.15 denklemi kullanılır.

$$G_1 = 2.27,6 + \frac{29}{1} + \frac{29}{1} = 113,2[daN/m] \quad (5.35)$$

5.6.6 Eşdeğer konveyör uzunluğu

L=500 metre konveyör uzunluğu için 4.16 denklemi kullanılır.

$$L_{eş} = 500 + 45 = 545m \quad (5.36)$$

5.7 Güç Hesabı

5.7.1 Boşta çalıştırma gücü(P₁)

f₁ sürtünme katsayısı ile ilgili bir büyüklük olup, değeri 0.015 ila 0.04 arasında alınabilir. Bu örnekte f₁ 0.030 alınmıştır. P₁ için denklem 4.17 kullanılırsa,

$$P_1 = \frac{0,030 \cdot 113,2 \cdot 545 \cdot 1,75}{75} = 43,18 [BG] \quad (5.37)$$

5.7.2 Yatay iletme gücü(P₂)

f₂ sürtünme katsayısı ile ilgili bir büyüklük olup f₂=0.02-0.04 arasında alınabilir denklemden f₁ gibi 0.030 alınmıştır, k çizelge 4.7'den alınır ancak konveyörün eğimi olmadığı için k ≈ 0,99 alınabilir.

$$Q_{hesap} = \frac{500}{0,99} = 505,05 [t/saat] \quad (5.38)$$

$$P_2 = \frac{0,030 \cdot 505,05 \cdot 545}{270} = 30,58 [BG] \quad (5.39)$$

5.7.3 Düşey iletme gücü(P₃)

Kömür bu konveyörde yatay olarak gideceğinden düşey iletme için gerekli P₃ gücü 0'dır.

$$P_3 = 0 [BG] \quad (5.40)$$

5.7.4 İvmelendirme gücü(P₄)

Oluk ve besleyicilerden banda yüklenen malzemenin hızı genellikle bant hızından düşüktür. Düşük hızdaki bu malzemeyi bandın hızına yükseltmek için ek bir güce ihtiyaç vardır. Genellikle ihmal edildiğinden burada da ihmal edilmiştir.

$$P_4 = 0 [BG] \quad (5.41)$$

5.7.5 Diğer güç kayıpları(P₅)

1600 mm bant genişliği için, çizelge 4.11'den 8 BG görülür.

$$P_5 = 8 [BG] \quad (5.42)$$

5.7.6 Toplam güç(P)

4.20 toplam güç denklemi ile,

$$P = 43,18 + 30,58 + 0 + 0 + 8 = 81,76 [BG] \quad (5.43)$$

Ancak ortamdaki kirlilik ve çalışma ortamı şartlarına bağlı olarak P₁ ve P₂ güçleri %60-80 arasında arttırılır.

$$P = (43,18 + 30,58) \cdot 1,6 + 0 + 0 + 8 = 126,01 [BG] \quad (5.44)$$

5.7.7 Motor gücü

Konveyörü çalıştıran motorun gücünün hareket tamburu miline iletilmesinde oluşan kayıplar göz önüne alınarak gerekli motor gücü bulunur. Elektrik motoru ile çalıştırılma durumunda ilk hareket kolaylığı için güç %15-%35 arttırılmalıdır. Verim (η), 0,80-0,96 arasında seçilir. Hareket kolaylığı için bu uygulamada %20 artış ve verim (η) 0,90 seçilir.

$$P_m = (1.20) \frac{126,01}{0,90} = 168,01 [BG] \quad (5.45)$$

5.8 Tahrik ve Sürtünme Kuvvetleri

Problemde tahrik baş tamburdan verilecektir. Çift saptırma kasnaklı olacaktır. Gergi tertibatı kuyruk tamburundan olacaktır.

