

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

**BANTLI KONVEYÖRLER VE TAHRİK MEKANİZMALARININ
İNCELENMESİ**

AYKUT ŞİMŞİR

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

**DANIŞMAN
PROF. MUSTAFA ALIŞVERİŞÇİ**

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BANTLI KONVEYÖRLER VE TAHRİK
MEKANİZMALARININ İNCELENMESİ

Aykut ŞİMŞİR tarafından hazırlanan tez çalışması 26.02.2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Muharrem BOĞOÇLU
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Serpil KURT
İstanbul Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Gelişen sanayilerde üretim zamanı ve kalite rekabetin en önemli unsurlarındandır. Bu sebepten dolayı malzeme taşıma sistemleri de sürekli gelişmektedir.

Bu çalışmada, geniş bir yelpazesi olan malzeme taşıma bantlı konveyörler ve onların hareketini sağlayan tahrik mekanizmaları ele alınmıştır. Enerji verimlilikleri, kontrol mekanizmaları ve optimizasyon çalışmaları ile konu desteklenmiştir.

Tezimin hazırlanmasındaki katkılarından dolayı Sayın Prof. Mustafa Alışverişçi'ye teşekkürlerimi sunarım.

Şubat, 2013

Aykut ŞİMŞİR

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT.....	xiv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti.....	1
1.2 Tezin Amacı.....	1
1.3 Bulgular	1
BÖLÜM 2	
KONVEYÖRLER (SÜREKLİ TAŞIYICILAR).....	2
2.1 Bantlı Konveyörler	4
2.2 Bantlı Konveyörlerin Kullanım Alanları	7
2.2.1 Maden Ocakları	7
2.2.2 Enerji Santralleri.....	7
2.2.3 Liman Yükleme ve Boşaltma Tesisleri	8
2.2.4 Diğer Kullanım Alanları.....	8
2.3 Bantlı Konveyörlerin Ekipmanları.....	9
2.4 Konveyör Profilleri	9
BÖLÜM 3	
BANTLI KONVEYÖRLERİN EKİPMANLARI	12
3.1 Bant Taşıyıcılar.....	12
3.1.1 Bant Hattı.....	13
3.2 Makaralar	22
3.3 Tamburlar.....	26
3.3.1 Yardımcı Tamburlar	27
3.3.2 Bombeli Tamburlar	28
3.3.3 Motorlu Tamburlar	28

3.3.4	Kaynaklı Tamburlar.....	31
3.4	Gergi Düzeni.....	31
3.5	Bantlı Konveyörlerin Yükleme Sistemleri	33
3.5.1	Besleyicilerde Bantlı Konveyörlerin Yüklenmesi.....	34
3.6	Bantlı Konveyörlerin Boşaltma Sistemleri	35
3.6.1	Sıyırıcılarla Boşalma	35
3.6.2	Boşalma Arabasının Konstrüksiyonunda Dikkat Edilecek Hususlar	35
3.6.3	Boşaltma Olukları.....	36
3.7	Bantlı Konveyörlerin Şasi Konstrüksiyonu	37
3.7.1	Şasinin Bölümleri	37
3.7.1.1	Orta Şasi	37
3.7.1.2	Baş Taraf Şasisi.....	37
3.7.1.3	Tahrik Şasisi.....	38
3.7.1.4	Kuyruk Taraf Şasisi.....	38
3.7.1.5	Gergi Düzeni Şasisi.....	38
3.7.1.6	U-Profil Şasi.....	38
3.7.1.7	Bükme Sac Şasi.....	39
3.7.1.8	Boru Şasi	39
3.8	Bant Temizleyicileri.....	40
3.9	Konveyörlerin Boyutlandırılması.....	40
3.10	Projelendirme Örneği.....	44

BÖLÜM 4

TAHRİK MEKANİZMALARI	50
4.1 Tahrik Tamburu ve Mili	50
4.2 Tahrik Tamburuna Gelen Çeki Kuvvetlerinin Hesaplanması.....	51
4.2.1 Hesaplama İçin Toplanan Veriler.....	52
4.2.2 Toplanan Veriler Doğrultusunda Kuvvetlerin Hesaplanması	54
4.3 Bandın Tahrik Gücü.....	55
4.4 Tahrik Sistemleri.....	58
4.5 Tamburların Tahrik Şekilleri	60
4.6 Bantlı Konveyörlerin Tahrik Şekilleri	61

BÖLÜM 5

BANT TAHRİK YÖNTEMLERİ	62
5.1 Bant Tahrik Sistemleri	62
5.2 Bantlı Mekanizmalarda Tahrik Çeşitleri.....	63
5.2.1 Eğimsiz Çalışma Durumu.....	65
5.2.1.1 Eğimsiz Baştan Tahrik Yöntemi	65
5.2.1.2 Eğimsiz Kuyruktan Tahrik Yöntemi	66
5.2.1.3 Her İki Yerden Tahrik Yöntemi	66
5.2.2 Eğimli Çalışma Durumu	67
5.2.2.1 Yukarıya Doğru Tahrik Yöntemleri.....	67
5.2.2.1.1 Yukarıya Baştan Tahrik Yöntemi	68
5.2.2.1.2 Yukarıya Kuyruktan Tahrik Yöntemi	69
5.2.2.1.3 Yukarıya Her İki Yerden Tahrik Yöntemi	69
5.2.2.2 Aşağı Doğru Tahrik Yöntemleri	70
5.2.2.2.1 Aşağı Baştan Tahrik Yöntemi	70

5.2.2.2.2	Aşağı Kuyruktan Tahrik Yöntemi.....	70
5.2.2.2.3	Aşağı Her İki Yerden Tahrik Yöntemi.....	71
5.3	Motor Gücü Hesaplamaları.....	72
5.4	Redüktörlü Motor	73
5.5	Tekil Motorlar.....	73
5.6	Alternatif Kısa Devre Motor.....	74
5.7	Alternatif Bilezikli Motor	74
5.8	Bantlı Konveyörler İçin Değişken Hızlı Tahrikler	74
5.8.1	Değişken Hızlı Tahrik Sistemlerinin Sağladığı Avantajlar	75
5.8.2	Kalite Kriterleri ve Avantajları.....	76
5.8.3	Kalite Kriterlerine İstinaden Avantajlar	76
5.8.4	Değişken Hızlı Tahrik Sistemleri Çalışma Bölgeleri ve Yükün Niteliği	76
5.9	Tahrik Sistemi Seçimi.....	78
5.10	Hız Denetiminde Yöntemler	79
5.11	Tahrikin Düzenlenmesi.....	79
5.11.1	Ara Tahrikli Sistemler	80
5.11.2	İki Tamburlu Tahrik Sistemleri	80
5.12	Tahrik Mekanizmasının Tasarımı	81
5.12.1	Bir Tamburlu Tahrikler	82
5.12.2	Çok Tamburlu Tahrikler	82
5.13	Bant Konveyörlerde Lineer Tahrikler.....	85
5.13.1	Banttaki Gelişmeler.....	85
5.13.2	Lineer Tahrikler.....	86
5.13.2.1	Gelişme	86
5.13.2.2	Konveyör Dizaynı Üzerine Etkileri	87

BÖLÜM 6

BANTLI KONVEYÖRLERDE ENERJİ TASARRUFU ARAŞTIRMA VE UYGULAMALARI..... 89

6.1	Bantlı Konveyörlerin Enerji Tasarrufu Teknikleri	89
6.1.1	Desenkrenizasyon Motoru Y-Δ Anahtarlama Tekniği.....	89
6.1.2	Voltaj Düşürme Tekniği	90
6.1.3	Akım Sınırlama Tekniği	90
6.1.4	Daha Az Motor Tekniği.....	91

BÖLÜM 7

AŞAĞI YÖNLÜ KONVEYÖRLER İÇİN DİSK FRENLEME SİSTEMLERİNİN KONTROL STRATEJİSİ..... 92

7.1	Frenleme Hız Eğrileri	93
7.2	Disk Frenleme Ekipmanı	94
7.3	Disk Frenleme Sisteminin Kontrol Stratejileri	95
7.3.1	Kapalı Devre Hız Kontrolü	95
7.3.2	Geleneksel PID Kontrol	95
7.3.3	Optimal PID Kontrol.....	96
7.4	Deneyler.....	97
7.5	Aşağı Yönlü Bantlı Konveyörler, İlk Hareket ve Hız Kontrolleri.....	98
7.5.1	Tahrik ve Frenleme Sistemlerinin Seçimi.....	99
7.5.2	Tahrik Opsiyonları	99
7.5.2.1	DC Sürücüler.....	99

7.5.2.2	Inverter Sürücüler (Değişken Frekanslı Sürücüler)	100
7.5.2.3	Bilezikli Motor	100
7.5.2.4	Hidrolik Kaplin	100

BÖLÜM 8

BANTLI KONVEYÖRLERİN ENERJİ VERİMLİLİĞİ OPTİMİZASYONU VE MODELLENMESİ.....	102
---	-----

8.1 Optimizasyon Problemleri / Kısıtları.....	103
---	-----

BÖLÜM 9

SONUÇ VE ÖNERİLER.....	105
------------------------	-----

KAYNAKLAR	106
-----------------	-----

EK-A

TEKNİK RESİMLER.....	108
----------------------	-----

ÖZGEÇMİŞ	109
----------------	-----

SİMGE LİSTESİ

A1	Kaplama kauçuğu sınıfı
A1-	Yüksek aşınma dayanımı
A2-	Orta aşınma dayanımı
B	Genişlik
c	İletim uzunluğuna bağlı katsayı
C	Direnç katsayısı
D	Sonlu bant tipi
D _{min}	Tambur çapı
E	Çözücü cinsi (polyester)
f	Makaraların sürtünme direnci
F-	Aleve dayanıklılık
F	Çekme kuvveti
F _G	Gerdirmeye kuvveti
F _i	Bant gerilme kuvveti
F _O	Bandın üst kısmında oluşan kuvvet
G _B	İletilen malın ağırlığı
G _f	İletim malının metredeki ağırlığı
G _g	Bandın metredeki ağırlığı
G _G	Bant ağırlığı
G _{ro}	Üst hattaki makaraların metredeki ağırlığı
G _{Ro}	Üst kısım taşıyıcı makara ağırlığı
G _{ru}	Alt hattaki makaraların metredeki ağırlığı
H	İletim yapılan yükseklik
L	Tambur merkezleri arasındaki uzaklık
N	Sonsuz bant tipi
P	Tambur üzerindeki çevresel kuvvet
P	Motor gücü
Q	Debi
q _b	Bant birim ağırlığı
q _m	Malzeme birim ağırlığı
T ₁	Tahrik tamburunda gergin banda gelen çekme/gergi kuvveti
T ₂	Tahrik tamburunda gevşek banda gelen çekme/gergi kuvveti
T ₃	Yön değiştirme tamburunda banda gelen çekme/gergi kuvveti
T ₄	Yön değiştirme tamburunda diğer koldaki banda gelen çekme/gergi kuvveti
T _f	İletim malının direnci

T_g	Bandın direnci
T_{wo}	Üst hatta aşılması gereken yük direnci
T_{wu}	Alt hatta aşılması gereken yük direnci
v	İletim hızı
V	İletim hızı
Z	Tabaka sayısı
α	Sarım açısı
δ	İletim bandının yatayla yaptığı açı
η_t	Güç iletim sisteminin toplam verimi
μ	Sürtünme katsayısı

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	FORD fabrikası konveyörler	4
Şekil 2.2	AKA Otomotiv bant konveyör montaj hattı	4
Şekil 2.3	Bantlı ileticinin şematik olarak görünüşü	5
Şekil 2.4	Bantlı konveyör	6
Şekil 2.5	İki boyutlu konveyör teknik resmi ve bant ilerleme yönü	6
Şekil 2.6	Bantlı iletim sistemlerinin kullanıldığı yerlere örnekler	8
Şekil 2.7	Yatay konveyör profilleri	9
Şekil 2.8	Aşağı yöne profilli konveyörler	10
Şekil 2.9	Yukarı yöne profilli konveyörler	10
Şekil 2.10	Bant konveyörün kesit resmi	11
Şekil 2.11	Bantlı konveyörler	11
Şekil 3.1	Bantlı konveyörün genel yapısı	12
Şekil 3.2	Bant profilleri	13
Şekil 3.3	İletici bantların yapısı	14
Şekil 3.4	Bandın dokuma tabakaları	16
Şekil 3.5	Bitmiş bant bağlantıları ve oluşturma yöntemleri	20
Şekil 3.6	Makara çeşitleri	23
Şekil 3.7	Makaraların tamburdan itibaren düzeni	23
Şekil 3.8	Rulo yatağı	24
Şekil 3.9	Tamburlar	26
Şekil 3.10	İhtiyaca göre boyutlandırılmış tamburlar	27
Şekil 3.11	(a) Kuyruk tamburu (b) Gergi tamburu	28
Şekil 3.12	Bombeli tamburlar	28
Şekil 3.13	Konveyör tesisi	30
Şekil 3.14	Motorlu tamburlar	30
Şekil 3.15	Kaynaklı tambur	31
Şekil 3.16	Karşı ağırlıklı gerdirme sistemi	32
Şekil 3.17	Düşey ağırlıklı gerdirme sistemi	32
Şekil 3.18	Vidalı gerdirme sistemi	33
Şekil 3.19	Konveyör besleyicileri	34
Şekil 3.20	Talaş konveyöründe boşaltma sistemi (Bosch REXROTH)	35
Şekil 3.21	(a) İki yanlı boşaltma pulluğu (b) Hareketli boşaltıcı	36
Şekil 3.22	Orta şasi	37
Şekil 3.23	Şasi kısımları	38

Şekil 3.24 U- profil şasi	39
Şekil 3.25 Bükme sac şasi.....	39
Şekil 3.26 Boru şasi	39
Şekil 3.27 (a) Kazıyıcı (b) Kuyruk tamburu kazıyıcısı (c) Döner fırçalı kazıyıcı	40
Şekil 4.1 Tahrik tamburunun enine kesit resmi	50
Şekil 4.2 Tahrik tamburu ve bant ile malzeme iletimi.....	50
Şekil 4.3 Baştan tahrik ile yukarı doğru iletimde bant dolayısıyla tambur üzerine gelen çeki kuvvetlerinin dağılımı	51
Şekil 4.4 Konveyörlerde kayış kasnaklı tahrik mekanizması	59
Şekil 4.5 FIAT Argenetto hattı konveyörlerde tahrik sistemi – Elektrik motoru	59
Şekil 4.6 Bosch REXROTH talaş konveyörü tahrik mekanizması – Redüktörlü elektrik motoru.....	60
Şekil 4.7 Bant tahrik kuvvetleri	60
Şekil 5.1 Taşıyıcı makaralar ve bantların oluk şekilleri	62
Şekil 5.2 Tahrik tamburunda meydana gelen kuvvetler	63
Şekil 5.3 Eğimli tahrik edilen bir bant üzerinde etkiyen kuvvetler	64
Şekil 5.4 Eğimsiz tahrik yöntemleri	65
Şekil 5.5 Yukarıya doğru tahrik yöntemleri	68
Şekil 5.6 Yukarıya baştan tahrik yöntemi.....	68
Şekil 5.7 Aşağıya doğru tahrik yöntemleri	70
Şekil 5.8 Aşağıya kuyruktan tahrik.....	71
Şekil 5.9 Ortadan ağırlıklı aşağıya tahrikli bant sistemi.....	72
Şekil 5.10 Bir redüktörlü motorun tanzimi.....	73
Şekil 5.11 İki tekil tahrikin tanzimi	73
Şekil 5.12 Bant konveyörlerde tahrik istasyonları ve iletim noktaları	75
Şekil 5.13 Değişik karakteristikli yükler	77
Şekil 5.14 Değişken hızlı tahrik sistemlerinin çalışma bölgeleri.....	77
Şekil 5.15 İki tamburlu tahrik sisteminde kuvvet durumları	81
Şekil 5.16 Tahrik tamburlarının düzenlenmesi.....	83
Şekil 5.17 Bir tahrik motoru	84
Şekil 5.18 (a) Tekli tahrik (b) Çoklu tahrik	84
Şekil 6.1 Bant konveyörler için otomatik akım sınırlayıcı cihaz.....	91
Şekil 7.1 Aşağı yönlü bant konveyörün iletim prensibi.....	93
Şekil 7.2 Frenleme hızları ve yavaşlama eğrileri.....	94
Şekil 7.3 Disk frenleme ekipmanının konstrüksiyonu.....	94
Şekil 7.4 Disk frenleme kontrol sisteminin akış şeması	95
Şekil 7.5 Kontrol sisteminin tepki adımları	96
Şekil 7.6 Optimal PID kontrolün hız eğrisi	97
Şekil 7.7 Deney düzeneği	98
Şekil 7.8 Üç kontrol metodunun da hız eğrileri.....	98

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Standart bir bant konveyörün özellikleri	7
Çizelge 3.1 Bant güzergahının malzeme cinsine göre alabileceği maksimum eğim değerleri	14
Çizelge 3.2 Pamuk dokuma bantlar için önerilen tabaka sayıları	15
Çizelge 3.3 Taşınan malzemelere göre alt ve üst kaplama kalınlıkları	17
Çizelge 3.4 Bant genişliği ve rulo çapı ilişkisi	24
Çizelge 3.5 Bant genişliği rulolar arası mesafe ilişkisi.....	25
Çizelge 4.1 Bant çekme kuvveti T1 hesabı için $[1 + 1 : (e\mu\alpha - 1)]$ faktörünün değerleri ve μ katsayısı	53
Çizelge 4.2 İletim bandı ağırlığı (Gg).....	53
Çizelge 4.3 DIN 22101' e göre iletim uzunluğuna bağlı olarak C katsayısı	54
Çizelge 4.4 18° iletim açısı için kullanılan motor güçleri.....	58

BANTLI KONVEYÖRLER VE TAHRİK MEKANİZMALARININ İNCELENMESİ

Aykut ŞİMŞİR

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ

Transport günümüz sanayisini geliştiren önemli dinamiklerden biridir. Tesis içi ve tesisler arası parça iletimini sağlayan sürekli taşıma sistemlerinden konveyörler, zaman, maliyet, işçilik tasarrufu sağlarlar. Tasarlanan tahrik mekanizmaları ile enerji harcamalarını minimuma indirirler. Tasarım ve projelendirme örnekleriyle birçok alanda birçok tesise kolayca uyarlanabilirler.

Bu çalışmanın amacı, transport sistemlerinin önemini ve günümüz sanayisindeki yerini projelendirme örnekleriyle araştırıp, tahrik sistemlerini kullanım standartlarına uyarlayarak ve elde edilen sonuçları derleyerek konuyla ilgili çalışanların başvurabileceği bir kaynak kitap haline getirmektir.

Anahtar Kelimeler: Bantlı taşıyıcı, tahrik mekanizması, konveyör konstrüksiyonu

ABSTRACT

BELT CONVEYORS AND RESEARCH OF DRIVE MECHANISIMS

Aykut ŞİMŞİR

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Prof. Mustafa ALIŞVERİŞÇİ

Transportation is one of the dynamics improved today's industry. Conveyors which are continuous transmitter that conveys the parts in house or plant to plant, economize time and costs. Designed drive mechanism minimizes energy consumption. Conveyors can be easily implemented in every industrial area in every plant with design and project samples.

The aim of this study is to research and experience the importance of transport systems with results and drive systems in order to adapt today's usage standards with project samples. And is to compile them in a book which would be a source in application for relevant.

Key Words: Belt conveyors, drive mechanisms, conveyor construction

YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Bu tez çalışmasının oluşturulmasında kullanılan veriler; günümüz sanayisinden, YTÜ, UÜ kütüphanesi kitaplarından, internetteki bilgilerdir. Güncel fotoğraflarla görselleştirilmiş ve norm bilgileri ile zenginleştirilmiştir. Tasarım kriterleri formüllerle ve tablolarla oluşturulmuştur.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasının amacı sanayileşen dünyada malzemenin istenilen adette, istenilen zamanda, doğru hedeflere taşımının önemini vurgulamaktır. Bu hedefler doğrultusunda, kullanılan sürekli ileticilerin (konveyörlerin) avantajları, sağladığı faydalar, kullanım alanlarından bahsederek transport sistemlerini ayrıntısı ile değerlendirmektir. Tahrik sistemlerini tasarlayarak, taşınan malzeme cinsine, konveyörün kullanım yerine, istenilen hızlarla madde iletimi konusunda tasarım kriterlerini oluşturmaktır.

1.3 Bulgular

Bu tez çalışmasında, günümüz dünyasında transport ve taşımacılık sistemlerinin önemi ve hayattaki vazgeçilmez yerleri araştırılmış ve vurgulanmıştır. Geniş yelpazede kullanılan bir taşıma sistemleri sayesinde zamandan, işçilikten yapılan tasarruflar ön plana çıkmıştır. Rekabetin arttığı ve enerji kaynaklarının azaldığı dünyamızda enerji verimliliğinin önemi anlatılmış, kontrol stratejileri ile değerlendirilmiştir.

BÖLÜM 2

KONVEYÖRLER (SÜREKLİ TAŞIYICILAR)

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

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

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

için, ekipman özellikleri dikkate alınmak suretiyle ancak genel sınıflandırmalar yapabilmek mümkündür. Bunlar; yapılarına göre, kullanım alanlarına göre, taşınacak malzeme özelliklerine göre veya çalışma ilkelerine göre sınıflandırmalardır. Çalışma ilkeleri dikkate alınarak yapılan bir sınıflandırmada taşıma ekipmanlarını iki ana grupta incelemek mümkündür;

1. Sürekli taşıyıcılar (konveyörler), taşıma işlemi tamamlandıktan sonra çalışmaya devam eden,

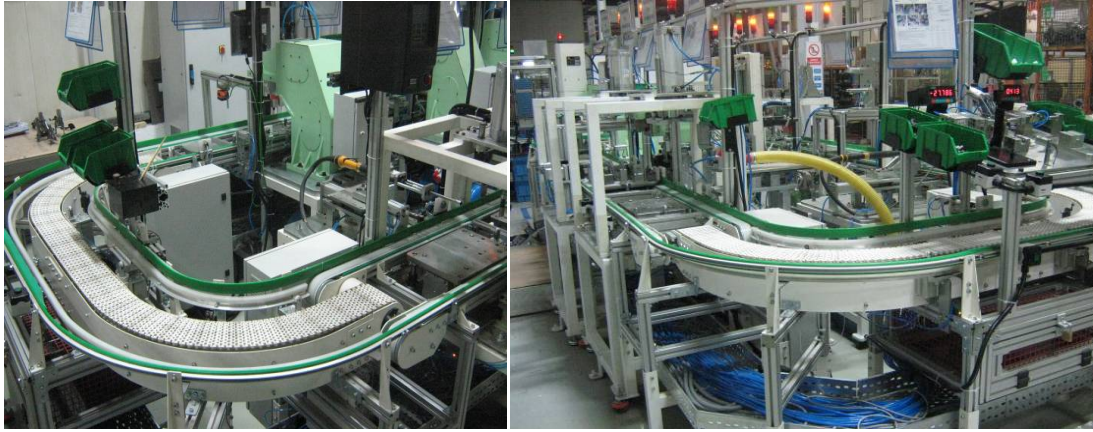
2. Kesikli taşıyıcılar (kaldırma makineleri), taşıma işlemi tamamlandıktan sonra duran, sonraki işleme kadar alışmayan.

- Konveyörler; Rulolu, Zincirli, Bantlı, Yer Konveyörleri ve Havai Konveyörler,
- Dağıtıcı Arabalar; Transbordeur veya Shuttle,
- Elevatrler; Zincirli Elevatrler, Kayışlı Elevatrler, Hidrolik Elevatrler,
- Döner Tablalar,
- Liftler; Hidrolik Liftler, Kramayerli Liftler, Eksantrik Liftler, Makas Liftler.[1]

Konveyörler; proses içi malzemeyi sabit bir hat üzerindeki iki nokta arasında yığılı/gruplar halinde veya tek/çift yönlü olarak ve sürekli taşıyabilen sabit veya portatif araçlardır. Konveyörler, farklı özellik ve fonksiyondaki fabrikasyon işlemlerini bir akış şeması üzerinde birleştirebilen, sistemin daha etkin ve verimli çalışmasını sağlayan bağlayıcı ve bütünleştirici ekipmanlardır. İnsan vücudundaki kan damarları gibi tüm işletmeyi saran ve ihtiyaç duyulan malzemeyi; zamanında, gerekli olan yere ulaştıran ekipmanlardır.[1]



Şekil 2.1 FORD fabrikası konveyörler [2]



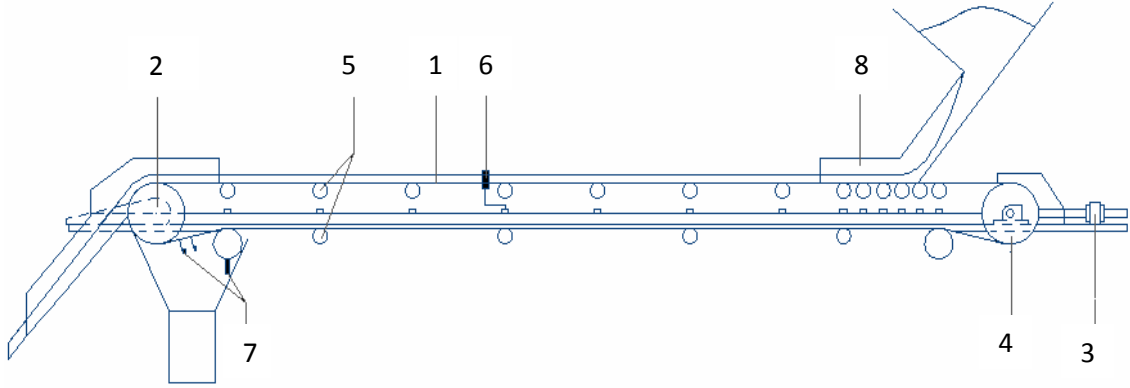
Şekil 2.2 AKA Otomotiv bant konveyör montaj hattı [3]

2.1 Bantlı Konveyörler

Malzeme iletimi günümüzde endüstride işletme ekonomisine en fazla etki eden parametrelerden biridir. Bantlı konveyörler, sürekli malzeme iletiminde birçok uygulama alanları içinde en verimli sistemi oluştururlar. Erişilebilen yüksek taşıma kapasitesi, uzun mesafelere yük taşıma yeteneği, transport yolunun kavisli olabilmesi, basit tasarım, hafif yapı, güvenilir işletme gibi özellikler bantlı konveyörleri en çok kullanılan transport makinesi durumuna getirmiştir. Taşınan malzeme ıslak veya kuru olduğu gibi taneli parça halinde de olabilir.

Bantlı iletim sistemlerinde sonsuz hareketli bir bant malzemeyi yatay veya eğimli olarak yukarıya veya aşağıya nakleder. Bandın görevi, iletilecek malzemeyi yükleme

yerinden boşaltma yerine taşımaktır. Bu görevi yerine getirebilmek için bant, amaca uygun bir makine konstrüksiyonu üzerine yerleştirilmiştir. Bu sistemde, biri tahrik sistemi ile irtibatlı tahrik tamburu diğeri gerdirme sistemine bağlanmış olan bir yön değiştirme tamburu vardır. Çelik konstrüksiyon, üst bant hattını taşıyan taşıyıcı makaraları ve alt bant hattını taşıyan geri dönüş makaralarını taşımaktadır. [4]



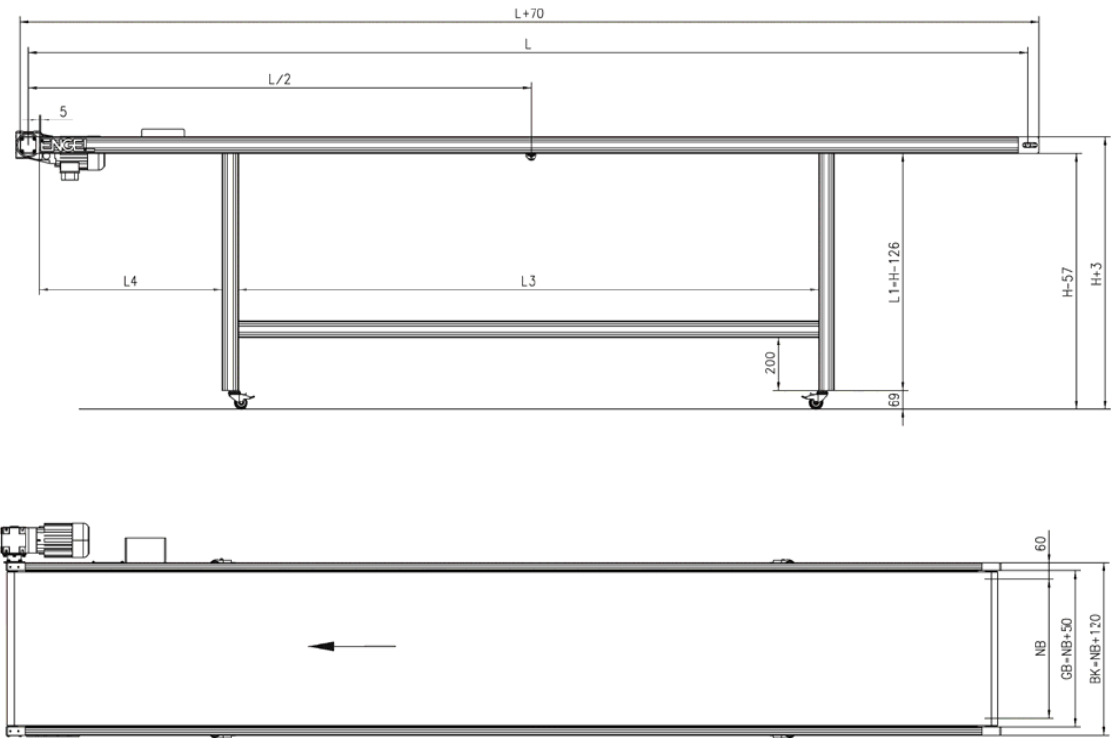
Şekil 2.3 Bantlı ileticinin şematik olarak görünüşü

- 1-) İletim bandı 2-) Tahrik tamburu 3-) Gerdirme istasyonu 4-) Yön değiştirme tamburu 5-) Taşıyıcı makaralar 6-) Yan yön verme makaraları 7-) Temizleme elemanları 8-) Besleme

Bantlı konveyörlerin malzeme naklinde sağladığı avantajları şu örneklerle açıklanabilir: “M.Ö. 2800 yıllarında inşa edilen Gize piramidinin inşaatında yaklaşık olarak 100 000 işçi 30 yıl çalışmıştır. Bu piramidin hacmi kadar toprak (2 600 000 m³) bugün 3 m. genişliğinde bir bantlı konveyörle 130 saatte (20 000 t/h) taşınabilirdi“. [5]



Şekil 2.4 Bantlı konveyör



Şekil 2.5 İki boyutlu konveyör teknik resmi ve bant ilerleme yönü [6]

Çizelge 2.1 Standart bir bant konveyörün özellikleri [6]

Teknik Veriler (FB60)	Birim	Değer
Tahrik Gücü	kW	0.12
İletim Gücü		Dişli Motor
V max	m/min	6 standart (1-30 ayarında)
Aktarılan Yük	A	16
Bant Boyu	mm	600...5000
Bant Genişliği	mm	250...600
Yükseklik	mm	1000
Genişlik	mm	Bant Genişliği+70+Motor

2.2 Bantlı Konveyörlerin Kullanım Alanları

2.2.1 Maden Ocakları

Maden kuyularında ham maddenin ve cevherin istihsalinde işletme ekonomisinin en önemli faktörü malzeme naklidir. Bu halde gerekli olan malzeme nakli maden kuyusundan tasfiye edilinceye kadar, arada kırma, öğütme, eleme, yıkama, konsantrasyon işlemleri ve artıklarında nakli ilave edilmek üzere bir seri işlem den ibarettir. Bundan sonra elde edilen malzemenin depolanması ve demiryolu veya gemiye yüklenmesi söz konusudur.

