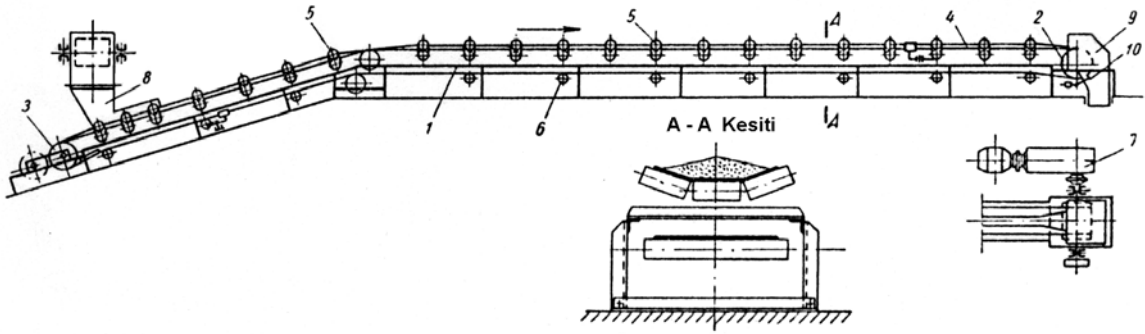


- BANT TAŞIYICILAR -

1- YAPISAL ÖZELLİKLER

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 arasına 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 gerdirm mekanizmaları ile gerdirilerek bant ile tahrik tamburu arasındaki sürtünme kuvveti artırılır. Bandın yön değiştirmesi ise saptırma kasnakları (12) ile gerçekleştirilir.

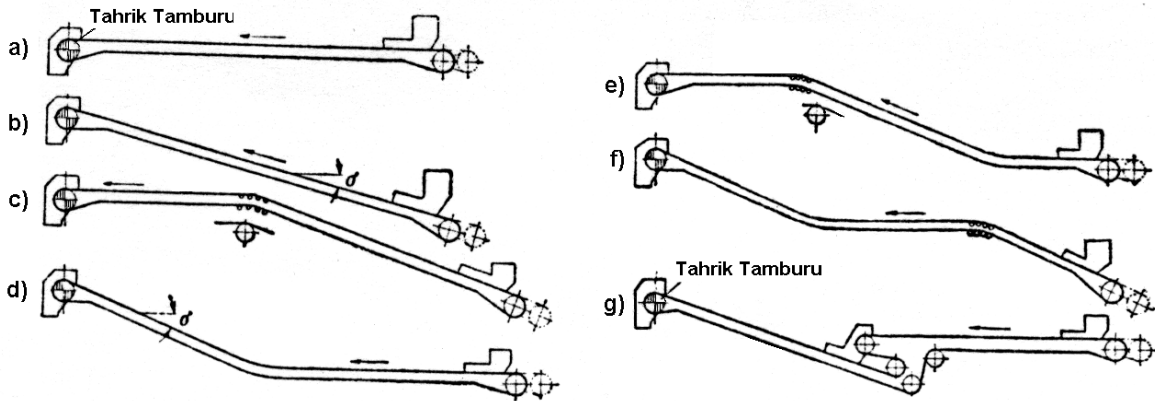


Bandın üstte olan kısmına üst bant kolu denir ve üzerinde malzeme taşınabilmesi için tekneleştirilmiş durumdadır. Alt bant kolu ise genellikle düzdür. Üst bant kolunu taşıyan rulolar tekneleşmeyi sağlamak amacıyla üç parçadan oluşur ve bunlara taşıyıcı rulo (5) ismi verilir. Alt bant kolu, tek parçadan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

1.1- BANT HATTI

Bant güzergahının 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)

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

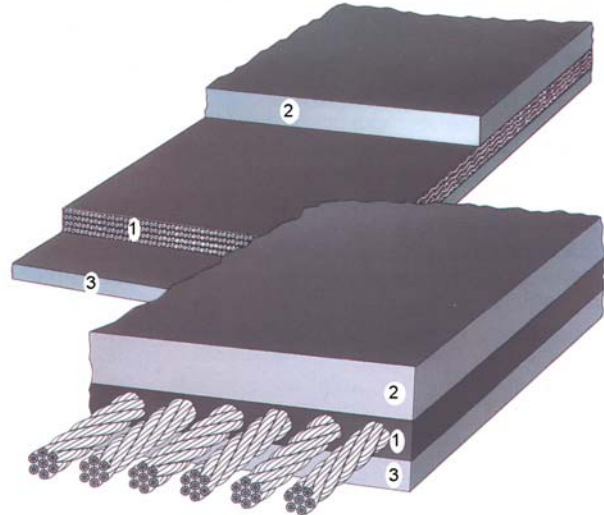
Linyit Briketi.....	12°	Kuru kum.....	18°
İri taneli cevher.....	18°	Nemli kum.....	27°
Küçük taneli cevher.	25°	Antrasit.....	17°
Çimento.....	20°	Tüvönan taş kömürü.....	18°
Tahıl.....	18°	Taş kömür tozu.....	22°
Toz kireç.....	23°	Elenmemiş kırma taş.....	18°
Elenmiş kok.....	17°	Kuru toprak.....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

1.2- BANT

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
- ✓ Mukavemeti yüksek
- ✓ Uzaması çok az
- ✓ Yangını iletmez
- ✓ Aşındırıcı darbelere karşı dayanıklı

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 ısıl işlem) 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. Bu konudaki geniş açıklama ileride

verilecektir. Tabaka sayısı üzerinde etkili olan diğer bir özellik ise banda verilen tekneleşmenin rulolar arasında da korunmasıdır. Tabaka sayısını belirleyen üçüncü ve en önemli etken ise bandın tambura sarılma kabiliyetidir. Bant tambur üzerinde dönerken, dokuma tabakalarından dışta olanları çekme gerilme kuvveti, içte olanları ise basınç gerilme kuvveti etkisi altında kalırlar. Bu kuvvetlerden bir kısmını, tabakaları birbirine tutturarak 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.

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

Çizelge xx – Pamuk dokuma bantlar için önerilen tabaka sayıları

Dokuma bantlar içinde en çok tercih edileni yapay elyaf bantlardır. Yapay elyaf (nylon) pamuğa göre hem daha çok yük taşır, hem de rutubete, aşınma ve çürümelere karşı daha dayanıklıdır. Bu olumlu yanlarına karşı yapay elyaflar hem yangına karşı dayanıksızdır, hem de bukleye yaparlar. Bu dezavantajlarını gidermek için nylon ipler pamuk dokuma ile kaplanmış ve daha kullanışlı "Pamuk+Nylon" veya "Pamuk+Rayon" dokumalar elde edilmiştir. Yapay elyafın bukleye 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.

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

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.

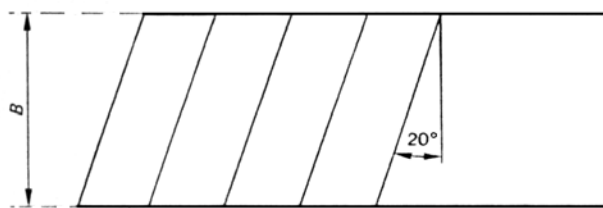
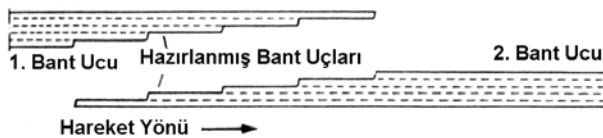
Özellikle yer altı madenciliğinde, çok tehlikeli sonuçlar doğuran bant yangınlarından korunmak amacıyla bantların bir kısmı 1950 yılından beri yangına karşı dayanıklı olarak üretilmektedir. Yangına karşı dayanıklı bant yanmayan bant değildir. Bu bantlar, çıkan bir yangını büyütmeden, konulan standartlara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

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 zedelemesini diye iyice sıvırtılmıştır ve raptiyelerin uç kısmına, bantı deldikten sonra tekrar kıvrılıp banda saplanmasını sağlayacak bir şekil verilmiştir şekil xx. 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 aşağı 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 gereksinime 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.

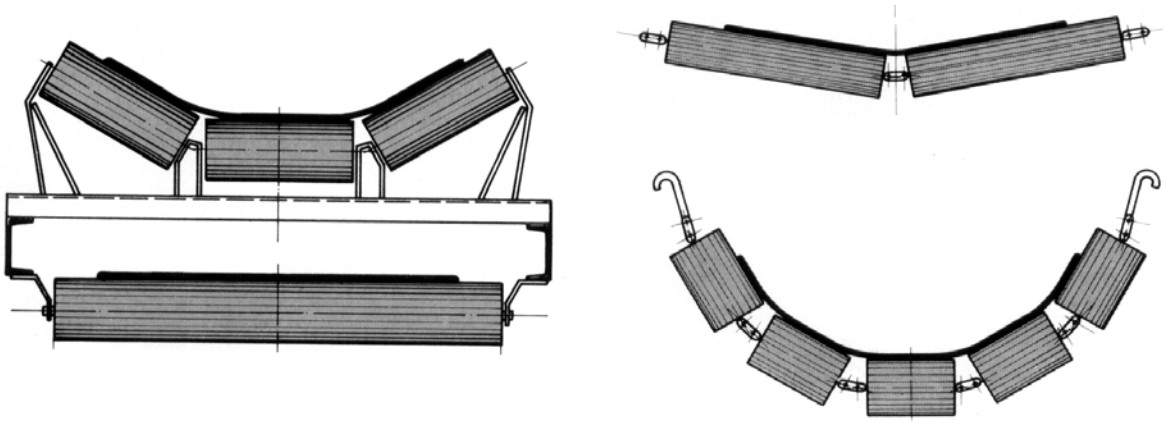
Soğuk yapıştırma yapılırken bant uçları bant eksenine 20° 'lik açı yapacak şekilde diyagonal olarak kesilir. Bu işlem sırasında bandın dokuma tabakaları açığa çıkarılarak onlarla basamaklı bir yapı oluşturulur. Basamak yüzeyleri iyice temizlendikten sonra üzerlerine üç defa yapıştırıcı solüsyon sürülür. Sürülen son kat ta 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.