5.8.1 Dönüş makarasında oluşan sürtünme kuvveti

μ_1 0.025 seçilirse, denklem 4.24'ten

$$T_D = 0,025 \left(27,6 + \frac{29}{2,5} \right) 545 = 534,1 [N] \quad (5.46)$$

5.8.2 Gidişi makarasında oluşan sürtünme kuvveti

μ_2 0.03 alınır, denklem 4.25'ten

$$T_T = 0,03 \left(27,6 + \frac{29}{1} + \frac{500}{3,6,1,75} \right) 545 = 2223,02 [N] \quad (5.47)$$

5.8.3 Bant kuvvetleri

Hesaplamalarda 4.36, 4.37 ve 4.38 denklemleri kullanılacaktır. Problemde çift saptırma olacağından α sarılma açısı 260-270° arasından seçilebilir. $\alpha=265^\circ$ ve $\mu=0,3$ için

$$T_E = \frac{168,01,75}{1,75} = 7200,42 [daN] \quad (5.48)$$

$$7200,42 = T_1 - T_2 \text{ ve } \frac{T_1}{T_2} = e^{0,3 \cdot 4,622} = 3,99 \quad (5.49)$$

$$T_1 = 3,99 \cdot T_2 \quad (5.50)$$

$$T_1 = 9608,58 [daN] \text{ ve } T_2 = 2408,16 [daN] \quad (5.51)$$

5.8.4 Geri ağırlığı

4.26 numaralı denklem kullanılır,

$$G_G = 2(2408,16 + 534,1) = 5884,52 \text{ [daN]} \quad (5.52)$$

5.8.5 Sehim miktarı

$$S_{ymin} \geq (5 \dots 4)(G_B + G)L_T = 5(27,16 + 288,6)1000 = 1578800 \quad (5.53)$$

$$f \leq \frac{L_T^2(G_B+G)}{8S_{ymin}} = \frac{(1000)^2(27,16+288,6)}{8.1578800} = 25 \text{ [mm]} \quad (5.54)$$

$$f_{em} = 0,03 \cdot L_T = 0,03 \cdot 1000 = 30 \text{ [mm]} \quad (5.55)$$

$$f_{em} > f \text{ olduğu için emniyetlidir.} \quad (5.56)$$

G, birim bant boyu/malzeme ağırlığıdır. Şu şekilde hesaplanır,

$$G = \frac{Q}{v} = \frac{505,05}{1,75} = 288,6 \text{ [daN/m]} \quad (5.57)$$

5.8.6 Bant karkasının(özün) seçimi

4.48, 4.50 denklemleri, çizelge 4.12 ve 4.14 kullanılarak, emniyet katsayısı s=12 ve çelik kortlu Fe500 karkas seçilir ($K_1=500$).

$$K = \frac{T_1}{B} = \frac{9608,58}{200} = 48,04 \text{ [daN/cm]} \quad (5.58)$$

$$z = \frac{12 \cdot 48,04}{500} = 1,15 \text{ kat uygundur.} \quad (5.59)$$

5.8.7 Makara aks çapı

Çizelge 4.17'den 133 mm çaplı makara için 22 mm olarak alınır.

5.8.8 Tambur çapları

z değerini yukarıdaki denklemde 1,15 kat bulmuştuk. 2 kat değeri için ve Fe500 için Çizelge 4.18'den çizelge 5.7 oluşturulur.

Çizelge 5.7: En az tambur çapları.

A	B	C
300	250	200

5.8.9 Tahrik tambur genişliği

Standart tambur uzunlukları tablosundan tambur uzunluğunu 1800 mm seçilir.