Bugün yüksek kaliteli sentetik iplik bilhassa çelik telli bantlarla tek veya çok az sayıda seri konveyör kullanılması ve böylece ara aktarma sayısının azaltılması mümkün olmaktadır. Yüksek mukavemetli bantlar pahalı olduklarından maksimum emniyet yüklerinde kullanılmalıdır. Maden işlerinde kömür, demir filizi ve diğer ham maddelerin naklinde yüksek kaliteli bantlar daha çok tercih edilmektedir. Ayrıca bu gibi işletmelerde çalışma şartları zorlu olduğundan bantların aşınmasını ve hasara uğramasını önleyecek tedbirlerin alınması gerekmektedir. Çünkü bir konveyör tesisinde maliyetin yaklaşık olarak yarısını bant fiyatı oluşturmaktadır.

2.2.2 Enerji Santralleri

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

ayrı olarak birkaç aylık kömürün depolanacağı bir depo sahasına ihtiyaç vardır. Bir ana konveyör ve yan tevzi konveyörleri ile kömürün sahaya kolaylıkla tevzii ve depo edilmesi ve tekrar bankerlere sevki mümkündür. Bu işlemler içinde yine en uygun olan bantlı konveyörlerdir. Bu arada santrallerde önlenmesi gereken malzeme nakli esnasında meydana gelen tozdur. Toza karşı malzeme kapalı tünelle sevk edilmeli ve boşaltılması için özel boşaltma olukları kullanılmalıdır.

2.2.3 Liman Yükleme ve Boşaltma Tesisleri

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

2.2.4 Diğer Kullanım Alanları

Bantlı konveyörler ayrıca, baraj, yol, köprü v.s. gibi inşaatlarda hafriyat ve beton hazırlama tesislerinde kullanılmaktadır. Ayrıca dökümhanelerde döküm kumunun nakil, hazırlama, kalıplama makinelerine tevzii ve tekrar kum hazırlama tesisine dönüşünü sağlamak için kullanılır. [7]



Şekil 2.6 Bantlı iletim sistemlerinin kullanıldığı yerlere örnekler

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

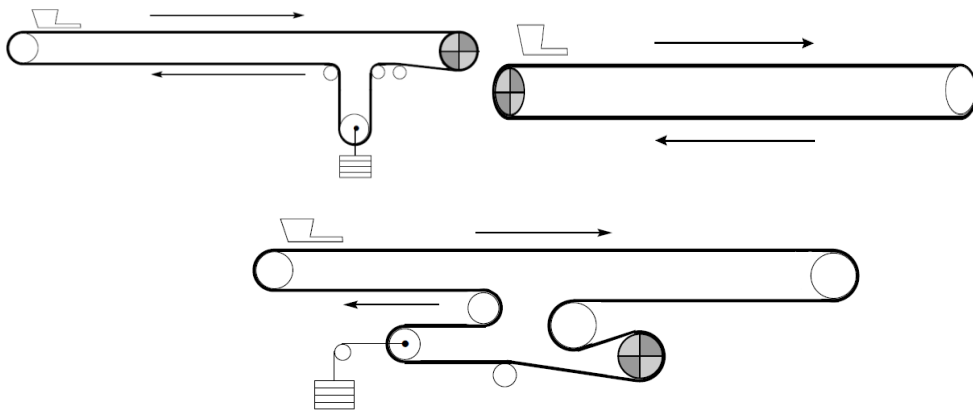
- Liman yükleme ve boşaltma tesisleri
- Büyük inşaat tesisleri
- Beton hazırlama tesisleri
- Kimya, kâğıt, çimento ve şeker sanayi
- Tahıl siloları
- Gıda sanayi

2.3 Bantlı Konveyörlerin Ekipmanları

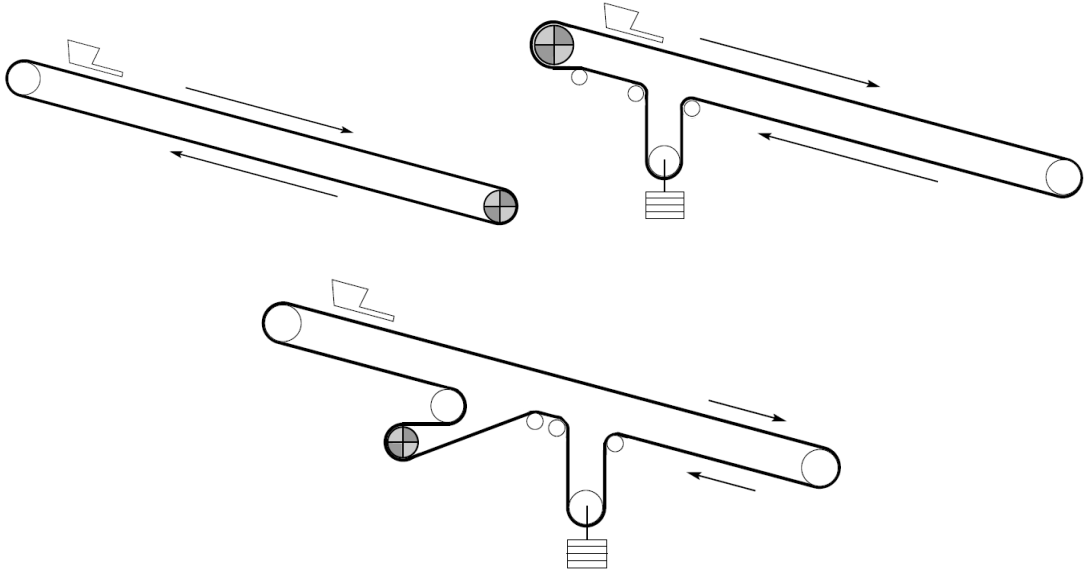
Bir bantlı konveyörün ana elamanları genel olarak şunlardır;

- Malzemeyi nakleden bant
- Taşıyıcı ve dönüş makaraları
- Baş, kuyruk, gergi ve saptırma tamburları
- Tahrik düzeni
- Gergi düzeni
- Şasi
- Yükleme düzeni
- Boşaltma düzeni
- Bant temizleme düzeni
- Diğer ekipmanlar

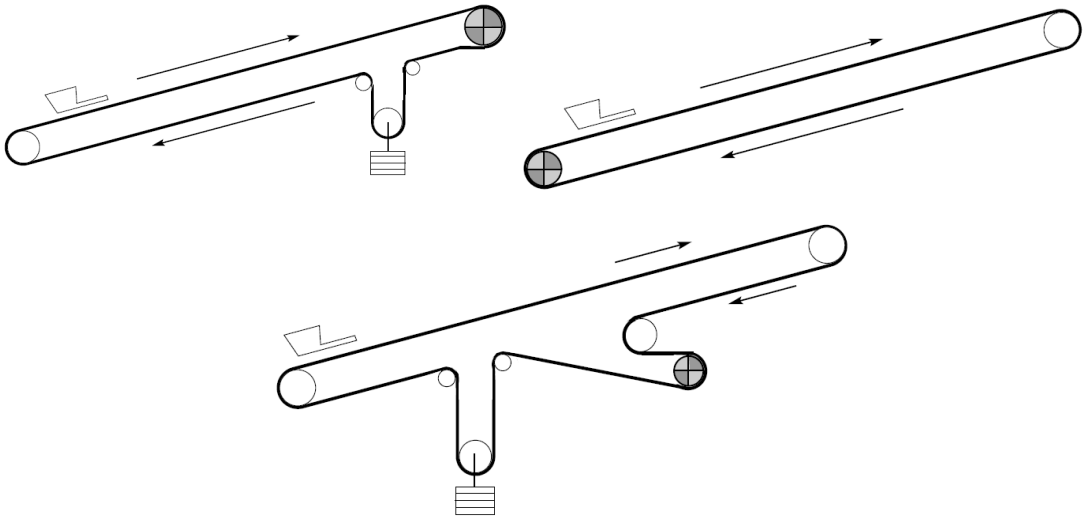
2.4 Konveyör Profilleri



Şekil 2.7 Yatay konveyör profilleri

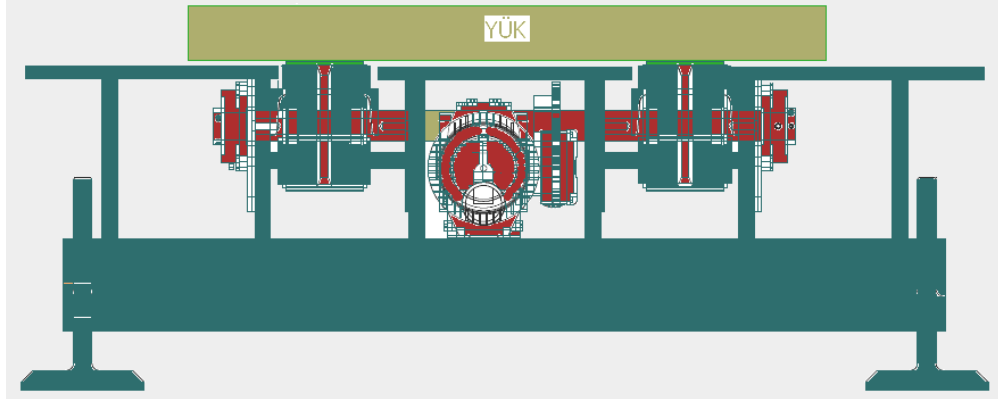


Şekil 2.8 Aşağı yöne profilli konveyörler



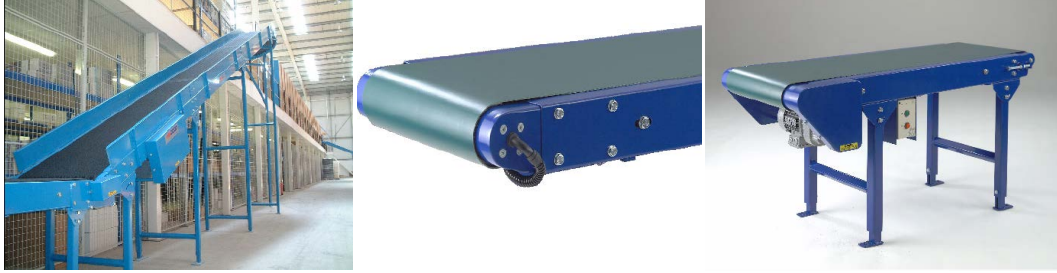
Şekil 2.9 Yukarı yöne profilli konveyörler [8]

Bantlı konveyörler taşıma güçlerini, tahrik tamburu ile gerdirme tamburu arasına yerleştirilen plastik ve türevi malzemeden yapılmış esnek ve sonsuz bir bandı tahrik eden elektrik motorundan alır. Taşıma uzaklığı, yük, motor gücü, bant gerginliği tasarım aşamasında belirleyici faktörlerdir.



Şekil 2.10 Bant konveyörün kesit resmi

Yük genellikle konveyör üstü bant şeridinde ilerler. Geri dönüş, konveyör altından ve boş şekilde gerçekleşir. Arıza durumlarında yükün konveyör üzerinde kaydırılarak alınması gerekebilir. Bu işlem sırasında banda zarar vermek mümkündür. Bu nedenle, bantlı konveyörlerin, arıza durumlarında yükün boşaltılması gerekmeksizin, en kısa sürede tekrar devreye alınabilmesi için özellikle bakım ve montaj-demontaj kolaylığına tasarım aşamasından başlamak üzere önem verilmelidir.

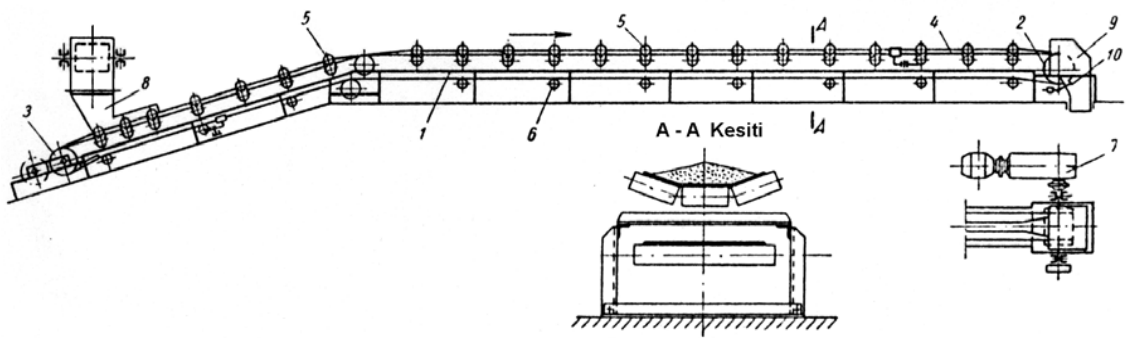


Şekil 2.11 Bantlı konveyörler

Konveyörlerde kullanılan bantlar, içyapılarına göre iki gruba ayrılır. Bunlar; dokuma bantlar ve çelik telli bantlardır. TS547, Konveyör Kayışları Standardı kullanılan malzemelerle ilgili özellikleri verir. Dokuma bantlar; pamuk veya sentetik malzemeden olabileceği gibi iplik kordlu, çelik kordlu veya çelik sac da olabilir. Günümüz konveyör bantlarında kapron, naylon, lavsan ve diğer sentetik elyaflar yüksek dayanımları nedeniyle kullanılmaktadır. Sentetik ipliklerin çekme mukavemeti yüksektir ancak elastikiyet özellikleri de yüksek olduğu için tek başlarına kullanılmazlar. Bu nedenle polyester dışındaki sentetik malzemeler genellikle pamukla birlikte kullanılırlar. [1]

BANTLI KONVEYÖRLERİN EKİPMANLARI**3.1 Bant Taşıyıcılar**

Bir bant taşıyıcının genel görünümü aşağıdaki şekilde verilmiştir. Bant taşıyıcıya ismini veren bant (4) hem taşınacak malzemeyi içine alan bir kap görevi gören, hem de hareket için gerekli kuvvetleri ileten bir elemandır. Bant genellikle iki tambur arasında gerdirilir. Tahrik sisteminden (7) alınan hareketi sürtünme ile bant kayışına aktaran tambura tahrik tamburu (2) denir. Diğer uçtaki tambur ise dönüş tamburu (3) olarak isimlendirilir. Kimi bant taşıyıcılarda bu tambur gerdirme mekanizmaları ile gerdirilerek bant ile tahrik tamburu arasındaki sürtünme kuvveti artırılır. Bandın yön değiştirmesi ise saptırma kasnakları (12) ile gerçekleştirilir.



Şekil 3.1 Bantlı konveyörün genel yapısı

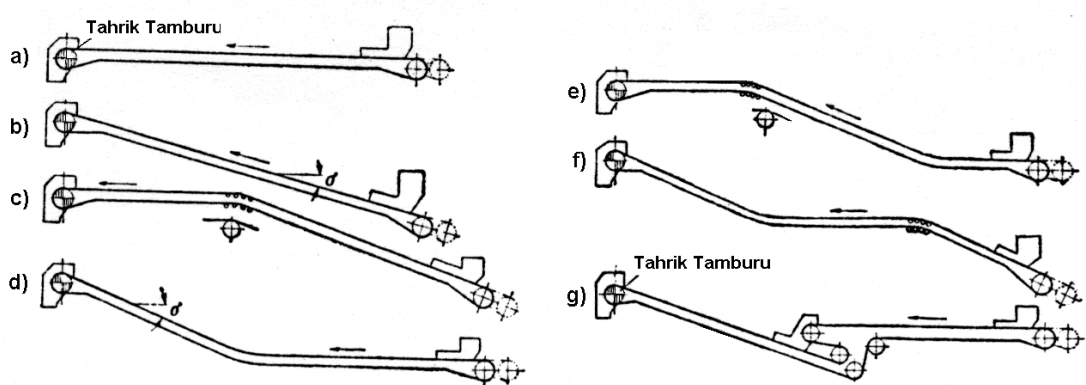
Bandın üstte olan kısmına üst bant kolu denir ve üzerinde malzeme taşınabilmesi için tekneleştirilmiş durumdadır. Alt bant kolu ise genellikle düzdür. Üst bant kolunu taşıyan rulolar tekneleşmeyi sağlamak amacıyla üç parçadan oluşur ve bunlara taşıyıcı rulo (5) ismi verilir. Alt bant kolu, tek parçadan oluşan ve dönüş rulosu (6) denen

rulolar üzerinde hareket eder. Ruloların tümü ise şasi (1) denen çelik kafes yapı üzerine tutturulmuştur. Banda malzeme huni şeklindeki bir yükleyici (8) ile yüklenir ve taşınan malzeme ikinci bir yükleyiciye veya silo ağzına (9) boşaltılır. Bant kayışına yapışan malzemeler ise fırçalarla (10) temizlenir. [9]

3.1.1 Bant Hattı

Bant güzergâhının şekli ile ilgili çeşitli uygulama örnekleri aşağıda verilmiştir. Bunları şu şekilde tanımlamak mümkündür.

- 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 3.2 Bant profilleri

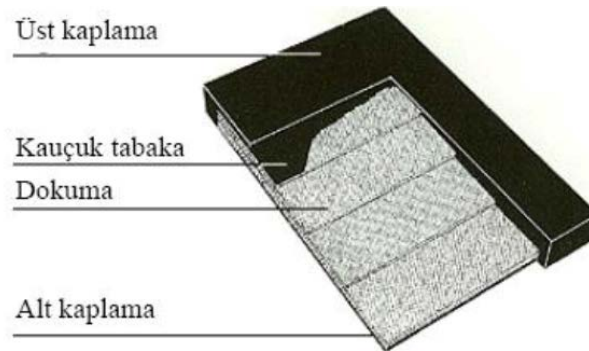
Bant güzergâhının eğimi; taşınan malzeme ile bant kayışı arasındaki sürtünme katsayısına, malzemenin sürşarj (yığılma) açısına bağlı olan bir maksimum değere kadar artırılabilir. Malzemenin bant üzerinde güvenli bir şekilde taşınabilmesi için bant güzergâhının alabileceği bu maksimum eğim, bant kayışı ile malzeme arasındaki sürtünme katsayısına denk gelen açıdan 7-10° daha az olmalıdır. Bant güzergâhının alabileceği maksimum eğim değerleri aşağıdaki tabloda ayrıca verilmiştir. [9]

Çizelge 3.1 Bant güzergahının malzeme cinsine göre alabileceği maksimum eğim değerleri

Linyit briketi	12°	Kuru kum	18°
İri taneli cevher	18°	Nemli kum	27°
Küçük taneli cevher	25°	Antrasit	17°
Çimento	20°	Tüvanan taş kömürü	18°
Tahıl	18°	Taş kömür tozu	22°
Toz kireç	23°	Elenmemiş kırma taş	18°
Elenmiş kok	17°	Kuru toprak	20°
Elenmemiş kok	18°	Nemli toprak	25°

Bir bant taşıyıcının en önemli elemanıdır. Bant bir yanda taşınacak malzemeyi üzerine alan bir kap olarak görev yaparken diğer yanda sürekli olarak çekme ve gerdirme kuvvetleri ile yüklenir. Bant taşıyıcının düzenli bir şekilde çalışabilmesi için bandın şu özelliklere sahip olması istenir.

- Rutubeti az emen
- Ağırlığı az
- Bükülebilir
- Uzun ömürlü
- Aşındırıcı darbelere karşı dayanıklı
- Yangını iletmez
- Uzaması çok az
- Mukavemeti yüksek



Şekil 3.3 İletici bantların yapısı

Bu özelliklere sahip en iyi malzeme dokuma özlü lastik bantlardır. Bandın dokuma özü (karkası) pamuk, keten, yapay elyaftan (Polyester, Polyamid veya Reyon) oluşur (1). Yüksek dayanımlı bantlarda ise dokuma tabakasının yerini çelik tel dokuma veya ince çelik halatlar alır. Bandın kuvvet taşıyan elemanı karkasıdır. Bu tabakaları nemden, mekanik etkilerden ve aşınmalardan korumak için karkasın üstü (2) ve altı (3) lastik (tabii kauçuk, buna veya PVC) ile kaplanır. Yeterli bant mukavemetini elde edebilmek için birden fazla dokuma tabakasına ihtiyaç vardır. Dokuma tabakalarını birbirine iyi bir şekilde tutturabilmek için tabakalara lastik eriyiği emdirilir. Kaplama işlemi de yapıldıktan sonra vulkanizasyon (baskı altında ısıtma işlemi) yöntemi ile tabakalar paketi bir bütüne dönüştürülür. Tabakalar arasındaki bağlantı bandın kalitesini belirleyen önemli bir faktördür. Daha sonra bandın kenarı özel bir lastik malzeme ile kaplanır.

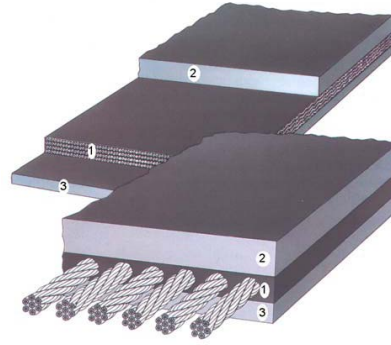
Tabaka sayısını belirleyen etkenlerden ilki; bant kayışına uygulanan gerilme kuvvetleridir. Bu kuvvetlerin belli bir emniyet katsayısı ile taşınması gerekir. Tabaka sayısı üzerinde etkili olan diğer bir özellik ise banda verilen tekneleşmenin rulolar arasında da korunmasıdır. Tabaka sayısını belirleyen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

Çizelge 3.2 Pamuk dokuma bantlar için önerilen tabaka sayıları

Bant Genişliği[mm]	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600
Tabaka Sayısı	3-4	3-5	3-6	3-7	4-8	5-10	6-12	7-12	8-12

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

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



Şekil 3.4 Bandın dokuma tabakaları

Çizelge 3.3 Taşınan malzemelere göre alt ve üst kaplama kalınlıkları

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

Alt ve üst kaplama kalınlıkları ile uygulama örnekleri yukarıdaki tabloda verilmiştir. Tablodan da izlenebileceği gibi kaplama kalınlıkları taşınacak malzemenin parça büyüklüğüne, aşındırıcılığına ve spesifik ağırlığına bağlı olarak değişmektedir.

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

Bant parçaları uçlarından birbirine bağlanarak bant taşıyıcı için sonsuz bant şeridi elde edilir. Maden işletmelerinde bant uçları üç değişik yöntemle birbirine bağlanır. Bunlar; raptiyeleme yöntemi, soğuk yapıştırma yöntemi ve sıcak yapıştırma (Vulkanizasyon) yöntemidir. Sağlam bir bandın kopma mukavemetine % 100 denecek olursa 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. Görüleceği gibi bandın en zayıf yeri bağlantı yerleridir.

Çok kolay ve yaygın olarak kullanılan bağlantı yöntemi raptiyeleme yöntemidir. Kullanılacak raptiyelerin uçları bant dokumasını zedelemesin diye iyice sivriltilmiştir ve raptiyelerin uç kısmına, bandı deldikten sonra tekrar kıvrılıp banda saplanmasını sağlayacak bir şekil verilmiştir (Şekil 3.5). Birleştirilecek bant uçlarının düzgün bir şekilde kesilmiş olması gerekir. Raptiyeler her iki bant ucuna sırayla düzgün bir şekilde çakılır. Bant uçları bir araya getirildiğinde raptiyeler tarak gibi birbirine geçer ve aralarında oluşan kanala çelik bir tel sokularak bağlantı tamamlanır. Raptiyeleme yönteminin en önemli avantajı; istenilen boydaki bant parçalarının birbirine bağlanıp-sökülmesi ve uygulamanın, yaklaşık 15 dakika gibi kısa bir sürede tamamlanmasıdır.

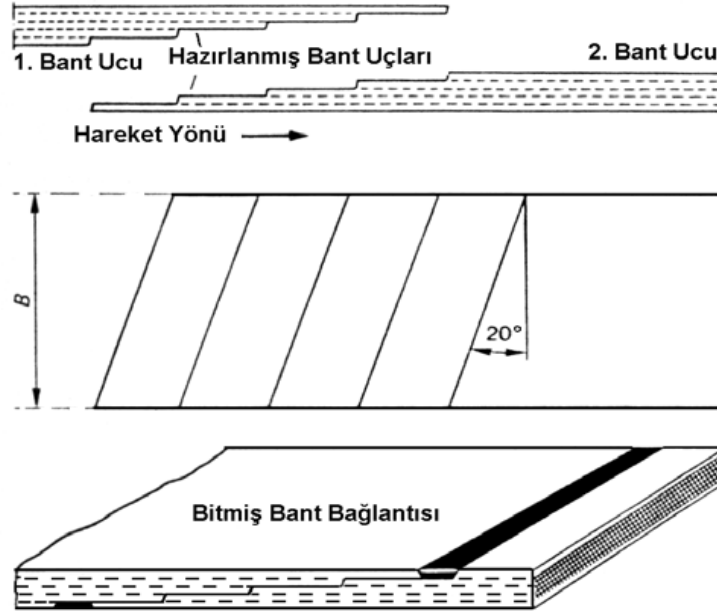
Yer altı madenciliğinde bant yırtıkları ve diğer bant arızalarının sıklığı nedeniyle bant boyunca ortalama her 25 metrede bir raptiyeli bağlantıya rastlanır. Çok sayıdaki bu bağlantı yerlerinden aşağı sızan ince kömür tozları rulolar ve şasi üzerinde birikir. Yanmaya karşı dayanıklı bantlar kullanılmadan önce bu birikintilerin çok sayıda

yangına neden olduğu bilinmektedir. Raptiyeli bağlantı yerleri ayrıca, nem ve rutubetin bant dokumasına nüfuz ettiği yerlerdir. Kısa 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 'lik bandın kesilip atıldığı düşünülürse, bu kayıpların miktarı zamanla gittikçe artar. İnce kömürün aşığı geçmesi ve rutubetin banda nüfuz etmesini önlemek amacıyla raptiyeler çakılmadan önce elastik conta plakaları ile bağlantı yerinin desteklenmesi gerekir.

Sıcak veya soğuk yapıştırma ile bant uçlarının bağlanması yer altı madenciliğinde geniş bir kullanım alanı bulamamıştır. Çünkü her iki yöntem de 4-5 saat gibi uzun bir süreye gereksinme göstermektedir, 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 kalmadığı için, bağlantı kalitesinin yüksek olması nedeniyle sıcak yapıştırma (vulkanizasyon) yöntemi yaygın olarak kullanılmaktadır.

Soğuk yapıştırma yapılırken bant uçları bant eksenine 20° 'lik açı yapacak şekilde diyagonal olarak kesilir. Bu işlem sırasında bandın dokuma tabakaları açığa çıkarılarak onlarla basamaklı bir yapı oluşturulur. Basamak yüzeyleri iyice temizlendikten sonra üzerlerine üç defa yapıştırıcı solüsyon sürülür. Sürülen son kat da iyice kuruduktan sonra yapıştırılacak bant uçları üst üste getirilerek bir saat süreyle baskı altında tutulur. Soğuk yapıştırma için gerekli olan süre, kullanılan işçilik miktarı ve ortaya çıkan bant kayıpları sıcak yapıştırmada olduğu gibidir. Ancak, soğuk yapıştırmada bağlantı kalitesi sıcak yapıştırma bağlantı kalitesinden daha kötüdür. 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. [9]



Şekil 3.5 Bitmiş bant bağlantıları ve oluşturma yöntemleri

Bant yapımında yaygın olarak kullanılan dokuma malzemeleri aşağıda verilmiştir.

- Doğal pamuk: Uzun zamandır bant imalinde kullanılmaktadır. Islandığında dayanımının artması, yüksek nem çekmesi, ancak düşük boyutsal stabilitesi ve küften etkilenmesi özellikleri arasındadır.
- Cam yünü: Yüksek sıcaklıkta kullanılabilmesi iyi bir özellik olmasına rağmen, düşük uzaması bant imalinde sınırlı kullanımına neden olmuştur.
- Naylon-Polyamid: Yüksek dayanım, yüksek uzama, aşınma, yorulma ve darbeye dayanımı özelliklerine sahiptir. Ağırlığının % 10 kadar nemi absorbe edebilir. Buna karşın düşük boyutsal stabilite ve küfe karşı yüksek dayanım sergiler. Günümüzde bant üretiminde % 20 oranında kullanılmaktadır.
- Polyester: Yüksek dayanım, aşınmaya ve yorulmaya dayanım sergiler. Oldukça düşük nem çekme ancak yüksek boyutsal stabilitesi vardır. Küften etkilenmez. 1960'lerden itibaren bant dokuması olarak tercih edilir. Bugün polyester % 75 oranında bant imalinde kullanılır.
- Çelik: Yüksek dayanım ve düşük uzamanın istendiği yerlerde kullanılır. Çok az oranda kullanılmaktadır. İmalat güçlükleri nedeniyle birçok uygulamada da çelik kordlu karkas yapı tercih edilmektedir.

- Kevlar Aramid: Çelikten iki kat dayanıklı ve çelik ile polyester arası uzama karakteristiği sergiler. Çelikten daha hafiftir ve paslanmaz.

Bant kaplamaları; iletici bandını ve karkas yapısını 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 tarzlarına bağlıdır. Bant kaplamalarının kullanılma nedenleri,

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

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

Bir iletici bandı aşağıdaki gibi kısa sembollerle ifade edilebilmektedir.