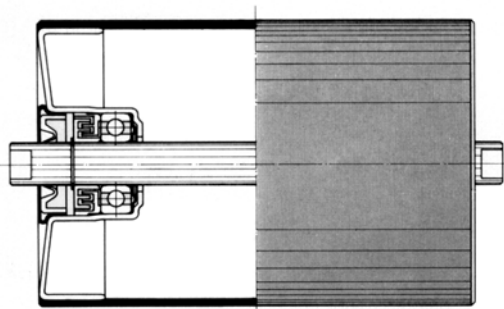
Vulkanizasyon yönteminde bandın her iki ucu soğuk yapıştırma yönteminde olduğu gibi kesilir, temizlenir ve üç defa yapıştırıcı solüsyon sürülerek kurutulur. Yapıştırılacak kısımlar üst üste getirildikten sonra bu kısım 140-150°C sıcaklıktaki plakalar arasında, 60 dakikalık bir süre boyunca sıkıştırılır.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

1.3- RULOLAR

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.



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

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

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;

$$l_{r-üst} = \frac{0,08 \cdot F_i}{q_m + q_b} \quad [m] \quad \begin{aligned} F_i &= \text{Bant gerilme kuvveti} \quad [kp] \\ q_m &= \text{Malzeme birim ağırlığı} \quad [kp/m] \\ q_b &= \text{Bant birim ağırlığı} \quad [kp/m] \end{aligned}$$

Dönüş ruloları arası mesafe;

$$l_{r-alt} = \frac{0,08 \cdot F_i}{q_b} \quad [m]$$

1.4- TAMBURLAR

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 bantın üst tabakaları çekme gerilmesi altında çalışırken, alt tabakaları basınç gerilmesi altında çalışır. Dolayısıyla; bant malzemesinin basınç ve çekme dayanımı ve bantın kalınlığı tambur çapı üzerinde etkili olan faktörlerdir. Bu düşüncelere bağlı olarak geliştirilen bir ampirik formül aşağıda verilmiştir.

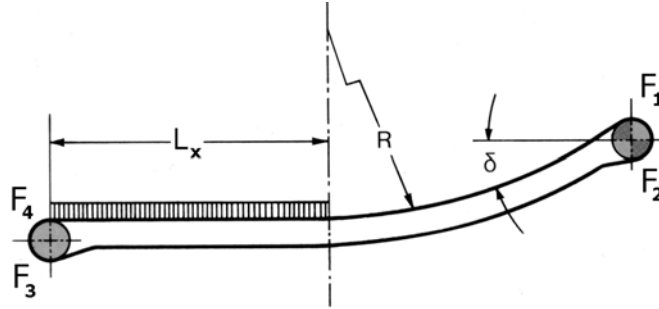
$$D_{\min} = m \cdot z \quad [\text{mm}]$$

z = Tabaka Sayısı
 m = Bir Katsayı

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.

Tambur ile bant arasındaki sürtünme kuvvetini artırmak için tamburun üstü lastik, poliüretan veya seramik kaplama ile kaplanır. Çeşitli kaplama şekillerine göre tamburla bant arasındaki sürtünme katsayısının alabileceği değerler tablo xx'de verilmiştir. Tablodan izlenebileceği gibi sürtünme katsayısı, tamburun ıslak olması durumunda büyük oranlarda düşmektedir.

1.5- DÜŞEY KURBALAR



Yatay doğrultudan eğik doğrultuya geçerken (İçbükey kurbalar) kurba yarıçapının minimum değeri aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

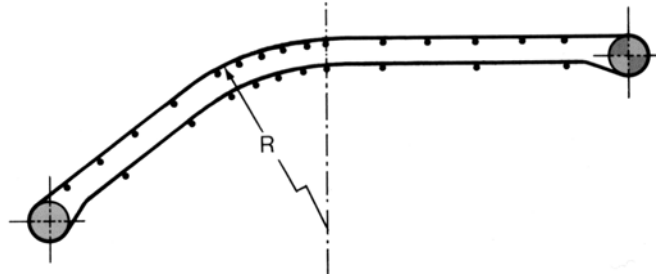
$$R = 1.5 \cdot \frac{F_x + F_4}{q_b} \quad [\text{m}]$$

Bu bağıntıda:

R = Kurba Yarıçapı
 q_b = Bantın birim ağırlığı [kp/m]
1.5 = Emniyet katsayısı

Tekneleşmiş bir bandın eğimli bir doğrultudan yatay doğrultuya geçmesi, aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi rulo araları sıklaştırılarak gerçekleşir. Burada amaç, bandın açılmasını ve taşınan malzemenin dökülmesini önlemektir. Bu amaçla rulolar arası mesafe normal mesafenin % 40-50 'si kadar alınır.

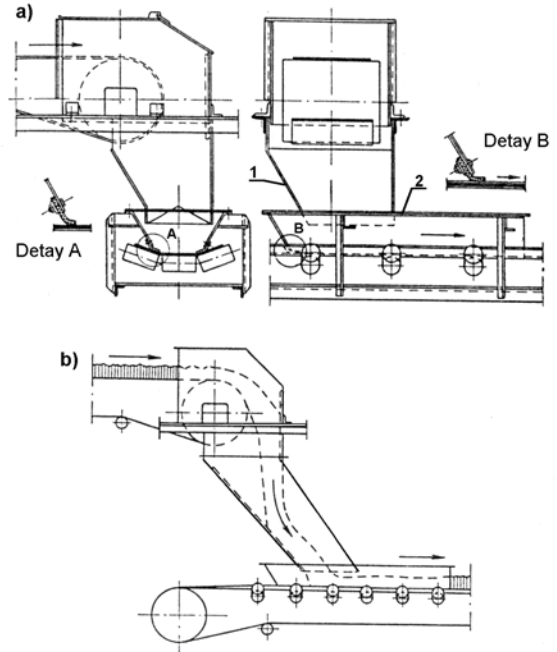
Eğik doğrultudan yatay doğrultuya geçerken (Dışbükey kurbalar), kurba yarıçapı aşağıdaki çizelge yardımı ile belirlenir.



Bant Genişliği [m]	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Dokuma Bant	9.5	12.5	15.0	19.5	23.0	27.0	31.5	35.0	39.5
Çelik Bant	37.5	50.0	60.5	78.0	92.0	108.0	125.0	140.0	158.0

1.6- BANT YÜKLEYİCİLERİ

Bant yükleyicilerinin yapısı Şekil 8 'de gösterilmiştir. Şekil dikkatle incelendiğinde bir yükleyici iki önemli kısımdan oluşur. Birinci kısım şekilde "1" ile gösterilen yükleme hunisi, ikinci kısım ise "2" ile gösterilen yükleme oluşudur. Huni duvarlarının eğimi; taşınan malzeme ile duvar malzemesi arasındaki sürtünme katsayısına denk gelen açıdan 10-15° daha fazla olmalıdır. Yükleme oluşunun yan ve arka duvarlarının banda temas ettiği kenarları lastik şeritlerle takviye edilmiştir (Şekildeki detay kesitler). Taşınan malzemenin bant kenarlarından dökülmemesi için yükleyici oluşun alt açıklığı bant genişliğinden küçük olmalıdır. Bu tür yükleyiciler küçük taneli malzemeler için uygundur. İri taneli malzeme taşınırken, malzemenin banda düştüğünde oluşturacağı yıpratıcı etkiyi azaltmak için şekilde b ile gösterilen yükleyiciler tercih edilir. Bu yükleyicide malzemenin doğrudan bant üzerine düşmesini önlemek amacıyla, huni eğik yapılmıştır. Dökülen malzemenin çarptığı huni yüzeyleri 8-20 mm kalınlığında lastik malzeme ile kaplanır. Böylece bu yüzeylerin kolayca aşınması önlenmiş olur.