5.8.10 Tahrik tamburu devir sayısı

Denklem 4.51 kullanılarak,

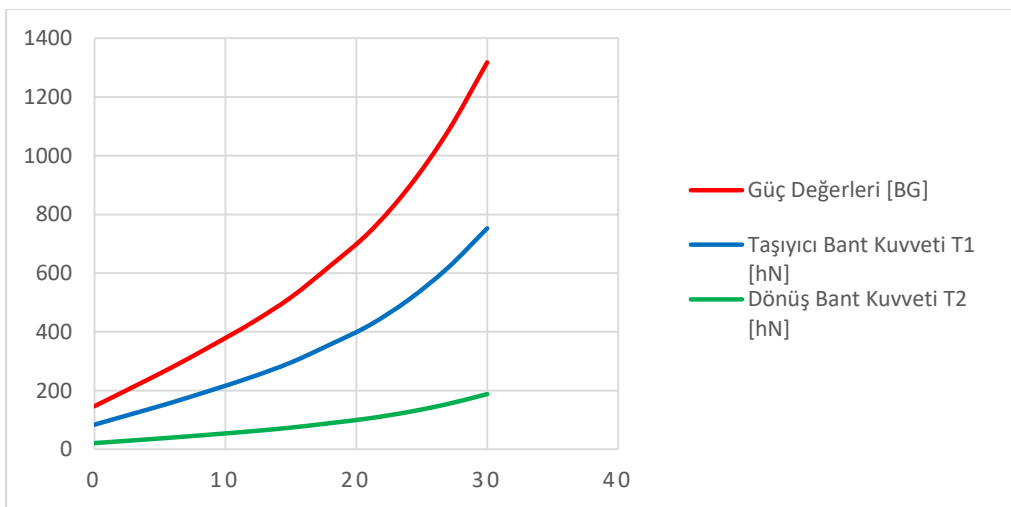
$$n_T = \frac{60.1,75}{\pi.0,3} = 111,46[d/d] \quad (5.60)$$

5.9 Hesap Sonuçları

Yapılan hesaplamalar sonucunda eğimli ve düz konveyöre ait değerler şunlardır: Bant genişlikleri 1.61m ve 1.48m, taşınabilecek maksimum debiler 650.91t/saat ve 731.43t/saat, bant ağırlıkları 33daN/m ve 27.6daN/m, hareketli elemanların birim ağırlıkları 136daN/m ve 113.2daN/m, eşdeğer konveyör uzunlukları 145m ve 545m, gerekli motor güçleri 356.40BG ve 168.01BG, gergi ağırlıkları 10557.64 daN ve 5884.52daN, sehim miktarları 25mm ve 25mm, makara aks çapları 35mm ve 22mm, tambur çapları 600mm, 500mm, 400mm ve 300mm, 250mm, 200mm, tahrik tamburları genişlikleri 2300mm ve 1800mm, tahrik tamburları devir sayıları 25.75d/d ve 111,46d/d olarak bulunmuştur. Tesisin çözümünde öngörü ileri sürülmüştür.

5.10 Parametreler ve Grafikler

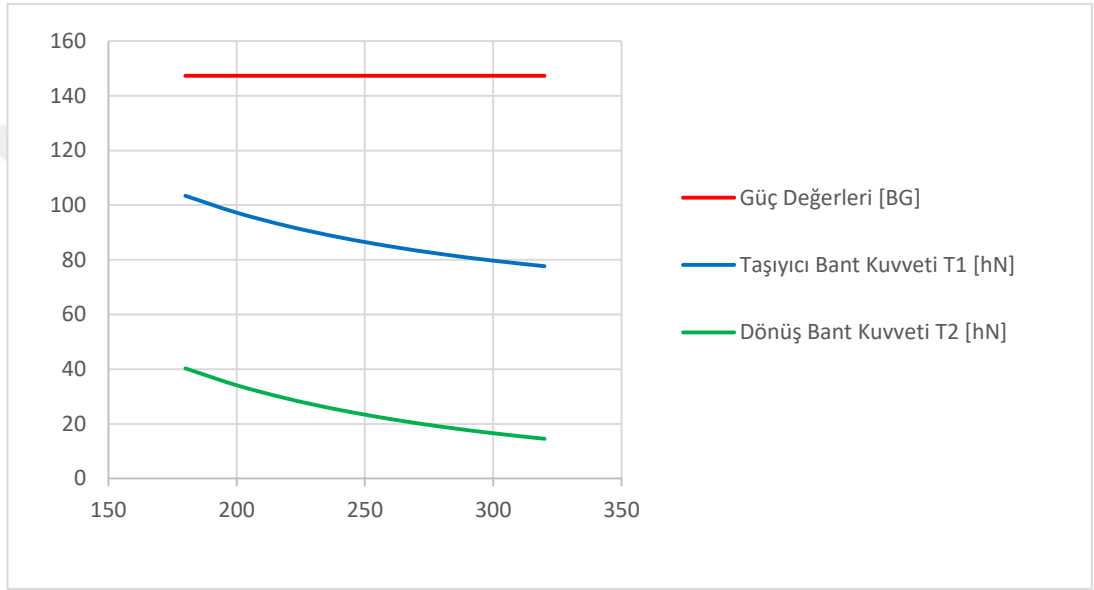
5.10.1 Konveyör eğimlerine göre P ve T değerleri