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

Burada,

E; Çözücü cinsi (Polyester)

P; Atkı cinsi (Polyamid)

160; Minimum boyuna bez dayanımı (daN/cm)

1200; Bant eni (mm)

5; Bez kat sayısı

4; Üst kaplama kalınlığı (mm)

2; Alt kaplama kalınlığı (mm)

A1; Kaplama kauçuğu sınıfı

- A1- Yüksek aşınma dayanımı
- A2- Orta aşınma dayanımı
- F - Aleve dayanıklılık
- T1- 2000 °C sıcaklığa dayanıklılık (Bant yüzey sıcaklığı)
- T2- 1200 °C sıcaklığa dayanıklılık
- O - Yağlara dayanıklılık

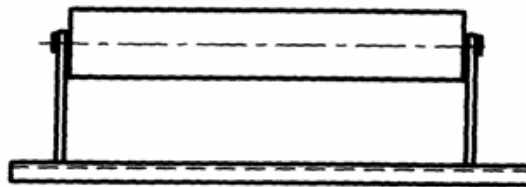
D; Bant tipi

- D – Sonlu
- N – Sonsuz
- P – Profilli [10]

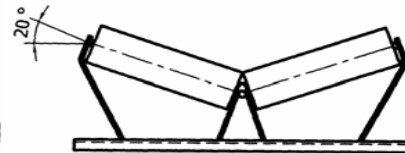
3.2 Makaralar

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

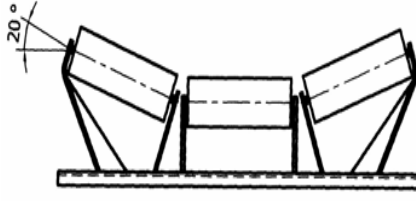
- Malzemeyi taşıyan banda veya dönüş kolunda banda mesnetlik etmek
- Gerektiği zaman banda oluk şekli vermek



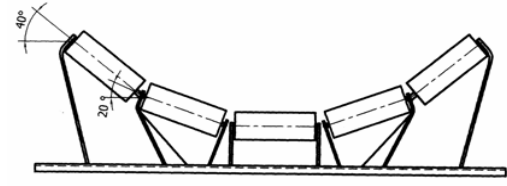
(a) Tek makara



(b) İkili makara



(c) Üçlü makara

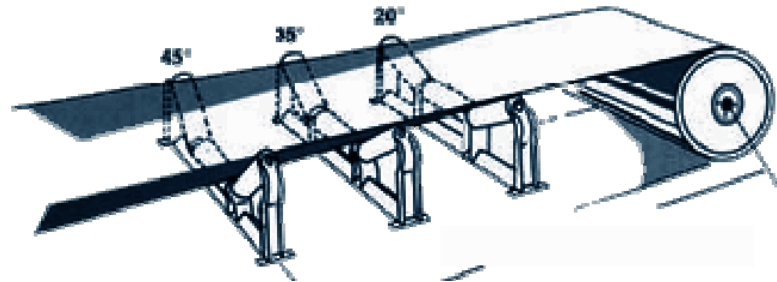


(d) Beşli makara

Şekil 3.6 Makara çeşitleri

Diğer bir uygulama ise açılı bir şekilde düzenlenmiş ikili, üçlü, dördü ve beşli olarak tertiplenen makara gruplarıdır (Şekil 3.6b). Bu şekilde ileticinin taşıma kapasitesi arttırılmaktadır. Günümüzde yaygın olarak yatay bir rulo ve her iki yanda da yatayla açı yapan birer rulo içeren üçlü taşıyıcı makara grupları kullanılmaktadır. Yan makaralarının eğiminin artması ile kapasite de artmaktadır (Şekil 3.6c). Geniş bantlarda, banda daha iyi form verebilmek amacıyla beşli rulo grupları kullanılmaktadır. Beşli rulo grupları pahalı olmalarının yanı sıra konstrüksiyon ve yağlama bakımından da güçlükler doğururlar (Şekil 3.6d).

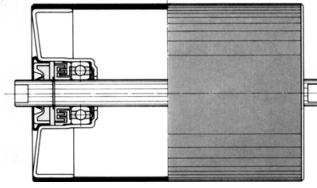
Bu yüzden günümüzde en geniş bantlarda bile standart üçlü makara grubu (20-0-20) kullanılmaktadır. Üçlü bir hızda bulunan makara gruplarında, bandın sıkışmasını önlemek için makaraların üst kenarları arasındaki aralık 10 mm'den büyük olmamalıdır. Makaralar genelde çelik konstrüksiyon bir şasi üzerine mesnetlenir. Makaraları taşıyan bu şasi bant şasisine cıvatalarla bağlanır. Makaraların bant hareketine dik yönde ayarlanabilmesi için makara şasisi üzerindeki delikler oval yapılırlar. Makara şasisinin tasarımı makaraların kolayca sökülüp takılmasına imkan verecek şekilde olmalıdır. Ağır malzemelerin taşınacağı geniş bantlarda makara şasisinin yeteri kadar rijit olmasına dikkat edilmelidir.



Şekil 3.7 Makaraların tamburdan itibaren düzeni

Rulolar taşıyıcı ve dönüş ruloları olmak üzere iki türdür. Taşıyıcı rulolar, malzemenin taşındığı üst kolda bulunur ve genellikle tekneleşmeyi sağlamak amacıyla üç parçadan oluşur. Bazı seyyar ve genişliği 400 mm altında olan bantlar için taşıyıcı rulolar iki parçadan oluşurken; genişliği 1400 mm ' nin üzerindeki bantlarda bu tür rulolar beş parçadan oluşur. Dönüş ruloları ise bandın alt kolunu taşır ve tek bir parçadan oluşur.

Rulolar çelik borudan yapılır. Rulo yatağındaki sürtünmeyi azaltmak amacıyla çoğunlukla bilyeli rulmanlar kullanılır. Yataklar özel contalar ile dış ortamın etkilerinden korunur.



Şekil 3.8 Rulo yatağı

Çizelge 3.4 Bant genişliği ve rulo çapı ilişkisi

Bant Genişliği	Rulo Çapı [mm]	
	Hafif İşler	Ağır İşler
400-800	108	133
1000-1400	133	159
1600-2000	159	191

Bant genişliğine bağlı olarak hangi çapta rulo kullanılacağı çeşitli standartlarla tespit edilmiştir. Örneğin bir standarda göre 400-800 mm arasındaki bant genişlikleri için 108 mm çapında, 800-1600 mm genişliğindeki bantlar için ise 159 mm çapındaki rulolar tavsiye edilirken; diğer bir standart yukarıdaki tabloya bağlı bir seçimi uygun görmektedir. Taşıyıcı ruloların toplam boyu veya dönüş rulosu boyu bant genişliğinden 100-200 mm daha uzun olmalıdır.

Rulolar arası mesafe genellikle; taşıyıcı rulolarda 1,2-1,5 metre, dönüş rulolarında 0,9-1,8 metredir. Bu mesafenin belirlenmesinde birçok faktörün birlikte değerlendirmesi gerekir. Sabit gerilme kuvveti altında yapılan deneyler; rulolar arası mesafe ve buna

bağlı olarak rulolar arasındaki bant sehimini arttıkça, banttaki iç sürtünme kuvvetlerinin arttığını göstermiştir. Banttaki iç sürtünme kuvvetleri rulo çapı artınca azalmaktadır. Bu bilgiler; ruloların çapının büyük, rulolar arası mesafenin ise küçük tutulması gereğini ortaya koymaktadır. Diğer tarafta rulolar arası mesafenin azaltılması aynı mesafede daha fazla rulo kullanmak anlamına gelir ki, bu durumda da rulo yataklarındaki sürtünmeler artmış olacaktır. Banda etki eden gerilme kuvvetinin de rulolar arası mesafe üzerinde olumlu bir etkisi mevcuttur. Gerilme kuvvetinin yüksek olduğu yerlerde rulolar arası mesafeyi artırmak, küçük olduğu yerlerde ise azalmak gerekir. Tüm bu düşünceleri birlikte değerlendirmek ancak yeryüzündeki büyük bant taşıyıcılarında yararlı olmaktadır. Yer altında çalışan küçük bant taşıyıcılar için bu ayrıntılara girmenin gereği yoktur.

Küçük bant taşıyıcılar için taşıyıcı rulolar arası mesafenin aşağıdaki tabloda belirtilen değerlerde olması tavsiye edilmektedir.

Çizelge 3.5 Bant genişliği rulolar arası mesafe ilişkisi

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

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

Büyük bant taşıyıcılarda ise rulolar arası mesafenin aşağıdaki formülle hesaplanması uygun olur. Taşıyıcı rulolar arası mesafe;

$$l_{r-üst} = \frac{0,08.F_i}{q_m + q_b} \quad [m] \quad (3.1)$$

Dönüş ruloları arası mesafe;

$$l_{r-alt} = \frac{0,08.F_i}{q_b} \quad [m] \quad (3.2)$$

3.3 Tamburlar

Banda hareket veren tambura tahrik tamburu adı verilir (Şekil 3.9). Tamburlar döküm veya sac levhadan yapılır. Şekilleri ya silindir veya orta kısmı bombeli silindir - fıçı - şeklindedir. 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 temel olgu ise, tamburu geçerken bantta meydana gelen içsel gerilmelerdir. Bu esnada bandın üst tabakaları çekme gerilmesi altında çalışırken, alt tabakaları basınç gerilmesi altında çalışır. Dolayısıyla; bant malzemesinin basınç ve çekme dayanımı ve bandın kalınlığı tambur çapı üzerinde etkili olan faktörlerdir. Bu düşüncelere bağlı olarak geliştirilen bir deneysel formül aşağıda verilmiştir.

$$D_{min} = m.z \quad [m] \quad (3.3)$$

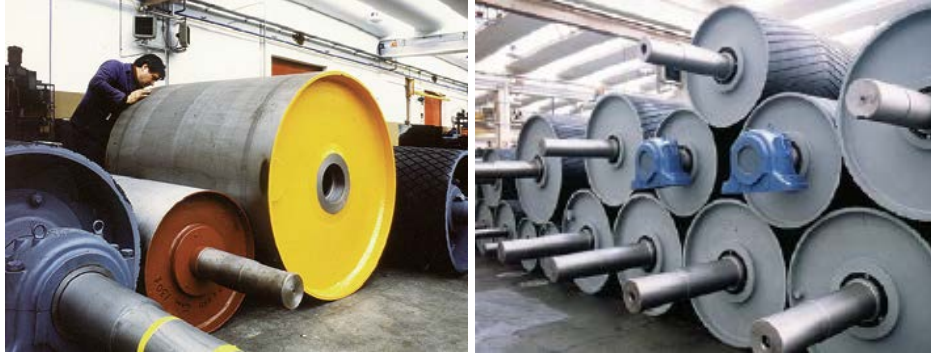
Bu bağıntıda m katsayısı; 2-6 tabakalı bantlar için 125, 8-12 tabakalı bantlar için 150 olarak alınır. Yeraltı gibi sınırlı ortamlarda m katsayısı 80 olarak alınabilir. Başka bir yaklaşıma göre tambur çapı; tahrik tamburlarında bant kalınlığının 100 katı, saptırma tamburlarında ise bant kalınlığının 80 katı olarak hesaplanır. Burada sözü edilen bant kalınlığı içine kaplama kalınlığı alınmamıştır. Hesaplanan çaplar piyasada bulunan değerlere yuvarlanır. 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.



Şekil 3.9 Tamburlar

Bir konveyördeki tahrik tamburu sayısı bir veya daha fazla olabilir. Tek tahrik tamburu olan bir konveyörde tahrik tamburundaki bant kuvvetleri ile sarım açısı arasında Euler (Eytelwein) bağıntısı vardır. Bu şekilde banttaki çekme kuvvetlerini arttırmak için iki yol vardır; sarım açısını ve sürtünme katsayısını büyütmek. Sarım açısı en az 180° olabilir. Tahrik tamburunun yanında bir saptırma tamburu kullanarak sarım açısı 260° 'ye kadar arttırılabilir. Sarım açısını daha da çok arttırabilmek için iki tahrik 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.

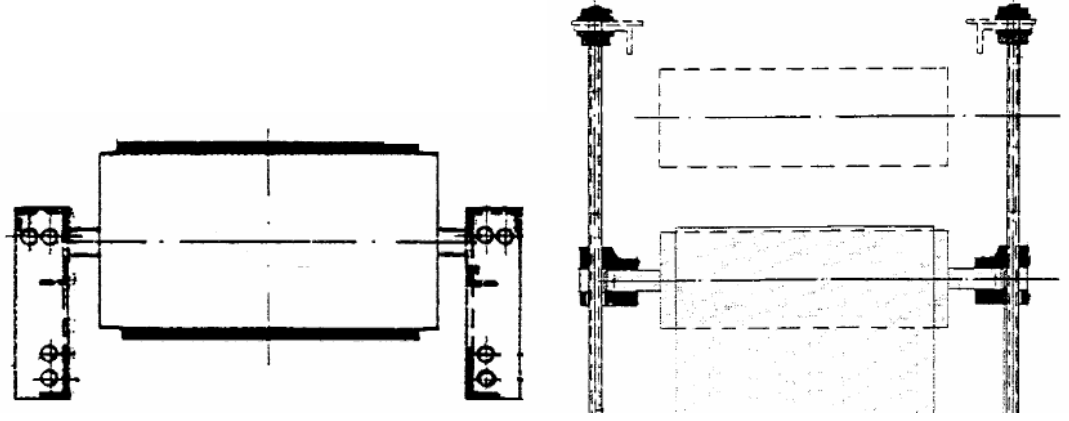
Sürtünme katsayısını arttırmak sureti ile aynı gücü daha az çekme kuvveti ile nakledebilmek mümkündür. Bu amaçla tahrik tamburları bazen 10 - 15 mm kalınlığından lastikle kaplanır. Bu halde sürtünme katsayısı 0.20 – 0.60 arasında değişir. Hesaplarda emniyetli tarafta kalmak için; sürtünme katsayısı çıplak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



Şekil 3.10 İhtiyaca göre boyutlandırılmış tamburlar

3.3.1 Yardımcı Tamburlar

Tahrik tamburunun dışında kalan tamburlara yardımcı tamburlar denir. Kuyruk tamburu, saptırma tamburu ve gergi tamburu bu tip tamburlara örnekler şekil 3.11'de görülmektedir.

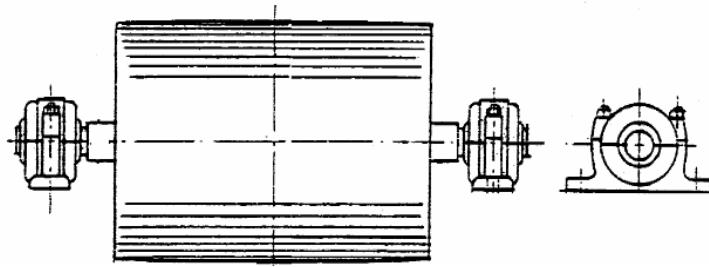


Şekil 3.11 (a) Kuyruk tamburu (b) Gergi tamburu

3.3.2 Bombeli Tamburlar

Bandın konveyör ekseninden kaçmaması için; tahrik, baş ve kuyruk tamburları hafif konik yapırlar (Şekil 3.12). Bandın enine yönde fazla zorlanmaması için aşağıdaki hallerde tamburlar bombeli yapılmazlar.

- Tandem tahrikteki tahrik tamburları
- Banttaki azami gerilmenin > 15 (kg/cm) tabaka olduğu konveyörlerdeki tamburlar. Ağırlık gergi ve saptırma tamburları bombeli yapmaya gerek yoktur.



Şekil 3.12 Bombeli tamburlar

3.3.3 Motorlu Tamburlar

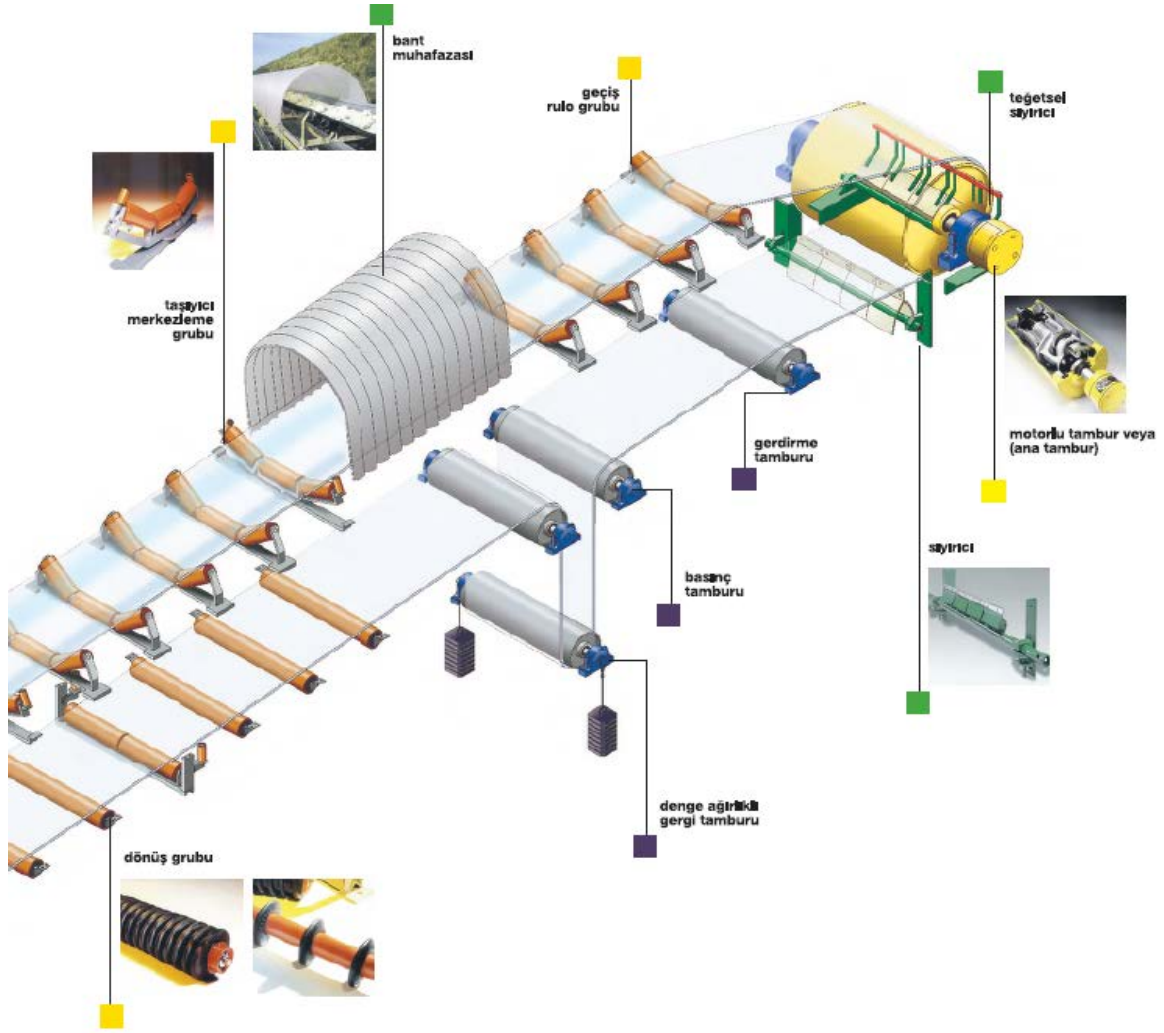
Motorlu tambur genellikle yığın taşıma sistemlerinde kullanılan konveyör bant sistemlerinde banda tahriki veren kompakt yapıda hem bir motor hem de tamburdur. Konveyör bant tahrik sistemlerinde, geleneksel modellere (motor + redüktör + kaplin + kayış-kasnak + mil yataklamaları + muhafaza) göre çok farklı bir yapıdadır, ayrıca

tüm dünya tarafından kabul edilmiş en güvenli tahrik sistemidir. Geleneksel tahrik sistemlerine göre çok ciddi enerji tasarrufu sağlamaktadır. Geleneksel tahrik sistemlerinde, motor gücünü direk olarak tambur miline vererek, mil ile birlikte tamburun dönmesi sağlanmaktadır. Bu aktarım sırasında dış şartlara açık redüktör kullanılmakta, motoru korumak maksadıyla kaplin kullanılmakta, gücü mile aktarmak için bazı uygulamalarda kayış-kasnak kullanılmaktadır. Ayrıca dönen mili hatta yerleştirmek ve sabitlemek için tamburun her iki tarafına rulman yataklaması yapılmak zorundadır. Tüm bu ek ekipmanlar bir direnç yaratacağı için motor gücünün bir kısmını alacak, verimliliği düşürecek aynı zamanda dış şartlarda çalışmak zorunda kalındığından hasar görme ve bozulma riski taşımaktadır. Motorlu tamburlarda ise kompakt yapısıyla dramın içindedir ve tambur mili sabittir sadece tambur gövdesi dönmektedir. Buda çok ciddi enerji tasarrufu sağlamaktadır.

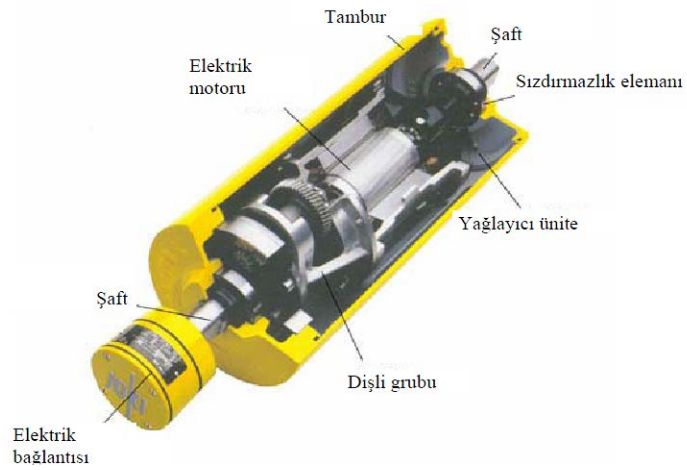
Motorlu tambur çok az yer tuttuğu ve dış etkenlere karşı korunmuş olduğu için, küçük bantlı konveyörlerde çok kullanılır (Şekil 3.14). Bu konstrüksiyonda motor ve dişli kutusu tambur içinde monte edilmiştir. Motorlu tamburların güçleri genellikle 0.05 ila 20 kW arasında olmakla beraber, sabit konveyörlerde 140 kW'ta kadar güçlerde yapılabilirler.

Avantajları:

- Amaca uygun dizayn edilebilmesi
- Tamamen kapalı olması
- Yerden tasarruf sağlaması
- Güvenlik
- Düşük satın alma ve montaj maliyeti
- Düşük bakım maliyeti
- Verimlilik
- Temizlik
- Düşük ses seviyesi
- Ağırlık kazancı ve dayanımı
- Estetik görüntü



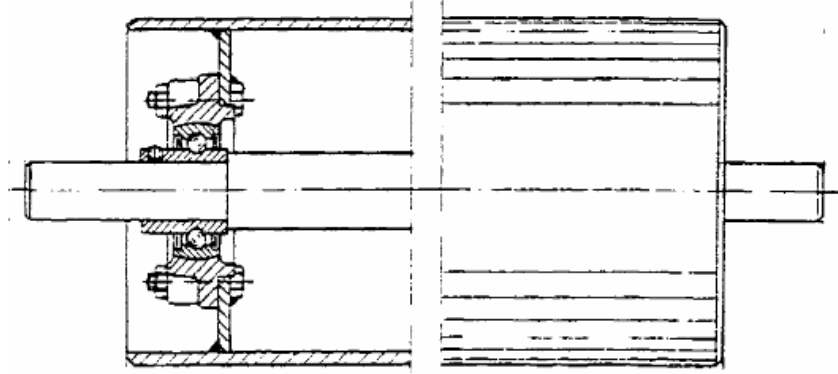
Şekil 3.13 Konveyör tesisi [11]



Şekil 3.14 Motorlu tamburlar

3.3.4 Kaynaklı Tamburlar

Kaynaklı tamburların zarfları en az 4 mm kalınlığındaki saçların kıvrılması ile yapılır (Şekil 3.15). Tamburun dengeli ve salgsız imal edilmesine itina edilmelidir.



Şekil 3.15 Kaynaklı tambur

3.4 Gergi Düzeni

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

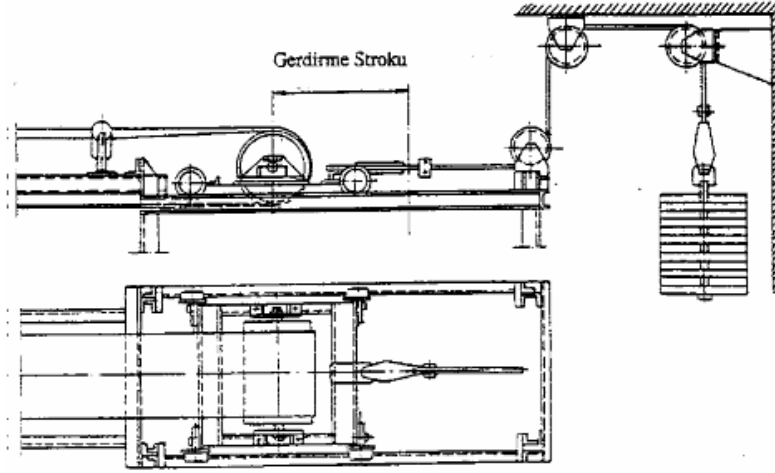
$$N = N_1 + N_2 + N_3 \quad (3.4)$$

yazılabilir. Burada, T_E bandı hareket ettiren etken kuvvettir. Bu kuvvetin doğabilmesi için, bandın gevşek kolunda T_2 gibi bir çekme veya germe kuvvetinin mevcut olması gereklidir. İşte bu T_2 kuvvetini oluşturmak için kullanılan düzene germe veya gergi düzeni denir. T_2 kuvvetinin en küçük olduğu yer genellikle tahrik tamburunun gerisidir. Gergi düzeni kullanılmasının dört nedeni vardır.

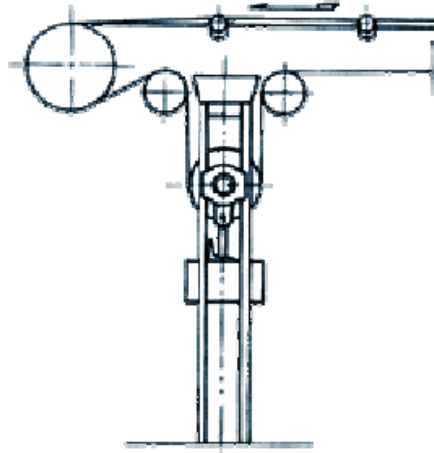
- Bandın tahrik tamburuna kayma yapmaması için gerekli T_2 kuvvetini temin etmek.
- Bilhassa yükleme bölgesinde bant oluklaşmasının bozulmaması ve bandın makaralar arasında gerekenden fazla sarkmaması için olan asgari bant kuvvetini temin etmek.

- Bantta hasıl olan uzama ve kısaltmaları karşılamak.
- Bant ekleri için bir miktar bant stoku elde etmek. Aksi halde ek yerinin tamiri esnasında çift ek yapmak zorunluluğu ortaya çıkar.

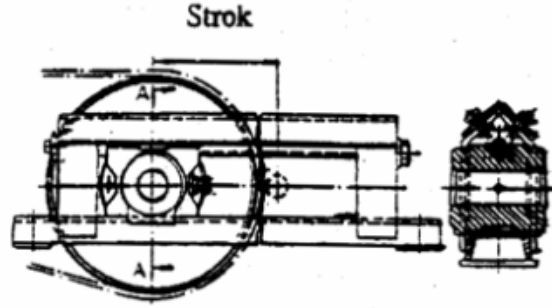
Genellikle küçük kapasiteli konveyörlerde vidalı gergi düzeni, büyük kapasiteli olanlarda ise otomatik gergi düzeni kullanılır (Şekil 3.16).



Şekil 3.16 Karşı ağırlıklı gerdirme sistemi



Şekil 3.17 Düşey ağırlıklı gerdirme sistemi



Şekil 3.18 Vidalı gerdirme sistemi

3.5 Bantlı Konveyörlerin Yükleme Sistemleri

Bir bantlı konveyörün iyi bir şekilde çalışabilmesi için, aşağıdaki iki şartın gerçekleşmesi şarttır:

- Bantlı konveyör iyi bir şekilde yüklenmelidir.
- Bantlı konveyör iyi bir şekilde boşaltılmalıdır.

Bantlı konveyör konstrüksiyonu bu iki hususa en büyük dikkati vermelidir. Bantlı konveyörlere malzeme genellikle bir oluk vasıtası ile verilir. Oluk 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 yüklenmelidir.
- Banda gelen darbe ve aşınma tesirleri asgariye indirilmelidir.
- Malzemenin bant yönündeki hızı, bant hızına eşit olmalıdır.

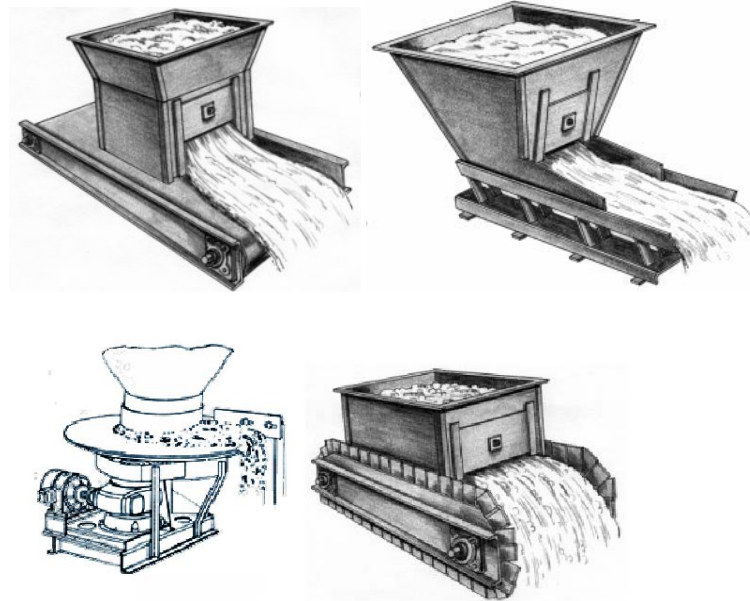
Bant düzgün bir şekilde yüklenmez ise, bandın kapasitesinden tam olarak faydanılamaz ve bant kenarından malzemenin dökülmesi ihtimali artar. Bu durum özellikle yüklemenin bant eksenine dik doğrultuda olması halinde görülür. Bandın en çok tahribe uğradığı yer yükleme bölgesidir. Zira ne gibi tedbir alınırsa alınsın, yüklenme bölgesinde malzeme banda daima yüksekten dökülür ve bu dökülmenin banda dik tesiri banda darbe şeklindeki bir zorlama yapar. Dökülme hızının banda paralel bileşeni ise, bandın aşınmasına sebep olur. Aşınma tesirini azaltmak için,

malzeme bandın hareket yönüne dökülmelidir. Malzeme hızı aynı değilse, yükleme noktasında hız farkı yüzünden bir malzeme türbülansı oluşur.

3.5.1 Besleyicilerde Bantlı Konveyörlerin Yükleneşmesi

Bantlı konveyörün düzgün bir şekilde yükleneşmemesi, bant üzerinde boş ve aşırı yükleneşmiş bölgelerin meydana gelmesine yol açar. Bu durum kapasitenin azalmasına ve bandın kenarından malzemenin dökülmesine sebep olur. Malzemeyi düzgün bir şekilde sabit debi ile nakleden makinelere besleyici denir. [4]

- Bantlı besleyici
- Çelik plakalı besleyici
- Vargel besleyici
- Vidalı besleyici
- Küreyicili besleyiciler
- Titreşimli besleyiciler
- Döner kanallı besleyiciler
- Döner tamburlu besleyiciler
- Döner tablalı besleyiciler
- Döner küreyicili besleyiciler



Şekil 3.19 Konveyör besleyicileri

3.6 Bantlı Konveyörlerin Boşaltma Sistemleri

Bantlı konveyörlerde en çok rastlanan boşalma şekli, baş tamburdan malzemenin boşaltılmasıdır. Baş tamburdan direk olarak boşaltmada malzemenin yörüngesi bir paraboldür. Boşaltma olduğunun konstrüksiyonunda malzeme yörüngesinin çizilmesi şarttır.