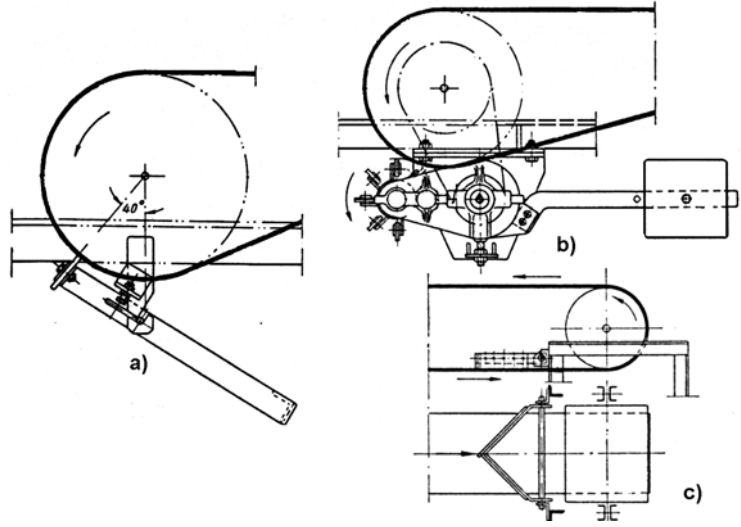


1.7- KÜREYİCİ

Banttın malzemenin boşalması ya doğrudan doğruya bandın sonundaki tambur üzerinden olmakta, yahut ta bandın herhangi bir yerinden küreyiciler yardımı ile malzeme banttın kürenmektedir. Tek yönlü küreyiciler malzemeyi bandın sadece bir yanına boşaltırken, çift yönlü küreyiciler malzemeyi bandın her iki yanına da boşaltabilir. Küreyici bir kol yardımı ile bant üzerine oturtulur veya bant üzerinden kaldırılır. Küreyicinin alt kenarı lastik şeritle desteklenmiştir. Çift yönlü küreyiciler sadece yatay bantlarda kullanılırken, tek yönlü küreyiciler yatay ve eğimi 10° 'ye kadar olan yollarda kullanılabilir. Küreyici ile bant eksenindeki açı 30-40° arasında olabilir.

1.8- TEMİZLİK DONANIMI

Banda yapışan malzemeden bant üst yüzeyini temizlemek amacıyla çeşitli fırçalar kullanılır. Kuru malzemeler için basit bir lastik silecek yeterli olurken (Şekil 10 a), nemli ve yapışkan malzeme için sert kıllı veya lâstik şeritli döner fırçalar kullanılır (Şekil 10 b). Eğer bandın alt yüzeyi de kirleniyorsa, dönüş tamburu önünde basit bir küreyici ile bu yüzey temizlenir (Şekil 10 c). Bu gibi durumlarda bant taşıyıcı boyunca üstten düşen malzemenin bandın alt yüzeyini kirletmesini önleyecek tedbirleri almak daha doğru bir işlem olacaktır.



2- HIZ-KAPASİTE İLİŞKİLERİ

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

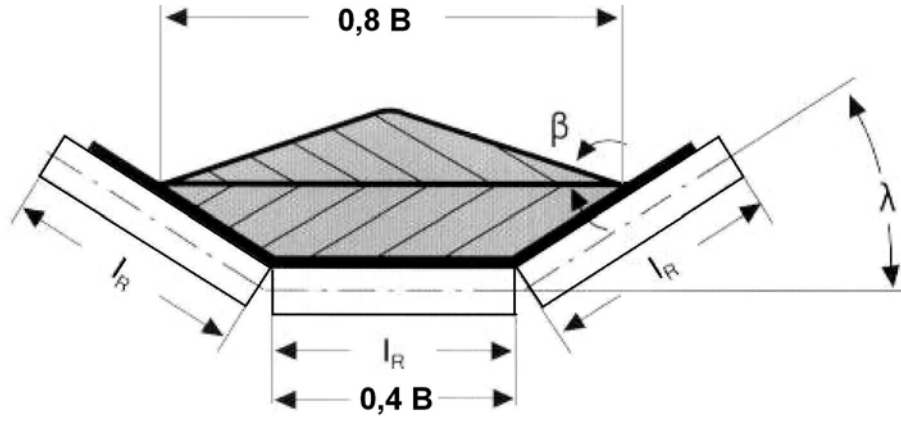
$$Q_h = 3600 \cdot A \cdot v \cdot \gamma$$

A	Taşıma Kesit Alanı	[m ²]
v	Hız	[m/s]
ã	Yoğunluk	[Ton/m ³]
Q _h	Taşıma Kapasitesi	[Ton/h]

2.1- TAŞIMA KESİT ALANI

Bant üzerine yığılan malzemenin hareket yönüne dik kesit alanı taşıma kesit alanı olarak isimlendirilecektir. Bu alan, bant taşıyıcının taşıma kapasitesini belirleyen önemli büyüklüktür. Taşıma kesit alanının hesaplanması için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Burada sadece bu yöntemlerden bazılarını değinilecektir.

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



Üçgen yüksekliğine h_1 , yamuk yüksekliğine h_2 denecek olursa;

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

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

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

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

Bu ifadeye β için 15° alınabilir.

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

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

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

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

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

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

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

1) a' taşınan malzemenin tane boyu [mm] olmak üzere;

- Boyutlandırılmış malzemede

$$B > 3.3 a' + 200 \quad [\text{mm}]$$

- Boyutlandırılmamış malzemede

$$B > 2 a' + 200 \quad [\text{mm}]$$

2) DIN 22101 'da boyutlandırılmış malzemeler için minimum bant genişliği aşağıdaki tablo ile belirtilmiştir.

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

2.2- TAŞINAN MALZEME YOĞUNLUĞU

Bant üzerinde taşınan cevher türü malzemeler kabarmış halde bulunduğundan onların yerindeki yoğunluklarını doğrudan kullanmak doğru olmaz. Bu tür malzemelerin yoğunluk değerlerini bir kabarma faktörü ile düzeltmek gerekir. Aşağıdaki tablo bantta taşınan malzemelerin yoğunlukları hakkında bir fikir vermektedir.

Linyit.....	0.65 - 0.80	Kül.....	0.90 - 1.40
Taşkömürü.....	0.70 - 0.90	Bazalt.....	3.20
Kırma Kireçtaşı.....	1.0	Dolomit.....	2.00
Kalsine Kireçtaşı.....	1.70 - 2.00	Demir Cevheri.....	2.20 - 3.90
Çakıl.....	1.50 - 1.60	Kuru Kum.....	1.50 - 1.60
Kok.....	0.46 - 0.57	Nemli Kum.....	2.00
Toprak.....	1.60 - 2.00		

2.3- HIZ

Maden işletmelerinde bant hızlarının alabileceği maksimum değerler bant tesisinin ne kadar bakımlı ve düzenli olması ile yakından ilgilidir. Çalışma şartlarının en zor olduğu, dolayısıyla en bakımsız olan pano yollarında bant hızı 1.5 m/s 'yi geçmemelidir. Ana yol gibi nispeten bakımlı bantlarda hız 3 m/s 'ye değerine kadar artırılabilir. Açık işletmelerde ise hız 4-6 m/s değerlerini alabilir.

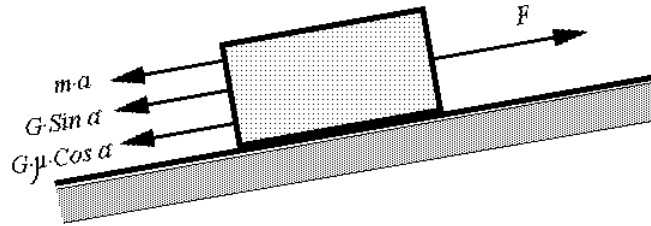
Bakımlı bantlar için tavsiye edilen ortalama hızlar aşağıdaki tabloda verilmiştir.

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

3- BANT TAŞIYICI HAREKET MEKANİĞİ

3.1- ÇEKME KUVVETİ, MOTOR GÜCÜ

Bir cismi eğik düzlemde hareket ettirebilmek için gerekli kuvveti dinamiğin temel prensiplerine dayanarak aşağıdaki gibi hesaplamak mümkündür.



$$F = G \cdot \mu \cdot \text{Cos} \alpha \pm G \cdot \text{Sin} \alpha \pm m \cdot a$$

Bu ifade de "m · a" kuvvet bileşeni atalet kuvvetlerini yenmek için uygulanması gerekli kuvettir. Bant taşıyıcının mekaniğini incelerken bu kuvvet bileşeninin hesabına girilmeyecek; bant taşıyıcı sabit hızla hareket ediyormuş gibi düşünülecektir. Atalet kuvvetini hesaplara katmadan çalışırken bazı önemli sorunları cevaplandırmadan geçmiş olamayız. Birinci sorun hızlanmanın nasıl sağlanacağıdır. Hızlanma, bant taşıyıcının tüm hareketi içerisinde çok küçük bir zaman diliminde gerçekleşen hareket şeklidir. Diğer yanda bant taşıyıcılar genellikle elektrik motorları tarafından hareket ettirilirler. Sabit hızla hareket gereksinimine uygun olarak seçilen elektrik motorundan çok kısa süreler için nominal gücünün üzerinde güç çekmek mümkündür. Böylece motor sargılarında aşırı ısınma olmadan atalet kuvvetlerini

karşılıyacak kuvvet sağlanmış olur. İkinci sorun; atalet kuvveti etkisi altında oluşacak bant-tambur kaymasıdır. Bir diğer sorun ise bant dayanımının belirlenmesidir. Bu sorunların nasıl çözümlendiğini ileriki konularda etraflıca açıklayacağız.

Yukarıdaki ifadede " $G \cdot \mu \cdot \text{Cos}\alpha$ " gösterilen büyüklük üzerinde hareket ettiği zeminle arasında yüzeysel sürtünme olan bir cismin hareketine karşı oluşan sürtünme kuvvetini verir. Bant taşıyıcı hareket ederken harekete karşı oluşan dirençler yüzeysel sürtünme direncinde çok farklı şeylerdir. Bant hareketi ile ilgili dirençleri iki önemli grup altında toplamamız mümkündür.