Şekil 5.2: Konveyör eğimlerine göre P ve T değerleri.

0 ile 30° arasında 3'er derece artan 11 açı için hesaplamalar yapılmıştır. 11 farklı açı için yük sabittir. Konveyör eğimine bağlı olan katsayı C_1 eğim arttıkça azalmaktadır ve konveyör bant genişliği formülünde $1/C_1$ olarak kullanıldığı için gerekli bant genişlikleri artmıştır. Bu duruma bağlı olarak bant ağırlığı, makara ağırlıkları, hareketli elemanların birim ağırlığı, hesaplanan yük değerleri, sistem için gerekli güç ve bant kuvvetleri artmıştır. Tabloda farkların belirli olarak görünmesi için T bant kuvvetleri hN ve gerekli güç P BG birimleri cinsinden gösterilmiştir.

5.10.2 Sarılım açılarına göre P ve T değerleri



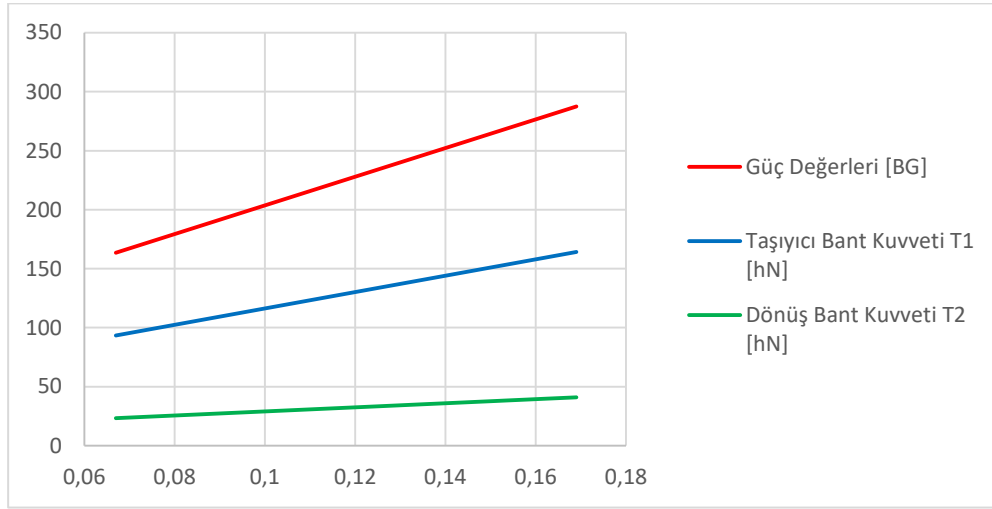
Şekil 5.3: Sarılım açılarına göre P ve T değerleri.

Yukarıdaki grafik için 8 bantlı konveyör incelenmiştir. Bantlı konveyörlerin eğimleri, bant genişlikleri, bant ağırlıkları, makara ağırlıkları, hareketli elemanların birim ağırlıkları ve düşeyde alınan yollar birbirine eşittir. Bu değerlere bağlı olarak sistemler için gerekli güçler de birbirine eşittir.