Şekil 3.20 Talaş konveyöründe boşaltma sistemi (Bosch REXROTH) [12]

3.6.1 Sıyırıcılarla Boşalma

Sıyırıcılar sabit veya bir araba üzerinde hareketli olabilirler. Sıyırıcılar hem yığma hem de parça malzemenin boşaltılmasında kullanılabilirler. Sıyırıcılar düz veya ok şeklinde yapılabilirler. Ok şeklindeki sıyırıcılar bir mafsal etrafında dönerek bandın üzerinden kaldırılabilirler. Normal çalışma esnasında, sıyırıcının lastik kenarları bandın üzerine bastırılırlar. Bandın hasar görmemesi için, sıyırıcının bastırma kuvveti gerekli olandan fazla olmamalıdır. Ok açısı 60 - 90 derece arasında alınır.

3.6.2 Boşalma Arabasının Konstrüksiyonunda Dikkat Edilecek Hususlar

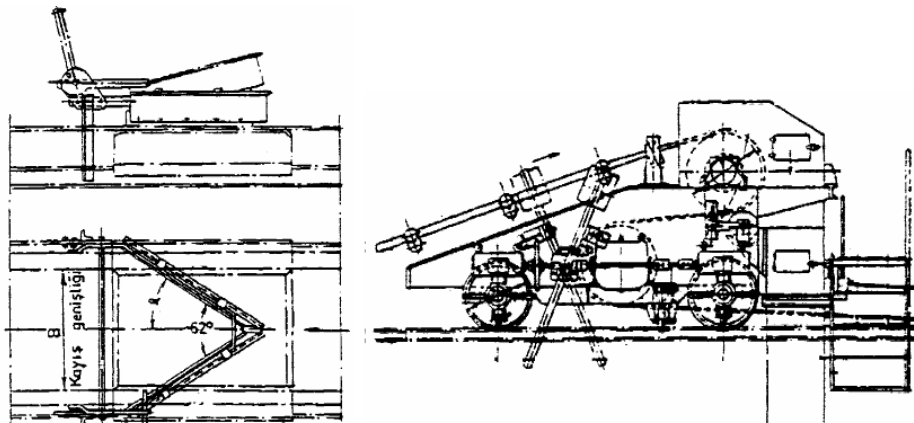
- Tamburlara tesir eden bant ve ağırlık kuvvetleri çizilerek tekerlek basınçları hesaplanmalı ve arabanın devrilmeye karşı emniyeti kontrol edilmelidir.
- Boşaltma arabasına çıkan bandın eğimi, o malzeme için müsaade edilen azami bant eğiminden fazla olmamalıdır.

- 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 teçhiz edilmelidir.
- Boşaltma arabalarında kullanılacak olan tambur çapları ile boşaltma arabalarının yükseklik ve ağırlıkları, bant genişliğine bağlı olarak bazı çizelgelerde verilmiştir.

3.6.3 Boşaltma Olukları

Boşaltma olukları malzemenin yerçekimi kuvveti ile naklini sağlar. Oluk eğimi malzemenin rahatça akmasını sağlayacak kadar büyük seçilmeli, fakat malzemenin bir çığ gibi akmasına da sebep olmamalıdır. Oluk eğimi oluk malzemesi ve nakledilen malzemeye göre değişmektedir. Boşaltma oluklarının konstrüksiyonunda gerekli itinanın gösterilmesi her zaman için faydalıdır. Oluk konstrüksiyonunda aşağıdaki hususlar göz önüne alınmalıdır:

- Boşaltma eğrisi
- İnce ve tozlu malzemenin tozlanması
- Asgari oluk eğimi
- Banda yapışan malzemenin banttan sıyrılması
- Boşaltılan malzemenin istenilen yere yönetilmesi



Şekil 3.21 (a) İki yanlı boşaltma pulluğu (b) Hareketli boşaltıcı

3.7 Bantlı Konveyörlerin Şasi Konstrüksiyonu

Bandı taşıyan taşıyıcı ve dönüş makara grupları bir şasi üzerine tespit edilirler. Kullanma amaçlarına göre, bu şasi konstrüksiyonu farklı şekillerde olabilir. Devamlı çalışan tesislerde şasi konstrüksiyonu genellikle hadde profillerden yapılır. İnşaat işlerinde kullanılan portatif konveyör ise daha ziyade hafif profillerden veya borudan yapılmış şasi konstrüksiyonuna sahiptir. Gerek inşaat ve yol şantiyelerinde, gerekse yeraltı maden galerinde kullanılan konveyörlerin konstrüksiyonunda montaj ve sökölmenin kolay yapılabilmesine dikkat edilmelidir.

3.7.1 Şasinin Bölümleri

3.7.1.1 Orta Şasi

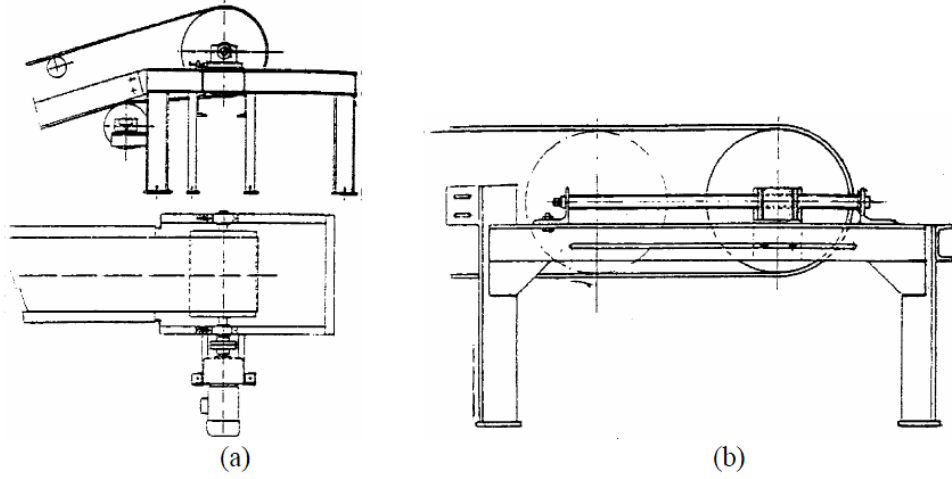
Bir konveyörün orta kısmında sadece taşıyıcı ve dönüş makaralarını taşıyan kısımdır (Şekil 3.22). Orta şasi ayrıca U profilinden veya hafif konveyörlerde köşebent veya borudan imal edilirler. Bazı bantlı konveyör imalatçıları orta şasi kısımlarını standart parçalar halinde imal etmektedirler.



Şekil 3.22 Orta şasi

3.7.1.2 Baş Taraf Şasisi

Baş tamburu ile boşalma sistemini taşıyan şasi kısmıdır (Şekil 3.23a). Baş tamburu aynı zamanda tahrik tamburu ise, tahrik şasisi de baş taraf şasisine bağlanır. Baş tambur ve oluğun oldukça ağır olması ve banttaki çekme kuvvetlerinin alınabilmesi için, baş taraf şasisi oldukça rijit yapılmalıdır.



Şekil 3.23 Şasi kısımları

3.7.1.3 Tahrik Şasisi

Tahrik tamburları ile bunların tahrik tertibatı taşıyan şasi kısmıdır. Bu kısmın konstrüksiyonunda, bant kuvvetleri ve zati ağırlıklar göz önüne alınmalıdır.

3.7.1.4 Kuyruk Taraf Şasisi

Bant germe kuvvetleri ve tambur ağırlığına maruzdur (Şekil 3.23b). Şasinin bu bölümüne gelen kuvvetler baş taraf şasisine göre oldukça azdır.

3.7.1.5 Gergi Düzeni Şasisi

Gergi tertibatına ait saptırma tamburları aksamı taşıyan şasi kısmıdır.

3.7.1.6 U-Profil Şasi

Daha ziyade eğimi olmayan, zemine yakın olarak konulan, kısa ayaklı konveyörlerde kullanılır.



Şekil 3.24 U-profil şasi

3.7.1.7 Bükme Sac Şasi

Daha ziyade uzun, geniş ve yüksek kapasiteli bant konveyörlerde kullanılır. [13]



Şekil 3.25 Bükme sac şasi

3.7.1.8 Boru Şasi

Daha ziyade kısa stok bant konveyörlerde kullanılır. [13]

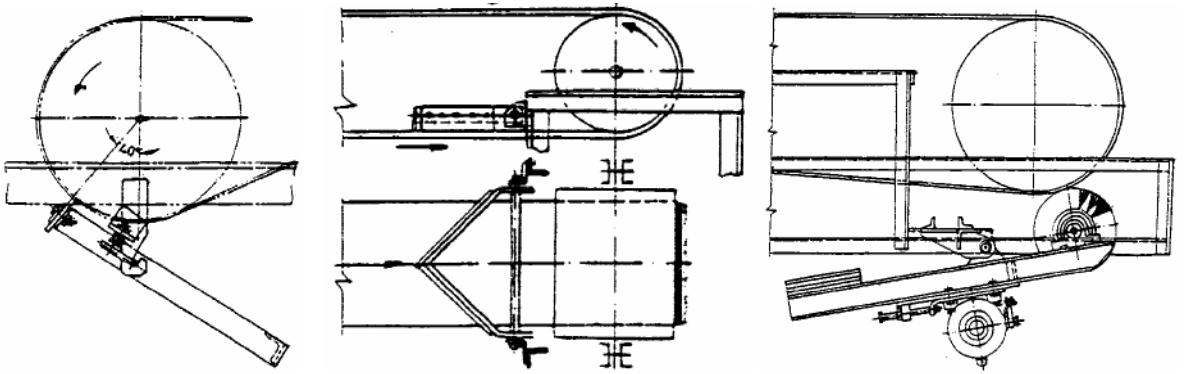


Şekil 3.26 Boru şasi

3.8 Bant Temizleyicileri

Siliciler ya da kazıyıcılar bandın dış yüzeyine tutunan kuru malzemeyi temizlemeye yararlar (Şekil 3.27). Islak ve yapışkan malzemenin temizlenmesi için döner fırça kullanılır. Kazıyıcı düzeneklerde temizleme işlemi, ya 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 kapron fiberi şeritlerle yerine getirilir. Bant temizleyiciler, boşaltma tamburunun yakınına yerleştirilirler ve kazınan malzeme boşaltma oluğuna dökülür.

Bandın iç yüzeyini, istenmeden saçılan malzemedan temizlemek için kuyruk tamburu yakınına bir kazıyıcı yerleştirilir. Bazı durumlarda, malzemenin alt tarafa dökülmesini önlemek için, alt ve üst kayış arasında bir dolu bölme yapılır.



Şekil 3.27 (a) Kazıyıcı (b) Kuyruk tamburu kazıyıcısı (c) Döner fırçalı kazıyıcı

3.9 Konveyörlerin Boyutlandırılması

Eğimi 12° , uzunluğu 150 m olan tesise bant konveyör kurularak bununla saatte 300 ton taş kömürü taşınacaktır. Bant konveyörü boyutlandırılması;

Kabuller:

Bant hızı : 1,5 m/s

Kömür yoğunluğu : $0,9 \text{ ton/m}^3$

Kömür parça boyutu : Elenmemiş, max 30 cm

Gerekli olan net taşıma alanı;

$$A = \frac{Q_h}{3600 \cdot v \cdot \rho} = \frac{300}{3600 \cdot 1,5 \cdot 0,9} = 0,062 m^2 \quad (3.5)$$

Çalışma ve yükleme şartlarının zor olduğu yer altı bantlarında teorik taşıma alanının ancak % 75' inden yararlanılabilir. Ayrıca, eğimi 12° olan yolda kesit daralması nedeniyle yatay bantlar için belirlenen teorik alanın % 93 'ünden kullanılabilir. Bunlar dikkate alındığında seçilecek bandın brüt taşıma alanı:

$$A = \frac{0,062}{0,93 \cdot 0,75} = 0,088 m^2$$

- DIN 22101 'e göre 1000 mm genişliğindeki bant 25° tekneleşme açısı ile yukarıda hesaplanan brüt taşıma alanını sağlamaktadır.
- DIN 22101 'e göre ayrıca; 1000 mm 'lik bant ile parça büyüklüğü 40 cm olan elenmemiş malzeme taşınabilir. Dolayısıyla parça büyüklüğü açısından da belirlenen bant genişliği uygundur.
- Ders notlarındaki ilgili çizelgeye göre; kömür için üst kaplama kalınlığı 4 mm, alt kaplama kalınlığı 2 mm olarak seçilmiştir.
- Hesapları yürütebilmek için bant kalitesi ve tabaka sayısının bilinmesi gerekir. Hesaplarda verilmiş olan bant katalogundaki 5 tabakalı RP200 bandı verilerinden yararlanacağız. Bu bandın birim ağırlığı 15 kg/m² dir.
- Rulolara ait çizelgeden 1000 mm genişliğindeki bantlar için çapı 133 mm olan ruloların uygun olacağı anlaşılmaktadır. Bu çaptaki üst rulo takımının ağırlığı 23,5 kg, alt rulo takımının ağırlığı ise 17,5 kg 'tur.
- Rulolar arası mesafe notlarımızdaki çizelgeden üst rulolar için 130 cm, alt rulolar için 260 cm alınacaktır.

- Tambur çapı ; $D_{\min} = m.z = 125 \times 5 = 625 \text{ mm}$ tambur genişliği ise bant genişliğinden 10 – 20 cm daha geniş olarak alınırsa 1200 mm olarak seçilebilir. Şimdilik tamburun çıplak yani kaplamasız olması öngörülebilir.

q_m hesabı;

$$q_m = \frac{Q_h}{3,6.v} = \frac{300}{3,6.1,5} = 55,56 \text{ kg} \quad (3.6)$$

q_b hesabı;

Şimdilik seçilen 5 tabakalı RP200 bantının birim ağırlığı 15 kg/m^2 dir. Bir metre bant ağırlığını bulmak için bu değerin bant genişliği ile çarpılması gerekir.

$$q_b = 15 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \cdot 1 \text{ m} = 15 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

(3.7)

q_R ;

Bir rulo takımının ağırlığını rulolar arası mesafeye bölerek ruloların birim ağırlıkları hesaplanır.

$$q_{R-\text{üst}} = \frac{23,5 \text{ kg}}{1,3} = 18,08 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$q_{R-\text{alt}} = \frac{17,5 \text{ kg}}{2,6 \text{ m}} = 6,73 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad (3.8)$$

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

F Çekme kuvveti hesabı;

$$F = C \cdot \mu \cdot l \cdot [(q_m + 2 \cdot q_b) \cdot \cos \alpha + q_{R-\text{üst}} + q_{R-\text{alt}}] + l \cdot \sin \alpha \cdot q_m \quad (3.9)$$

$$F = 2,2.0,02.150.[(55,56 + 2.15,0).\cos 12 + 18,08 + 6,73] + 150.\sin 12.55,56$$

$$F = 2449 \text{ kg}$$

Motor gücü hesabı;

$$P = \frac{F.v}{102.\eta} = \frac{2449.1,5}{102.0,96} = 38 \text{ kW} \quad (3.10)$$

Gerdirme kuvveti hesabı;

Bant konveyörün tahrik tamburuna ağırlık asılarak gerdirildiği, sarılma açısının 180° olduğu ve tamburla bant arasındaki sürtünme katsayısının 0,2 olduğu kabul edilmiştir.

$$e^{\mu.\alpha_G} = 2,718^{0,2.3,14} = 1,874 \quad (3.11)$$

$$F_G = k.F.\frac{e^{\mu.\alpha_G} + 1}{e^{\mu.\alpha_G} - 1} = 1,3.2449.\frac{1,874 + 1}{1,874 - 1} \quad (3.12)$$

$$F_G = 10469 \text{ kg}$$

Bant mukavemet hesabı;

Bant malzemesi, geometrik sarılma açısı ile F çekme kuvveti üretilirken, banttaki maksimum gerilme kuvvetini belli bir emniyet katsayısıyla taşıyacak mukavemete sahip olmalıdır. Meyil yukarı çalışan bant konveyörde maksimum gerilme kuvveti tahrik tamburunun girişindeki F_1 gerilme kuvvetidir. Bu kuvveti, F çekme kuvveti ve geometrik sarılma açısı ile hesaplayacak olursa;

$$(F_1)_{k=1} = F.\frac{e^{\mu.\alpha_G}}{e^{\mu.\alpha_G} - 1} = 2449.\frac{1,874}{1,874 - 1} = 5251 \quad (3.13)$$

$$\sigma = \frac{\xi.(F_1)_{k=1}}{(z-1).B} = \frac{9,8.5251}{(5-1).100} = 129 \frac{\text{kg}}{\text{cm.tabaka}} \quad (3.14)$$

Bu durumda yapay elyafı RP160 bandı yeterli olacaktır. Problemin başında RP200 bandı birim ağırlığı hesaplar için esas alınmıştı. Şimdi tüm hesabın RP160 verileri ile yenilenmesi gerekir.

3.10 Projelendirme Örneği

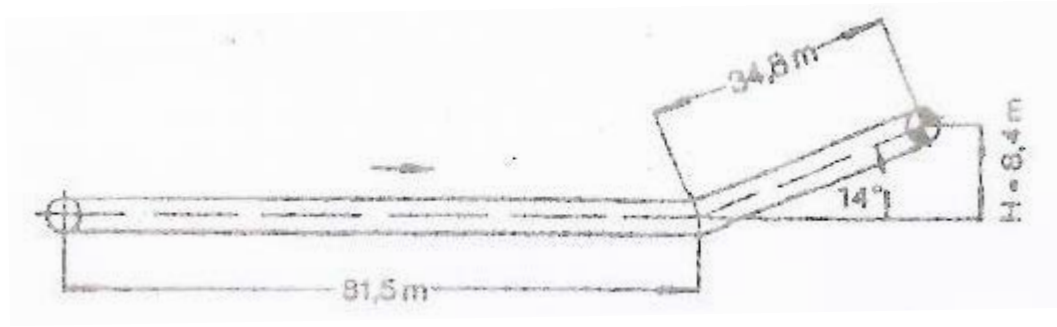
Tasnif edilmemiş çakıl, maden ocağından yıkamak için nakledilecektir. (0-40 mm tane büyüklüğünde, dökme ağırlığı $\gamma=1,8 \text{ t/m}^3$).

Kısa bir ara bant ve sürülebilir yükleyici yardımı ile bandı yükleyen bir ekskavatör, 70 m uzunluk üzerinden sevk yapmaktadır.

Pratik olarak ekskavatör kapasitesi (gevşek malzeme) $200 \text{ m}^3/\text{h}$ tutarındadır.

Ekskavatör dakikada takriben 30 doldurma yaptığından, düzgün olmayan doldurma için % 25 arttırma yapılmalıdır.

Tesisin son kısmında bant eğimi 14° tutarındadır. Doldurma bölgesinde yuvarlanabilir malın sıçramasını önlemek için, aynı zamanda doldurma işlemi de düzgün olmadığından, bant hızı 1,0-1,3 m/s'den daha büyük seçilmemelidir. Tesisin ana boyutları alttaki şekilden alınmalıdır. Bant hızı olarak norm 1,05 m/s seçilebilir.



İletme kapasitesinden B bant genişliği;

$$I_v' = I_v \cdot 1,25 = 250 \text{ m}^3/\text{h}$$

1000 mm genişliğinde 3 parçalı 30° eğik rulolu bant $v=1,0 \text{ m}^3/\text{h}$ (10° dökme açısı, mal çok gevşek olduğundan) iletmektedir.

$$V=1,05 \text{ m/s de o takdirde } I_v=333 \cdot 1,05=350 \text{ m}^3/\text{h olur.}$$

Bu iletme kapasitesi, 14° eğim için $k=0,91$ kayıp faktörü nedeni ile azalmaktadır.

$$I_v=350 \cdot 0,91=318 \text{ m}^3/\text{h}$$

800 mm genişliğindeki bir bant yeterli gelmeyebilirdi, arzu edilen $I_v'=250 \text{ m}^3/\text{h}$ iletme kapasitesi için 1000 mm genişliğinde bir bant seçilmelidir.

G_m 'in tayini;

Yuvarlanabilir mallarda, kaplama levhalarının zedelenmesi beklenilmediğinden, taşıyıcı taraf için 3 mm ve hareketli taraf için 2 mm'lik bir kaplama kalınlığı yeterlidir. Böylelikle rutubete karşı daha iyi bir koruma sağlanmış olur. Ant ağırlığı için ilk olarak tahmini bir değer kullanılabilir; ilk olarak 4 katlı B63'lük bir bant kabul edilmiş olsun.

O takdirde;

$$G_B = 11,9 \text{ kg/m}^2 = 11,9 \text{ kg/m'dır.}$$

Taşıma makara çapı 133 mm seçilebilir. Üst ve alt kuşaktaki 1 m taşıma makara mesafesinde

$$G_{RO} = 24,2 \text{ kg/m}$$

$$G_{RU} = 18,4 \text{ kg/m}$$

$$G_m = 23,8 + 24,2 + 18,4 = 66,4 \text{ kg/m olmaktadır.}$$

Çevre kuvveti P be bant kuvvetleri T_1 ve T_2 ise verilenler;

İletme uzunluğu $L = 116 \text{ m}$ ve böylece $C = 1,7$

Kaldırma yüksekliği $H = 8,4 \text{ m}$

İletme kapasitesi $I_v = 200 \text{ m}^3/\text{h}$

Dakikada 30 doldurma, düzgün olmayan doldurma özellikle bant genişliği için önemli olduğundan, çevre kuvveti ve bant kuvvetlerinin tayininde gerçek ekskavatör gücüne hesaplama yapılmalıdır.

Dökme ağırlığı: $\gamma = 1,8 \text{ Mg/m}^3$

Bant hızı : $v = 1,05 \text{ m/s}$

Hareket direnci : $f = 0,018$

$$G_m = 66,4 \text{ kg/m}$$

$$P = C \cdot f \cdot L \cdot \left(G_m + \frac{I_v \cdot \gamma}{3,6 \cdot v} \right) + \frac{I_v \cdot \gamma \cdot H}{3,6 \cdot v}$$

$$P = 1,7 \cdot 0,018 \cdot 116 \cdot \left(66,4 + \frac{200 \cdot 1,8}{3,6 \cdot 1,05} \right) + \left(\frac{200 \cdot 1,8 \cdot 8,4}{3,6 \cdot 1,05} \right) = 1372 \text{ kg}$$

Buradan max. çekme kuvveti;

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

Tahrik istasyonu çakıl yıkama yerinde bulunduğundan ve ekskavatör derin bir çukurda su içinde çalıştığından, rutubetli bir işleme göz önüne alınmalıdır.

$$\mu=0,2$$

Sarım açısı α konstrüksiyondan 210° ortaya çıkmaktadır.

$$(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}) = 1,92 \text{ alınabilir.}$$

$$T_1 = 1372 \cdot 1,92 = 2640 \text{ kg}$$

$$T_2 = T_1 - P = 2640 - 1372 = 1268 \text{ kg}$$

Bant Tipi:

Cm başına bant genişliği için gerçek bant zorlaması

$$K_t = \frac{T_1}{B} = \frac{2640}{100} = 26,4 \text{ kg / cm}$$

tutarındadır.

Cm başına bant genişliği için gerekli bant mukavemeti

$$K_g = K_t \cdot s = z \cdot K_z \text{ olmaktadır.}$$

Emniyet katsayısı $s=10$ kabul edilebilir.

$$K_g = 26,4 \cdot 10 = 264 \text{ kg / cm}$$

1.Kabul: B63 için;

$$K_g = \frac{K_g}{K_z} = \frac{264}{63} = 4,2 \text{ kat}$$

2.Kabul: Z=100 için;

$$z = \frac{264}{100} = 2,64 \text{ kat}$$

Rutubetli işletme söz konusu olduğundan, bant zedelenmeleri ihmal edilemeyeceğinden ve sentetik yün takriben % 60 ila % 70 ıslaklık mukavemetine karşı koyabildiğinden, sentetik yünlerde 4 kat göz önüne alınmalıdır.

Seçilen: B315/5 (5B63), 3,2 mm kaplama, 1000 mm genişlik, alternatif Z 400/4(4Z100) alınabilirdi.

Taşıma makara mesafesi

$$a^2 = \frac{h.8.T}{G_B.G_G}$$

Burada;

a= Taşıma makara mesafesi

h= Sehim

T= En küçük bant çekme kuvveti

G_B = Bant genişliği

$$G_G = \text{Mal ağırlığı} = \frac{I_v.Y}{3,6.v} = \frac{200.1,8}{3,6.1,05} = 95,2 \text{ kg / m}$$

En küçük bant çekme kuvveti üst kuşakta kuyruk tamburunda mevcuttur.

$$T_4 = T_1 - C.f.L(G_G + G_B + G_{RO}) - H(G_B + G_G) = 1253 \text{ kg}$$

$$a = \frac{0,01.8.1253}{95,2 + 13,4} = 0,92 \text{ m}$$

a=0,9 m seçiliyor.

$T_2=1268 \text{ kg}$ ve $T_4=T_3=1253 \text{ kg}$ kuvvetleri karşılaştırılması bize göstermektedir ki, alt kuşaktaki eğim ve hareket dirençleri açık karşılanmaktadır.

$$a = \frac{0,01.8.1253}{13,4} = 75 \text{ m}$$

a= 3 m seçiliyor, aksi takdirde gerekli iletme elde edilemez.

P Çevre kuvvetinin, T_1 max. bant kuvvetinin kontrolü ve tahrik gücünün tayini:

$$G_B=13,4 \text{ kg/m}, G_{RO} = \frac{24,2}{0,9} = 27 \text{ kg / m}, G_{Ru} = \frac{18,4}{3} = 6,2 \text{ kg / m}$$

$$G_m = 2G_B + G_{RO} + G_{Ru} = 26,8 + 27 + 6,2 = 60 \text{ kg/m}$$

$$P = 1,7.0,018.116(60 + 95,2) + \frac{200.1,8.8,4}{3,6.1,05} = 1350 \text{ kg}$$

$$T_1 = 1,92.1350 = 2600 \text{ kg}$$

$$T_2 = T_1 - P = 1250 \text{ kg}$$

$$z = \frac{K_t \cdot s}{K_z} = \frac{T_1 \cdot s}{B \cdot K_z} = \frac{2600 \cdot 10}{100 \cdot 63} = 4,13$$

O halde 5 katlı B63 yeterli olacaktır.

$$N = \frac{P \cdot v}{102} = \frac{1350 \cdot 1,05}{102} = 13,9 \text{ kW}$$

$\eta = 0,87$ olan bir redüktörde;

$$N_{mot} = \frac{N}{\eta} = \frac{13,9}{0,87} = 16 \text{ kW'lik bir motor gerekli olmaktadır.}$$

İç bükey eğride kuvvetler ve bandın yükselmesi esnasında eğrinin yarıçapı:

$$R = \frac{T}{G_B + G_G} (\text{m}) \text{ yaklaşık formülünden hesaplanır.}$$

Burada;

R = İç bükey eğrinin yarıçapı (m)

T = Bant çekme kuvveti (kgf)

G_B = Bant ağırlığı (kgf/m)

G_G = Mal ağırlığı (kgf/m) olmaktadır.

En uygun hal, şayet bant iç bükey eğri içinde yüklü değil veya boş hareket ediyorsa o takdirde ortaya çıkmaktadır.

Boş hareket gücü tespit edilemediğinden ve ilk hareket momenti tahrikin döner kitlelerine bağlı olduğundan, dura bant çekme kuvveti yalnız tahmin edilebilir.

$$T_{\text{ilk hareket, boş}} = 2000 \text{ kg}$$

$$R = \frac{2000}{13,4} = 150 \text{ m}$$

Buna karşılık yük altında kısa devre bir motor ile ilk hareket, ilk hareket momentinin 1,5 katı ile kritik olmamaktadır.

$$T_1 = 1,5P + T_2 = 1,5 \cdot 1350 + 1250 = 3275 \text{ kg}$$

$$R = \frac{3275}{13,4 + 95,2} = 30 \text{ m}$$

150 m yarıçap konstrüktif olarak gerçekleştirilemez, böylelikle bir kalkma göz önüne alınmalıdır. Bir hareket kaplininin inşası ile ve böylece ilk hareket momentinin sınıflandırılması ile bir azalma sağlanabilir.