1- Bant rulolar üzerinde hareket eder. Bantla ruloların uyumlu hareket etmesi yani ruloların çevresel hızının bantın hızına eşit olması gerekir. Aksi halde bantın rulolar üzerinde kayması gerekir ki buda sürtünme direncinin büyük oranda artması demektir.

Ruloların sabit hızla dönmesini sağlamak için rulo yatağında oluşan sürtünme kuvvetinin, bantın ruloya uygulayacağı çevresel kuvvetle karşılanması gerekir. Rulo yatağındaki sürtünme ise rulonun bir baskı kuvveti altında dönmesi ile oluşur. Bu baskı kuvveti; taşınan malzeme ve bant ağırlık kuvvetlerinin ruloya dik bileşenleri ile rulonun ağırlık kuvvetidir. Ağırlık kuvvetlerinin oluşturacağı toplam baskı kuvveti F_N :

$$F_N = (G_m + G_b) \cdot \text{Cos}\alpha + G_r$$

dir. Diğer yanda;

- l : Bant taşıyıcının boyu
- q_m : Bir metre bant üzerindeki malzemenin ağırlığı
- q_b : Bir metre bantın ağırlığı
- q_r : Bir metreye isabet eden ruloların ağırlığı

olarak alınırsa:

$$F_N = l \cdot [(q_m + q_b) \cdot \text{Cos}\alpha + q_r]$$

olur. Rulo yatağıyla ilgili sürtünme katsayısı μ olarak alınırsa rulo yatağındaki teğetsel sürtünme kuvveti

$$F_s = l \cdot \mu \cdot [(q_m + q_b) \cdot \text{Cos}\alpha + q_r]$$

olarak hesaplanır. Rulo yatağındaki sürtünme katsayısı;

Bakımlı rulolar için	$\mu = 0.016$.-. 0.018	
Ortalama Değer	$\mu = 0.020$	
Bakımı kötü rulolar için	$\mu = 0.023$.-. 0.027	alınır.

Bant hareketine karşı oluşan dirençleri analitik olarak hesaplamamızın güçlükleri nedeniyle bu kuvvet harekete karşı dirençlerin hesabında esas kuvvet olarak alınacak, deneysel olarak ölçülen direnç ile hesaplanan bu kuvvet arasındaki ilişki aranacaktır.

2- Bant hareketine karşı oluşan dirençlerin ikinci grubunu bant kayışındaki içsel kuvvetler oluşturur. Lokomotif nakliyatından bildiğimiz yuvarlanma direncinin benzerine bant taşıyıcıda da

rastlanır. Banda gömülen rulonun dönmesini sağlamak için belli bir deformasyon işinin yapılması, dolayısıyla bir enerji tüketilmesi gerekecektir.

Bant iki rulo arasında bir sehim yapar, tamburlar üzerinde yön değiştirir. Bu durumların gerçekleşmesi için bant kayışındaki içsel sürtünmelerin yenilmesi gerekir.

Bant ve tamburların temizliği için kullanılan fırça ve küreyicilerde harekete karşı bir direnç oluştururlar. Sabit hızın korunabilmesi için bu direncin de yenilmesi gerekir.

Buraya kadar anılan dirençlerin tümünü analitik olarak hesaplamak mümkün değildir. Dolayısıyla yukarıda teorik olarak hesaplamaya çalıştığımız rulo yatağındaki teğetsel sürtünme kuvveti ile gerçek hareket direnci arasında bir ilişki aranmış ve bu ilişki " C " gibi bir katsayı ile tanımlanmıştır. C katsayısı bant taşıyıcıda hareket dirençlerinin rulo yataklarındaki teğetsel sürtünme kuvvetine oranını veren bir katsayıdır. Maden işletmeleri için deneysel yolla saptanan C katsayıları aşağıdaki şekilde verilmiştir.

Bant Uzunluğu [m]	80	100	150	200	300	400	500
C Katsayısı (yeryüzü)	1,92	1,78	1,58	1,45	1,31	1,25	1,20
C Katsayısı (yeraltı)	3,17	2,90	2,58	2,37	2,10	1,88	1,79
Bant Uzunluğu [m]	600	700	800	900	1000	1500	≥2000
C Katsayısı (yeryüzü)	1,17	1,14	1,12	1,10	1,09	1,06	1,05

Yukarı ki çizelgede de görüleceği gibi C katsayısı bant taşıyıcının uzunluğuna bağlı olarak değişmektedir. Bandın boyu uzadıkça bandın hareket direnci rulolardaki teğetsel sürtünme direncine yaklaşmakta, bant boyu kısalıkça ise diğer dirençlerin toplam direnç içindeki payı artmaktadır.

Çizelgede ayrıca, C katsayısı yeraltı ve yerüstü bantları için ayrı ayrı verilmekte; yeraltı bantları için verilen değerlerin daha büyük değerde olduğu gözlenmektedir. Bant taşıyıcının doğrultusu ne kadar bozuk, rulolar ne kadar düzensiz ve bakımsız ise aynı uzunluktaki bant taşıyıcı için C katsayısının' da o kadar büyük olacağı muhakkaktır.

Harekete karşı oluşan dirençler hakkında bu açıklamaları yaptıktan sonra bant üst kolunda ve bant alt kolunda oluşan hareket dirençleri için aşağıdaki bağıntıları yazabiliriz.

$$F_{\text{üst}} = C \cdot \mu \cdot l \cdot [(q_m + q_b) \cdot \text{Cos}\alpha + q_{r\text{-üst}}]$$

$$F_{\text{alt}} = C \cdot \mu \cdot l \cdot (q_m \cdot \text{Cos}\alpha + q_{r\text{-alt}})$$

Dinamiğin temel esaslarına dayanarak çıkarmış olduğumuz bağıntıda " $G \cdot \text{Sin}\alpha$ " ifadesi yol meylinde dolayı ortaya çıkan ve meyil aşağı etkileyen kuvveti göstermektedir. Burada G ağırlık kuvveti doğrusal hareket yapan kütlelerin ağırlık kuvveti olduğundan:

$$G \cdot \text{Sin}\alpha = l \cdot (q_m + q_b) \cdot \text{Sin}\alpha$$

yazılabilir. " $l \cdot \text{Sin}\alpha$ " yerine bant taşıyıcının iki ucu arasındaki yükseklik farkı olan " H " yazılır ise:

$$G \cdot \text{Sin}\alpha = H \cdot (q_m + q_b)$$

ifadesi elde edilir. Böylece bandın alt ve üst kollarını hareket ettirmek için gerekli kuvvetleri:

$$F_{\text{üst}} = C \cdot \mu \cdot l \cdot [(q_m + q_b) \cdot \cos\alpha + q_{r\text{-üst}}] \pm H \cdot (q_m + q_b)$$

$$F_{\text{alt}} = C \cdot \mu \cdot l \cdot (q_b \cdot \cos\alpha + q_{r\text{-alt}}) \mp H \cdot q_b$$

şeklinde ifade edebiliriz. Tüm bandı hareket ettirecek kuvvet ise:

$$F = F_{\text{üst}} + F_{\text{alt}}$$

$$F = C \cdot \mu \cdot l \cdot [(q_m + 2 \cdot q_b) \cdot \cos\alpha + q_{r\text{-üst}} + q_{r\text{-alt}}] \pm H \cdot q_m$$

olur.

Hareketi sağlayacak motorun gücü:

$$P = \frac{F \cdot v}{102 \cdot \eta} \quad [\text{kW}]$$

bağıntısı ile hesaplanır. Bant üzerinde küreyici, aktarıcı gibi elemanlar varsa bu elemanların her biri için hesaplanan motor gücüne aşağıda belirtilen ilavelerin yapılması gerekir.

$$\begin{aligned} B < 500 \text{ mm için } & 0.75 \text{ kW} \\ 500 < B < 1000 \text{ mm için } & 1.5 \text{ kW} \\ B > 1000 \text{ mm için } & 2-3 \text{ kW} \end{aligned}$$

Bu değerler $v = 1 \text{ m/s}$ için geçerlidir. Hızın farklı olması halinde verilen değerler hız değeri ile çarpılır.

3.2- BİRİM BÜYÜKLÜKLER

* q_m hesabı:

Bant taşıyıcının saatlik kapasitesi Q_h belli ise nakliyat sırasında bir metre uzunluğundaki bant üzerinde bulunan malzemenin ağırlığı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Q_h = 3.6 \cdot A \cdot \rho \cdot v \quad q_m \quad [\text{kp/m}]$$

$$q_m = A \cdot \rho = \frac{Q_h}{3.6 \cdot v}$$

$$Q_h \quad [\text{Mp/h}]$$

$$v \quad [\text{m/s}]$$

$$A \quad [\text{m}^2]$$

$$\rho \quad [\text{kp/m}^3]$$

* q_b hesabı:

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

Bu hesaplar eğer bir işletmede yapılıyorsa planlanan bant taşıyıcı kapasitesinde çalışan bir bant taşıyıcının bandı örnek olarak alınır ve o bandın birim ağırlığı hesaplarda kullanılır.

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

Tablo x- Dokuma bantlar birim ağırlıkları [kp/m²]

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

Phoenix Bant Katalogu

Tablo z- Çelik telli bantlar birim ağırlıkları

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

Bir üçüncü yöntem ise, özellikle pamuk dokuma bantlar için gözlemlere dayanılarak elde edilmiş olan aşağıdaki ampirik formülün kullanılmasıdır.

$$q_b = 1.1 \cdot B \cdot (1.25 \cdot z + s_1 + s_2)$$

Bu bağıntıda:

- q_b = Bant birim ağırlığı [kp/m]
 B = Bandın Genişliği [m]
 s_1 = Üst kaplama kalınlığı [mm]
 s_2 = Alt kaplama kalınlığı [mm]
 z = Bandın tabaka sayısı

* q_r hesabı:

Bant birim ağırlığının belirlenmesindeki zorluklar rulo birim ağırlığının belirlenmesinde de mevcuttur. Aşağıda verilen katalog rulo ağırlıklarının kestirilmesinde yardımcı olacaktır.

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

a: Taşıyıcı Rulo Takımı (Üç parça)
b: Dönüş Rulosu

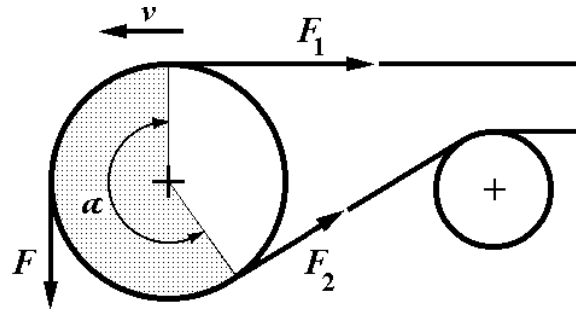
Daha önce verilen bilgilere dayanarak rulo çapı belirlendikten sonra bant genişliğini de kullanarak rulo ağırlıkları tablodan okunur. Bulunan bu değerler bir rulo takımının ağırlığıdır. Bir metreye düşen rulo ağırlığını bulmak için tablo değerlerini rulolar arası mesafeye bölmek gerekir.

Aynı tablo rulo çapı seçimi içinde kullanılabilir. Bant genişliğine bağlı olarak rulo çapları incelendiğinde aynı bant genişliği için birden fazla rulonun verilmiş olduğu görülür. Bu durumda hafif işler için hafif ruloyu; ağır işler için ağır ruloyu seçmek gerekir.

3.3- SARILMA AÇISI - KAYMA

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

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



Bir tamburun üzerine sarılan bantın kaymadan hareket edebilmesi için banda etkiyen kuvvetler arasında şu ilişkinin olması gerekir(Eytelwein yasası).

$$\frac{F_1}{F_2} \leq e^{\mu \cdot \alpha}$$

Burada F_1 banda etkiyen kuvvetlerden büyük olanı; F_2 küçük olanı, α bantın tambura sarılma açısı ve μ ise bantla tambur arasındaki sürtünme katsayısıdır. Tamburun banda uygulayacağı teğetsel çekme kuvveti;

$$F = F_1 - F_2$$

dir. Bu kuvvet bant nakliyatında hareketi sağlayan kuvettir. Diğer bir ifade ile;

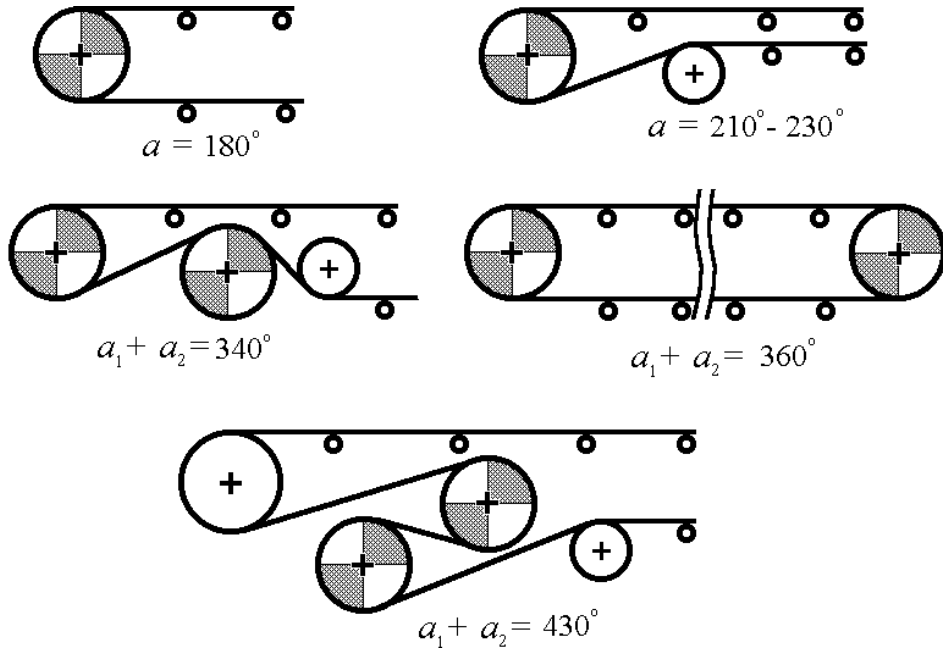
$$F \leq F_2 \cdot (e^{\mu \cdot \alpha} - 1)$$

olur. Hareketi sağlayan çekme kuvvetini artırabilmek için bantla tambur arasındaki sürtünmeyi, sarılma açısını veya gerdirme kuvvetini dolayısıyla F_2 'yi artırmak gerekir.

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

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

Tablodan da izleneceği gibi nem sürtünme katsayısını büyük oranlarda azaltmaktadır.



Bant nakliyatında sarılma açısını artırmanın özel bir önemi vardır. Tek tamburlu sistemde sarılma açısı $180^\circ - 250^\circ$ arasında değişir. Bu değerlerin yetersiz kalması halinde çift tamburlu sisteme geçilir ve böylece sarılma açısı 430° 'ye kadar artırılabilir (Şekil 12).

Tambur ile bant arasında kayma olmaması halinde, her türlü çalışma durumu için ($F \geq 0$) daima $\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\alpha}$ eşitliğini yazmak mümkündür. Bunu sağlamak için $e^{\mu\alpha} \geq 1$, yani " $\alpha \geq 0$ " olması

gerekir. Diğer yanda " α " açısının alabileceği en büyük değer bandın tambura sarıldığı açı ile sınırlıdır. Bu durumda " α " sarılma açısını iki farklı şekilde tanımlamamız gerekir. Bandın tambura sarıldığı bölgeyi gören merkez açıya geometrik sarılma açısı " α_g ", Bantla tambur arasında sürtünmenin gerçekleştiği bölgeyi gören merkez açıya ise fiili sarılma açısı " α_f " diyeceğiz. " α_f " açısı $\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\alpha}$

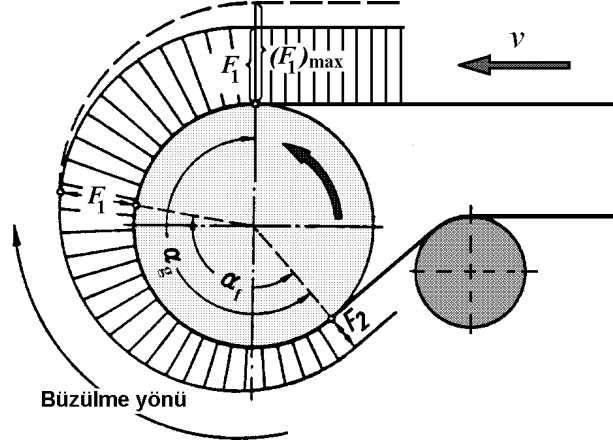
eşitliğini sağlayan ve değeri " $0 \leq \alpha_f \leq \alpha_g$ " değişen bir açıdır. Bu durumda konu ile ilgili temel bağıntıları aşağıdaki gibi yazmak mümkündür.

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \alpha_f}$$

$$F = F_2 \cdot (e^{\mu \alpha_f} - 1)$$

$$\frac{(F_1)_{\max}}{F_2} = e^{\mu \alpha_g}$$

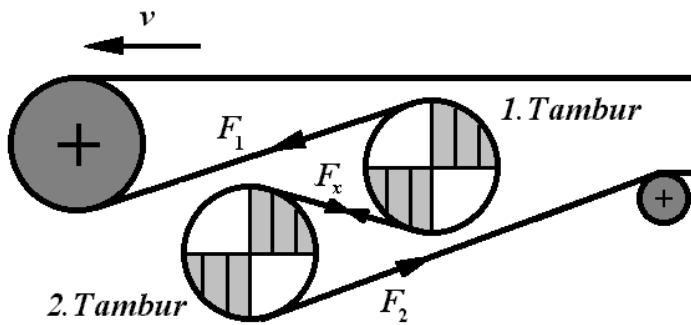
$$F_{\max} = F_2 \cdot (e^{\mu \alpha_g} - 1)$$



Fiili sarılma, açısı tamburun banttaki gerilme kuvvetlerinin minimum olduğu noktasından başlayarak büyümeye başlar. Büyük bantlarda tambur ile bant arasındaki sürtünme bölgesini (fiili sarılma açısının tanımladığı bölge) gözle de görmek mümkündür. Bu bölgede bantta etkiyen gerilme kuvvetleri en büyük değerinden en küçük değerine düşer ($F_1 \Rightarrow F_2$). Elastik bir cisim uygulanan kuvvetle orantılı olarak uzadığından banttaki gerilmeler düşerken bantta bir büzülme başlar. Büzülmenin yönü gerilmenin küçük olduğu kısımdan büyük olduğu kısma doğrudur. Bu büzülme olayını kayma ile karıştırmamak gerekir.

$$\frac{F_{\max}}{F} = k$$

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



Şekildeki çift tamburlu sistemlerde bantın üst yüzü birinci tambur ile temas ederken, bantın alt yüzü ikinci tambur ile temas eder. Bant üst yüzeyi, taşınan malzeme artıkları ve nem ile kaplı olabileceğinden sürtünme katsayısını her iki tambur için farklı değerlerde almak gerekir.

İki tambur arasındaki bant gerilme kuvvetini F_x olarak alırsak,

birinci tambur için;

$$\frac{F_1}{F_x} = e^{\mu_1 \alpha_1}$$

ikinci tambur için;

$$\frac{F_x}{F_2} = e^{\mu_2 \cdot \alpha_2}$$

yazılabilir. Bu iki ifade birlikte düzenlenecek olursa,

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu_1 \cdot \alpha_1} \cdot e^{\mu_2 \cdot \alpha_2}$$

$$\boxed{\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu_1 \cdot \alpha_1 + \mu_2 \cdot \alpha_2}}$$

sonucu elde edilir.

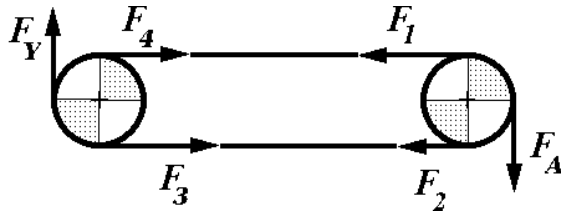
Yukarıdaki ifade geometrik ve fiili sarılma açıları ile yazılacak olursa:

$$\frac{(F_1)_{\max}}{F_2} = e^{\mu_1 \cdot \alpha_{1g} + \mu_2 \cdot \alpha_{2g}}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu_1 \cdot \alpha_{1f} + \mu_2 \cdot \alpha_{2g}}$$

olur. Bu bağıntılar düzenlenirken fiili sarılma açısının F_2 'den başlayıp F_1 'e doğru büyüdüğüne dikkat etmek gerekir.

Çift tahrik sisteminin seçilmesi durumunda, belirlenmesi gereken diğer bir konu da her tahrik tamburunun uygulayacağı çekme kuvveti ve dolayısıyla ana ve yardımcı motor güçlerinin ne olacağı konusudur. Bu sorunun cevabını önce baş ve kuyruktan tahrik edilen sistem için vereceğiz.



$$\frac{F_3}{F_4} = e^{\mu_2 \alpha_2}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu_1 \alpha_1}$$

$$F_Y = F_3 - F_4$$

$$F_A = F_1 - F_2$$

$$F_3 = F_Y \cdot \frac{e^{\mu_2 \alpha_2}}{e^{\mu_2 \alpha_2} - 1}$$

$$F_2 = F_A \cdot \frac{1}{e^{\mu_1 \alpha_1} - 1}$$

Yukarıdaki bağıntılar yardımı ile;

$$F_3 = F_2 + F_{alt}$$

$$F_Y \cdot \frac{e^{\mu_2 \alpha_2}}{e^{\mu_2 \alpha_2} - 1} = F_A \cdot \frac{1}{e^{\mu_1 \alpha_1} - 1} + F_{alt}$$

yazılır. Ayrıca;

$$F = F_A + F_Y$$

olduğu göz önüne alınırsa,

$$F_Y = F \cdot \frac{e^{\mu_2 \alpha_2} - 1}{e^{\mu_1 \alpha_1 + \mu_2 \alpha_2} - 1} + F_{alt} \cdot \frac{(e^{\mu_1 \alpha_1} - 1) \cdot (e^{\mu_2 \alpha_2} - 1)}{e^{\mu_1 \alpha_1 + \mu_2 \alpha_2} - 1}$$

sonucu elde edilir.

Baştan çift tahrikli sistemde yukarıda F_{alt} ile gösterilen kuvvet sıfır olacağı için,

$$F_Y = F \cdot \frac{e^{\mu_2 \alpha_2} - 1}{e^{\mu_1 \alpha_1 + \mu_2 \alpha_2} - 1}$$

olur.

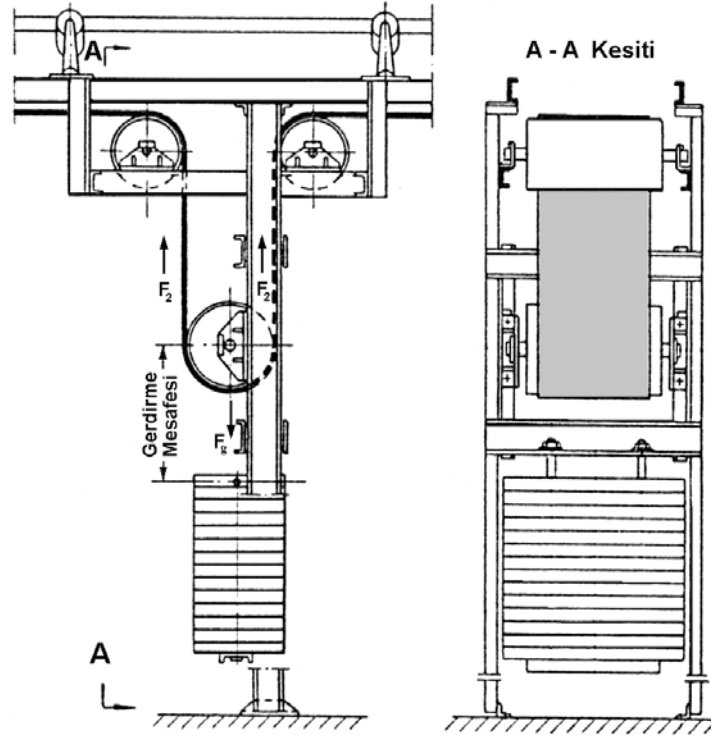
3.4- GERDİRME YÖNTEMLERİ

Bandın çekme kuvvetini ve dolayısıyla tambur bant kaymasını kontrol eden üçüncü faktör bandın gerdirilmesidir. Bant yüksüz halde ve hareketsiz iken bandın her yerinde eşit şiddette olan gerilme kuvveti F_2 gerdirme mekanizmaları tarafından oluşturulur. Tambur hareketini banda iletebilmek için, yukarıda da açıkladığımız gibi, banda böylesi minimum bir gerilmenin verilmiş olması lazımdır. Üstelik bu gerdirmeyi; bir yanda bandın uzun ömürlü olmasını sağlarken, öte yanda bantla tambur arasında kaymaya neden olmadan yapmak gerekir. Bant taşıyıcıları gerdirmek amacıyla kullanılan yöntemler ise üç tanedir.

1) Bandın alt koluna ağırlık asarak gerdirme:

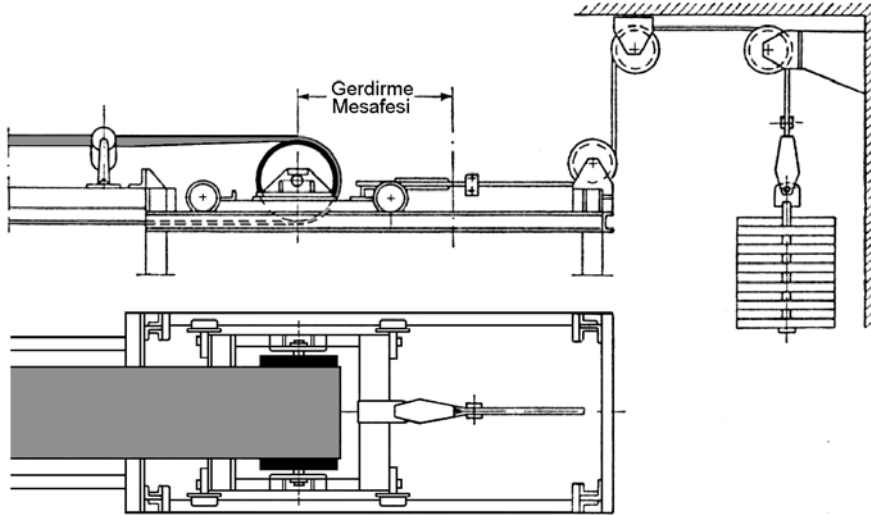
Bant alt koluna ağırlık, bant boyunca yerel açıdan müsait olan her noktada asılabilir. En uygun olanı tahrik tamburunun hemen çıkışına ağırlık asmaktır. Bant alt koluna ağırlık asıldığında banttaki ön gerilme kuvveti daima sabit kalır. Diğer yöntemlerle karşılaştırıldığında, aynı çekme kuvveti için, banttaki ön gerilme kuvveti bu yöntemde en küçük değere sahiptir. Dolayısıyla bu yöntemle gerdirilen bantlar daha uzun ömürlü olurlar. Ancak bant alt koluna ağırlık asacak bir hacmi yeraltı madenciliğinde bulmak her zaman mümkün olmadığından bu yöntem yeraltı ocaklarında pek tercih edilmez. Tahrik tamburunun hemen çıkışında alt kola ağırlık asılırsa,

$$F_{GR} = 2 \cdot F_2 \quad \Rightarrow \quad F = \frac{F_{GR}}{2} \cdot (e^{\mu \alpha} - 1) \quad \text{olur.}$$



2- Tambura ağırlık asarak gerdirme:

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



Bu durumda:
$$F_{GR} = F_1 + F_2 = F_2 \cdot (e^{\mu\alpha} + 1) \Rightarrow F_{GR} = F \cdot \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1} \text{ olur.}$$

Sabit bir ağırlık asıldıktan sonra ($F_{GR} = \text{Sabit}$) banttaki ön gerilme kuvveti F_2 , kendini daima F_1 'e göre ayarlayacaktır. Birinci gerdirme yönteminde ise (F_2) ön gerilme kuvvetinin daima sabit kaldığını

hatırlamakta yarar vardır. Bu durum, aynı çekme kuvveti için tambura ağırlık asılarak gerdirilen bantların daha büyük gerilme kuvveti altında çalışacağını ve bandın daha çabuk yıpranacağını gösterir. Bir örnek olsun diye tahrik tamburundan gerdirilen bir bant ile tahrik tamburu çıkışında alt kola ağırlık asılarak gerdirilen bir diğer bandı karşılaştıralım. Tambur özellikleri ve geometrik sarılma açıları aynı olsun. Aynı F_{\max} kuvveti için gerdirme kuvveti, yani asılacak ağırlık kuvveti hesaplanacak olursa:

Alt kola ağırlık asma :

Tambura ağırlık asma :

$$F_{\max} = (F_{GR})_{\text{alt}} \cdot \frac{(e^{\mu \alpha_g} - 1)}{2}$$

$$F_{\max} = (F_{GR})_{\text{Tamb}} \cdot \frac{(e^{\mu \alpha_g} - 1)}{(e^{\mu \alpha_g} + 1)}$$

Bu iki bağıntıdan,

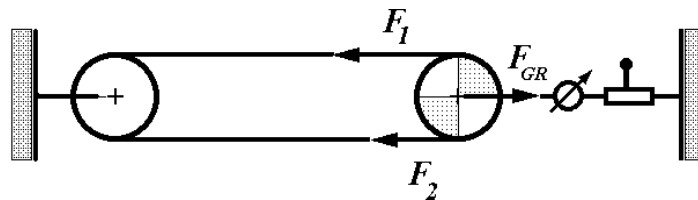
$$(F_{GR})_{\text{Tamb}} = (F_{GR})_{\text{Alt}} \cdot \frac{(e^{\mu \alpha_g} + 1)}{2}$$

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

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

3) Vidalı gerdirme:

Bu yöntemde tamburlardan biri vida, vinç, kriko gibi araçlarla çekilerek bant gerdirilir. Genellikle boyu 100 metreyi geçmeyen bant taşıyıcılar bu yöntemle gerdirilir. Yeraltı madenciliğinde sıkça kullanılır.



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

uygulanması tavsiye edilmektedir. Gerdirilmiş bant normal yük altında çalışırken önce vida gevşetilmeli ve kaymanın başladığı anda vida üzerinde minimum gerdirme sınırı işaretlenip, manometreden minimum gerdirme kuvveti okunmalıdır. Bu kuvvet kaymaya karşı emniyet katsayısı ile çarpılmalı ve bulunan gerdirme kuvveti manometreden okunana kadar bant tekrar gerdirilmelidir. Bu yeni durumda vidanın konumu üst gerdirme sınırı olarak işaretlenmelidir. Daha sonraki çalışma koşullarında bu iki sınır arasında gerdirme yapılırsa bant ömrünün en fazla olacağı beklenebilir.

Yukarıda açıklanmış olan üç yöntemle bant taşıyıcıları nasıl gerdireceğimiz konusunda bir fikir sahibi olduk. Ancak, ne kadar gerdirelim sorusuna henüz bir cevap vermedik. Gerdirmeyi çok fazla yapacak olursak, aynı iş için daha kaliteli bantlar seçmemiz gerekecek veya bant çabuk yıpranıp, kısa ömürlü olacaktır. Gerdirmeyi çok az yapacak olursak bu defa tambur ile bant arasında kayma olacağı için, hareketi sağlamakta sorunlar oluşacak, bant yangınları ortaya çıkacaktır. Bu durumda bandı ne kadar germemiz gerekir?

Banttaki ön gerilme kuvveti ile çekme kuvveti arasındaki ilişkiyi daha önce aşağıdaki bağıntı ile göstermiştik.

$$F = F_2 \cdot (e^{\mu\alpha} - 1)$$

Bu bağıntıdan görüleceği gibi bandı hareket ettiren çekme kuvveti (F), F_2 ve $e^{\mu\alpha}$ parametrelerine bağlı olarak değişen bir büyüklüktür. Bant ömrünü uzun tutmak amacıyla en küçük F_2 ile çalışılacak ise $e^{\mu\alpha}$ nın dolayısıyla α nın en büyük olması gerekir. Bu durumda; fiili sarılma açısı geometrik sarılma açısına eşit olmalı ($\alpha_f = \alpha_g$) yani, bant taşıyıcı F çekme kuvvetini üretirken kayma sınırında çalışmalıdır. Banttaki gerilme kuvvetlerinin en küçük değerlerde olacağı bu özel durumu kayma sınırında çalışma hali olarak tanımlayacağız, bu durumda kaymaya karşı emniyet katsayısı ($k=1$) bire eşit olacaktır. Kayma sınırında çalışma halinde:

Bant alt kolu tahrik tamburu çıkışında gerdirilirse :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\alpha_g}$$

$$F = \frac{F_{GR}}{2} \cdot (e^{\mu\alpha_g} - 1)$$

$$F = F_2 \cdot (e^{\mu\alpha_g} - 1)$$

Tahrik tamburuna ağırlık asılarak gerdirilirse :

$$F = F_{GR} \cdot \frac{e^{\mu\alpha_g} - 1}{e^{\mu\alpha_g} + 1}$$

olur.

Makul sınırlar içinde kalan aşırı yüklenme durumunda bandın kaymasını önlemek için, F çekme kuvveti yerine F_{max} gibi maksimum bir çekme kuvveti üretilirken kayma sınırında ($\alpha_f = \alpha_g$) çalışılması planlanmalıdır. Bandın aşırı yüklenmesi daha çok hızlanma döneminde ortaya çıkar. Hatırlanacağı gibi bant konveyörü hareket ettiren F çekme kuvveti düzgün hareket için belirlenmiştir. Bu durumda hızlanırken ivmeyi belirleyecek olan, elektrik motorunun nominal gücü üzerine çıkabilme yeteneğidir. Motorun aşırı yüklenme katsayısı ile tanımlayacağımız bu yetenek, bant gerdirme hesaplarında önemli yere sahip olacaktır. Daha önce " F_{max}/F " oranına kaymaya karşı emniyet katsayısı " k " dendiğini görmüştük. Kayma emniyet katsayısı yerine motorun aşırı yüklenme katsayısı kullanılarak, F_{max} üzerinden gerdirme kuvveti hesaplanırsa, motoru bloke edecek aşırı yüklenme durumunda bile kaymaya karşı güvence sağlanmış olur. Motorların aşırı yüklenme katsayısı motor türüne göre 1,3 ile 2,2 değerleri arasında değişmektedir. Motor blokajı gibi uç değerler dikkate

alınmayacak ise, kaymaya karşı emniyet katsayısı olarak en azından " 1.3 " değerinin kullanılması tavsiye edilmektedir. Kayma güvencesi ile çalışma hali ($k > 1$) diyeceğimiz bu çalışma halinde:

Bant alt kolu tahrik tamburu çıkışında gerdirilirse :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \alpha_g}$$

$$F_{\max} = \frac{F_{GR}}{2} \cdot (e^{\mu \alpha_g} - 1)$$

$$F_{\max} = F_2 \cdot (e^{\mu \alpha_g} - 1)$$

Tahrik tamburuna ağırlık asılarak gerdirilirse :

$$F_{\max} = F_{GR} \cdot \frac{e^{\mu \alpha_g} - 1}{e^{\mu \alpha_g} + 1}$$

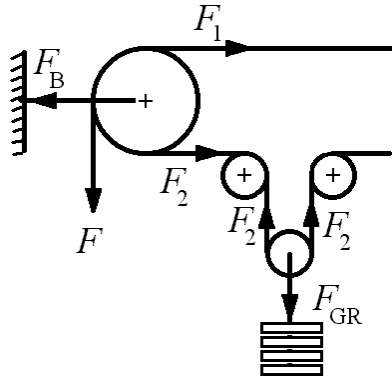
olur.

Kayma sınırında F veya F_{\max} çekme kuvvetleri ile çalışılması hallerinde tambura etki eden gerilme kuvvetleri karşılaştırıldığında:

$$k = \frac{F_{\max}}{F} = \frac{(F_1)_{k>1}}{(F_1)_{k=1}} = \frac{(F_2)_{k>1}}{(F_2)_{k=1}} = \frac{(F_B)_{k>1}}{(F_B)_{k=1}}$$

olduğu görülür. Bu durum bize k emniyet katsayısı ile kayma güvenliği sağlanırken tambura etki eden tüm gerilme kuvvetlerinin k oranında arttığını göstermektedir.

Yukarıdaki açıklamalardan sonra bant alt koluna ağırlık asılarak gerdirilen bir bant tesisi ile ilgili problemlerde kullanabileceğimiz bağıntıları aşağıda topluca vereceğiz.



$$F = F_1 - F_2$$

$$F_g = 2 \cdot F_2$$

$$F = F_2 \cdot (e^{\mu \alpha_f} - 1)$$

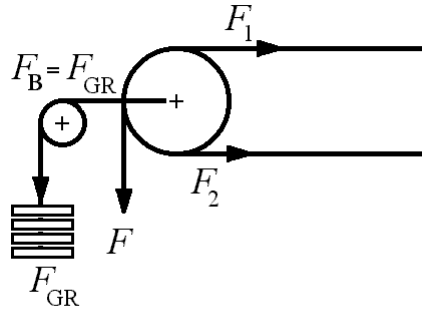
$$F_{\max} = F_2 \cdot (e^{\mu \alpha_g} - 1)$$

$$k = \frac{F_{\max}}{F} = \frac{e^{\mu \alpha_g} - 1}{e^{\mu \alpha_f} - 1}$$

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu \alpha_f}$$

$$(F_1)_{\max} = F_2 \cdot e^{\mu \alpha_g}$$

Benzer şekilde tambura ağırlık asılarak gerdiren bantlar için;



$$F = F_2 \cdot (e^{\mu \alpha_f} - 1) \quad F_{\max} = F_2 \cdot (e^{\mu \alpha_g} - 1)$$

$$F_{GR} = F_2 \cdot (e^{\mu \alpha_g} + 1)$$

$$F = F_{GR} \cdot \frac{e^{\mu \alpha_f} - 1}{e^{\mu \alpha_f} + 1} \quad F_{\max} = F_{GR} \cdot \frac{e^{\mu \alpha_g} - 1}{e^{\mu \alpha_g} + 1}$$

$$k = \frac{F_{\max}}{F} = \frac{e^{\mu \alpha_g} - 1}{e^{\mu \alpha_g} + 1} \cdot \frac{e^{\mu \alpha_f} + 1}{e^{\mu \alpha_f} - 1}$$

$$F_1 = F_{GR} \cdot \frac{e^{\mu \alpha_f}}{e^{\mu \alpha_f} + 1} \quad (F_1)_{\max} = F_{GR} \cdot \frac{e^{\mu \alpha_g}}{e^{\mu \alpha_g} + 1}$$

yazılır. Aynı bağıntılar tamburun vida ile gerdirmesi durumunda da geçerlidir. Ancak unutmamak gerekir ki; tambura ağırlık asıldığında gerdirme kuvveti sabit kalırken, vidalı gerdirmede bant yüklendikçe gerdirme kuvveti azalacaktır. Vida gerdirmeli bant tesislerinde lastik bandın uzun ömürlü olması isteniyorsa; bandı en azından, F kuvvetini verirken geometrik sarılma açısını kullanacak şekilde yani;

$$F_{GR} = F \cdot \frac{e^{\mu \alpha_g} + 1}{e^{\mu \alpha_g} - 1}$$

kuvveti ile girmek gerekir. Aşırı yüklenmeler için emniyet payı bırakılmak isteniyorsa;

$$F_{GR} = F_{\max} \cdot \frac{e^{\mu \alpha_g} + 1}{e^{\mu \alpha_g} - 1}$$

değerine kadar artırılabilir. Eğer vida ile yapılan gerdirme bir dinamometre yardımı ile takip ediliyorsa bandın uzun ömürlü olması için, gerdirme kuvvetinin F ve F_{\max} ile hesaplanan F_{GR} ' ler arasında kalmasına özellikle dikkat etmek gerekir.

3.5- BANT KALİTESİNİN BELİRLENMESİ

Bant taşıyıcılarda lastik bant, tesisin en önemli maliyet unsurlarından biridir. Ayrıca tüm tesisin çalışma güvenliği de lastik bandın mukavemeti ile yakından ilgilidir. Bu nedenle lastik bant uzun ömürlü olmalı, üzerine etki eden her türlü kuvveti güvenli bir şekilde taşıyabilmelidir.

Banda etkiyen maksimum kuvvet $(F_1)_{\max}$, geometrik sarılma açısının tam olarak kullanılması halinde oluşur. Hatırlanacağı gibi, bu durumda bandın uyguladığı çekme kuvveti ise, $F_{\max} = k \cdot F$ dir.

Normal yükleme şartları altında gerekli olan F çekme kuvveti tesisin ömrü boyunca sabit kalmaz. Tesis yaşlandıkça rulo sürtünmeleri artar, hatta bazı rulolar sıkışır, eğrilir. Önceden tahmin edilmeyen sürtünme kaynakları ortaya çıkar. Ayrıca, iş yerinde fiili çalışma koşulları altında bant gerdirilirken "k" gibi bir güvenlik katsayısına sadık kalınacağına da inanmak güçtür. Bant ömrünü azaltacağı düşünülmeden bandı aşırı derecede germek ve böylece bazı sorunlardan kurtulmak tercih edilen yol olmaktadır.

Bant mukavemet hesabında sadece $(F_1)_{\max}$ 'ı esas almak, tesisin çalışma güvenliği ve ekonomisi açısından yeterli olmayacaktır. Bant kalitesinin belirlenmesi ile ilgili mukavemet hesaplarında, "k" katsayısını da içeren ama ondan çok büyük bir emniyet katsayısına gereksinme vardır. Bant kopma güvenlik katsayısı diyeceğimiz ve "ζ" ile göstereceğimiz bu katsayı ile; motorun aşırı yüklenme özelliğini, aşırı gerdirme kuvvetlerini, sıkışma ve yaşlanma ile rulolarda meydana gelen ek dirençleri, yaşlanma nedeniyle bantta meydana gelen mukavemet düşmesini, bükülme nedeniyle bant tabakalarında meydana gelen aşırı gerilme kuvvetlerini, bant bağlantı noktalarının rulo ve tambur üzerinden geçerken maruz kaldığı darbeleri ve yükleme-boşaltma bölgelerinde maruz kalınan tesadüfi darbeleri dikkate almış olacağız. Bu durumda mukavemet hesabında esas alınacak kuvvet $\zeta \cdot (F_1)_{\max}$ olacaktır.

Yukarıdaki açıklamalara göre; bant malzemesi $(F_1)_{\max}$, kuvvetini ζ güvenlik katsayısı ile taşıyacak dayanımda olmalıdır. $(F_1)_{\max}$, geometrik sarılma açısıyla F_{\max} üretilirken ortaya çıkan F_1 kuvveti yani $(F_1)_{k>1}$ dir. Dolayısıyla $(F_1)_{\max}$, kayma güvenliğini de dikkate alan bir büyüklüktür. Motorun aşırı yüklenme özelliği ve buna uygun olarak sağlanan kayma güvenliği "ζ" içinde mevcuttur. Bu durumda "ζ" kopma güvenlik katsayısını "k" kayma güvenlik katsayısı oranında küçültmek gerekir. Daha önceki açıklamalarımızdan

$$k = \frac{(F_1)_{k>1}}{(F_1)_{k=1}}$$

olduğu hatırlanırsa,

$$(F_1)_{\max} \cdot \frac{\zeta}{k} = \frac{(F_1)_{k>1}}{k} \cdot \zeta = (F_1)_{k=1} \cdot \zeta$$

olur.

Lastik bandın dayanımını belirleyen ilk büyüklük, tabii ki yapıldığı malzemenin dayanımıdır. Lastik banda etki eden kuvvetleri göz önüne alarak, ekonomik açıdan hangi tür bant malzemesinin tercih edilmesi gerektiği hususu aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Banda etkiyen Kuvvet [Kp/m] (F ₁) _{k=1} ·ζ	Önerilen Bant Malzemesi
1500 - 4000	Pamuk Dokuma
5000 - 12500	Yapay Elyaf Dokuma
10000 - 63000	Çelik Özlü

Lastik bandın dayanımını belirleyen ikinci büyüklük ise, bandın kalınlığı veya tabaka sayısıdır. Tabaka sayısı hesabı seçilecek bandın özelliğine göre üç değişik şekilde yapılır.

1) Pamuk dokuma bantlarda tabaka sayısı hesabı:

Bu tür bantların seçimi yapılırken kabul edilen emniyet katsayıları aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tabaka Sayısı	3 - 5	6 - 9	10 - 14
Kopma Güvenlik Katsayısı ζ	11	12	13

Bu emniyet katsayısı ile " (F₁)_{k=1}·ζ " hesaplandıktan sonra tabaka sayısı " z " aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$z = \frac{(F_1)_{k=1} \cdot \zeta}{B \cdot \sigma_k}$$

Bu formüldeki "σ_k" ifadesi [kp/cm/tabaka] birimi ile bir santimetre genişliğindeki bir bant tabakasının kopma mukavemetidir.

2) Yapay elyaf bantlarda tabaka sayısı hesabı:

Bu tür bantlar için tabaka sayısı ne olursa olsun kopma güvenlik katsayısı " ζ = 9.8 " alınır. Ancak bir evvelki bağıntıya göre hesaplanan tabaka sayısında bir fazlası seçilir. Buna göre yukarıdaki ifade;

$$z = \frac{(F_1)_{k=1} \cdot \zeta}{B \cdot \sigma_k} + 1$$

şeklını alır.

3) Çelik telli bantların seçimi:

Çelik telli bantlarda tabaka hesabı yapılmaz. Aşağıdaki formül ile hesaplanan "σ_k" ya uygun mukavemette bant seçilir. Kopma güvenlik katsayısı bu tür bantlarda da " ζ = 9.8 " dir.

$$\sigma_k = \frac{(F_1)_{k=1} \cdot \zeta}{B}$$