Sarılım açıları 8 durum için 180°'den 320°'ye kadar 20'şer derece arttırılmıştır. T_1 bant kuvvetindeki α sarılım açısı arttığı için T_1 bant kuvveti azalmakta ve T_1 'e bağlı T_2 dönüş bant kuvveti de azalmaktadır.

Konveyör bandın uzun ömürlü olması için aynı P güçlerinde T bant kuvvetlerinin düşük olması istenir. Sarılım açısının büyümesi saptırma tamburlarının kullanımı ile olmaktadır. Ancak fazla sayıda saptırma tamburu kullanımı konveyör banda zarar verebilir. Bu faktör göz önünde bulundurulmalıdır.

5.10.3 Tekli, 2li ve 3lü makara gruplarına göre P ve T değerleri



Şekil 5.4: Tekli, 2li ve 3lü makara gruplarına göre P ve T değerleri.

Bu grafikte 7 tane bantlı konveyöre ait değerler görünmektedir. Hesaplamalarda eğimleri, bant genişlikleri, bant ağırlıkları, makara ağırlıkları ve hareketli elemanların birim ağırlıkları aynıdır.

Tekli, 2li ve 3 lü makara grupları sırasıyla kullanıldığında oluk açısının arttığı ve buna bağlı olarak bantta taşınan malzemenin kesit alanının arttığı gözlemlenmiştir. Kesit alanındaki artış konveyör bandın taşıyabileceği maksimum debiyi arttırmıştır. Bundan sonraki hesaplamalarda taşınabilecek maksimum debi düşünüldüğünde malzemenin taşınması için gerekli güç değerlerinde ve bant kuvvetlerinde artış gözlemlenmiştir.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmadaki temel hedefimiz problemimiz için gerekli bantlı konveyör elemanlarının standart çizelgeler ve formüllerin kullanılarak boyutlandırılması ve değişen parametrelerin sistemin çalışması için gerekli güç ve bant kuvvetleri üzerindeki etkisini bulmak, yorumlamak ve bantlı konveyörleri öğrenmek için kaynaklardan yararlanılarak çeşitli bilgilerin verilmesi olmuştur.

Günümüzde gelişen teknoloji ile beraber daha fonksiyonel fabrikalar, maden ocakları, enerji santralleri ve limanlar ortaya çıkmıştır. Ham madde işlenmesi ve buna bağlı olarak üretim de artmıştır. Gerek maden ocakları gerekse üretim fabrikalarında malzeme ve diğer sanayi ürünlerinin miktarları artmış ve bunların daha kolay, hızlı ve güvenilir bir şekilde taşınması ihtiyacı doğmuştur. Taşıma teknolojisi; zaman, hareket ve miktar parametrelerini içeren, yükün paketlenmesini, taşınmasını ve depolanmasını sağlayan, hizmet ve işlem bileşenlerinden oluşur.

Taşıma sistemlerini belli bir çizelgeye koyma veya belirli bir çerçevede gruplandırmak kolay değildir. Çünkü sistemin içindeki birçok faktör(taşınacak malzemenin cinsi, iletilecek yer, istenen ekonomi, zaman vb) bütün sistemi değiştirebilir. Örneğin iki nokta arasında cam taşıma işlemi ile beton harcı taşıma işlemi arasında olay olarak benzerlik dışında az sayıda benzerlik bulunur.

Taşıma sistemi bileşenleri için, eleman özellikleri dikkate alınmak suretiyle ancak genel sınıflandırmalar yapabilmek mümkündür. Bunlar sürekli taşıyıcılar ve kesikli taşıyıcılardır. Konveyörler sürekli taşıyıcılar grubundadır. Konveyörlerin rulolu, zincirli, bantlı, yer ve hava tipi çeşitleri vardır.