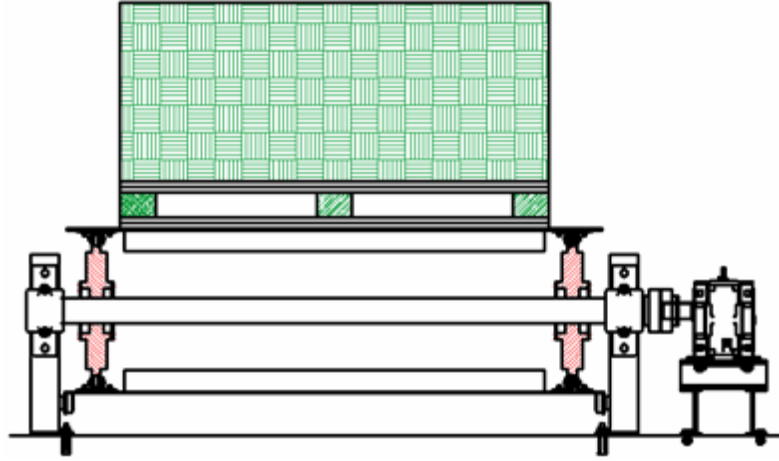
Gergi İstasyonu:

Gergi istasyonu konstrüktif sebeplerden, tesisin kuyruk kısmında düzenlenir ve ağırlıklı gergi istasyonu olarak teşkil edilir. Bu esnada gergi yolu yaklaşık 2,5 m göz önüne alınmalıdır. (Aks mesafesinin yaklaşık %2'si) [14]

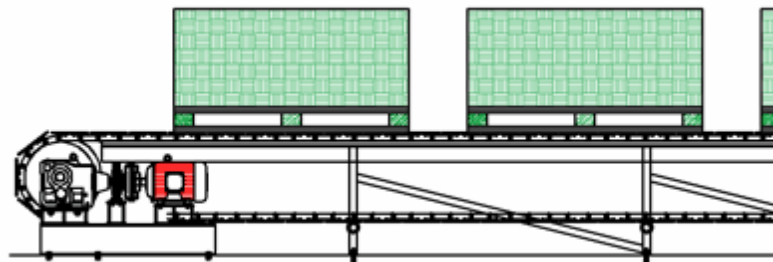
TAHRİK MEKANİZMALARI

4.1 Tahrik Tamburu ve Mili

Bir bantlı konveyör genel olarak çeşitli görev yüklenmiş tamburların arasında gerilmiş olarak hareket eden bir banttan meydana gelmektedir. Banda hareket veren tambura tahrik tamburu adı verilir. Bir banttaki tahrik tamburlarının sayısı bir veya daha fazla olabilir. [15]



Şekil 4.1 Tahrik tamburunun enine kesit resmi



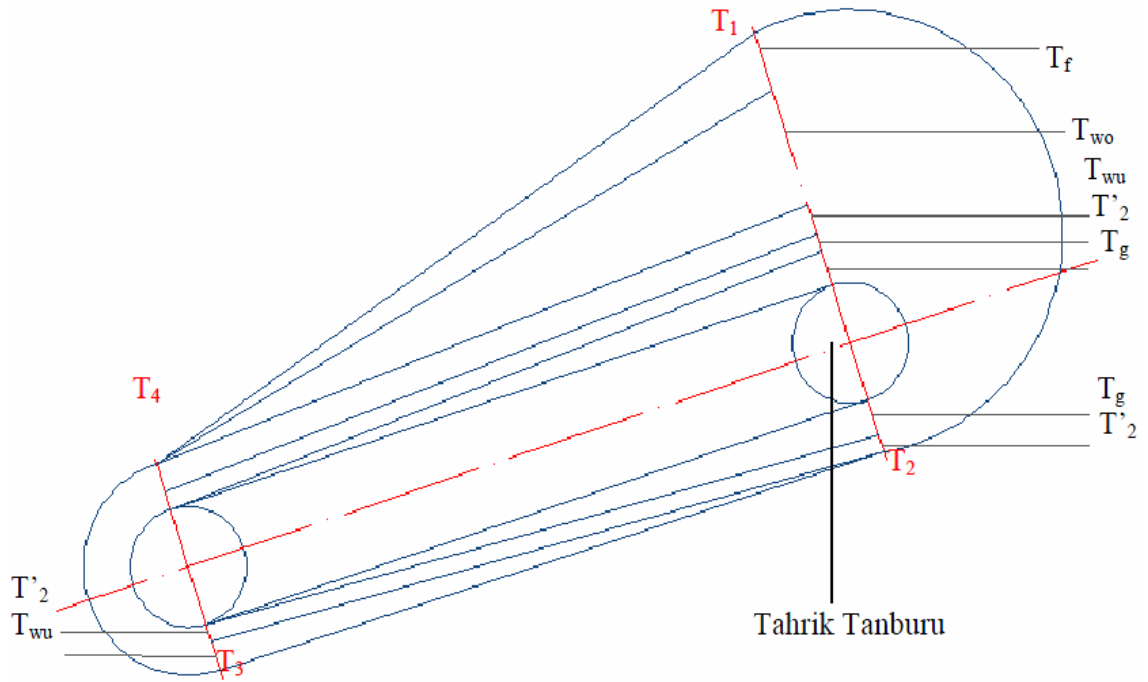
Şekil 4.2 Tahrik tamburu ve bant ile malzeme iletimi

4.2 Tahrik Tamburuna Gelen Çeki Kuvvetlerinin Hesaplanması

Bantlı iletim sistemleri tahrik ve iletim tipine göre sınıflandırılırlar.

- Baştan tahrik ile yatay iletim
- Baştan tahrik ile yukarı doğru iletim
- Baştan tahrik ile aşağı doğru iletim
- Sondan tahrik ile yatay iletim
- Sondan tahrik ile yukarı doğru iletim
- Sondan tahrik ile aşağı doğru iletim

Banda gelen dolayısıyla tambura gelen çeki kuvvetlerinin hesaplanması bu sınıflandırmalara göre değişir. Bu çalışmada hesaplamalarda esas alınan sistem, baştan tahrik ile yukarı doğru iletimdir. [15]



Şekil 4.3 Baştan tahrik ile yukarı doğru iletimde bant dolayısıyla tambur üzerine gelen çeki kuvvetlerinin dağılımı

4.2.1 Hesaplama İçin Toplanan Veriler

$\mu = 0,35$ (Kuru, profilli lastik) (Çizelge 4.1)

$\alpha = 180^\circ$

$L = 20$ m.

$G_g = 1,5$ kg/m (EP 125 1000) (Çizelge 4.2)

$G_f = 30$ kg/m

$\delta = 25^\circ$

$G_{ro} = 26,4$ kg/m (Band genişliği = 1000 mm. , makaraların çapı = 89 mm. , makaraların genişlikleri = 380 mm. Ağırlık = 24 kg.) Üst hatta 22 tane taşıyıcı makara olduğu için toplam ağırlık = $22 \times 24 = 528$ kg.

Metredeki ağırlık = $528 : 20 = 26,4$ kg

$G_{ru} = 5,6$ kg/m (Geri dönüş istasyonu genişliği (L) = 1250 mm Ağırlık = 14 kg.)

Alt hatta 8 tane geri dönüş istasyonu olduğu için toplam ağırlık = $8 \times 14 = 112$ kg.

Metredeki ağırlık = $112 : 20 = 5,6$ kg.

$H = 8,45$ m.

$c = 3,2$ (iletim uzunluğu (L) = 20 m) (Çizelge 4.3)

$f = 0,025$

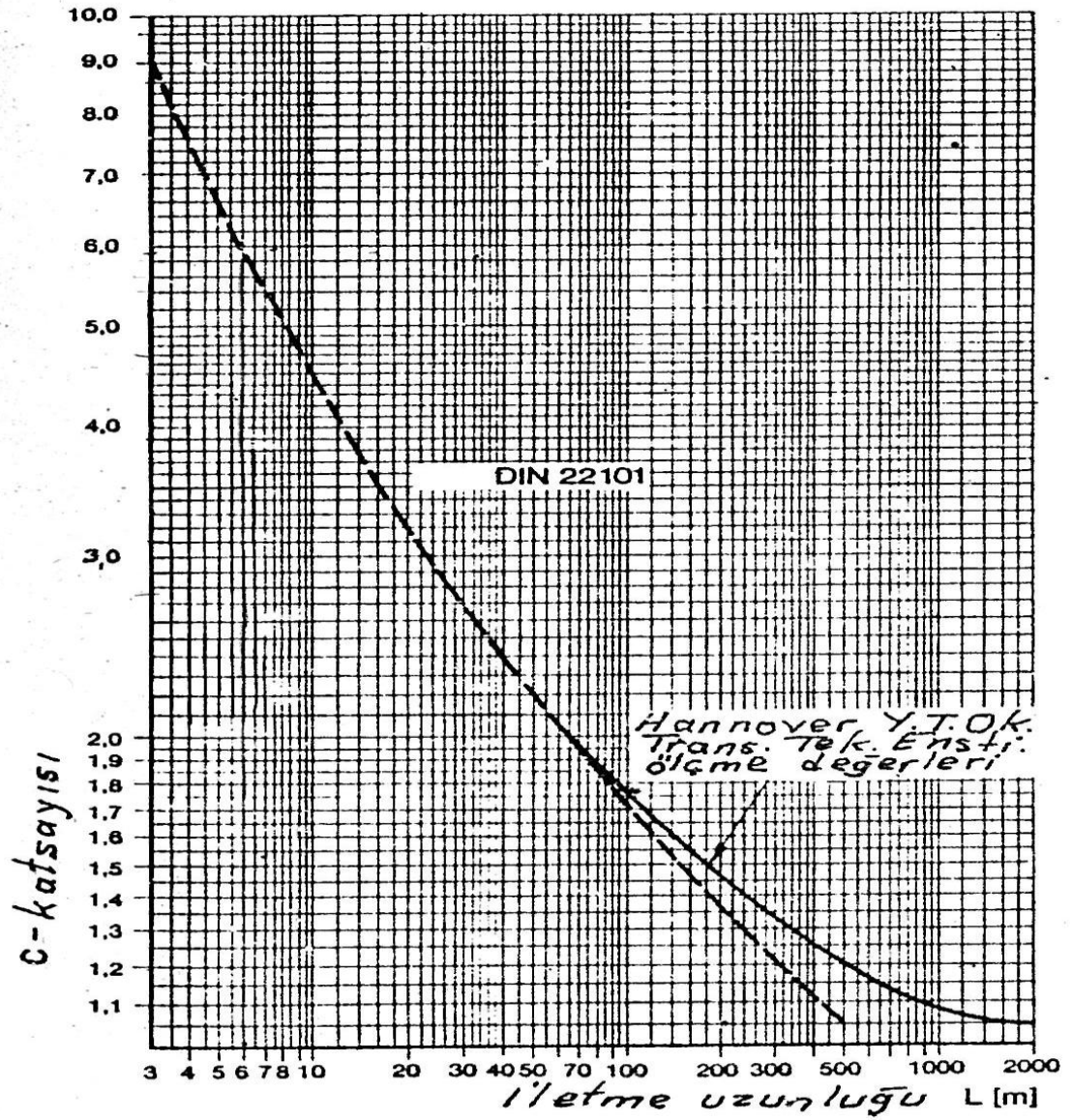
Çizelge 4.1 Bant çekme kuvveti T_1 hesabı için $[1 + 1 : (e^{\mu\alpha} - 1)]$ faktörünün değerleri ve μ katsayısı

		TEK TAMBURLU TAHRİK			
Tambur üst yüzeyi	Sürtünme katsayısı (μ)	Sarım açısı (α)			
		180°	190°	200°	210°
Çıplak yaş ve pisenmiş	0,10	3,7	3,55	3,41	3,28
Ok şeklinde profilli lastik, yaş ve pisenmiş	0,25	1,83	1,77	1,71	1,67
	0,30	1,64	1,59	1,54	1,50
Parlak, kuru, ok şeklinde profilli lastik, Keramik, yaş ve pisenmiş	0,35	1,50	1,46	1,42	1,38
Lastik, kuru Tahta, kuru Doku, kuru	0,40 0,45	1,40	1,36	1,33	1,30
Ok şeklinde profilli keramik, yaş	0,50	1,26	1,23	1,21	1,19
Keramik, kuru	0,55	1,22	1,19	1,17	1,15

Çizelge 4.2 İletim bandı ağırlığı (G_g)

DOKU KALİTESİ	AĞIRLIKLAR (KG/M)	KALINLIKLAR (MM/KAT)
B 50/20	1,4	1,2
BZ 60/30	1,5	1,4
BZ 80/35	2,0	1,6
Z 90/40	1,5	1,2
EP 100/40	1,4	1,0
EP 125/50	1,5	1,1
EP 160/65	1,7	1,3
EP 200/80	2,0	1,5
EP 250/80	2,2	1,7
EP 315/80	2,5	2,0
EP 400/100	2,8	2,2
EP 500/100	3,1	2,5
EP 630/100	3,4	2,81
EP 125/50	1,6	1,4
EP 160/65	1,8	1,5
EP 200/80	2,1	1,6
EP 250/80	2,3	1,7

Çizelge 4.3 DIN 22101' e göre iletim uzunluğuna bağlı olarak C katsayısı [19]



4.2.2 Toplanan Veriler Doğrultusunda Kuvvetlerin Hesaplanması

$$-) T_{w0} = c \times f \times L \times [(G_g + G_f) \cos \delta + G_{r0}] \quad (4.1)$$

$$T_{w0} = 3,2 \times 0,025 \times 20 \times [(1,5 + 30) \times \cos 25 + 26,4] \times 9,81 = 862,475 \text{ N}$$

$$-) T_{wu} = c \times f \times L \times (G_g \times \cos \delta + G_{ru}) \quad (4.2)$$

$$T_{wu} = 3,2 \times 0,025 \times 20 \times (1,5 \times \cos 25 + 5,6) \times 9,81 = 109,236 \text{ N}$$

$$-) T_f = H \times G_f \quad (4.3)$$

$$T_f = 8,45 \times 30 \times 9,81 = 2486,835 \text{ N}$$

$$-) T_g = H \times G_g \quad (4.4)$$

$$T_g = 8,45 \times 1,5 \times 9,81 = 124,342 \text{ N}$$

$$-) P = T_{wo} + T_{wu} + T_f \quad (4.5)$$

$$P = 862,475 + 109,236 + 2486,835 = 3458,546 \text{ N}$$

$$-) T_1 = P \times [1 + 1 : (e^{\mu\alpha} - 1)] \quad (4.6)$$

$$T_1 = 3458,546 \times [1 + 1 : (e^{0,35 \times 3,14} - 1)] = 5187,82 \text{ N } (\alpha = 180^\circ = 3,14 \text{ rd})$$

$$-) T_2 = T_1 - P \quad (4.7)$$

$$T_2 = 5187,82 - 3458,546 = 1729,273 \text{ N}$$

$$-) T_3 = T_2 - T_g + T_{wu} \quad (4.8)$$

$$T_3 = 1729,273 - 124,342 + 109,236 = 1714,167 \text{ N}$$

$$-) T_4 = T_3 = 1714,167 \text{ N [15]}$$

4.3 Bandın Tahrik Gücü

Bandı tahrik etmek için gerekli gücü aşağıdaki bileşenlere ayırabiliriz.

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

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

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

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

Boşta çalışmaya ait sürtünme kaybının bulunması için önce bant ve hareketli parçaların birim boyuna isabet eden ağırlığı tespit edilmeli ve bu değer konveyör uzunluğu ile çarpılarak toplam ağırlığı bulunmalıdır. Toplam ağırlığın sürtünme katsayısı ile çarpımı ise sürtünme kuvvetini verir. Bant ve hareketli parçaların birim boya isabet eden ağırlığı;

$$W_1 = 2W_B + \frac{W_T}{L_T} + \frac{W_D}{L_D} \quad [kg / m] \quad (4.9)$$

Eşdeğer konveyör uzunluğu L [m] olmak üzere boş konveyörü tahrik için gerekli güç;

$$N_1 = N_1 = \frac{\mu_l W_l L_v}{75} \quad [BG] \quad \text{olur.} \quad (4.10)$$

Eşdeğer konveyör uzunluğu L tayin edilirken her iki uçtaki kasnaklarda meydana gelen sürtünmeye tekabül etmek üzere konveyör eksenleri arasındaki L_0 mesafesine sabit bir uzunluk eklenmektedir. Konveyör üzerine yapılan tecrübeler bu uzunluğun 15 ile 45 m arasında seçilmesi gerektiğini göstermektedir. Daha emniyetli olması bakımından 45 m seçilirse;

$$L = L_0 + 45 \quad [m] \quad (4.11)$$

Eşdeğer boyla ilgili verilen bir bağıntı da:

$$L = 1.07L_0 + 15 \quad [m] \quad (4.12)$$

Bu durumda boş konveyörü tahrik için gerekli güç;

$$N_1 = \frac{\mu_l W_l (L_0 + 45) \nu}{75} \quad [BG] \quad (4.13)$$

Benzer şekilde saniyede q [kg] malzemeyi nakletmek için gerekli N_2 gücü, sürtünme katsayısı μ_2 olmak üzere;

$$N_2 = \frac{\mu_2 q (L_0 + 45)}{75} \quad [BG] \quad (4.14)$$

veya konveyörün iletim kapasitesi Q [ton/saat] ise;

$$N_2 = \frac{\mu_2 Q (L_0 + 45)}{270} \quad [BG] \quad (4.15)$$

Bu denklemde $\mu_2 = 0.03$ alınmalıdır. Malzemeyi düşey olarak nakletmek için gerekli N_3 gücü düşey mesafe H olmak koşuluyla;

$$N_3 = \pm \frac{qH}{75} \quad \text{veya} \quad N_3 = \pm \frac{QH}{270} \quad [BG] \quad (4.16)$$

yazılabilir. Malzemenin yokuş yukarı naklide N_3 pozitif, yokuş aşağı naklinde ise negatiftir. Böylece tahrik tamburunda gerekli güç;

$$N = N_1 + N_2 + N_3 \quad (4.17)$$

Motor gücü için tahrik tambur gücünü tahrik mekanizmasının verimi η 'ya bölünmelidir. Verim, tahrik mekanizmasının konstrüksiyonuna bağlı olarak değişir ve 0.8 ile 0.96 arasında seçilebilir.

4.4 Tahrik Sistemleri

Bantlı konveyörlerde genellikle shaft-mounte redüktörler kullanılır ve ayrı bir şase üzerinde yerleştirilen elektrik motoru ile kayış-kasnaklı olarak tahrik edilirler.

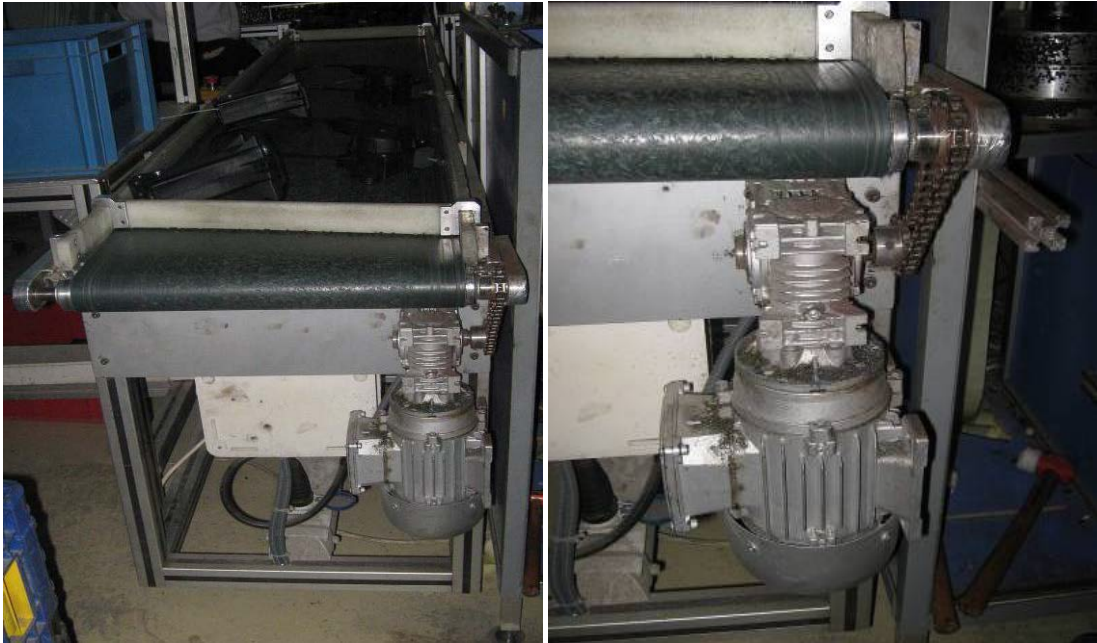
Özel üretimli bant konveyörlerde daha ziyade malzeme kapasitesine göre bant konveyör hızı seçilmesine rağmen, 1,6 ton/m³ yığma yoğunluklu malzemeler için 1,5 m/sn hız kullanılır. Kullanılan motor güçleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 4.4 18° iletim açısı için kullanılan motor güçleri

Bant Hızı (m/s)	Tambur Çapı (mm)	Tambur Devri (rpm)	Motor Gücü (kW)	Bant Konveyör Eni /Boy (mm)			
				500	600	750	1000
1,5	273	105	3	0-8 m	0-6m		
	320	90	4	9-15m	7-12m	0-6m	0-5m
	320	90	5.5	16-22m	13-20m	7-10m	6-7m
	320	90	7.5	23-33m	21-30m	11-15m	
	400	72	7.5				8-12m
	400	72	11	34-50m	31-48m	16-30m	
	500	57	11				13-22m
	500	57	15				23-25m
	500	57	15	51-70m	49-66m	31-42m	26-32m
	600	48	18.5	70-90m	67-90m	43-54m	33-40m
	600	48	22			55-66m	41-60m
	600	48	30				61-70m



Şekil 4.4 Konveyörlerde kayış kasnaklı tahrik mekanizması



Şekil 4.5 FIAT Argenetto hattı konveyörlerde tahrik sistemi – Elektrik motoru [16]

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



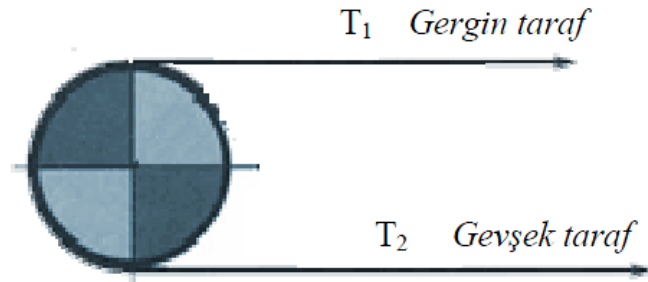


Şekil 4.6 Bosch REXROTH talaş konveyörü tahrik mekanizması-Redüktörlü elektrik motoru [12]

4.5. Tamburların Tahrik Şekilleri

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

$$M_d = (T_1 - T_2) \frac{D}{2} \text{ şeklinde tayin edilir.} \quad (4.18)$$



Şekil 4.7 Bant tahrik kuvvetleri

Tahrik tamburundaki güç ise;

$$N = \frac{(T_1 - T_2)v}{75\eta} [BG] \text{ veya } N = \frac{(T_1 - T_2)v}{102\eta} [kW] \quad (4.19)$$

olarak hesaplanır.

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 bandı tahrik için gerekli gücün beş bileşenden ibaret olduğu kabul edilir.

- Konveyörü boşa 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

4.6 Bantlı Konveyörlerin Tahrik Şekilleri

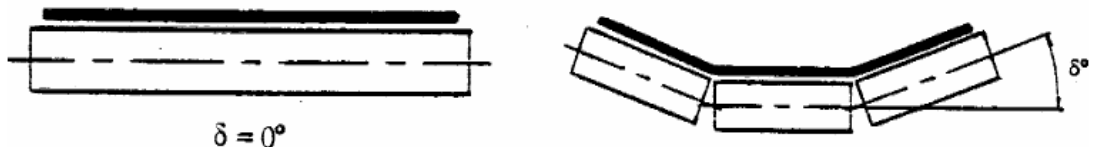
Bantlı konveyörler genellikle elektrik motoru ile tahrik edilirler. Motorun devir sayısı tahrik tamburunkinden oldukça fazla olduğundan, araya en az iki kademeli bir dişli kutusu koymak gerekir. Duruma göre bunlar değişik şekillerde monte edilebilirler.

BANT TAHRİK YÖNTEMLERİ

5.1 Bant Tahrik Sistemleri

Bant tahrik sistemleri, konstrüksiyona ve taşınacak malzemenin özelliğine bağlı olarak; baştan tahrik, kuyruktan tahrik veya çift tahrik olarak baştan ve kuyruktan olabilir. Çok tamburlu sistemlerde düşük bant gerilmeleri meydana gelir ancak ilave motor ve dişli sistemlerinden kaynaklanan ilave masraf yaratır. Bantlı konveyör konstrüksiyonunda bant hareket hızı ve tahrik gücü bulunmasına etkiyen tasarım parametreleri olarak, taşıma malzemenin özellikleri ve yoğunluğu ile konveyör kapasitesi; bant özellikleri, taşıma uzunluğu ve eğimi bilinmesi gereken teknik değerlerdir.

Taşıyıcı makaralar tek parçalı ya da çok parçalı olarak çelik konstrüksiyon üzerinde tespit edilmişlerdir. Taşıyıcı makaralar, üst kısımda banda düz veya oluk formunda, alt kısımda ise düz olarak yapılır. Düz bantlar parça malların iletiminde ve düşük kapasitelerde kullanılabilirler. Dökme malların büyük taşıma kapasitelerinde iletimi 2, 3 veya 5 parçalı taşıyıcı makaraların yataklık ettiği oluklu, geniş bantlarla yapılır.



Şekil 5.1 Taşıyıcı makaralar ve bantların oluk şekilleri

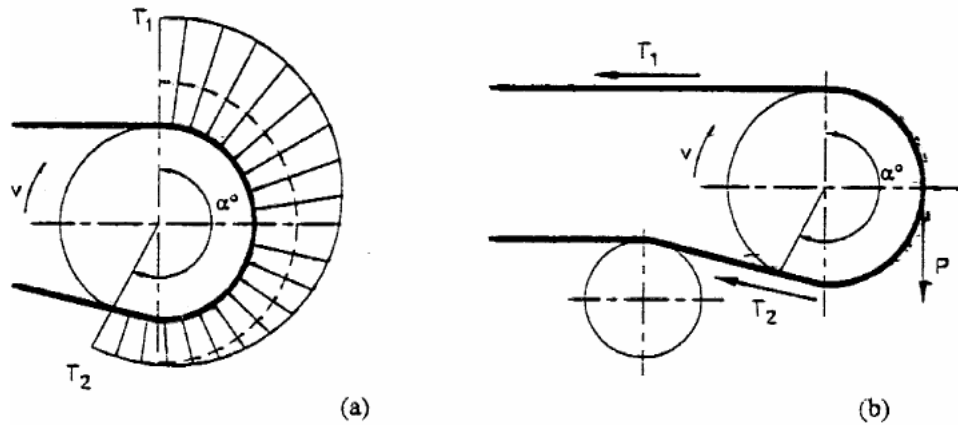
Konveyör bandında kuvvet iletimi, taşıyıcı bant ile tahrik tamburu arasında Eytelwein bağıntısına dayanır. Tambur çevresindeki bant gerilme kuvvetleri T_1 ve T_2 arasında

Eytelwein bağıntısından elde edilen logaritmik bir oran mevcuttur. İletim değeri; e logaritma tabanı, bant sürtünme katsayısı μ , sarım açısı α olmak üzere sınır halinde,

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} \quad (5.1)$$

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

Yatay pozisyonda çalışan bir konveyörde bant boyunca etkiyen kuvvetler Şekil 5.2’te görülmektedir. Burada, T_1 ve T_2 kuvvetlerini sağlamak için banda bir ön gerilme verilmesi gereklidir. Bu ön gerilme, tahrik tamburunda gerekli olan minimum T_2 kuvvetini temin edecek kadar olmalıdır. Şekil 5.2’de tahrik tamburu üzerinde oluşan bant kuvvet dağılımı gösterilmiştir. Hareket yönüne göre kuvvetler azalmaktadır.[4]



Şekil 5.2 Tahrik tamburunda meydana gelen kuvvetler

5.2 Bantlı Mekanizmalarda Tahrik Çeşitleri

Yukarı doğru iletimde, iletilen malın ve bant ağırlığının hareket yönünde dik bileşeni sürtünmeyi artırmaktadır. Bir konveyör aşağı doğru eğimli bir pozisyonda çalışıyorsa, yüklerin bant doğrultusundaki bileşenleri de faydalı etkide bulunur ve bant kollarındaki germe kuvvetlerinin daha az olmasını sağlar. Bu nedenlerle, uygun konstrüksiyonlar yapıldığı takdirde, bant kollarındaki germe kuvvetleri büyük değerler almamaktadır.

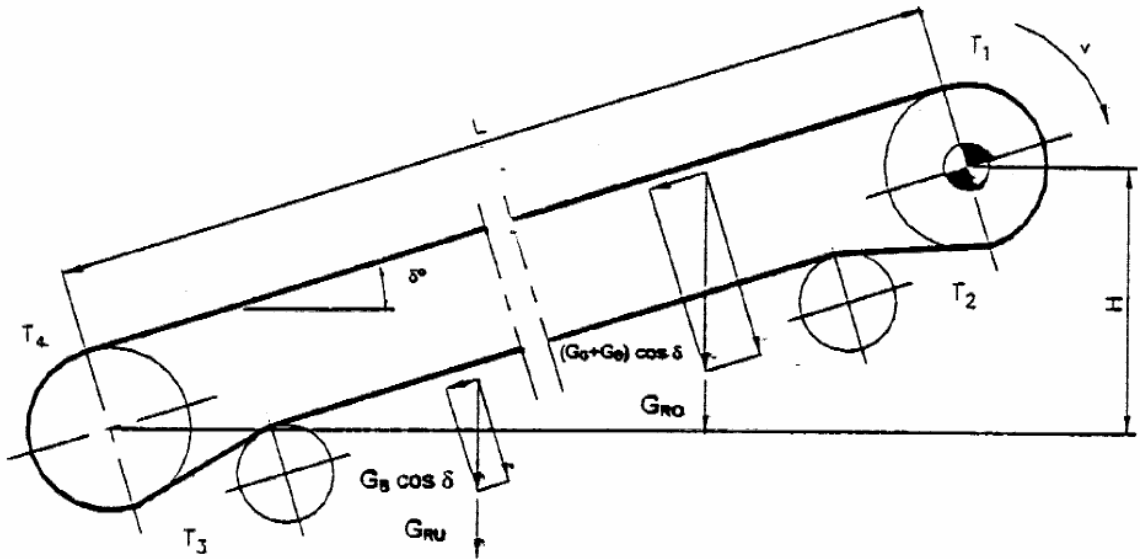
Şekil 5.3'te görülen bantlı konveyör üzerine etki eden kuvvetler ve tasarım parametreleri kullanılarak değişik tahrik tarzları için hesap esasları aşağıda sırasıyla verilmiştir. Bandın üst kısmında oluşan kuvvet F_O , direnç katsayısı C , makara yatak sürtünme katsayısı μ , bant boyu L , bant ağırlığı G_G [kg/m], iletilen malın ağırlığı G_B [kg/m], üst kısım taşıyıcı makara ağırlığı G_{RO} [kg/m] olmak üzere,

$$F_O = C \cdot \mu \cdot L \cdot (G_G + G_B + G_{RO}) \text{ ile ifade edilir.} \quad (5.2)$$

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

$$F_U = C \cdot \mu \cdot L \cdot (G_B + G_{RU}) \quad (5.3)$$

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



Şekil 5.3 Eğimli tahrik edilen bir bant üzerinde etkiyen kuvvetler

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

$$P = F_O + F_U \quad (5.4)$$

5.2.1 Eğimsiz Çalışma Durumu

Bandın düz satıhta çalıştığı yatay pozisyonunu koruduğu konstrüksiyondur. Şekil 5.4’de eğimsiz durumda 3 değişik tahrik yöntemi gösterilmiştir. Şekil 5.4.a’da eğimsiz baştan tahrik, Şekil 5.4.b’de eğimsiz kuyruktan tahrik ve Şekil 5.4.c’de her iki uçtan tahrik yöntemleri gösterilmiştir. Her bir şekil üzerinde tahrik tamburunun konumuna uygun olarak tambur dönüş yönleri ile oluşan bant gergi kuvvetleri işaretlenmiştir.

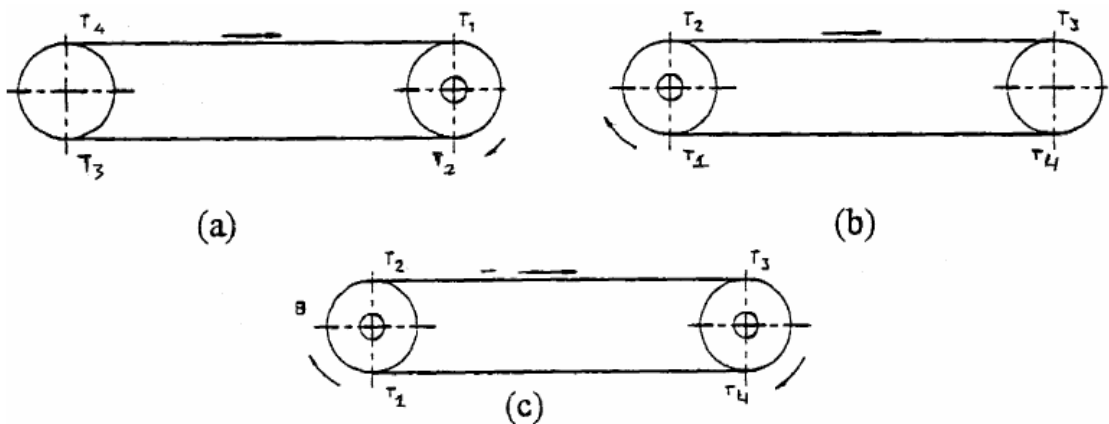
5.2.1.1 Eğimsiz Baştan Tahrik Yöntemi

Şekil 5.4a’da görülen eğimsiz baştan tahrik yönteminde, yukarıdaki eşitlikte bulunan çevre kuvveti ve sürtünme katsayısı ile bant sarım açısı yardımıyla T_1 kuvveti,

$$T_1 = P \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) \quad (5.5)$$

olarak bulunur. Diğer bant gergi kuvvetleri ise , $T_2 = T_1 - P$ yazıldığında, kuvvetleri sırasıyla aşağıdaki eşitlikler bulunur.

$$T_3 = T_2 + F_U \quad \text{ve} \quad T_4 = T_3 \quad (5.6)$$



Şekil 5.4 Eğimsiz tahrik yöntemleri

5.2.1.2 Eğimsiz Kuyruktan Tahrik Yöntemi

Şekil 5.4b’de görülen eğimsiz kuyruktan tahrik yönteminde, baştan tahrik yönteminde kullanılan eşitlikler sırasıyla T_1 , T_2 ve T_4 ile bant gergi kuvvetleri ve eşitlikleri yardımıyla T_3 gergi kuvveti $T_3 = T_2 + F_O$ olarak elde edilir.

5.2.1.3 Her İki Yerden Tahrik Yöntemi

Şekil 5.4c’de görülen eğimsiz her iki yönden tahrik yönteminde, baştan ve kuyruktan yaratılan tahrik için çevre kuvvetleri ayrı ayrı hesaplanır. Bunun için ilk olarak P_B çevre kuvveti, P_{B1} ve P_{B2} bileşenlerinin hesaplanmasıyla elde edilir.

$$\begin{aligned} P_{B1} &= \frac{e^{\mu_B \alpha_B} - 1}{e^{\mu_A \alpha_A} e^{\mu_B \alpha_B} - 1} \\ P_{B2} &= P + F_U (e^{\mu_B \alpha_B} - 1) \\ P_B &= P_{B1} + P_{B2} \end{aligned}$$

(5.7)

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

$$P_A \left(\frac{1}{e^{\mu_A \alpha_A} - 1} \right) < P_B \left(1 + \frac{1}{e^{\mu_B \alpha_B} - 1} \right) - F_U \quad (5.8)$$

Eşitsizlik gerçekleştiği durumda, T_3 bant gergi kuvveti ise;

$$T_3 = P_B \left(1 + \frac{1}{e^{\mu_B \alpha_B} - 1} \right) \quad (5.9)$$

olarak elde edilir. Diğer bant gergi kuvvetleri ise;

$$T_4 = T_3 - P_B \quad (5.10)$$

T_2 ile T_1 bant gergi kuvvetleri

$$T_2 = T_3 - F_U \quad \text{ve} \quad T_1 = T_3 + P_A \quad (5.11)$$

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

$$T_1 = P_A \left(1 + \frac{1}{e^{\mu_A \alpha_A} - 1}\right) \quad (5.12)$$

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

$$T_2 = T_1 - P_A, \quad T_3 = T_1 - F_0, \quad T_4 = T_3 + P_B \quad (5.13)$$

5.2.2 Eğimli Çalışma Durumu

Konveyör bandının yatayla açı yaparak malzemeleri yukarıya veya aşağıya doğru taşıdığı konstrüksiyondur. Eğimli çalışma durumunda tamburlar arasında düşey mesafe, Şekil 5.5’de gösterilen eğim açısı ve bant boyuna göre $H = L \sin \delta$ ile elde edilir. Bu durumda eğim açısını etkisiyle eşitlikler sırasıyla,

$$\begin{aligned} F_0 &= C \cdot \mu \cdot L \cdot ((G_G + G_B) \cos \delta + G_{RO}) \\ F_U &= C \cdot \mu \cdot L \cdot (G_B \cos \delta + G_{RU}) \end{aligned} \quad (5.14)$$

olacaktır.

5.2.2.1 Yukarıya Doğru Tahrik Yöntemleri

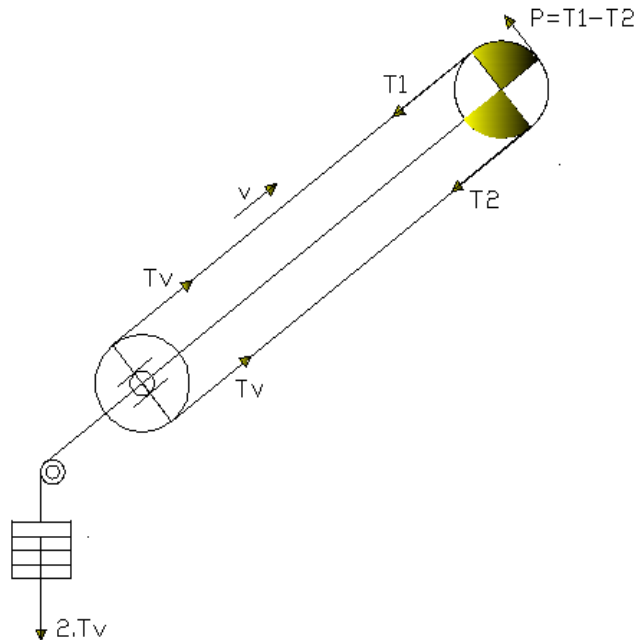
Şekil 5.5’te yukarıya eğimli durumda 3 değişik tahrik yöntemi gösterilmiştir. Şekil 5.5a’da yukarıya eğimli baştan tahrik, Şekil 5.5b’de yukarıya eğimli kuyruktan tahrik ve Şekil 5.5c’de yukarıya doğru her iki uçtan tahrik yöntemleri gösterilmiştir. Her bir

$$P = F_O + F_U + H.G_G \quad (5.15)$$

5.2.2.1.1 Yukarıya Baştan Tahrik Yöntemi

Şekil 5.5a’da görülen bant gergi kuvvetlerinden T_1 ve T_2 ifadesinde hesaplanır. T_3 gergi kuvveti ise;

$$T_3 = T_2 + F_U - H.G_G \text{ elde edilir.} \quad (5.16)$$



Şekil 5.6 Yukarıya baştan tahrik yöntemi

5.2.2.1.2 Yukarıya Kuyruktan Tahrik Yöntemi

Şekil 5.5b’de görülen bant gergi kuvvetlerinden T_1 bant gergi kuvveti eşitliklerden ve $T_2 = T_1 - P$ ile elde edilir. T_3 gergi kuvveti ise;

$$T_3 = T_1 + H.G_B - F_U \text{ dır.} \quad (5.17)$$

5.2.2.1.3 Yukarıya Her İki yerden Tahrik Yöntemi

Şekil 5.5c’de görülen bant gergi kuvvetlerinin bulunması için, baştan ve kuyruktan yaratılan tahrikte çevre kuvvetleri ayrı ayrı hesaplanır. Bunun için ilk olarak P_B çevre kuvveti, P_{B1} ve P_{B2} bileşenlerinin hesaplanması ile elde edilir. P_{B1} kuvveti, yukarıdaki eşitliklerden, P_{B2} bileşeni ise;

$$P_{B2} = P + (F_U - H.G_B)(e^{\mu_B \alpha_B} - 1) \quad (5.18)$$

ile elde edilir. Diğer tamburda oluşan P_A çevre kuvveti ise, yukarıdaki eşitliklerden yazılır. Bant gergi kuvvetlerinin yerinin bulunması için her iki uçtaki çevre kuvvetleri karşılaştırılır ve uygun şekilde kuvvetler yerleştirilir.

$$P_A \left(\frac{1}{e^{\mu_A \alpha_A} - 1} \right) < P_B \left(\frac{1}{e^{\mu_B \alpha_B} - 1} \right) + H.G_B - F_U \quad (5.19)$$

Eşitsizlik gerçekleştiği durumda, T_3 ve T_4 bant gergi kuvvetleri sırasıyla (5.8) ve (5.9) eşitlikleriyle elde edilir. Diğer bant gergi kuvvetleri ise,

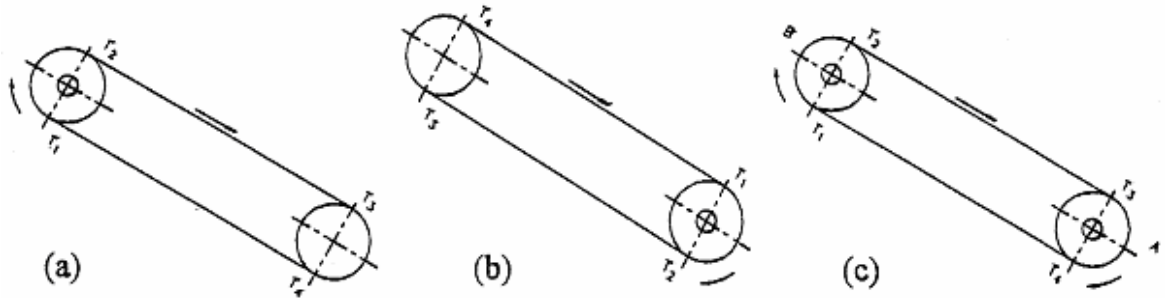
$$\begin{aligned} T_2 &= T_4 + H.G_B - F_U \\ T_1 &= T_2 + P_A \end{aligned} \quad (5.20)$$

Eşitsizliğin gerçekleşmediği durumda ise, T_1 bant gergi kuvveti (5.4) eşitliğinden ve ile

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 - P \text{ elde edilir ve diğer bant gergi kuvvetleri ise,} \\ T_4 &= T_1 - F_0 - H.(G_G + G_B) \\ T_3 &= T_4 + P_B \end{aligned} \quad (5.21)$$

5.2.2.2 Aşağı Doğru Tahrik Yöntemleri

Şekil 5.7’de aşağı doğru eğimli durumda 3 değişik tahrik yöntemi gösterilmiştir. Şekil 5.7a’da aşağıya eğimli baştan tahrik, Şekil 5.7b’de aşağıya eğimli kuyruktan tahrik ve Şekil 5.7c’de aşağıya doğru her iki uçtan tahrik yöntemleri gösterilmiştir.



Şekil 5.7 Aşağıya doğru tahrik yöntemleri

Tamburlar arasındaki düşey mesafe ile yukarıya tahrik yöntemi için elde edilir.

$$P = F_0 + F_U - H.G_G \quad (5.22)$$

5.2.2.2.1 Aşağı Bastan Tahrik Yöntemi

Şekil 5.7.b’de görülen bant gerilme kuvvetlerinden T_1 bant gerilme kuvveti (5.4) eşitliğinden ve $T_2 = T_1 - P$ ile elde edilir ve T_3 gerilme kuvveti ise,

$$T_3 = T_2 + F_U + H.G_B \quad (5.23)$$

ifadesinden ve T_4 bant kuvvet gerilme kuvveti ise (5.5) eşitliğinde elde edilir.

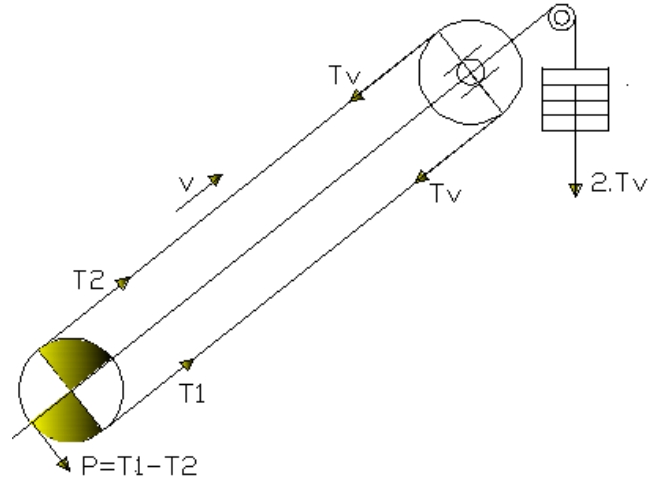
5.2.2.2.2 Aşağıya Kuyruktan Tahrik Yöntemi

Şekil 5.7.b’de görülen bant gerilme kuvvetlerinden T_1 bant gerilme kuvveti (5.4)

eşitliğinden ve $T_2 = T_1 - P$ ile elde edilir ve T_3 gerilme kuvveti ise,

$$T_3 = T_1 - H.G_B - F_U \quad (5.24)$$

ifadesinden ve T_4 bant kuvvet gergi kuvveti ise (5.5) eşitliğinde elde edilir.



Şekil 5.8 Aşağıya kuyruktan tahrik

5.2.2.2.3 Aşağıya Her İki Yerden Tahrik Yöntemi

Şekil 5.7.c'de görülen bant gergi kuvvetlerinin bulunması için, baştan ve kuyruktan yaratılan tahrikte çevre kuvvetleri ayrı ayrı hesaplanır. Bunun için ilk olarak P_B çevre kuvveti P_{B1} ve P_{B2} bileşenlerinin hesaplanması ile elde edilir. P_{B1} kuvveti, (5.6) eşitliğinden, P_{B2} bileşeni ise;

$$P_{B2} = P + (F_U + H.G_B)(e^{\mu_B \alpha_B} - 1) \quad (5.25)$$

ile elde edilir. Diğer tamburda oluşan P_A çevre kuvveti ise, (5.6) eşitliğinden yazılır.

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

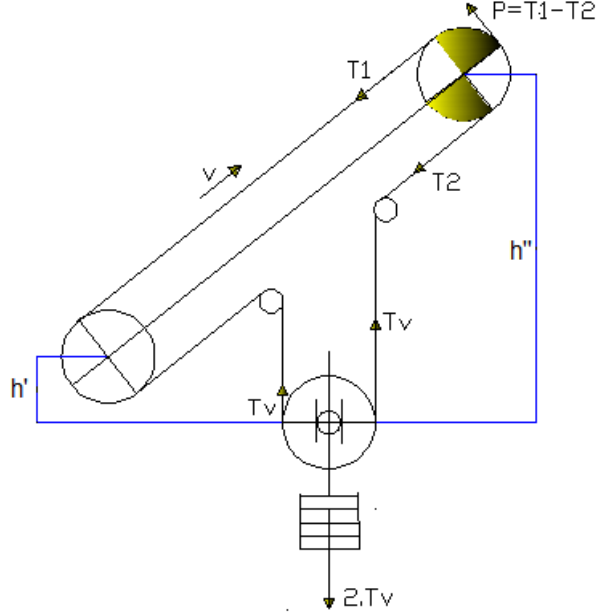
$$P_A \left(\frac{1}{e^{\mu_A \alpha_A} - 1} \right) < P_B \left(1 + \frac{1}{e^{\mu_B \alpha_B} - 1} \right) - H.G_B - F_U \quad (5.26)$$

Eşitsizlik gerçekleştiği durumda, T_3 ve T_4 bant gergi kuvvetleri sırasıyla (5.8) ve (5.9) eşitlikleriyle elde edilir. T_1 gergi kuvveti, (5.19) eşitliği ile ve diğer bant gergi kuvvetleri ise,

$$T_2 = T_4 - H.G_B - F_U \quad (5.27)$$

olarak elde edilir. Eşitsizliğin gerçekleşmediği durumda ise, değilse; T_1 bant gergi kuvveti (5.4) eşitliğinden ve $T_2 = T_1 - P$ ile elde edilir ve diğer bant gergi kuvvetleri ise,

$$T_3 = T_2 + F_0 + H.G_B \text{ ve } T_4 = T_3 - P_B \text{ 'dır.} \quad (5.28)$$



Şekil 5.9 Ortadan ağırlıklı aşağıya tahrikli bant sistemi

Sürtünmeli tahrikte iletilebilecek gücü arttırmak için farklı düzenekler oluşturulabilir.[4]

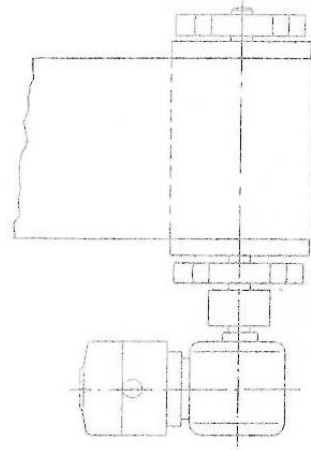
5.3 Motor Gücü Hesaplamaları

Doğru akım motorları elektriksel gücün mekanik güce çevrimi ile oluşturulan moment kuvveti sayesinde stator denilen düzeneğin rotor üzerinde manyetik olarak döndürüldüğü sistemlerdir. En basit haliyle; mantık olarak bobinler üzerinden geçen akımın oluşturduğu manyetik alan sayesinde oluşan kutuplaşma ile ileri ve geri yönlü olarak, yani zıt kutupların çekmesi ve de aynı kutupların birbirini itmesi prensibinin dairesel harekete dönüştürülmesi ile mekanik hareket üretebilen bir yapıdır.

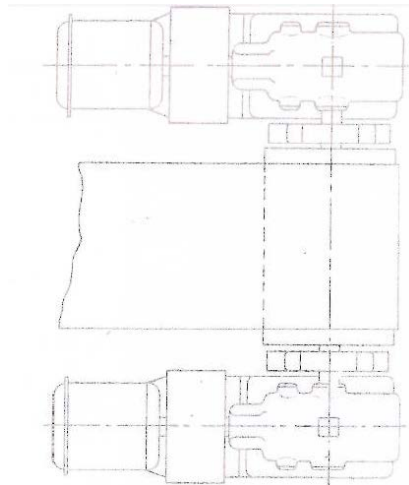
$$N = P.v/\eta t \text{ (W)}$$

5.4 Redüktörlü Motor

Redüktörlü motorlarda redüktör, direkt motor gövdesine flanşla bağlanmıştır. Bantlı konveyörlerin tahriki için redüktörlü motorlar 0,015'den 45 kW'a kadar olan güçler için kullanılırlar. Bunlar, küçük bir yapı tarzı ve kirlenmeye karşı hassasiyet göstermesi nedeniyle tercihen kullanılırlar. [14]



Şekil 5.10 Bir redüktörlü motorun tanzimi



Şekil 5.11 İki tekil tahrikin tanzimi

5.5 Tekil Motorlar

Flanşlı veya ayaklı elektrik motorları, eklenmiş dişli çark mekanizmaları ile tamburu tahrik ederler. Bu yapı şekli, büyük tesislerde kullanılır. Çoğunlukla büyük tesisler şekilde gösterildiği gibi, tahrik tamburunun her iki yanına iki motor ve redüktör ile donatılırlar. Bantlı konveyörler için aşağıdaki şekiller uygun düşer.

5.6 Alternatif Kısa Devre Motor

İlk harekete müsaade ettiği müddetçe, alternatif kısa devre motorlar, basit inşa tarzı, sağlamlığı ve ekonomikliğı nedeniyle bantlı konveyörlerin tahriki için tercihen kullanılırlar. İlk hareket kaplini ile demaraj daha uygun düzenlenebilir.

5.7 Alternatif Bilezikli Motor

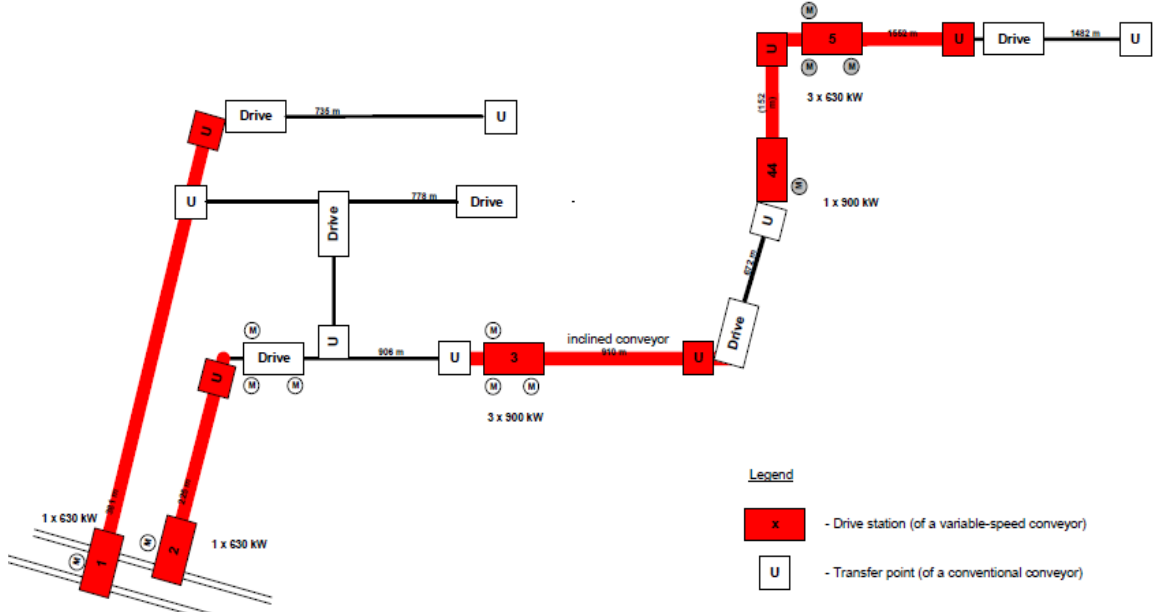
Alternatif bilezikli motorlarda ilk hareket momenti ve ilk hareket akımı dış dirençlerin devreye sokulmasıyla stator akımı azaltılabilir. Hem yüklenmiş konumda, ilk harekette bantı korumak bakımından, yumuşak bir hareket istenir hem de yüksek olan akımı azaltmak bakımından ekseriya bilezikli motorları kullanmak uygun düşer.

5.8 Bantlı Konveyörler İçin Değişken Hızlı Tahrikler

Dünyada enerji kaynaklarının gittikçe azalması ve buna bağlı olarak enerji maliyetlerinin artmasından dolayı enerjinin verimli bir şekilde kullanılması daha fazla önemli hale gelmiştir. Buna bağlı olarak da tahrik sistemlerde enerji verimliliğı ve bu amaca uygun sistemlerin geliştirilmesi son yıllarda gittikçe önem kazanmaktadır. Enerji verimliliğı açısından ve sağladığı diğer avantajlar bakımından değişken hızlı tahrik ve kontrol sistemleri, maliyetlerinin de düşmesiyle git gide önemli hale gelmeye başlamış konveyörler gibi birçok uygulama alanında da kullanılmaya başlanmıştır.

Mekanik tasarım, hareketli parçaların azaltılması vs. gibi konveyörlerin verimliliğı dikkate alınırken, bunların yanına ilave olarak olabilecek en üst verimlilik oranlarında tahrik sistemlerinin de kullanılması önemlidir. Hareketli parçalardaki sürtünmenin ve kısma kayıplarının azaltılmasına bağlı kısmi enerji kazanımı ile birlikte, toplam verimliliğın arttırılması üzerinde rol oynayan ana faktörlerdir.

Günümüzde birçok 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 sarfiyatında ve mekanik aşınma konularında çok büyük avantajlar sağlarlar.



Şekil 5.12 Bant konveyörlerde tahrik istasyonları ve iletim noktaları

5.8.1 Değişken Hızlı Tahrik Sistemlerinin Sağladığı Avantajlar

- Geleneksel hidrolik sistemde, pompa sürekli sabit bir devirde çalışmaktadır. Pompa, değişken deplasmanlı yapıya sahip olmasına rağmen yüksüz durumlarda veya hazırda bekleme konumlarında da enerji harcamaktadır.
- Değişken 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 geçtiği 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.
- Değişken hızlı tahrik sistemine sahip (VSP) hidrolik sistemlerde, pompanın devrini kontrol etmek mümkün olduğundan dolayı, sistemdeki akışının basıncını, hacmini ve akış yönünü enerji kaybı olmadan kontrol edebilmek mümkündür.
- Geleneksel hidrolik sistemlerde, kontrol valflerindeki kayıplardan ötürü ısıya dönüşen enerji kayıpları vardır. Bu açığa çıkan ısı enerjisinin soğutulması gerekmektedir. Bu sebeple soğutma sistemine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu

soğutma gücü hidrolik sistemin kurulu gücünün %25- %50 veya daha fazlası olabilmektedir. Soğutma demek enerji kaybı demektir.

- Değişken hızlı tahrik sistemi (VSP) direkt olarak tahrik edilen yüke etki eder. Eğer sistemin enerjiye ihtiyacı varsa, servo motor enerjiyi sisteme sürücüsü üzerinden verir (pompa olarak çalışma). Sistemden enerji geldiği zaman (örnek olarak silindiri durdurmaya veya yavaşlatmaya çalıştığımızda) servo motor enerjiyi tekrar sürücüye geri verebilir (jeneratör – motor olarak çalışma). Bu şekilde enerjinin geri kazanımı, depolanması ve elektrik enerjisine dönüştürülebilmesi mümkündür. [20]

5.8.2 Kalite Kriterleri ve Avantajları

- Güç Tasarrufu
- Verimlilik Artışı
- Çalışma ve durma esnasında dinamik torklanma karakteristiği
- Düzensizlik sistemlerinin minimize edilmesi
- Dişli ve bant aşınmasının azaltılması [17]

5.8.3 Kalite Kriterlerine İstinaden Avantajlar

- Start-stop operasyonlarında dinamik tork karakteristiği
- Farklı hız ve yüklerde verimlilik
- Güç faktörü ($\cos \varphi \geq 0,95$)
- Sistem sarsılmaları ($THD \leq 10\%$)

5.8.4 Değişken Hızlı Tahrik Sistemleri Çalışma Bölgeleri ve Yükün Niteliği

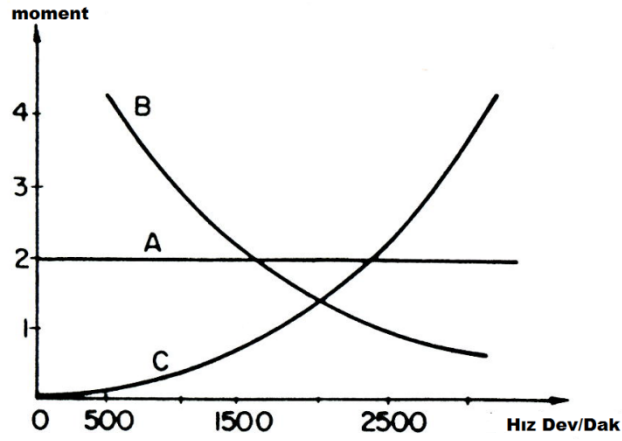
Değişken hızlı bir tahrik sisteminin çalışması birkaç bölgeye ayrılarak incelenebilir.

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.

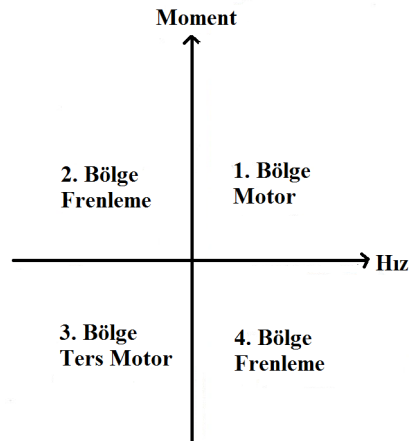
Tahrik sistemleri genellikle üç bölüme ayrılabilirler.

- (a) 1.Bölgede çalışan sistemler
- (b) 1. Ve 2. (veya 3.) bölgede çalışan sistemler
- (c) 4 bölgede birden çalışan sistemler



Şekil 5.13 Değişik karakteristikli yükler

- A. Sabit momentli yükler (konveyörler)
- B. Sabit güç isteyen yükler ($\text{moment} = k/\text{hız}$, k bir katsayı). Bu tip yüklere çoğu kez takım tezgahlarında rastlanır.
- C. Momenti hızın karesiyle artan yükler ($\text{moment} = k/\text{hız}^2$). Bu tip yüklere örnek olarak santrifüj pompalar veya fanlar gösterilebilir.[21]



Şekil 5.14 Değişken hızlı tahrik sisteminin çalışma bölgeleri

5.9 Tahrik Sistemi Seçimi

Konveyör uygulamaları için tahrik sistemi seçilirken geniş kapsamda ekipmanlar incelenmeli ve birçok soru yanıtlanmalıdır. Bu seçim topografik şartlara, taşınan malzemeye, çevresel gerekliliklere ve operasyon metotlarına bağlıdır. Anahtar 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 tork, yüksek başlangıç torku, yüksek atalet, yüksek ivmelenme ve yavaşlama torkları 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. Değişken hızlı tahrikler bir motorlar arasında ve tetik mekanizması ve ilk hareket mekanizmasında kesin ve doğru bir şekilde yük paylaşımına izin verir. Değişken hızlı tahrikler tasarım ve operasyon aşamasında yüksek 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 konvertöründen oluşur. Ayrı invertörler birbirinden bağımsız bir şekilde kontrol edilebilirler.

Bir tahrik sisteminin seçiminde önce aşağıdaki konulara açıklık getirilmesi gerekir.

- (a) Sistemin gücü
- (b) Momentin zaman ve hızla değişimi
- (c) Hız denetim aralığı
- (d) Hız ve moment denetiminde aranan hassasiyet ve sisteme cevap verebilme hızı
- (e) Kalkış duruş sayısı
- (f) Diğer tahrik sistemleriyle senkronizasyon
- (g) Kullanım yeri şartları [21]

5.10 Hız Denetiminde Yöntemler

Geçmiş yıllarda kontrol olanaklarının daha basit olması nedeni 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 motorların 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 çabası ve işletme maliyetlerini düşürme yönündeki istekleri otomasyonlarda değişken hızlı tahrik sistemlerinin daha yaygın kullanım alanı bulmasına yol açmıştır. Modern tahrik sistemleri hem performans hem de verimlilik açısından avantajlar sağlamaktadır.

5.11 Tahrikin Düzenlenmesi

Kuvvet planından, yukarıya yokuş ve aynı zamanda yatay yerleştirilmiş tesisler için, alt kuşakta daha büyük kuvvetlerden sakınmak için, tahrik kuvveti baştan tahrikli daha çok kullanılmaktadır. Aks açıklığı takriben 1000 m'den itibaren olan tesislerde, ekseriya ayrıca kuyruk tamburu da tahrik edilir. Bu düzenleme ile alt kuşağın hareket dirençleri, özellikle ilk harekette daha kolay yenilebilir ve bant daha düzgün hareket edebilir. Baş ve kuyruk tamburunun tahriki konstrüksiyon basitliği ve bant saptırmasının az olması nedeniyle daha çok tercih edilmektedir. Her iki tambur hızının

uyuşması sağlama tedbirleri, büyük bant uzunluğu nedeniyle elastik denklikten gereksizdir.

Kuyruk tahrikinin düzeni özellikle aşığıya doğru olan iletme tesisleri için faydalı olmaktadır. Aşığıya doğru tahrikte üç hal ayırt edilmelidir.

1. Eğim bileşeni, nominal malzeme akımında, diğer dirençlerden daha küçük olabilir. O takdirde hareket halinden duruncaya kadar güç çekilir.
2. Eğim bileşeni, nominal malzeme akımında, diğer dirençlerden daha büyüktür. O takdirde tesis frenlenmelidir, yani 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.

5.11.1 Ara Tahrikli Sistemler

Büyük bantlı tesislerde ara tahrik kullanılabilir, böylelikle bant kuvvetleri azaltılabilir. Bu tahrikin ayarı ile baş ve ara tahrikteki sarsılma kuvvetleri, takriben eşit büyüklükte tutulması sağlanabilir. Banttaki fiyat 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 tarzda tambur çapı daha büyük seçilmelidir. Bu sebepten, bu tahrik tarzı için tambur çapını uygun şekilde büyültülebilmesi için % 30 civarında azaltılmış değerler göz önüne alınmalıdır.

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

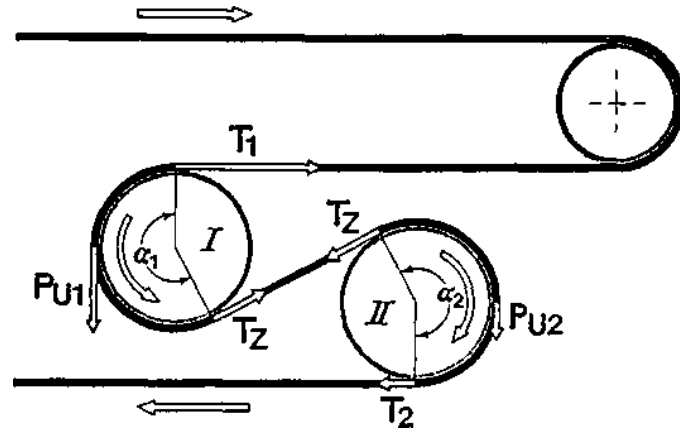
5.11.2 İki Tamburlu Tahrik Sistemleri

Bandın ölçülendirilmesinde rol oynayan en büyük çekme kuvveti olan tahrik tamburu girişindeki T_j kuvvetidir. Bu nedenle, yüklü bir iletim hattında tatbik edilen çevre

kuvveti P ile hareket dirençleri ve yokuş direncini yenebilmek için bu kuvvet (T_t) mümkün mertebe küçük tutulmaya çalışılır.

Bunun anlamı bant ile tambur arasında büyük bir sürtünme katsayısı M veya büyük bir sarım açısı α 'nın seçimi veya her iki tedbirin birleşimiyle küçük bir C_t faktörü ile çalışılmalıdır.

Tek bir tahrik tamburunun kullanılması halinde en büyük sarım açısı $\alpha_v = 230^\circ$ olabilmektedir. İki tahrik tamburunun (iki tamburlu tahrik veya tandem tahrik olarak isimlendirilir) arka arkaya yerleştirilmesiyle $\alpha = 420^\circ$ 'lik bir sarım açısı elde edilir. Böyle bir tahrik sisteminde kuvvet iletiminin düzgün olabilmesi, kuvvet ve hareket durumlarının dikkate alınması gerekmektedir.[22]



Şekil 5.15 İki tamburlu tahrik sisteminde kuvvet durumları

Tek veya çift tamburlu tahrik sisteminden uygun olanın seçilmesinde, gerekli olan çevre kuvvetinin tek tamburlu iletiminin ekonomik olup olmadığının, yani giriş kuvveti T_j 'in çevre kuvvetine olan C_t oranının bandın temini için kabul edilebilir olmasının önce hesaplanması gerekir. Tamburun kaplanmasıyla (ok şeklinde kanallarla tambur üst yüzeyinin lastik ile) sürtünme katsayısının artırılması çok daha fazla kullanılan bir durumdur.[22]

5.12 Tahrik Mekanizmasının Tasarımı

Bir bantlı konveyörün tahrikinin tasarımı ve tertibi, max. bant çekme kuvveti ve iletmenin uzunluğuna göre hareketinden, ayrıca bandın önceden seçilmiş olan

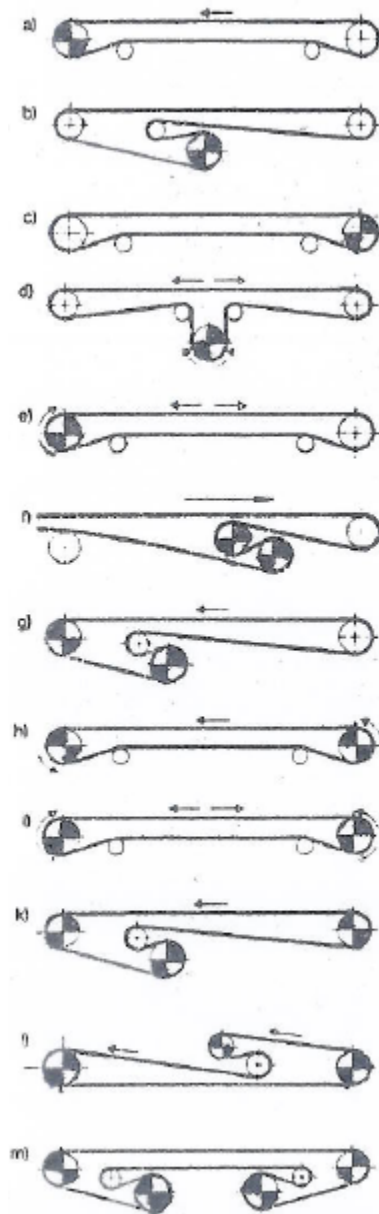
boyutlarından ortaya çıkmaktadır. Aynı zamanda işletme şartları da göz önüne alınmalıdır.

5.12.1 Bir Tamburlu Tahrikler

- Baştan tahrik, direkt boşaltmalı
- Boşaltma kollu
- Kuyruktan tahrikli
- Tersinir tahrik, ortada tertipli
- Tersinir tahrik, başta tertipli

5.12.2 Çok Tamburlu Tahrikler

- Çift tamburlu tahrik
- Çift tamburlu tahrikli, baştan tahrikli
- Baş ve kuyruk tahrikli
- Baş ve kuyruk tahrikli, tersinir
- İki tambur baş ve kuyruk tahrikli
- Ara tahrikli
- Dört tamburlu tahrik [14]



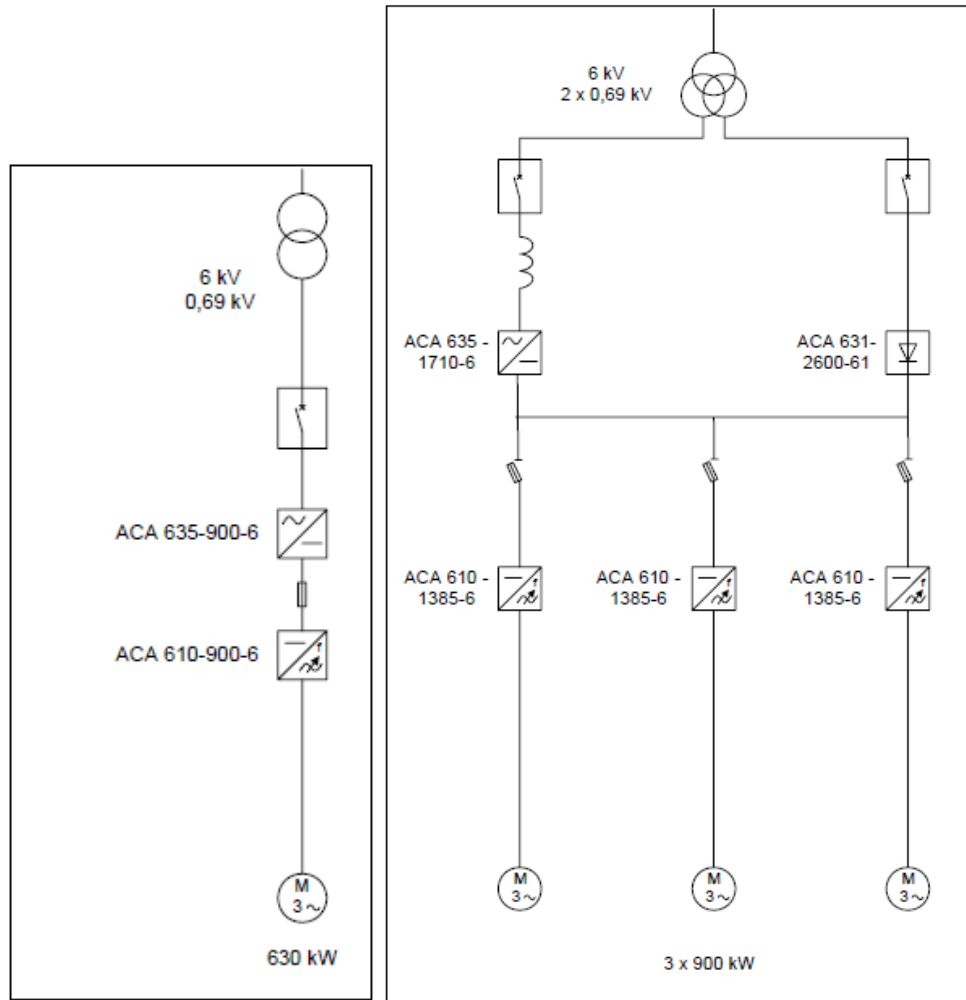
Şekil 5.16 Tahrik tamburlarının düzenlenmesi

Bandı korumak için, esas itibari ile en uygun, mümkün mertebe az saptırma konumu dikkate alınmalıdır. Çekme kuvveti bant üzerine bir tamburla naklediliyorsa, o takdirde bir tamburlu tahrik, mümkünse direkt boşaltmalı baştan tahrikli olarak seçilmelidir.

Sarım açısını büyütmek için (tahrik kabiliyetini yükseltme) çok kez çok tamburlu tahrik şart olmaktadır.



Şekil 5.17 Bir tahrik motoru



Şekil 5.18 (a) Tekli Tahrik (b) Çoklu Tahrik

5.13 Bant Konveyörlerde Lineer Tahrikler

5.13.1 Banttaki Gelişmeler

Lineer tahriklerin, bant özelliklerinin ve maliyetinin en aza indirilmesindeki etkinliğinin değerlendirilmesini teknik ve maliyet bazında yapmak gereklidir. Tekstil ve çelik kordlu bantların fiziksel özelliklerinin karşılaştırılmasıyla birlikte aynı genişliğe sahip çeşitli cinslerdeki bantların maliyetleri de karşılaştırılmalıdır.

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

1000 mm genişlikte bir bant için tambur tahrik güçleri tip 6 tekstil bantta 300 HP' den ST. 4000 çelik kordlu bantta 1400 HP' ye kadar değişir. Tekstil örgülü bantlarda emniyet faktörü 10'a 1 iken çelik kordlu bantlarda 7'ye 1'dir. Fark çelik kordlu bantların daha büyük dayanıma ve daha uzun yorulma ömrüne sahip olmasındandır. Uygun kontrol faktörleriyle yüklemenin düzenlendiği iyi tasarlanmış sistemlerde emniyet faktörü tekstil örgülü bantlar için 8'de 1'e ve çelik kordlu bantlar için 6'da 1'e veya daha aza indirilebilir ve böylece aynı banda uygulanan tahrik güçleri artırılabilir.

Tahrik gücünün konveyörün boyunca tatbik edildiği ve böylece banttaki gerilmenin azaltıldığı ancak emniyet faktörünün aynen korunduğu lineer tahrikler kullanıldığında kullanılan bandın özellikleri ve maliyeti baştan tahrikli konveyörler ile mukayese edilebilir ve lineer tahriklerin avantajları açıkça görülebilir, örnek olarak; 900 HP'lik baştan tahrikli, 1000 mm genişliğinde bant kullanılan ve 2,5 m/s bant hızı olan bir konveyör için bir metresi 83 sterlin olan ST 2500 çelik kordlu bandın kullanılması gereklidir. Diğer bir seçenek olarak, aynı konveyörde 300 HP'lik lineer tahrikler kullanılırsa bir metresi 35 sterlin olan tip 8 tekstil örgülü bant kullanılabilir ve bant maliyetinde % 57 azalma sağlanır.

5.13.2 Lineer Tahrikler

5.13.2.1 Gelişme

Bandın bir veya birkaç tambura sarılmasıyla yapılan alışılmış tipteki güç iletiminin tersine lineer tahrik de çekme kuvvetinin iletimi tahrik bandının ana banda sürtünmesiyle lineer olarak sağlanır. Güç iletim unsuru, ana bandın altında bulunan ve ana banda alt tarafından sürtünen sonsuz bir tahrik bandıdır.

Bandın taşıyıcı yüzeyini zedelemeyen bu basit tipteki güç aktarma yöntemi, transfer noktalarının veya triper 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 ve 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'lik bir konveyör tahrik ünitesi, madencilik tipi standart redüktörün kullanıldığı 400/500 HP'lik 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 nedeni, 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 oluştuğunda tek çözüm yolu yüksek gerilme dayanımı olan bantların ve yüksek güçte baştan tahrik ünitelerinin kullanılması olmaktadır. Bu geleneksel çözüm, yeni tahrik ünitelerinin satın alınmasını ve bu büyük hacimli ünitelerin yeraltındaki yerleşme yerleri için oldukça masraflı olan kazıların yapılmasını gerektirir. [18]

5.13.2.2 Konveyör Dizaynı Üzerine Etkileri

Lineer tahriklerin konveyör dizaynı üzerinde şu yararları olmaktadır:

- Küçük tahrik ünitelerinin kullanılması, tesis için fazladan yapılan madencilik işlemlerini ortadan kaldırır.
- Yeni bir panoya giriş eski veya dar yollardan dolayı sınırlandığında taşıma kolaylıkları getirir.
- Yatırım ve değiştirme maliyetlerini azaltan düşük mukavemetli ve hafif bantların kullanılmasını mümkün kılar.
- Tek tek kullanılan küçük konveyörler en az miktarda ilave maliyetle tek parça uzun konveyör haline getirilebilir.
- Tesis edilmiş olan toplam tahrik gücüne bakılmaksızın ocakta kullanılan bütün konveyörlerin bantlarında kalite ve tip yönünden standartlaşma sağlanır.
- Bant hızları oldukça düşük tutulabilir ve böylelikle bant yardımıyla personel taşınması sağlanarak personelin yolda geçen zamanı azaltılmış olur.

Bu pratik avantajlara ilaveten birçok uygulamalı araştırmalar lineer tahrikli konveyörlerin alışılış tıpteki konveyörlere göre genel maliyetlerde de tasarruflar sağladığını ortaya koymuştur. Bu durum koşulların ayrıntılarıyla birlikte ele alındığında değişik ölçülerde olmakla birlikte mekanik, elektrik ve bant masrafları toplam olarak ele alındığında % 10 ile % 30 arasında olmaktadır.

BANTLI KONVEYÖRLERDE ENERJİ TASARRUFU ARAŞTIRMA VE UYGULAMALARI

Birçok alanda kullanılan bantlı konveyörlerde çeşitli enerji tasarruf teknikleri ile düşük maliyetler ve düzenli performans elde edilir. Tüm bu uygulamalar için motorlarda daha az operasyon teknikleri kullanılır.

Yüksek verimliliği ve çevre koruma özelliği ile günümüz modern taşımacılığında bantlı konveyörler sürekli taşıma sistemi olarak geniş bir alanda kullanılırlar. Motorlarının kapasitesi sıradan kullanımlarda maksimum yük olarak belirlenir. Bu yüzden eğer motorlar yüklenmeden ya da az yüklenerek uzun süre çalışırlarsa verimlilik düşer ve kapasite kaybına neden olur.

Konveyörlerde 4 adet enerji tasarruf yöntemi mevcuttur. Bunlar; desenkrenizasyon motoru Y- Δ anahtarlama tekniği, voltaj düşürme tekniği, akım sınırlama tekniği, motor çalışmasını azaltma tekniğidir.

DeneySEL sonuçlar bu tekniklerin birçok avantajlarının var olduğunu ve uygulanabilirliğinin kolay olduğunu, düşük maliyet, kısa döngü, düzenli çalışma ile dikkate değer bir enerji tasarrufu sağladığını ve geniş bir uygulama alanının olduğunu göstermektedir.

6.1 Bantlı Konveyörlerin Enerji Tasarrufu Teknikleri

6.1.1 Desenkrenizasyon Motoru Y- Δ Anahtarlama Tekniği

Motor sargıları Y-Δ bağlantılarına sahiptir. Stator sarımının faz voltajı Δ bağlantısının altında $V_{\Delta\Phi} = V_L$ 'ye eşittir. Y bağlantısının altında $V_{Y\Phi} = \frac{V_L}{\sqrt{3}}$ 'ye eşittir. Tepkime gücü, motorun ihtiyacı olan tahrik gücü ve manyetik akış sızıntı gücünü içerir. Motorun manyetik akış sızıntı tepkime gücü bu iki bağlantıya denktir. Tahrik tepkime gücü stator sarımının karesi ile orantılıdır. Bunun yanında aktif güçler benzer voltaj ve yükten oluşurlar. Δ bağlantıyla kıyaslama yapılırsa toplam güç sarfıyatı Y bağlantısında daha azdır. Eğer bant konveyör genellikle hafif yüklerle çalışıyor veya yüksüz şekilde çalışıyorsa motoru Δ bağlantısıyla başlatmak Y bağlantısıyla çalışmasını sürdürmek güç sarfıyatını azaltır ve enerji tasarrufu sağlar.

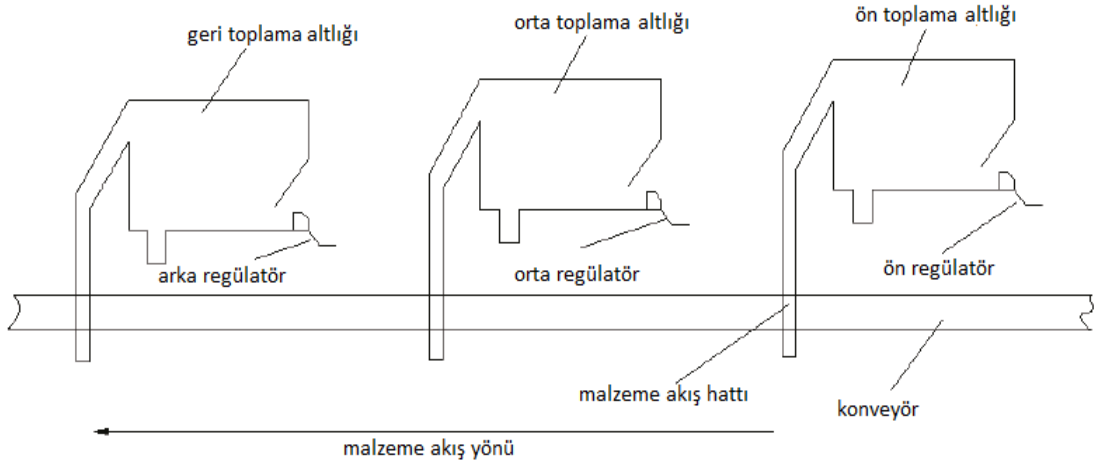
6.1.2 Voltaj Düşürme Tekniği

Üç fazlı asenkron motor tam kapasite ile çalıştığında güç faktörü daha yüksektir ve faz açısı Φ düşük voltaj gerisinde akım gecikmesiyle oluşur. Motorun yükü azaldığında Φ artar ve güç faktörü azalır.

Voltaj düşürme tekniğinde çift yönlü transistör ile basıncı dengelemek ve motora elektrik sağlamak için üç fazlı güç kullanır. Ayrıca α transistörün ateşleme açısını Φ açısını otomatik izlemek için kullanır. Φ arttığından motorun terminal voltajı ve güç sarfıyatı düşer. Ve sonuç olarak güç faktörünü otomatik dengeler.

6.1.3 Akım Sınırlama Tekniği

Eğer bantlı konveyörler malzeme için daha güçlü süreklilik, iyi dağılımda ve ortalama akış parametrelerinde çalıştırılırsa motorun enerji güç sarfıyatı çok daha az ve stabil olur. Bant konveyörler için otomatik akım sınırlayıcı cihaz alttaki resimde belirtilmiştir.



Şekil 6.1 Bant konveyörler için otomatik akım sınırlayıcı cihaz

Bu uygulamanın operasyonel prensibi üç parçadan oluşan regülatörleri malzeme partikül boyutuna göre bağlantı elamanlarıyla (cıvata vs) konveyöre monte etmektir. Malzeme ana sınırlayıcı ekipmana geldiğinde, regülatör malzeme akışını durdurur. Malzeme düşük kapasiteli yük taşınımına kadar altlıklarda geçici süre ile bekletilir. Daha sonra bant üzerine aktarımı sağlanır. Sürekli aşırı akış altlıklar malzeme birikmesi problemi gözlemlenebilir. Bu yüzden malzeme akışları çok iyi şekilde simule edilmelidir. Bu ekipmanları kullanmak malzemeyi zamanında iletmeyi ve hassasiyet çerçevesinde (istenilen oranda) akışın elde edilmesini sağlar. Çalışma verimliliğini artırır ve sistemin enerji sarfiyatını azaltır.

6.1.4 Daha Az Motor Tekniği

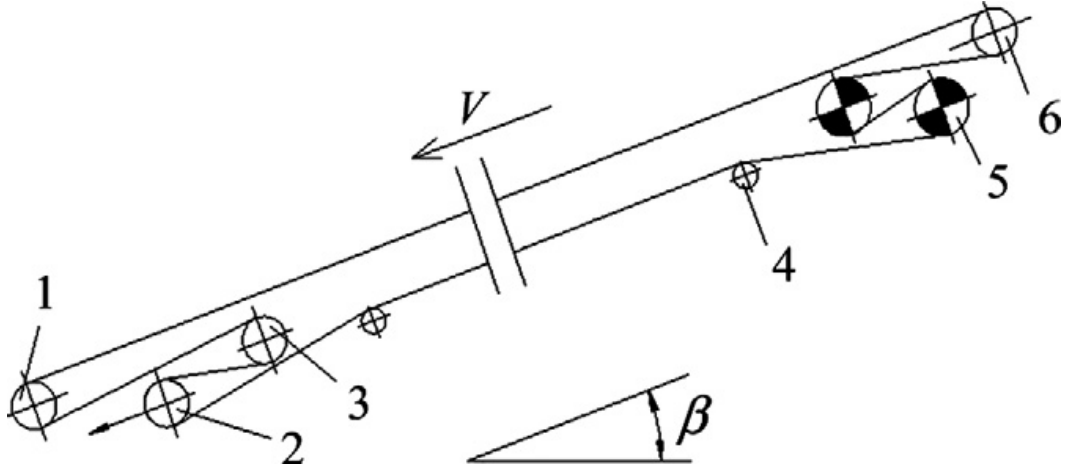
Bantlı sistemlerle yük taşımacılığında istifleyicinin çalışma pozisyonu farklı olursa, bantlı konveyör üzerine istiflenen malzemelerin boyutu da farklı olur. Malzemenin boyu ve yükün genişliği ne kadar çok olursa motorun çalışma verimi o kadar çok olur. Tam tersine düşünülürse daha kısa malzeme boyu, daha az çalışma verimliliğini beraberinde getirir. Sonunda enerji kaybına yol açar. Bu şart altında motor çalışma tekniği yük fazla olduğunda bir ya da daha fazla sayıda motoru düşürür. Enerji kazandırır, gücü artırır. Diğer enerji tasarrufu teknikleriyle karşılaştırılırsa, bu teknik uygulanabilirliği açısından önem arz eder. Ekipmanları düşük yatırım gerektirir. Düşük değişken hatlar, düşük maliyet ve uygulanabilirlik önemli avantajlarındandır.[23]

AŞAĞI YÖNLÜ KONVEYÖRLER İÇİN DİSK FRENLEME SİSTEMLERİNİN KONTROL STRATEJİSİ

Aşağı yönlü bant konveyör sistemlerinde, frenleme mekanizması güvenlik adına anahtar karakteristik ve zorunlu bir uygulamadır. Temel olarak 3 adet kontrol mekanizması mevcuttur. Bunlar; kapalı döngü hız, geleneksel PID kontrol, optimal PID kontroldür. Matlab Simulink ortamında simülasyon sonuçlarına göre, optimal PID kontrol özellikle disk frenleme sistemi için uygundur. Deneyisel sonuçlar, optimal PID kontrolünün küçük dalgalanmalarla ön ayar hızını takip etmek adına çıkış hızını oluşturduğunu gösterir.

Aşağı yönü konveyörler 1980'lerden sonra sıklıkla madencilik sektöründe, kömür taşımacılığında kullanılmaya başlanmıştır. Bu konveyörlerin kullanılması ile yüksek mesafelere ulaşılmış, birim zamanda daha çok yük taşınmıştır.

Ayrıca yatırımlar anlamında büyük ekonomik kazançlar elde edilmiştir. Aşağıdaki şekilde aşağı yönlü bant konveyörün iletim şeması gösterilmiştir.



Şekil 7.1 Aşağı yönlü bant konveyörün iletim prensibi (1) Kuyruk bükme tamburu (2) Avare kasnağı (3) Bükme tamburu (4) Sürekli tambur (5) Tahrik tamburu (6) Baş bükme tamburu

Günümüzde aşağı yönlü bantlı konveyörlerin frenleme sistemleri, hidrolik basınç, hidrolik güç ve disk frenleme sistemleri ile gelişmiştir. Örneğin; disk frenleme sistemleri çok geniş alanda kullanılırlar. En büyük avantajları; tek kademe frenleme, basit konstrüksiyon, eski (olgun) teknoloji ve düşük maliyettir.

7.1 Frenleme Hız Eğrileri

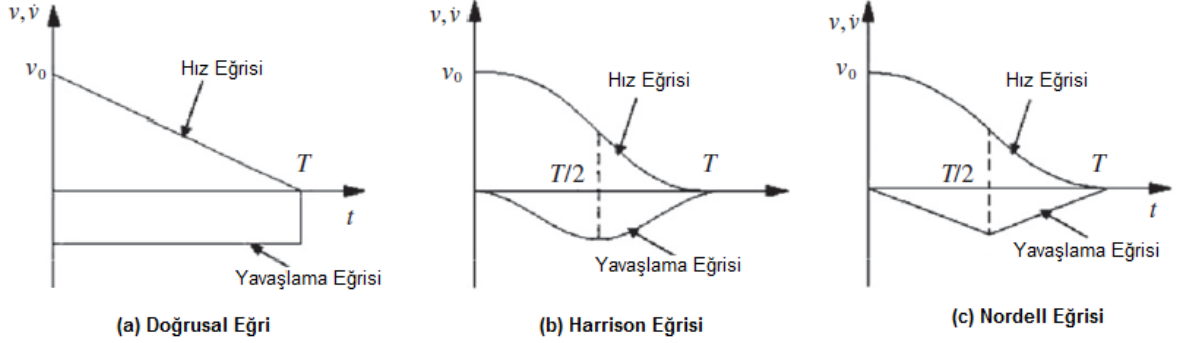
Konveyör bant visko-elastik bir yapıdadır. Bu yüzden, frenleme esnasında gerilimlerdeki dalgalanmalar önlenmelidir. Bu sistemdeki amaç bant, makara, tambur ve şasi üzerindeki dinamik yükleri minimize etmektir.

İdeal frenleme prosesinde;

- (1) Hız azalması öngörülen hız azalmasından daha küçük olduğunda uzun zaman için frenlemeyi engellemek,
- (2) Mümkün olduğunca küçük zamanda maksimum hız azalması sağlamak,
- (3) Hız azalmasında ani değişimleri önlemek ve ortadan kaldırmak oldukça önemlidir.

Şekilde var olan frenleme eğrilerini görebiliriz. Lineer eğrilerde eğrinin başlama ve bitiş ve noktaları arasında ani değişimler gözlenir. Nordell eğrisinde $T/2$ noktasında hız azalmasında ani değişimler mevcuttur. Harrison eğrisinde hız azalmasında ani değişim olmadan süreklilik söz konusudur. Konveyörlerde gerilim etkisi ani

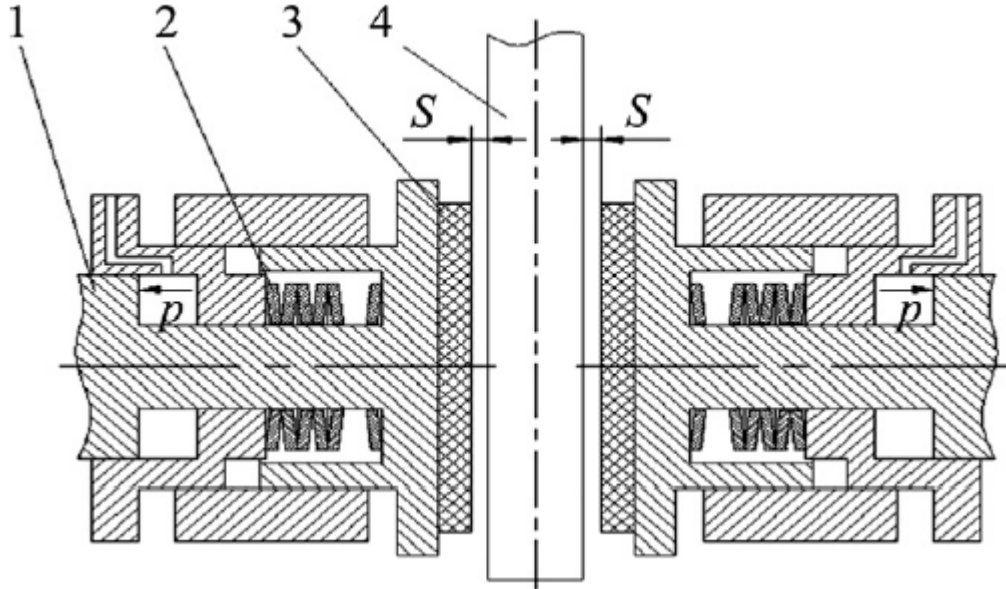
değişimlere neden olur. Konveyörün ömrünü azaltır. Disk frenleme sistemini incelemek için genellikle Harrison eğrileri kullanılır.



Şekil 7.2 Frenleme hızları ve yavaşlama eğrileri

7.2 Disk Frenleme Ekipmanı

Şekilde görüldüğü gibi; disk frenleme ekipmanları, disk fren, fren diski ve şasidir.



Şekil 7.3 Disk frenleme ekipmanının konstrüksiyonu

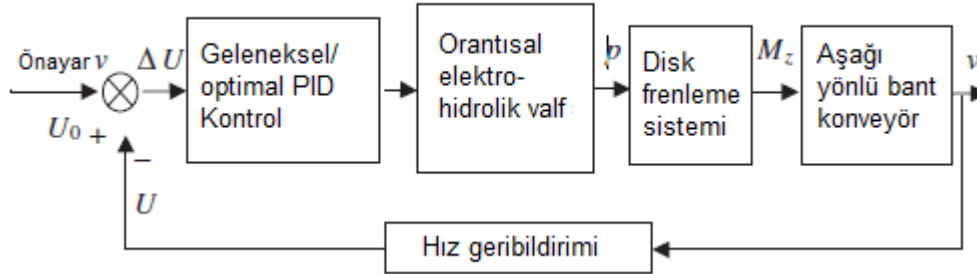
1 numaralı gösterilen silindir, 2 disk yayı, 3 fren hattı, 4 fren diskidir. Yağ basıncı P, fren hattı ve fren diski arasındaki strok ise S gösterilir. Disk frenleme ekipmanı normal bir kapalı devre hidrolik kontrolden oluşur. Örneğin; fren hattı yağ basıncı olmadığında yaylar tarafından fren disklerine doğru itilir.

Orantısal elektro-hidrolik valfinin giriş voltaj veya akımını düzenleyerek, çıkış yağ basıncı P sürekli olarak frenleme momentini ayarlar. Bu yolla aşağı yönlü konveyörlerin frenleme hızı esnek bir şekilde kontrol edilebilir.

7.3 Disk Frenleme Sisteminin Kontrol Stratejileri

7.3.1 Kapalı Devre Hız Kontrolü

Şekilde kapalı devre hız kontrolü sisteminin akış şeması gösterilmiştir. Bu sistemde orantısal elektro-hidrolik valf çekirdek elementtir. Bu yüzden valfin kalitesi, sistemin performansına etkiyen direkt unsurdur. Aşağı yönlü bantlı konveyörün frenleme hızını kontrol etmek için çıkış yağ basıncı ve frenleme momenti giriş voltaj veya akımın değişmesiyle ayarlanmalıdır. Giriş sinyali için adım fonksiyonu kullanılması, sistemin dinamik performansı Matlab-Simulink ortamında simüle edilmiştir. Şekil 7.5’de kapalı devre kontrollerinin hız eğrileri verilmiştir. Görüleceği gibi cevap çok yavaştır. Kararlı durum hatası geniştir. Bu yüzden düzeltilmesi için aksiyonlar alınmalıdır.

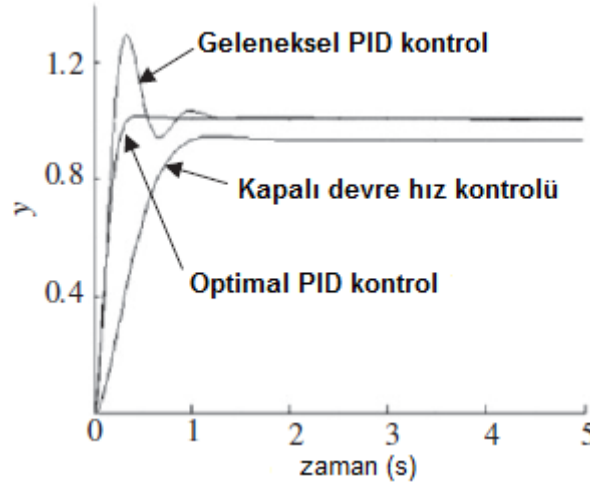


Şekil 7.4 Disk frenleme kontrol sisteminin akış şeması

7.3.2 Geleneksel PID Kontrol

Disk frenleme kontrol sisteminde daha ideal bir dinamik performans elde etmek için, PID kontrol öncelikle tasarlanmalı ve sistemi düzeltmek için kurulmalıdır. PID kontrolünde parametrelerin ayarlanması çok önemlidir. Basit operasyonu ve dış etkilerden dolayı PID parametrelerini ayarlamak için Ziegler-Nichols metodu kullanılır. Sonuçlara göre orantısal katsayı $k_p=208.044$, integral katsayısı $k_i=889.077$ ve diferansiyel katsayı $k_d= 12.191$ olarak bulunur. Giriş sinyali için adım fonksiyonu

kullanıldığında, PID kontrolü şekilde gösterilmiştir. Cevap hızlıdır. Kararlı durumda hata az olması ile aşırı salınım % 24 oranına çıkar. Aşırı salınımın artması frenleme hızında dalgalanmalara neden olur. Bu durum konveyörü olumsuz etkiler. Ancak PID kontrolünün parametreleri, aşırı salınımı düşürmek ve frenleme sistemi üzerindeki olumsuz etkisini ortadan kaldırmak için optimize edilmelidir.



Şekil 7.5 Kontrol sisteminin tepki adımları

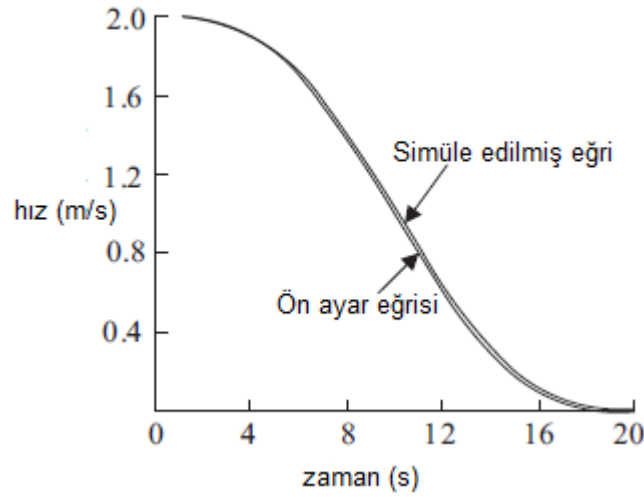
7.3.3 Optimal PID Kontrol

PID kontrol sistemleri için 2 ana optimizasyon parametresi vardır. Bunlar; çok değişkenli optimizasyon teknolojisi ve rastgele optimizasyon teknolojisidir. Her iki optimizasyonda da kompleks hesaplamalara, karmaşık programlamalara dayanır. PID parametreleri Matlab-Simulink üzerinden Signal Constraint (işaret kısıtları) modülünden optimize edilir. Bu metot ile optimizasyon sonuçları en iyi şekilde elde edilir.

PID parametreleri k_p , k_i , k_d 'nin ilk aralıkları ile bağlı olan işaret kısıtları ile ayarlanır. Tekrarlanan denemeler sonrasında aralıklar 'tuned parameters window' ile $k_p/5 \leq k_p$, $k_i/20 \leq k_i \leq 5k_i$ ve $k_d/5 \leq k_d \leq 5k_d$ olarak kurulur. Optimize edilmiş ilk değerler ($k_p=208.044$, $k_i=889.077$ ve $k_d=12.191$) Matlab'a aktarılır. Simülasyonda adımın boyutunun zaman değişkeni 5 s olarak belirlenir. Sonuçlara göre $k_p=207.805$, $k_i=44.454$ ve $k_d=19.423$ olur. Şekil 7.5'de optimal PID kontrolünün hız eğrisi görülebilir. Aşırı salınım ve optimal PID kontrolünün zaman ayarının düştüğü gözlenir. Aşırı salınım % 24'ten %4'e düşer. Aşırı salınımı düşürmek için ön ayar

hızını takip için çıkış hızını oluşturur. Dalgalanmaları ve konveyör bant üzerindeki etkilerini de düşürür.

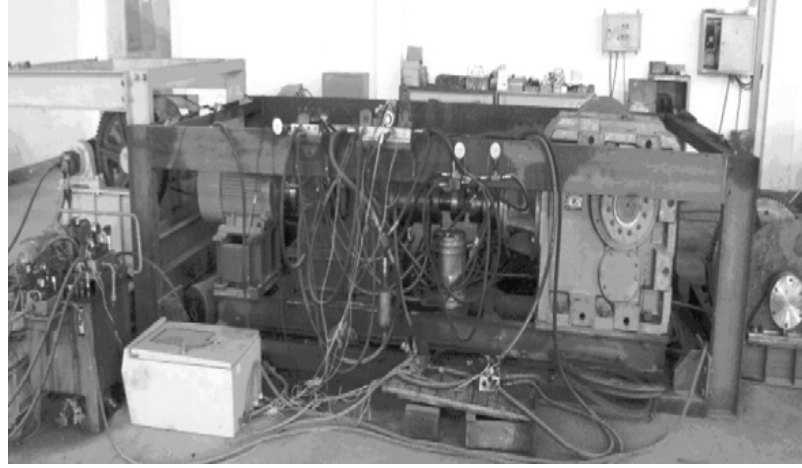
Şekil 7.6’de aşağı yönlü bant konveyörünün hız eğrileri gösterilmiştir. Burada ilk ayar bant hızı $V_0 = 2\text{ m/s}$ ’dir. Frenleme zamanı $t = 20\text{ sn}$ ’dir. Bu şekilde ön ayar eğrisi Harrison eğrisidir ve simüle edilen eğri optimal PID tarafından kontrol edilmiştir. Ön ayar eğri ve simülasyon arasında kesin ve küçük bir gecikme vardır. Genel olarak çıkış hızı doğru bir şekilde ön ayar hızını takip eder. Bu kontrol metodu esnek bir kontrol gerçekleştirir.



Şekil 7.6 Optimal PID kontrolün hız eğrisi

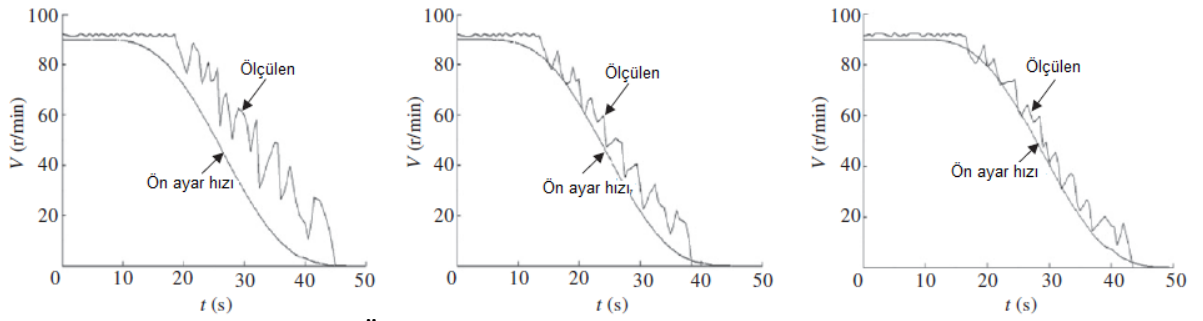
7.4 Deneyler

PID kontrolü için kurulan deney düzeneklerinde aşırı yükleme şartlarında frenleme sistemi simüle edilmiştir. Hidrolik vinç kullanılmıştır. Simülasyon denemeleri için zaman 40 s olarak belirlenmiştir. Sistem kapalı devre (düzeltme yapılmadan) ile kontrol edilmiştir. Şekil 7.8a elde edilmiştir. Ölçülen ve ilk ayar hızı arasında geniş bir gecikme vardır. Ayrıca geniş dalgalanmalar söz konusudur. Şekil 7.8b geleneksel PID kontrolünü gösterir. Hız takipleri daha iyidir. Hıza verilen cevap daha hızlıdır. Dalgalanmalar daha azdır.



Şekil 7.7 Deney düzeneği

Şekil 7.8c’de optimal PID kontrolünün hız eğrileri verilmiştir. Doğru ve kesin ölçülen hız mevcuttur. Dalgalanmalar çok azdır. Disk frenleme sisteminde esnek bir kontrol stratejisi için optimal PID kontrol tüm gereklilikleri yerine getirmiştir.



Şekil 7.8 Üç kontrol metodunun da hız eğrileri

- (a) Kapalı devre kontrolün hız eğrileri
- (b) Geleneksel PID kontrolünün hız eğrileri
- (c) Optimal PID kontrolünün hız eğrileri [24]

7.5 Aşağı Yönlü Bantlı Konveyörler, İlk Hareket ve Hız Kontrolleri

Aşağı yönlü konveyörler tasarım kriterleri açısından, yük altında doğal instabil olması ve malzeme düzenliliğini garanti altına almak adına daha kritiktir. Üzerinde durulması gereken en önemli parametre topyekûn sistemi güvence altına almaktır. Bunun içinde en uygun tahrik, frenleme ve kontrol opsiyonlarının seçilmesi önemlidir.

7.5.1 Tahrik ve Frenleme Sistemlerinin Seçimi

Hıza verilen cevap, tork duyarlılığı, tekrar edebilirlik, kontrol öngörülebilirliği, güvenilirlik ve arıza modları değerlendirilmesi gereken ve kontrol programının seçimini direkt etkileyen parametrelerdir.

Aşağı yönlü konveyör tasarımında önemli bir nokta, senkron hızın altında düşürülen tork sağlamak için sürücünün seçimidir. DC sürücüler ve eddy current diskler haricinde, bütün büyük disk seçenekleri, düşük hızda ilk fren kontrolü, bandın yumuşak hızlanmasını ve durdurma sağlamasını gerektirir. Inverterlerle hızın yüzde 8'i tork azaltılabilir, ancak genellikle bu hızın altında fren kontrolü gereklidir. Bunun sonucu olarak; fren sistemi, aşağı yönlü konveyörlerde en önemli bileşenlerinden birisidir. Fren ve kontrol sistemi her zaman güvenli tam hızda ve herhangi bir arıza durumunda tam yüklü konveyörleri durdurmak için tasarlanmış olmalıdır.

7.5.2 Tahrik Opsiyonları

7.5.2.1 DC Sürücüler

DC tahrikler, her bir güç konfigürasyonunda mevcuttur. Bunlar; tahrik edici ve herhangi bir hızda tork düşürücü olabilirler ve dörtte bir kontrolü (kadran) ile kullanılabilirler. Dört kadranın kontrolü tahrikin ana elektrik şebekesine enerji rejenere olmasını sağlar.

DC sürücüler normalde çok hassas tork ve hız kontrolleri gerektiğinde kullanılır veya konveyörün uzun süre düşük hızda yük altında çalıştırması gerektiğinde uygulanır. En büyük yetenekleri gücü yeniden rejenere ederek büyük beygir gücü uygulamaları için önemli elektrik tasarrufu sağlamaktır. Tam dolum için hızını kontrol etme yeteneği acil kullanımda ölçekli olabilir ve fren sistemi üzerinde görevini en aza indirir. Dezavantajları yüksek maliyet ve yüksek bakım gereksinimleridir.

7.5.2.2 Invertör Sürücüler (Değişken Frekanslı Sürücüler)

Ortalama güç gerektiren uygulamalarla sınırlı, değişken frekanslı invertör sürücülerinin artık yüksek güç, yüksek gerilim konfigürasyonları da mevcuttur. En önemli özelliği tam hızda yüzde 8 gibi tork düşüşü sağlayabilir. Bazı invertörlerin dört kadran kontrolü mevcuttur. Konveyör tam hıza ulaştığı zaman invertör atlanabilir. Bu operasyon da sistemin verimliliği artırır ve invertörün görevini azaltır.

Invertörler 10% hız kontrolü gerektiren, ya da uzun süre için yüklü olarak yüzde 50 hızın altında çalıştırılması gereken konveyörler için iyi bir seçimdir. DC sürücüler gibi benzer avantajlar sunabilir, ancak çok düşük hız aralığında ek fren kontrolü gerektirir. Önemli dezavantajları yüksek maliyet, yüksek elektrik gürültüsü ve kullanımı için sofistike eğitimidir.

7.5.2.3 Bilezikli Motor

Bilezikli motorlar düşük maliyet, öngörülebilir tork ve basit bakım gereksinimlerini nedeniyle büyük konveyörler için iyi bir seçimdir.

İkinci adım dirençleri ile donatılmış bilezikli motorlar değişken sürüş torku üretebilir, ancak direnç adımların zamanlama dizisi olası dinamik sorunlar için kontrol edilmelidir. Dezavantajı senkron hız kadar geciktiren tork üretme yetersizliğidir. Bu sorun da başlangıç hızı ve fren tarafından kontrol edilecek durdurma dizileri gerektirir.

7.5.2.4 Hidrolik Kaplin

Günümüzde hidrolik kaplinler ile donatılmış endüksiyon motorları yaygın olarak kullanılmaktadır. Sabit doldurma ve değişken tahliyeli kaplinler olmak üzere iki temel gruba ayrılırlar.

Akışkan bağlantıları yüksek güç uygulamaları için düşük yumuşak hızlanma kontrolü sağlamak adına avantajlıdır. Bu nedende nispeten düşük maliyet, güvenilirlik, kolay yük paylaşımı yetenekleri ve basit bakım gereksinimleri konveyörler için iyi bir

seçimdir. Scoop veya uzun start-up sürelerinin gerektiği yerlerde kaplinler sık kullanılan drenaj veya değişken hız kontrolünü bir ölçüde sağlamaktadır.

BANTLI KONVEYÖRLERİN ENERJİ VERİMLİLİĞİ OPTİMİZASYONU VE MODELLENMESİ

Bantlı konveyör sistemlerinin enerji verimliliğinin artırılması ekipmanlarla ve operasyon adımları ile mümkün olabilir. Özellikle değişken hız kontrolü, ekipman seviyesi müdahalesi bantlı konveyörlerin operasyonel verimliliğini artırması için önerilir. Ancak var olan uygulamalar çoğunlukla sistemdeki operasyonları göz önünde bulundurmadan daha düşük seviyedeki kontrol döngülerine odaklanır. Bantlı konveyörlerde verimliliği artırmak için model bazlı optimizasyon yaklaşımları oluşturulabilir. Öncelikle ISO 5048'e göre analitik enerji modeli parametreleri 4 kat sayıyla bir arada toplanır. Daha sonra sırasıyla hem çevrimiçi hem de çevrimdışı parametre beklenti şemalarını yeni enerji oluşturmak için uygularlar. Sonuçlar simülasyon ortamında doğrulanır. Son olarak birçok değişken kısıtlar altında bantlı konveyörlerin en iyi operasyon verimi sağlamak optimizasyon oluşturulur.

Günümüz sanayisinde toplam güç tedarikinin önemli bir seviyesini oluşturan malzeme taşınımı çok önemli bir sektör haline gelmiştir. Bantlı konveyörler yüksek verimliliği sayesinde malzeme taşımacılığında çok önemli bir yere sahiptir. Bu sebepten enerji sarfiyatını ve maliyetini kısıtlamak çok önemlidir. Bantlı konveyörler, elektrik enerjisini mekanik enerjiye çeviren tipik döngü sistemleridir. Enerji verimliliği 4 aşamada arttırılabilir. Bunlar; performans, operasyon (iş), ekipman ve teknolojidir.

Pratikte bantlı konveyörlerin ekipmanlarının verimliliğini artırmak, daha yüksek verimli komponentler kullanılarak mümkündür. Tamburlar, bant ve tahrik sistemleri

bu amaç doğrultusunda temel hedefleri teşkil ederler. Bundan dolayı montaj, yağlama, rulman yatakları ve bakımlar gözden geçirilmelidir.

Operasyonel verimlilik yük değişkenliği ile artırılabilir. En önemli gerekliliklerden bir tanesi hız kontrolüdür. Hız kontrolünün temeli malzemenin yükünün bant üzerinde sabit tutulması ile alakalıdır.

Genel amaçlar, enerji modelleri yaratarak bantlı konveyörlere optimizasyon uygulamaktır.

Genel olarak enerji modelleri aşağıdaki gibidir.

- Direnç temelli,
- Enerji dönüşüm temelli,
- Analitik enerji modeli.

8.1 Optimizasyon Problemleri / Kısıtları

1. Pratikte, birçok bantlı konveyör malzeme blokajını, besleyicilerin eksenden kaçıklığını engellemek adına düşürülmüş besleme oranları ile veya tamamen boş olarak hareket ederler. Birinci kısıt (problem) düşürülmüş besleme oranı altındaki optimizasyonla ilgilidir. Temel hedef bant hızı ile besleyici hızını eşitleyerek enerji kaybını engellemektir. Burada elektrik gücü devreye girer. Bant hızı ve birim kütle elverişli uygun alanda olmalıdır. Çözüm olarak, optimum bant hızı, düşürülen besleyici hızına uygun olmalıdır.

2. Bantlı konveyörler için, genellikle bir zaman diliminde toplam üretim/iş gerekliliği mevcuttur. Toplam enerji sarfıyatı, minimizasyon için nesne olarak alınır. 3 değişkeni vardır. Bunlar; bant hızı, besleme oranı ve çalışma hızıdır.

Bu problemin kısıtları ise;

- Bantlı konveyörün hızı uygun bir alanda olmalıdır. $0 \leq V \leq V_{\max}$
- Birim kütle uygun bir alanda olmalıdır. $0 \leq Q_G \leq Q_{G\max}$
- Bantlı konveyörün toplam üretimi/iş kapasitesi ihtiyaçtan büyük ya da eşit olmalıdır. $T \cdot t_w \geq T_{\text{SUM}}$

olarak belirtilebilir.

3. Bu optimizasyon problemi bantlı konveyörlerin enerji maliyetlerini göz önünde bulundurarak oluşturulur. Genel olarak enerji sistemlerinin verimliliği performans verimliliğine bağlıdır. Diğer bir deyişle performans verimlilik, optimal verimlilikle işi tahrik eder. Performans indikatörü bu problem için nesnedir. Bu problemde optimizasyon değişkenleri V ve T , ilk iki problemden farklı olarak vektörel büyüklüklerdir. İkinci problemin ilk iki kısıdı geçerlidir.

4. 3. Problem ile çok benzerdir. Tek farklılıkları, optimizasyon sırasında bant hızının eğim derecesini de dikkate almasıdır. Pratikte geniş eğim dereceli konveyörlerin ekipmanları zorlanır. Eğim derecesinin azaltılmasının yolu nesne fonksiyonuna eklenmesidir.

5. Eğer malzeme bantlı konveyöre, bantlı araç, kamyon veya başka bir ekipmanla yükleniyorsa, besleme oranı kontrol altında tutulamayabilir. Bu şart altında, optimizasyon bant hızı ile besleme oranını eşleştirmek gerekir. Eğer besleme oranı öngörülebilirse, bantlı konveyörün optimal zamanlaması/planlaması uygulanabilir. Bu optimizasyon probleminde enerji sarfıyatı nesne olarak kabul edilir. Bu problemin kısıdı ise bantlı konveyör hız limiti ve birim kütle hız sınırından kaynaklanmış olmasıdır.

6. 5. Probleme çok benzerdir. Eğim derecesinin düşürülmesi hedeflenmiştir. Problem 4 ve 6 gerçekte, ekonomik performans indikatörü ve teknik indikatörü dengeler.[25]

SONUÇ VE ÖNERİLER

Günümüzde endüstriyel alanda, malzeme iletiminde bantlı konveyörler geniş bir uygulama alanı bulunmaktadır. Bu geniş yelpaze içinde çalışmamızın özünü teşkil eden bantlı konveyörler ise çimento fabrikaları, maden ocakları, kireç ocakları, dökümhaneler, gübre fabrikaları, kimya endüstrisi ve enerji santralleri başta olmak üzere birçok alanda kullanılmaktadır.

İşletmeler için seçilecek bant tipinin belirlenmesinde taşınacak malzeme özellikleri, sıcaklık, mekanik, kimyasal ve fiziksel koşullar bir bütün olarak değerlendirilmelidir. Bu değerlendirmeler sonucunda isteneni tam karşılayacak doğru bant tipi seçilmelidir, zira bant maliyeti tüm sistem maliyetinin neredeyse yarısını oluşturmaktadır. Diğer yünden konveyör tesisinin tasarlanmasında seçilen bant tipi birçok parametreyi de etkilemektedir.

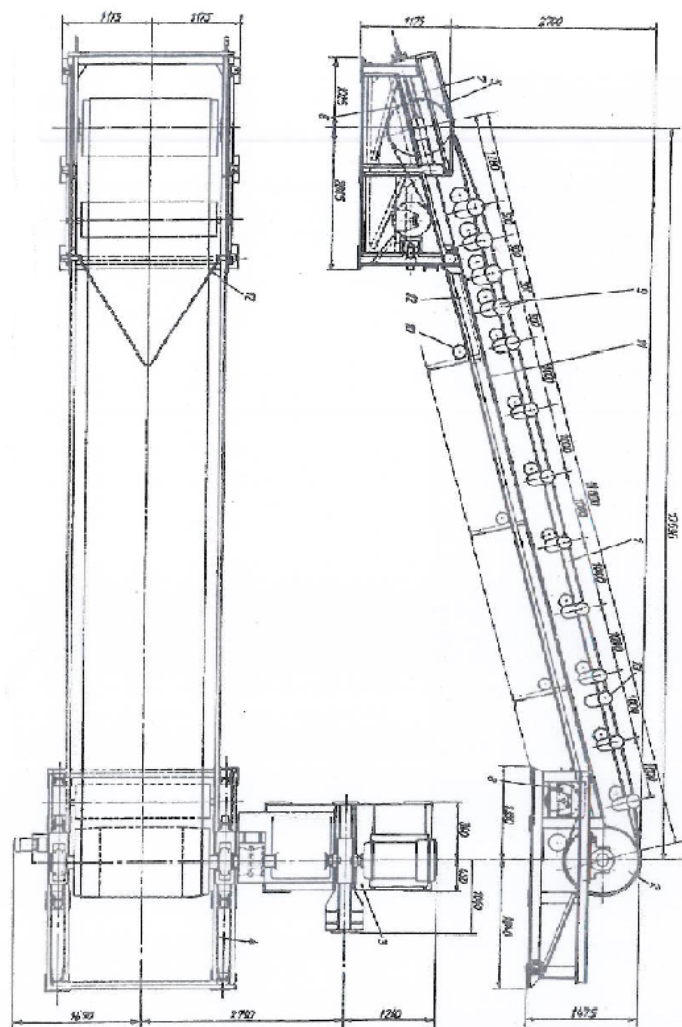
Günümüz sanayisinde giderek artan rekabet koşullarında maliyetler azaltılmalı, kalite seviyesi artırılması ve üretilen ürünler zamanında ve istenilen adette alıcılara ulaştırılmalıdır. Bu gereksinimlerden dolayı transport sistemlerinde de optimizasyon çalışmaları ile enerji tasarrufu uygulamaları yapılmalıdır. Uygun tahrik mekanizmaları seçilerek kontrol stratejileri geliştirilmeli ve boşa harcanan enerji engellenmelidir.

KAYNAKLAR

-
- [1] Endüstriyel Tasıma (Transfer) Sistemleri; Konveyörler <http://ttconsultant.com/konveyorler.pdf>
- [2] FORD Sürekli İletim Hatları, 2012, Germany
- [3] AKA Otomotiv Montaj Hattı Bantlı Konveyörler Uygulama Alanları, 2012, Bursa
- [4] Gerdemeli, İ. İmrak, ve C.E. Kesikçi, M.K (2005) ‘‘Sürekli Transport Sistemleri’’, İstanbul.
- [5] Prof.Dr.Mustafa DEMİRİSOY, Transpot Tekniği (İletim Makinaları) , cilt 2, 3. baskı, Birsen Yayınevi
- [6] Subject to Technical Changes www.conveyorsolutions.com Version: 06/2009
- [7] Demir, M., (2006) Yüksek Sıcaklıkta Çalışan Bantlı Konveyörler, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [8] FENNER DUNLOP Conveyor Belting www.fennerdunlopamericas.com
- [9] Gerdemeli, İ. ‘‘Bant Taşıyıcılar’’ İTÜ Makine Fakültesi Ders Notları, İstanbul.
- [10] Bogoclu, M. Sağırılı A., Transport Tekniği 2-Bantlı İleticiler Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul
- [11] Rulmeca Taşıma Aksamları Tic. Ltd. Şti. Ürün Katalogları www.rulmeca.com.tr , 2012,Ankara
- [12] Bosch REXROTH Talaş Konveyörleri ve Tahrik Mekanizmaları, 2012, Bursa
- [13] NACE Makine Sanayi A.Ş. (2008) Bant Konveyörler Ürün Broşürü, Ankara
- [14] Alışverişçi M., (1984) Bantlı Konveyörler (Konstrüksiyonu, Hesaplanması ve Projelendirme Örnekleri) YTÜ, İstanbul
- [15] Dursun I., (2005) Bantlı İletim Sistemlerindeki Tambur Milinde Oluşan Gerilmelerin Analizi, Bitirme Projesi DOÜ Makine Mühendisliği Bölümü, İzmir
- [16] FIAT Argenetto (Stepne Kaldırıcı) Hattı Bant Konveyörleri, 2012, Bursa

- [17] Variable-speed drives for belt-conveyor systems (2000), ABB Process Industries - Open Pit Mining & Materials Handling, Cottbus/Germany
- [18] John S. EXLEY Bant Konveyörlerde Lineer Tahrikler Dowty Meco Ltd. Worcester, ENGLAND
- [19] DIN 22101 (2002-08) Continuous Conveyors - Belt Conveyors For Loose Bulk Materials - Basis For Calculation And Dimensioning
- [20] Bostan B., (2011) Preslerde Değişken Hızlı Pompa (VSP) Tahrik Sistemleri, VI. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, İzmir
- [21] Ertan H.Bülent,(1986) Çağdaş Değişken Hızlı Tahrik Sistemleri ODTÜ Elektrik Elektronik Mühendisliği Bölümü, Ankara
- [22] Demirsoy, M.,(2001) Lastik Bantlı İleticilerin Hesap Şekli ve Günümüzdeki Durumu, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir
- [23] Mingwang D. ve Qing L., (2011) Research and Application on Energy Saving of Port Belt Conveyor 3rd International Conference on Environmental Science and Information Application Technology, China.
- [24] Hou Y., Xie F.ve Huang F., (2011) Control strategy of disc braking systems for downward belt conveyors Mining Science and Technology, China.
- [25] Shirong Z. ve Xiaohua X., (2011) Modeling and energy efficiency optimization of belt conveyors. Applied Energy Department of Automation, Wuhan University, Wuhan 430072, China.

TEKNİK RESİMLER



Eğik bantlı götürücü

1. Lastik bant, 2. Tahrik tamburu, 3. Tahrik istasyonu, 4. Tahrik tamburunun taşıyıcı şasisi, 5. Gergi tamburu, 6. Vidalı gergi tertibatı, 7. Gergi tamburunun taşıyıcı şasisi, 8. Saptırma rulosu, 9. Eğik taşıyıcı rulo istasyonları (Doldurma yerinde daha sık düzenlenmiş), 10. Alt kuşaktaki düz taşıyıcı rulolar, 11. Bandın taşıyıcı şasisi, 12. Hareketli tarafa ait bant sıyrıcı, 13. Koruyucu rulo istasyonu

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Aykut ŞİMŞİR
Doğum Tarihi ve Yeri : 29.01.1988 – İstanbul
Yabancı Dili : İngilizce-İspanyolca-Almanca
E-posta : aykutsimsir@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Mak.Müh	Sakarya Üniversitesi	2010
Lise	Fen-Matematik	OETAL	2006

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2010-	Bosch Rexroth	Satınalma Kalite Güvence Mühendisi