Bantlı konveyörler malzemenin taşınmasını sağlamanın dışında zamandan, enerjiden, gerekli insan gücünden ve ekonomiden çok büyük tasarruf sağlar. Kamyonlar, tırlar ve diğer malzeme taşıyan kara ulaşım araçları zorlu doğa koşullarında büyük engeller ile karşılaşırken, bantlı konveyörler yüksek eğimli arazileri kolay bir şekilde geçer. Birim zamanda tonlarca malzeme taşınacaksa bantlı konveyörler çok iyi bir seçim olacaktır. İnsan faktörünün araçlara göre daha az olduğu bantlı konveyörler güvenli

bir taşıma işlemi de sağlamaktadır. Bantlı konveyörler otomotiv, enerji, gıda ve maden sanayisinde sıklıkla kullanılmaktadır.

Bantlı konveyörlerin en önemli avantajı çalışması sırasında düşük bir enerji ile çalışmasıdır. Bant hattı düşük bir maliyet ile kurulur ve ucuz servis ücretleri ile bakımı yapılır. Saatte tonlarca malzeme iletimi gerçekleştirilir ve çelik halatlı bantların kullanılması ile 62 km mesafedeki yerlere taşıma yapabilirler.

Dezavantajları ise tam kapasite ile çalışmazlar ise düşük verim oluştururlar. Çalışma esnasında toz oluşumu da görülmektedir. İyi bir tasarım düşünülmez ise konveyör bandında yüksek aşınmalar oluşabilir ve bu durum da ekonomik olarak firmayı olumsuz etkileyebilir.

Bantlı konveyörlerin en önemli elemanı taşıyıcı banttır. Bant taşınacak olan malzemeyi üzerine alır ve sürekli olarak çekme, gerdirme kuvvetleri altındadır. Konveyör bant düşük özgül ağırlık, bükülme, az nem çekme özelliği, yüksek dayanım ve uzun ömür gibi özelliklere sahip olması istenir. Aksi takdirde çalışma sırasında banttaki bir aksaklık sistemin bir anda durmasına ve ekonomik olarak kayıplara sebep olur. Bant hattı eğimsiz, aşağı eğimli ve yukarı eğimli olarak tasarlanabilir.

Bir diğer önemli eleman ise tahrik tamburlarıdır. Banda ilk hareketi veren ve bandın ilerlemesini sağlayan elemana tahrik tamburu denir. Bir bantlı konveyörün tahrikinin tasarımı ve tertibi, en büyük bant çekme kuvveti ve iletmenin uzunluğuna göre hareketinden, ayrıca bandın önceden seçilmiş olan boyutlarından ortaya çıkmaktadır. Çalışma esnasındaki işletme şartları da göz önüne alınmalıdır.

Bantlı konveyörler çoğunlukla elektrik motoru ile tahrik edilirler. Motorun devir sayısı tahrik tamburunkinden fazla olduğundan, en az iki kademeli bir dişli kutusu koymak gerekir. Bant tahrik sistemleri ortam şartlarına, kullanılacak elemanların özelliklerine ve taşınacak malzemenin özelliğine bağlı olarak; baştan tahrik, kuyruktan tahrik veya çift tahrik olarak tasarlanırlar.

Konveyörü boşa çalıştırmak için gerekli gücün, malzemeyi yatay olarak nakletmek için gerekli gücün, malzemeyi düşey olarak nakletmek için gerekli gücün, malzemeyi ivmelendirmek için gerekli gücün ve diğer güç kayıplarının toplamı konveyör bandı tahrik etmek için gerekli güce eşittir. Ancak toplam güç hesaplanırken ortam şartlarına, çevre kirliliğine ve elektrik motorunun verimine dikkat edilmelidir.

Konveyör uygulamaları için tahrik sistemi seçilirken sistemin; gücüne, hız denetim aralığına, kalkış duruş sayısına, kullanım yeri şartlarına, momentin değişimine ve diğer tahrik sistemleri ile arasındaki ilişkiye dikkat edilmeli, geniş kapsamda elemanlar incelenmeli ve birçok soru yanıtlanmalıdır. Önemli seçim sabit hız ile değişken hızlı tahrik seçimidir. Tahrik sistemi seçiminde proses, mekanik, elektrik enerjisi ve maliyet şartları da göz önünde bulundurulmalıdır.

Motorlar, tahrik tamburunu harekete geçirmeleri nedeniyle çok önemlidir. Sistemin gerekliliklerine göre bantlı konveyörlerde redüktörlü motorlar, alternatif kısa devre motorları, alternatif bilezikli motorlar ve tekil motorlar kullanılır.

Çalışmanın sonunda verilen denklemlerden ve standart çizelgelerden yararlanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Problem 500m eğimsiz ve 100m 30° eğime sahip iki konveyörün oluşturduğu hattın 500t/h debiye sahip belirtilen malzemenin kömür zenginleştirme tesisine taşınmasıdır. Hesaplamaların sonunda bantlı konveyörde kullanılacak olan elemanların temel boyutları elde edilmiştir.

Hesaplamalara ek olarak, konveyör eğimi, sarılım açısı ve makara grupları parametreleri kullanılarak güç ve bant kuvvetlerinin değişimlerinin grafikleri oluşturulmuş ve çeşitli yorumlar yapılmıştır.

Bu çalışmanın devamında Ansys ve Solidworks gibi bilgisayar yazılımları kullanılarak, açık alandaki rüzgar etkisi, sıcaklık ve nem gibi doğa şartları ve bütün koşulların düşünüldüğü bir program yapılabilir. Malzeme ömrü ve kalitesi göz önünde bulundurularak, konveyör elemanları için belirli bir saha, optimizasyon ve stabilite çalışması yapılabilir. Enerji verimliliği ve tüketimi için hareketli elemanların sürtünen kısımlarında yüzey ve kaplama çalışmaları yapılabilir. Sanayi ile ortak çalışmalar yapıp proje hayata geçirilebilir ve ekonomiye katkı sağlanabilir.



KAYNAKLAR

- Azeloğlu, C. O.** (2006). *Çelik ve plastik zincirli konveyörler, bunların tasarım kriterlerinin incelenmesi.* (Yüksek lisans tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Cengiz, C.** (2012). *Bir bantlı konveyörün sonlu eleman yöntemiyle dinamik analizi.* (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Dayan, E. T.** (2014). *Bantlı konveyör tasarımı ve analizi.* (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Demir, M.** (2006). *Yüksek sıcaklıkta çalışan bantlı konveyörler.* (Yüksek lisans tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Erkayaoğlu, M.** (2011). *Life cycle assessment of off-highway trucks and belt conveyors for sustainable mining.* (Yüksek lisans tezi). Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Gencay, B.** (2013). *Sabit bantlı konveyörler ve bunlardaki gergi tertibatlarının incelenmesi.* (Yüksek lisans tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Gerdemeli, İ. & İmrak C. E. & Kesikçi M. K.** (2005). *Sürekli transport sistemleri.* (Ders Kitabı). İstanbul, Birsen Yayınevi.
- Lucas, J. D.** (2008). *Improving conveyor belt safety training through the use of virtual reality.* (Master thesis). State University, Virginia Polytechnic Institute, Virginia.
- Şimşir, A.** (2013). *Bantlı konveyörler ve tahrik mekanizmalarının incelenmesi.* (Yüksek lisans tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Zorlu, H.** (2009). *Bantlı götürücülerin optimizasyonu.* (Yüksek lisans tezi). Namık Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Tekirdağ.
- Worlikar, P. M.** (2008). *An interactive digital manual for safety around conveyor belts in surface mining.* (Master thesis). State University, Virginia Polytechnic Institute, Virginia.
- Makina mühendisliğinde sık kullanılan bilgiler.** (2016). Erişim Tarihi 11, 2016, from <http://www.muhendislikbilgileri.com/?pnum=136&pt=BANTLI%20KONVEYORLER>
- Url-1** <https://en.wikipedia.org/wiki/Conveyor_belt>, erişim tarihi 12.11.2016.



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Alparslan Solak
Doğum Tarihi ve Yeri : 08/08/1992 Ankara
E-posta : solakal@itu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

Lisans : 2014 Haziran, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği
Y. Lisans : 2017 Şubat(Devam), İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği