

BÖLÜM 7.

MEKANİK FREN KONSTRÜKSİYONLARI

7.1. GİRİŞ

Frenler hareketi durduran veya yavaşlatan mekanizmalardır. Kaldırma makinalarında ise bir yükü durdurmak, sabit bit yükseklikte tutmak veya istenilen şekilde hareket ettirmek için kullanılır. Çalışma şartlarına uygun olarak çok çeşitli fren tipleri geliştirilmiştir. Kullanım amaçlarına göre kaldırma makinalarında frenler üç gruba ayrılır :

1. Tutma frenleri : yükün veya bir ağırlığın potansiyel enerjisini alarak, sabit bir yükseklikte kalmasını sağlayan frenlerdir.
2. Yürütme frenleri : yatay hareketi durduran frenlerdir. Kinetik enerjiyi alarak yatay hareketi durdurur veya yavaşlatırlar.
3. İndirme frenleri : yükün potansiyel enerjisini alarak iniş hızını ayarlayan frenlerdir.

Mekanik etkili frenlerde kinetik ve potansiyel enerji sürtünme yoluyla ısıya dönüştürülür. Oldukça küçük bir fren momenti ve uygun fren boyutları elde etmek için frenin yüksek devirli bir mil üzerine yerleştirilmelidir. Bunun için en iyi yöntem, motor, miline kamalı kavrama diskini fren kasnağı olarak kullanmak ve motor milinden faydalanmaktır.

Kaldırma makinalarında kullanılan fren sistemlerinin prensibi, kayma sürtünmesine dayanmaktadır. Meydana gelen sürtünme işi ısıya dönüştürülmektedir. Fren sistemlerinin hesabı basitleştirilmiş hesap yöntemine veya DIN 15434 normunda verilen kesin hesap yöntemine göre yapılır.

Frenleme için gerekli kuvvet, kol kuvveti, ayak kuvvet ve ağırlık-yay kuvveti olabilir. Kuvvet çubuk mekanizmaları, halat veya hidrolik olarak iletilir. Fren açma işi ise, kol kuvveti yay kuvveti, manyetik veya elektro-manyetik açıcılar gibi özel açma motorları kullanarak yapılır.

7.1. BASİTLEŞTİRİLMİŞ HESAP YÖNTEMİ

Fren sistemlerinin hesabında başlangıç noktası frenleme momentinin bulunmasıdır. Basitleştirilmiş hesap yönteminde frenleme momenti tahrik sisteminin toplam verimi ve momenti göz önüne alınarak hesaplanır. Burada ötelenen ve dönen makina elemanları ile yüklerin atalet kuvvetleri ve momentleri ayrı ayrı hesaplanmadan bir emniyet faktörü tanımlanarak fren momenti bulunur. Bu durumda frenleme momenti;

$$M_B = v \cdot M_d \cdot \eta^2$$

Burada,

M_B : frenleme momenti

M_d : tahrik motorundan elde edilen moment

η : tahrik sisteminin toplam verimi

v : emniyet faktörü

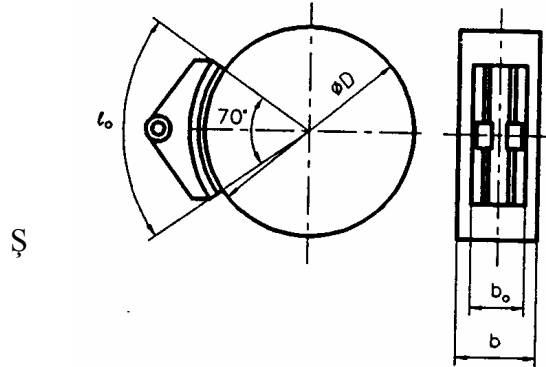
- | | |
|---|-------------|
| - elle tahrik edilen kaldırma makinaları | 1.3 ... 1.5 |
| - motorla tahrik edilen kaldırma makinaları | 2 ... 3 |
| - kepçeli kaldırma makinaları | 3 ... 4 |
| - yürütme ve döndürme mekanizmaları | 1.5 |

7.2. PABUÇLU FRENLER

Fren Kasnağının Boyutlandırılması

Fren kasnağının boyutlandırılması kullanılacak sistemin frenleme momentine bağlı olarak ifade edilir. Fren kasnağının D çapının hesabı, frenlenecek moment yardımı ile bulunur :

$$D \geq \sqrt{\frac{M_B \cdot n}{3.9 \cdot (p_o \cdot v \cdot \mu)}}$$



Şekil 9-4 Pabuc boyutları

Şekil-21 Pabuç boyutları

olur. DIN 15431 normunda fren kasnağının boyutları verilmiştir. Buna göre standart çap ve genişlikler Tablo-17'de verilmiştir.

Tablo-17 Fren Kasnağı Boyutları

Kasnak çapı D	Kasnak genişliği b	Kasnak çapı D	Kasnak genişliği b
(160)	60	500	190
200	75	630	236
250	95	710	265
315	118	(800)	300
400	150		

Fren kasnağının boyutlandırılmasında kasnağın ve kaplama malzemesinin (balatanın) aşınmasına ve fren kasnağının ısınmasına sebep olan fren tarafından alınan saatteki enerji miktarı önemlidir. Fren kasnağı ve kaplama malzemesi çiftinden yüzey basıncı (p_o), çevre hızı (v) ve sürtünme katsayısı (μ) kaplama malzemesinin ömrü etkilenir.

Fren balatası yüzey basıncı, Şekil-21'de gösterilen boyutlar yardımıyla,

$$p_o = \frac{M_B}{\mu \cdot D} \cdot \frac{1}{b_o \cdot l_o}$$

olarak hesaplanabilir. Kullanılan fren balatalarının sürtünme katsayıları ve basınç değerleri Tablo-18'de verilmiştir.

Tablo-18 Fren balatası değerleri

Balata Malzemesi	Sürtünme katsayısı μ	Yüzey basıncı p_o [daN/cm ²]
Pamuklu dokuma	0.45 - 0.55	0.3 - 3
Asbest dokuma	0.30 - 0.40	0.5 - 6
Buna malzemesi	0.30 - 0.45	0.5 - 1.5

Fren kasnaklarının boyutlandırılmasında $p_o.v$ ve $p_o.v \cdot \mu$ değerleri önemli rol oynar. Kaldırma makinalarında bu değerler,

$$p_o.v = 12 - 25 \text{ daNm/cm}^2\text{s}$$

$$p_o.v \cdot \mu = 6 - 10 \text{ daNm/cm}^2\text{s}$$

arasında alınır. Hafif işletmelerde yüksek değerler, ağır işletmelerde küçük değerler dikkate alınır.

Çift Pabuçlu Frenin Hesap Esasları

Çift pabuçlu frende yapılacak esas hesaplar, fren yayının boyutlandırılması, fren çözücüsünün seçimidir. İlk olarak fren yayının hesabı ele alınacaktır.

Her iki pabuçta baskı kuvvetinin eşit olması için mafsallar sürtünme kuvveti doğrultusunda olmalıdır. Şekil-20'de görülen çift pabuçlu frende mafsalsal noktası O'ya göre moment alınır,

$$\Sigma M_o = 0$$

$$P \cdot b - F_y \cdot a - S_x \cdot a = 0$$

bulunur. S çubuğunda meydana gelen ve moment yaratan S_x kuvveti, V çubuk kuvvetine bağlı olarak,

$$S_x = V \cdot \frac{e}{d}$$

şeklinde hesaplanır. V çubuk kuvveti ise, çubukların ağırlığı K ve fren çekirdeğinin G ağırlığına bağlı olarak hesaplanır:

$$V = (K + G) \cdot \frac{g}{f}$$

Bu durumda fren yayının boyutlandırılması,

$$F_y = P \cdot \frac{b}{a} - V \cdot \frac{e}{d}$$

eşitliği ile yapılır. Bu yay ön gerilmesini sağlayacak yayın seçimi yapılır.

Fren çözücüsünün seçimi, fren açma işinin hesabıyla yapılır. Fren açma işlemi esnasında λ ayırma yolu (hava aralığı), fren pabuçlarının fren kasnağından emniyetle ayrılmasını temin edecek kadar olmalıdır. Özellikle mafsalsal noktalarındaki yatak boşlukları ne kadar küçükse λ o kadar küçük seçilmelidir. Tablo-19'da fren kasnak çapına bağlı olarak λ değerleri verilmiştir.

Tablo-19 Fren hava aralığı λ değerleri

Fren kasnak çapı D	160 - 200 - 250	320 - 400 - 500	630 - 710 - 800
Hava aralığı λ	1 - 1.5	1.5 - 2	1.8 - 2

Fren çözücüsünün seçimi, λ hava aralığı kadar P baskı kuvvetini gevşetme işi ile yapılır. Bu durumda fren açma işi A,

$$A = \frac{P \cdot \lambda}{\eta_c}$$

dir. Burada η_c fren tertibatındaki çubukların verimi olarak yaklaşık 0.9 alınır. Bu değer ve diğer kayıplar göz önüne alındığında açma işi,

$$A = 2.2 \cdot P \cdot \lambda$$

ifadesinden hesaplanır. Fren çözücünün seçimi için, balataların aşınmaları dikkate alınarak hesaplanan A değerinin %25 daha fazlası alınır ve A^* değerine uygun çözücü firma kataloglarından seçilir.

$$A^* = 1.25 \cdot A = 2.75 \cdot P \cdot \lambda$$

Fren çözücü listelerinden çözücünün kaldırma stroku h , A^* açma işine göre seçilir. Bu listeden G çekirdek ağırlığını da seçmek mümkündür. Freni çözmek için gerekli Z çekme kuvveti ise,

$$Z = \frac{A^*}{h}$$

ifadesinden bulunur. Fren kollarındaki uzunlukların hesabı için seçilen h strokunun %80'inden faydalanılır.

$$h_1 = 0.8 \cdot h$$

Aynı zamanda h_1 stroku, i kol uzunlukları oranı ve λ hava aralığına bağlı olarak, fren kollarının mafsal boşlukları %10 oranında göz önüne alınarak,

$$h_1 = 1.1 \cdot (2 \cdot \lambda) \cdot i = 2.2 \cdot \lambda \cdot i$$

şeklinde yazılabilir. Bu iki ifadeden i kol uzunluk oranı bulunur. Bu değerde Şekil 9-3'de gösterilen kol uzunluklarının oranıdır. Genellikle konstrüksiyonda g fren çözücüsünün tatbik mesafesi değişkendir.

$$i = \frac{a}{b} \cdot \frac{e}{d} \cdot \frac{g}{f}$$

Genellikle konstrüksiyonda g fren çözücüsünün tatbik mesafesi değişkendir.

6.2.3. Fren Tertibatı

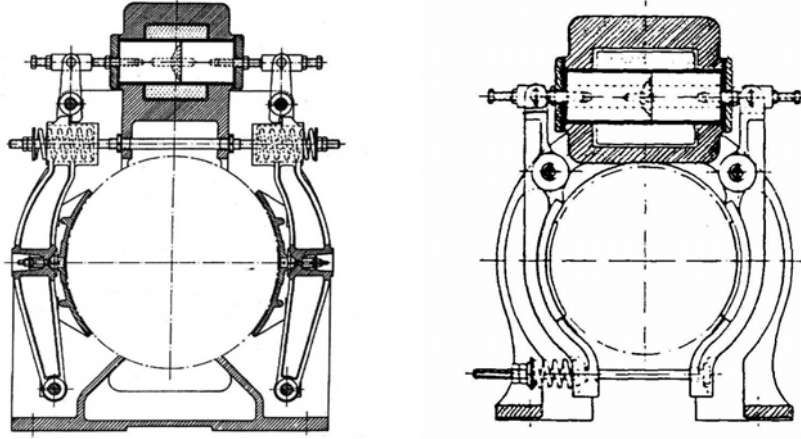
Bir asansör makinasında frenler, tutma ve yürütme frenleri olarak çalışırlar. Tutma frenleri bir hareketin sonunda yükü askıda tutan frenlerdir. Yürütme frenleri ise doğrusal hareket yapan kütlelerle (kabin, taşınan yük, karşı ağırlık, halat vb.) ile dönen kütlelerin (rotor, kavrama, fren kasmağı, sonsuz vida mili, dengeleme volanı vb.) kinetik enerjilerini alırlar. Burada kütlelerin tam hızdan mı, yoksa yavaşlatılmış bir hızdan mı frenlendiklerine dikkat edilmelidir. Zira kullanılan elektrik motorunun tipine ve kumanda şekline bağlı olarak hızlar değişik değerlerde olabilirler.

Asansör motorları üç ayrı şekilde olabilir; buna göre frenleme de değişik boyutlarda gerçekleşir:

- Tek devirli üç fazlı alternatif akım motorları. Bu tip motorlarla tahrikte yüksek hızların aniden frenlenmesi gerektiğinden frenleme momenti büyüktür.
- Çift devirli üç fazlı alternatif akım motorları. Düşük devire geçildikten sonra durma yapıldığından daha az moment frenlenmektedir.
- Doğru akım motorları. Çok düşük bir devirle dönme sağlanabildiğinden frenleme momenti çok küçüktür.

Asansör makinalarında, motor ile sonsuz vida mekanizması arasında yerleştirilen çift pabuçlu fren tertibatı ile frenleme sağlanır. Hareketin iletilebilmesi için, fren tertibatı doğru akım itici bir mıknatıs tarafından açılarak, fren kasmağı serbest bırakılır. Frenleme etkisini sağlayan eleman feredo veya benzeri cinsten balatalarla kaplı,

mafsallı iki pabuçtan ibarettir. Sürtünmeli tahrik mekanizmalarında kullanılan çift pabuçlu fren tertibatı Şekil 75’de görülmektedir.



Şekil 75. Çift pabuçlu fren tertibatları

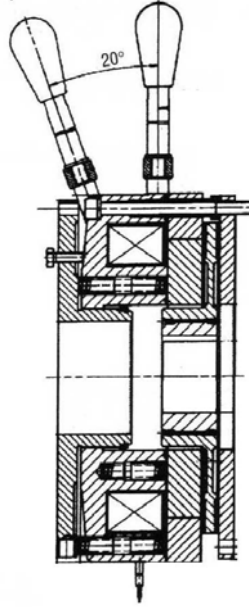
Frenler, frenleme momentinin mekanizma içerisinde en küçük olduğu yerlere (motor mili üzerine) monte edilecek tarzda dizayn edilirler. Şekil 75’de iki farklı fren çeşidi görülmektedir. Frenleme işi yaylarla sağlanır; çözmek için de manyetik açıcılar kullanılır. Ancak elektrik kesilmesi veya herhangi bir arıza durumunda, sisteme ilave edilen bir manivela koluna elle kumanda edilerek çözülme sağlanmalıdır.

Fren mekanizması, tij arasında bulunan yayların etkisi altında normal olarak frenleme konumunda bulunur. Böylece hareketsiz kalan redüktör, ancak bir akım verildiği zaman hareket serbestliğine kavuşmaktadır. Verilen akım nedeniyle fren kasnağının pabuçları aralanır ve fren serbest kalır. Çift pabuçlu fren tertibatı, frenleme momenti ve ona bağlı DIN 15435 standardına uygun olarak fren kasnağı boyutlarına göre seçilmektedir.

Asansör tahrik grubunda, elektriğin aniden kesilmesi durumunda veya istendiği anda durdurma işini yapabilecek bir elektromekanik sürtünme etkili fren kullanılır. Çift pabuçlu olarak dizayn edilen fren, kabin % 125 yüklü halde maksimum hızda hareket ederken sistemi durdurduğu ve o konumunda tutabildiği kabulü ile hesaplanmaktadır.

Asansör tahrik grubunda, elektriğin aniden kesilmesi durumunda veya istendiği anda durdurma işini yapabilecek bir elektromekanik sürtünme etkili fren kullanılır. Çift pabuçlu frenler yaygın olarak kullanılan fren çeşididir. Fren momenti fren pabucu veya pabuçlarının bastırılması sonucu elde edilir. Bu tip frenlerin soğuma kabiliyeti diğerlerine nazaran daha iyidir. Frenler, tek pabuçlu olarak çalıştığında fren mili (motor mili) tek yönlü basma kuvvetiyle eğilmeye zorladığından, daima çift pabuçlu olarak tertip edilerek, kullanılırlar.

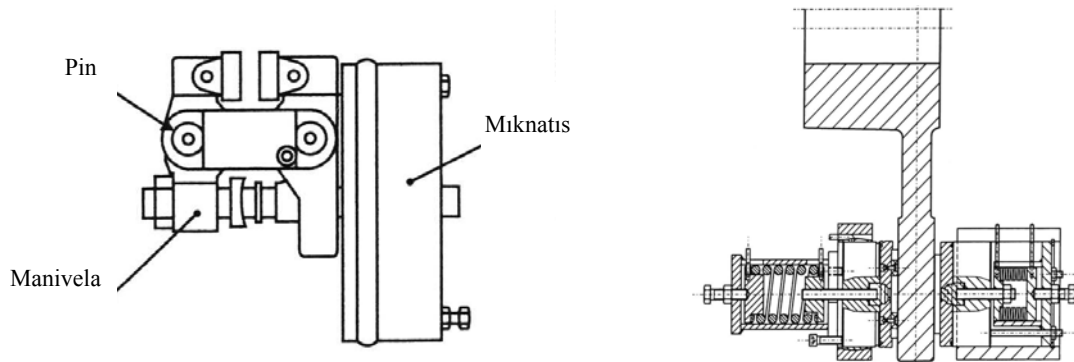
Çift pabuçlu frende, fren milinin düzensiz zorlanması giderilmiş ve eğilme gerilmeleri önlenmiştir. Her iki pabuç birbirine kollar ve mafsallı gönye ile bağlanmış olup, kasnak üzerine birlikte etki ederler. Fren pabuçları kollar ve ön gerilmeli bir yay yardımı ile çekilerek bastırılır. Freni açmak için mekanizmanın ikinci bir motorla elektro-magnete akım vererek manyetik alan etkisiyle içindeki çekirdek kuvvet ile çekerek fren kollarındaki baskıyı kaldırır. Böylece fren kasnağı dönmeye başlar. Elle fren çözme sistemi de elektrik kesildiği hallerde kullanılmaktadır (Şekil 76).



Şekil 76. Elle fren çözme mekanizması

Asansörlerde, diğer makinalardan farklı olarak frenler her zaman devrededir. Tahrik motoru harekete geçtiğinde fren açılır ve hareket başlar. Tahrik motorunun elektriği istenmeden kesildiğinde fren sistemi kendiliğinden devreye gireceğinden kazalara karşı da emniyet sağlanmış olur.

Asansör makinalarında çift pabuçlu fren haricinde, planet mekanizmalı ve redüktörsüz modellerde diskli frenler de kullanılmaktadır (Şekil 77).



Şekil 77. Diskli frenler

h) Fren Tertibatı

Asansör tahrik grubunda, elektriğin aniden kesilmesi durumunda veya istendiği anda durdurma işini yapabilecek bir elektromekanik sürtünme etkili fren kullanılır. Çift pabuçlu frenler yaygın olarak kullanılan fren çeşididir. Fren momenti fren pabucu veya pabuçlarının bastırılması sonucu elde edilir. Bu tip frenlerin soğuma kabiliyeti diğerlerine nazaran daha iyidir. Tek pabuçlu frende, fren mili (motor mili) tek yönlü basma kuvvetiyle eğilmeye zorlanır. Bu mahsur nedeniyle kaldırma makinalarında hemen hemen daima çift pabuçlu olarak tertip edilerek, kullanılırlar.

Çift Pabuçlu Frenler

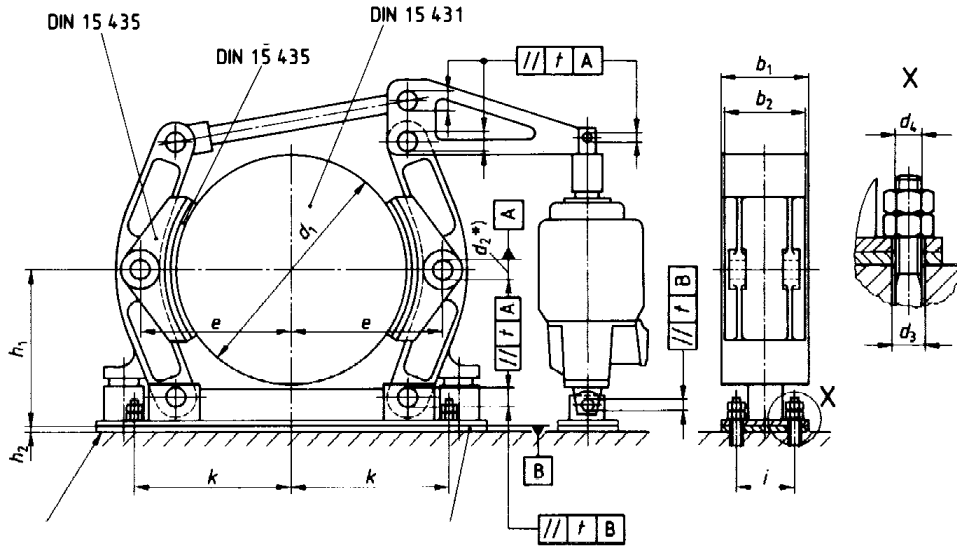
Çift pabuçlu frende, fren milinin düzensiz zorlanması giderilmiş ve eğilme gerilmeleri önlenmiştir. Şekil 5.7’de gösterilen her iki pabuç birbirine kollar ve mafsallı gönye ile bağlanmış olup, kasnak üzerine birlikte etki ederler. Fren pabuçları kollar ve ön gerilmeli bir yay yardımı ile çekilerek bastırılır. Büyük krenlerde, fren pabuçları fren kollarına mafsallı olarak bağlanır.

Frenin Çalışma Prensibi :

Elektromagnetik çift pabuçlu frende frenleme, N noktasına etki eden bir G ağırlığı ile; fren açılması ise elektro-magnet ile sağlanır. Mekanizma durdurulurken fren kolundaki G ağırlığının veya yay kuvvetinin etkisi ile iki pabuç kasnağa basılarak frenleme sağlanır. Bunun için kollarından faydalanılır.

Freni açmak için mekanizmanın ikinci bir motorla elektro-magnete akım vererek manyetik alan etkisiyle içindeki çekirdek kuvvet ile çekerek fren kollarındaki baskıyı kaldırır. Böylece fren kasnağı dönmeye başlar.

Asansörlerde, diğer makinalardan farklı olarak frenler her zaman devrededir. Tahrik motoru harekete geçtiğinde fren açılır ve hareket başlar. Tahrik motorunun elektriği istenmeden kesildiğinde fren sistemi kendiliğinden devreye gireceğinden kazalara karşı da emniyet sağlanmış olur.



d_1	b_1	b_2	d_3	Civata Çapı Adedi		e	h_1	h_2 min.	i	k	t	Hava Aralığı λ
200	75	70	14	M 12	4	140	155	5	55	145	0,1	1
250	95	90	18	M 16	4	170	185	5	65	180		1,25
315	118	110	18	M 16	4	212	225	5	80	220		1,25
400	150	140	22	M 20	4	260	270	10	100	270	0,2	1,6
500	190	180	22	M 20	4	320	330	10	130	325		1,6
630	236	225	27	M 24	4	390	410	10	170	400		2
710	265	255	27	M 24	4	440	460	10	190	450		2

Şekil 5.7 Çift pabuçlu fren

Frenleme Momentinin Bulunması

Frenleme momentinin bulunmasında basitleştirilmiş hesap ve kesin hesap yöntemleri uygulanabilir. Kesin hesap yönteminde, statik momentlerin haricinde, dönen kütlelerin atalet momentlerinin de dikkate alındığı dinamik momentler kullanılır.

Gerekli fren kuvveti, yükün tutulması ve hareketin durdurulması için yeterli olmalıdır. Bu kuvvet fren boyutlarını tespit edebilmek için gerekli temel bir büyüklüktür. Fren tertibatının hesabında başlangıç noktası frenleme momentinin bulunmasıdır. Basitleştirilmiş hesap yönteminde frenleme momenti tahrik sisteminin toplam verimi ve momenti göz önüne alınarak hesaplanır. Burada ötelenen ve dönen makina elemanları ile yüklerin atalet kuvvetleri ve momentleri ayrı ayrı hesaplanmadan bir emniyet faktörü tanımlanarak fren momenti bulunur.

(i) Basitleştirilmiş Hesap Yöntemi

Fren sistemlerinin hesabında başlangıç noktası frenleme momentinin bulunmasıdır. Basitleştirilmiş hesap yönteminde frenleme momenti tahrik sisteminin toplam verimi ve momenti göz önüne alınarak hesaplanır. Burada ötelenen ve dönen makina elemanları ile yüklerin atalet kuvvetleri ve momentleri ayrı ayrı hesaplanmadan bir emniyet faktörü tanımlanarak fren momenti bulunur. Bu durumda frenleme momenti;

$$M_f = v \cdot M_d \cdot \eta^2 \text{ [Nm]}$$

Burada,

M_f : frenleme momenti

M_d : tahrik motorundan elde edilen moment

η : tahrik sisteminin toplam verimi

v : emniyet faktörü (2 ia 3)

(ii) Kesin Hesap Yöntemi

Çift pabuçlu olarak dizayn edilen fren, kabin % 125 yüklü halde maksimum hızda hareket ederken sistemi durdurduğu ve o konumunda tutabildiği kabulü ile hesaplanır. Fren momenti iki bileşenden oluşur statik moment ve dinamik moment.

$$M_f = M_s + M_d \text{ [N m]}$$

i) Statik moment:

$$M_s = \left(\frac{1.25 \cdot Q + K - G_K}{i} + G_H \right) \cdot g \cdot \frac{D_T}{2 \cdot i_G} \cdot \eta_T \text{ [N m]}$$

Burada toplam verim η_T ;

$$\eta_T = \eta_H \cdot \eta_K \cdot \eta'_S$$

η_H : halat donanımı verimi

η_K : tahrik kasnağı verimi

η'_S : karşı çark tahrikinde sonsuz vida mekanizması verimi

ii) Dinamik moment:

$$M_d = I \cdot \varepsilon \text{ [N m]}$$

Dönen kütlelerin atalet momentlerinin motor miline indirgenmesi prensibine dayanır. Toplam atalet momenti :

$$I = I_1 + I_2 + I_3$$

Burada

I_1 : rotor, fren kasnağı ve sonsuz vidanın atalet momentleri [kg m²]

I_2 : sonsuz vida karşı çarkı ve tahrik kasnağının atalet momentleri [kg m²]

I_3 : lineer hareket eden sistemin diğer elemanlarına ait atalet momentleri [kg m²]

$$I_1 + I_2 = (I_{\text{motor}} + I_{\text{fren}}) \cdot \frac{\eta'_S}{i_G^2}$$

$$I_3 = \left(1.25 \cdot Q + K + G_K + G_H \cdot i^2 \right) \cdot \frac{D^2}{4 \cdot i^2 \cdot i_G^2} \cdot \eta_T$$

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n_{\text{motor}}}{30 \cdot t_f} \text{ [1/s}^2\text{]}$$

$$\text{durma zamanı : } t_f = \frac{v}{a} \text{ [s]}$$

Fren seçiminde moment hesabının haricinde frenleme sırasında fren kasnağı üzerinde açığa çıkan ısınma da dikkate alınmalıdır. Birim saatte fren kasnağı ile pabuçlar arasındaki sürtünme neticesinde açığa çıkan ısı A:

$$A = M_f \cdot \omega_a \cdot t_f \cdot z \cdot 10^{-3} \text{ [kJ / h]}$$

frenleme esnasındaki ortalama açısal hız ω_a :

$$\omega_a = \frac{\pi \cdot n}{60} [1/s]$$

Burada,

z : saatte tekrarlanan çalıştırma adedi [1/h]

n : frenlemenin başlangıcındaki motor devri sayısı [1/dak]

Fren Kasnağının Boyutlandırılması

Fren kasnağının boyutlandırılması kullanılacak sistemin frenleme momentine bağlı olarak ifade edilir. Fren kasnağının D çapının hesabı, frenlenecek moment yardımı ile bulunur :

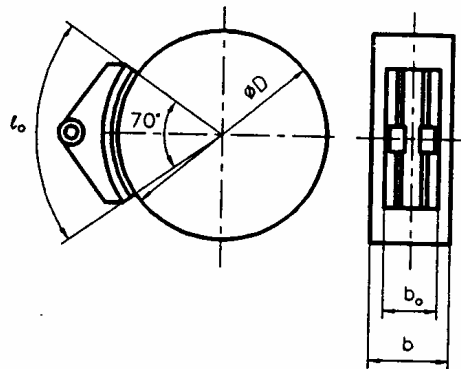
$$D \geq \sqrt{\frac{M_B \cdot n}{3.9 \cdot (p_o \cdot v \cdot \mu)}}$$

olur. DIN 15431 normunda fren kasnağının boyutları verilmiştir. Buna göre standart çap ve genişlikler Tablo 5.13’de verilmiştir.

Tablo 5.13. Fren Kasnağı Boyutları

Kasnak çapı D	Kasnak genişliği b	Kasnak çapı D	Kasnak genişliği b
(160)	60	500	190
200	75	630	236
250	95	710	265
315	118	(800)	300
400	150		

Fren kasnağının boyutlandırılmasında kasnağın ve kaplama malzemesinin (balatanın) aşınmasına ve fren kasnağının ısınmasına sebep olan fren tarafından alınan saatteki enerji miktarı önemlidir. Fren kasnağı ve kaplama malzemesi çiftinden yüzey basıncı (p_o), çevre hızı (v) ve sürtünme katsayısı (μ) kaplama malzemesinin ömrü etkilenir. Fren balatası yüzey basıncı, Şekil 5.8’de gösterilen boyutlar yardımıyla,



Şekil 5.8. Fren pabuç boyutları

Fren boyutları, iletilen ısı miktarı, kullanılan malzeme çifti, kasnağın çevresel hızı ve savurma momentinin büyüklükleriyle doğrudan ilgilidir. Ancak olaylar diğer frenlerde olduğu kadar karmaşık olmadığından, başlangıçta kasnak boyutları deneysel değerlere bağlı olarak tespit edilebilir. Tablo 3. te fren kasnağının motor mili üzerinde olması durumunda kasnak boyutları ve motor güçleri görülmektedir. Bundan sonra yürütülecek hesaplarla gerekli kontroller yapılmalıdır.

Tablo 3. Fren kasnağı çapları

Fren Kasnağı (Malzeme GG)		Maksimum Motor Güçleri [BG] (Tek devirli 3 fazlı alternatif akım)
f mm	Genişlik mm	
200	80	5
250	80	7
300	100	11
350	125	17
400	160	25

Güç değerleri çift devirli üç fazlı alternatif akım motorlarında 1.5 katı; doğru akım motorlarında ise 3...5 katı kadar alınabilir.

Fren kasnağının çapı, frenleme momentine göre DIN 15435 standardından seçilmektedir. Fren kasnağının seçiminin uygun olup olmadığı, fren basıncına göre kontrol edilmektedir. Fren balatasının maksimum basınç değeri $p_{em} = 1,5 \text{ N/mm}^2$ alındığında ve fren tertibatı ile ilgili boyutlar kullanıldığında, fren basıncı hesaplanmaktadır.

$$p = \frac{M_B}{D \cdot \mu \cdot b_o \cdot l_o} \cdot 1$$

Burada,

M_B : frenleme momenti

D : fren kasnağı çapı

μ : fren balatası sürtünme katsayısı ($\mu = 0,4$)

b_o : fren balatası genişliği

l_o : fren balatası uzunluğu

olarak alınmıştır .

Kullanılan fren balatalarının sürtünme katsayıları ve basınç değerleri Tablo 5.14’de verilmiştir.

Tablo 5.14. Fren balatası değerleri

Balata Malzemesi	Sürtünme katsayısı μ	Yüzey basıncı p_o [daN/cm ²]
Pamuklu dokuma	0.45 - 0.55	0.3 - 3
Asbest dokuma	0.30 - 0.40	0.5 - 6
Buna malzemesi	0.30 - 0.45	0.5 - 1.5

Fren kasnaklarının boyutlandırılmasında $p_{o.v}$ ve $p_{o.v} \cdot \mu$ değerleri önemli rol oynar. Kaldırma makinalarında bu değerler,

$$p_{o.v} = 12 - 25 \text{ daNm/cm}^2\text{s}$$

$$p_{o.v} \cdot \mu = 6 - 10 \text{ daNm/cm}^2\text{s}$$

arasında alınır. Hafif işletmelerde yüksek değerler, ağır işletmelerde küçük değerler dikkate alınır.

Çift Pabuçlu Frenin Hesap Esasları

Çift pabuçlu frende yapılacak esas hesaplar, fren yayının boyutlandırılması, fren çözücüsünün seçimidir. İlk olarak fren yayının hesabı ele alınacaktır. Her iki pabuçta baskı kuvvetinin eşit olması için mafsallar sürtünme kuvveti doğrultusunda olmalıdır. Bu yay ön gerilmesini sağlayacak yayın seçimi yapılır.

Fren çözücüsünün seçimi, fren açma işinin hesabıyla yapılır. Fren açma işlemi esnasında λ ayırma yolu (hava aralığı), fren pabuçlarının fren kasnağından emniyetle ayrılmasını temin edecek kadar olmalıdır. Özellikle mafsal noktalarındaki yatak boşlukları ne kadar küçükse λ o kadar küçük seçilmelidir. Fren kasnak çapına bağlı olarak λ değerleri Şekil 5.7’de verilmiştir.

Fren çözücünün seçimi, λ hava aralığı kadar P baskı kuvvetini gevşetme işi ile yapılır. Bu durumda fren açma işi A,

$$A = \frac{P \cdot \lambda}{\eta_c}$$

dir. Burada η_c fren tertibatındaki çubukların verimi olarak yaklaşık 0.9 alınır. Bu değer ve diğer kayıplar göz önüne alındığında açma işi,

$$A = 2.2 \cdot P \cdot \lambda$$

ifadesinden hesaplanır. Fren çözücünün seçimi için, balataların aşınmaları dikkate alınarak hesaplanan A değerinin %25 daha fazlası alınır ve A^* değerine uygun çözücü firma kataloglarından seçilir.

$$A^* = 1.25 \cdot A = 2.75 \cdot P \cdot \lambda$$

Fren çözücü listelerinden çözücünün kaldırma stroku h, A^* açma işine göre seçilir. Bu listeden G çekirdek ağırlığını da seçmek mümkündür. Freni çözmek için gerekli Z çekme kuvveti ise,

$$Z = \frac{A^*}{h}$$

ifadesinden bulunur. Fren kollarındaki uzunlukların hesabı için seçilen h strokunun %80’inden faydalanılır.

$$h_1 = 0.8 \cdot h$$

Aynı zamanda h_1 stroku, i kol uzunlukları oranı ve λ hava aralığına bağlı olarak, fren kollarının mafsal boşlukları %10 oranında göz önüne alınarak,

$$h_1 = 1.1 \cdot (2 \cdot \lambda) \cdot i = 2.2 \cdot \lambda \cdot i$$

şeklinde yazılabilir. Bu iki ifadeden i kol uzunluk oranı bulunur.

Gerekli fren kuvveti, yükün tutulması ve hareketin durdurulması için yeterli olmalıdır. Bu kuvvet fren boyutlarını tespit edebilmek için temel bir büyüklüktür. Elde etmek için öncelikle frenleme momentinin bulunması lazımdır.

Yükün güvenli bir şekilde asılı tutulabilmesi için Q taşıma kuvvetinin 1.5 katının frenlenmesi gerektiği dikkate alınır, en küçük frenleme momenti:

$$\text{Mekanizmalı makinalarda} \quad M_{Bn} = (0,55Q + G_T)D_T h_G / i_G \quad [\text{daNm}] \quad (27)$$

$$\text{Mekanizmasız makinalarda} \quad M_{Bn} = (0,55Q + G_T)D_T h_A h_{LR} \quad [\text{daNm}] \quad (28)$$

olur. Burada yükün %40 nın dengelendiği kabul edilmiştir. Kabinin 2:1 oranına göre asılmasında Q yerine yarısı alınır.

Doğrusal hareketli kütlelerin kinetik enerjisi:

$$E_{GS} = G_S v^2 / 2g \quad [\text{daNm}] \quad (29)$$

G_S kuyuda doğrusal hareketli (kabin, taşınan yük, karşı ağırlık,halat vb.) kütlelerin ağırlığıdır. Bunların bazıları değişkendir bunun için yeterli yaklaşıklıkla $G_S = 5x$ Taşıma kuvveti olacak şekilde kabul edilebilir. $v[\text{m/s}]$ olarak sistemin hızı; g de $9.81[\text{m/s}^2]$ olarak yer çekimi ivmesidir.

Hızlı olarak dönen kütlelerin kinetik enerjileri (motor, kavrama, fren kasnağı, sonsuz vida mili, dengeleme volanı gibi) parçaların bilinen GD^2 savurma momentinden elde edilir. n_M sonsuz vidanın devir sayısı olmak üzere dönen kütlelerin kinetik enerjisi

$$E_R = GD^2 p^2 n_M^2 / 8g30^2 = GD^2 n_M^2 / 7160 \quad [\text{daNm}] \quad (30)$$

dir. Toplam kinetik enerji:

$$E_G = E_{GS} + E_R \quad [\text{daNm}] \quad (31)$$

olur.

En uygunsuz durum olarak (tam yük aşağı doğru inerken) lüzumlu fren momenti :

$$M_{Bv} = \frac{D_T}{i_G i_S} \left(\frac{E_G b}{v^2} + \frac{Q}{8} \right) \quad [\text{daNm}] \quad (32)$$

dir.

i_S halatın kabinle olan bağlanma şeklini gösterir. 1:1 bağlama şeklinde(doğrudan) $i_S = 1$ ve 2:1 bağlama şeklinde(hareketli makara aracılığı ile) $i_S = 2$ olarak alınır. b yavaşlama ivmesi $v=0.5 \text{ m/s}$ de 0.4 m/s^2 ; $v=1.5 \text{ m/s}$ de 0.6 m/s^2 arasında olur. $Q/8$ değeri asansörün sürtünmesi ve tam yük durumunda dikkate alınır. Yavaşlama ivmesi 1 m/s^2 değerini geçmemelidir. Bulunan frenleme momentlerinden hangisi daha büyükse buna göre P_b frenleme kuvveti aşağıdaki formülden hesaplanır.

$$P_B = M_B / d_B m_B \quad [\text{daN}] \quad (33)$$

Burada d_B fren kasnağı çapını gösterir; m_B de sürtünme katsayısıdır. Kullanılan malzeme çiftlerine göre genellikle $m_B = 0.3 \dots 0.35$ olarak alınır.

Frenlemede kasnağın devir sayısı da büyük bir önem arz eder. Örneğin daha iyi bir ısı iletiminden dolayı 1000 d/dak lık bir hızla dönen bir fren kasnağı 600 d/dak lık hızla dönen kasnakdan daha iyi sonuç verebilir. Bunun için çarpımının kontrolü gerekir. p_0 [daN/cm^2] pabuç basıncı ; v [m/s] kasnağın çevre $p_0 v$ hızı olmak üzere $p_0 v = 12 \dots 25$ $\text{daNm}/\text{cm}^2 \cdot \text{s}$ değerleri arasında olmalıdır. Büyük değerler, hafif işletme şartlarında ve düşük frenleme sayılarında alınır. Pabuç basıncı :

$$p_0 = P_B / b_0 l_0 \quad [\text{daN}/\text{cm}^2] \quad (34)$$

den bulunur. b_0 [cm] pabuç genişliği; l_0 [cm] pabuç boyunu göstermektedir.

Pabuç basma kuvveti bulunduktan sonra gerekli F [daN] yay kuvveti fren kollarının konstrüksiyonuna göre denge denklemleri yazılarak bulunur. Yay hesapları bu kuvvete göre yapılır.

Freni çözmek için kasnakla pabuç arasında bırakılan hava aralığı $l = 0.1 \dots 0.2$ [cm] kadar alınır. Bu durumda gerekli fren çözme işi :

$$A_L = 2P_B l / h_p \quad [\text{daNcm}] \quad (35)$$

dir. İmalatçı firma kataloglarından bu işe uygun bir fren çözücü seçilir. Ancak bulunan işin %25 fazlasını sağlayan çözücü tercih edilmelidir.

9.3. BANTLI FRENLER

Kaldırma makinalarında çift pabuçlu frenlere nazaran daha nadir kullanılan fren çeşididir. Sade yapıları, az yer kaplamaları ve büyük frenleme etkisi sağlamaları nedeniyle kullanılırlar. Buna karşılık frenlenen mili eğmeye zorlamaları olumsuz yönleridir. Hesap esasları sürtünmeli tahrik hesabındaki görülen Eytelwein Bağntısına dayanmaktadır. Bantlı frenler yapıları itibarıyla 5 gruba ayrılırlar:

- a) Basit bantlı fren
- b) Çok sarımlı bantlı fren
- c) Diferansiyel bantlı fren
- d) Entegral bantlı fren
- e) Değişken bantlı fren

Bütün bantlı frenlerde, çelik bir bant fren kasnağı üzerine geçirilmiştir. Bandın uçları fren koluna ve sabit bir noktaya balıdır. Fren kasnağı üzerinde bandın sarılma açısı α , sürtünme katsayısı μ , bandın kasnağa sarılış ve açılış yerlerindeki germe kuvvetleri sıra ile S_1 ve S_2 olduğunda frenlenecek çevre kuvveti :

$$U = (S_1 - S_2) = \frac{M_B}{D/2} \quad (173)$$

Ayrıca $S_1 / S_2 = e^{\mu\alpha}$ alınabileceğinden,

$$\begin{aligned}
 U &= S_2 \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) \\
 S_2 &= \frac{U}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{2 \cdot M_B}{D} \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \\
 S_1 &= \frac{2 \cdot M_B}{D} \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}
 \end{aligned} \quad (174)$$

yazılabilir.

9.3.1. Basit Bantlı Fren

Şekil 9-5'de görülen basit bantlı frende, bandın bir ucu sabit noktaya diğer ucu fren koluna bağlıdır. Frenlenecek yük momenti daima aynı yönde olması durumunda uygun olan basit bantlı frende S_1 büyük gergi kuvvetinin bulunduğu bant ucu sabit noktaya; S_2 gergi kuvvetinin bulunduğu bant ucu da fren koluna bağlıdır. M_B fren momentini yaratacak olan fren kolu üzerindeki K ağırlık veya yay kuvveti

Şekil 9-5 Basit bantlı fren

$$K = S_2 \cdot \frac{a}{c} = \frac{2 \cdot M_B}{D} \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot \frac{a}{c} \quad (175)$$

dir. K kuvvetinin değerini küçültebilmek için sarım açısını mümkün olduğunca büyütmek gerekir. Sabit noktanın uygun düzenlenmesiyle $\alpha = 3\pi / 2 = 270^\circ$ elde edilir.

Moment yönü Şekil 9-5'de görülen yönün aksine alındığında S_1 ve S_2 kuvvetleri yer değiştirir ve bu durumda K kuvveti,

$$K = S_1 \cdot \frac{a}{c} = \frac{2 \cdot M_B}{D} \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot \frac{a}{c} \quad (176)$$

olacağından, K kuvveti (175) ifadesinde elde edilen değerden $e^{\mu\alpha}$ kadar büyük olur. Farklı moment yönleri için eşit olmayan K kuvvetleri nedeniyle değişken yönlü tahrik mekanizmaları için uygun bir fren tertibatı değildir.

9.3.2. Çok Sarımlı Bantlı Fren

Basit bantlı frende sarım açısı gerekli fren momentini sağlamada yetersiz kaldığında Şekil 9-6'da görülen çok sarımlı fren yapılır. Bunun için fren kasnağı yeterince geniş olmalıdır. Kasnak genişletilerek vida şeklinde yan yana fren bandı sarılır. K kuvvetinin hesabı, basit bantlı fren hesabında verilen (175) ve (176) ifadeleri ile yapılır.

Şekil 9-6 Çok sarımlı bantlı fren

9.3.3. Diferansiyel Bantlı Fren

Diferansiyel bantlı frenlerde bandın ucu sabit noktaya bağlanmayıp, her iki ucu Şekil 9-7'de görüldüğü gibi fren koluna bağlıdır. Böylece her iki germe kuvveti aynı anda tesir etmektedir. Frenleme tesiri basit bantlı frene nazaran daha fazladır.

Bu frende K kuvveti,

Şekil 9-7 Diferansiyel bandı fren

$$K = \frac{S_2 \cdot b - S_1 \cdot a}{c} = \frac{2 \cdot M_B}{D \cdot c} \cdot \frac{b - a \cdot e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (177)$$

olarak bulunur. Burada $b \leq a \cdot e^{\mu\alpha}$ olduğunda $K \leq 0$ olacağından fren herhangi bir dış etki olmadan kendiliğinden tutar. Yani kilit etkisi gösterir. Buna göre diferansiyel bantlı fren bir dönme yönü için frenleme diğer yönde ise kendiliğinden açılan bir kilit olarak çalışır. Dönüş yönü Şekil 9-7'nin tersi olursa K kuvveti,

$$K = \frac{S_1 \cdot b - S_2 \cdot a}{c} = \frac{2 \cdot M_B}{D \cdot c} \cdot \frac{b \cdot e^{\mu\alpha} - a}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (178)$$

bulunur ve bu durumda K kuvvetinin değeri artmış olur.

9.3.4. Entegral Bantlı Fren

Her iki bant ucu fren koluna bağlanmış olup, her ucun moment kolları mesnet noktasına eşit mesafededir. Şekil 9-8'de görülen entegral bantlı frenin K kuvveti,

$$K = \frac{(S_1 + S_2) \cdot a}{c} = \frac{2 \cdot M_B}{D} \cdot \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot \frac{a}{c} \quad (179)$$

dir.

Dönüş yönü değişince, moment kollarının eşit olması nedeniyle K kuvveti değişmez. Her iki dönüş yönü için de aynı fren momenti sağlanır.

Şekil 9-8 Entegral bantlı fren

9.3.5. Değişken Bantlı Fren

Her iki dönüş yönünde de çalışabilen ve eşit frenleme etkisine sahip değişken bantlı fren Şekil 9-9'da görülmektedir. Fren her iki yönde çalışması sırasında denk kolu bandın sarılan ucuna biraz eğilerek her iki yönde çalışarak az bir fren kuvvetine ihtiyaç duyar. Bu özelliğinden dolayı yürütme mekanizması gibi değişken dönüş yönlü tahrik mekanizmalarına uygun bir frendir.

- a- denk kolu
- b- bant ucu mesnet noktası
- c- bant ucu mesnet noktası
- d- çeki kolu
- e- fren kolu

Şekil 9-9 Değişken bantlı fren

9.3.6. Fren Kasnağının Boyutlandırılması

Motor gücüne göre fren kasnağı ölçüleri bantlı frenler için de kullanılabilir. Fren kasnağı ölçümlendirilmesinde ısı hesapları yerine bant malzemesinin p_o yüzey basıncı ve $p_o v$ çarpımı esas alınarak yapılır. bantlı frenlerde, bandın her yerinde p_o değerinin eşit olmadığı Şekil 9-10'da görülmektedir. Şekil 9-10 yardımıyla yüzey basıncının hesabı fren bandının φ açısı ile gösterilen bir yerinde,

$$p_o = \frac{dP}{df} \quad (180)$$

dir. Bant germe kuvvetinin radyal bileşeni

dP , $d\phi$ açısı yeterince küçük alınırsa,

$$dP = S \cdot \tan d\phi \quad (181)$$

$$dP = S \cdot d\phi$$

olur. Ayrıca bandın birim alanı df ,

$$df = \frac{D}{2} \cdot d\phi \cdot b_o \quad (182) \quad \text{Şekil 9-10 Bant üzerinde oluşan kuvvetler}$$

b_o bant genişliği olmak üzere bulunur. (181) ve (182) ifadeleri kullanılarak yüzey basıncı,

$$p_o = \frac{S \cdot d\phi}{\frac{D}{2} \cdot d\phi \cdot b_o} = \frac{2 \cdot S}{D \cdot b_o} \quad (183)$$

olarak yazılabilir. Fren bandının ϕ açısında germe kuvveti S ise, $S = S_1 / e^{\mu\phi}$ dir. Bant Şekil 9-10'da görüldüğü gibi $\phi = 0$ dan $\phi = \alpha$ değerine kadar sarılmaktadır. S bant germe kuvveti bandın kasnağa sarılış yerinde ($\phi = 0$) en büyük değeri; bandı terk ettiği yerde ($\phi = \alpha$) en küçük değerini alır. Bu durumda yüzey basıncının maksimum değeri,

$$p_o = \frac{2 \cdot S_1}{D \cdot b_o} \quad (184)$$

ile hesaplanır.

Fren Bandı ve Ölçüleri

Fren bantları St50 çeliğinden yapılır ve perçinle veya yapıştırma ile bağlanan bir fren malzemesi ile kaplanır. Bazı hallerde kaplama olmadan çıplak bir bant da kullanılır. Fren kasnağı çapına göre bant kalınlık ve genişlikleri ile fren kaplaması kalınlığı Tablo 9-3'de verilmiştir.

Tablo 9-3 Fren Bandı ölçüleri

Fren kasnak çapı D	160	200	250	320	400	500	630	800
Fren kasnak genişliği b	50	65	80	100	125	160	200	250
bant genişliği b_o	45	60	70	90	110	140	180	230
bant kalınlığı	2	2	2	3	3	3	3	3
Kaplama kalınlığı	5	5	6	6	7	8	10	10

Bantlı Frenlerde Açma İşi

Fren bandının λ hava aralığı 1 ila 2.5 mm arasındadır. Gerili durum D çapındaki bant ile gevşemiş durumda $D+2\lambda$ çapının alan bandın uzunluk farkı, bant üzerinde ölçülen h_o gevşeme miktarını verir. Şekil 9-11'de görülen basit bantlı frende h_o ,

$$h_o = \left((D + 2\lambda) \cdot \pi - D \cdot \pi \right) \cdot \frac{\alpha}{2\pi} = \lambda \cdot \alpha \quad (185)$$

olarak bulunur. K fren kuvvetinin tatbik noktasındaki h_k kalkma stroku bantlı fren tipine göre değişmektedir.

$$\text{Basit bantlı fren} \quad : h_k = h_o \cdot \frac{c}{a}$$

$$\text{Çok sarımlı bantlı fren} \quad : h_k = h_o \cdot \frac{c}{a}$$

$$\begin{aligned} \text{Diferansiyel bantlı fren} & : h_k = h_1 \cdot \frac{c}{a} ; h_k = h_2 \cdot \frac{c}{b} ; h_2 - h_1 = \lambda \cdot \alpha \\ \text{Entegral bantlı fren} & : h_k = h_1 \cdot \frac{c}{a} = h_2 \cdot \frac{c}{a} ; h_2 + h_1 = \lambda \cdot \alpha \end{aligned}$$

Şekil 9-11 Fren açma işi

Fren açma işi A, fren ağırlığının kaldırılması veya yayın sıkıştırılması işidir. Açma işi K kuvveti ve h_k kalkma stroku ile hesaplanır. Burada η fren tertibatındaki kayıpları ifade eder ve 0.95 değerindedir.

$$A = \frac{K \cdot h_k}{\eta} \quad (186)$$

Açma işi için bantlı frenler mukayese edilecek olursa, çok sarımlı frenin açma işi basit bantlı frenden α sarım açısına bağlı olarak daha fazladır; diferansiyel bantlı frende basit bantlı frenden küçük; entegral bantlı frende ise bantlı ve diferansiyel bantlı frenden büyüktür.

ÖRNEK : Bir liman kreninde 10 ton yük bir elektrik motoruyla $v = 30$ m/dak yük kaldırma hızıyla kaldırılmaktadır. Kaldırma motorunun devir sayısı 600 d/dak; toplam verim $\eta=0.85$; frenleme emniyet faktörü 2.5; fren balatalarının sürtünme katsayısı $\mu= 0.45$ dir. Bandın kasnaktan radyal açıklığı $\lambda= 2$ mm; fren kasnağının çapı $D= 500$ mm; balata boyutları $b_o=180$; $\ell_o = 320$ olduğuna göre Şekilde verilen çift pabuçlu frende;

- Fren momentini hesaplayınız.
- Fren pabuçlarına gelen P baskı kuvvetlerini hesaplayınız.
- Fren balata basıncını p_o hesaplayarak, $p_o \cdot v$, $p_o v \mu$ değerlerini bulunuz.
- Kol uzunlukları çevrim oranını $i = 9.1$ alarak x kol uzunluğunu hesaplayınız.
- Fren çözücüsündeki açma miktarı h ve gerekli fren çözme işi A^* değerini bulunuz.

ÇÖZÜM :

- Fren momentinin hesabı için öncelikle motor milindeki döndürme momenti hesaplanır.

$$\text{motor gücü} : N = \frac{Q \cdot v}{60 \cdot 75 \cdot \eta} = \frac{10000 \cdot 30}{60 \cdot 75 \cdot 0.85} = 78.4 \text{ BG}$$

$$\text{motor momenti} : M_d = 71620 \cdot \frac{N}{n} = 71620 \cdot \frac{78.4}{600} = 9362 \text{ daNcm}$$

$$\text{fren momenti} : M_B = 2.5 \cdot M \cdot \eta^2 = 2.5 \cdot 9362 \cdot 0.85^2 = 16910.3 \text{ daNcm}$$

b) Fren baskı kuvveti P, fren momentinden hesaplanır.

$$P = \frac{M_B}{D \cdot \mu} = \frac{16910.3}{50 \cdot 0.45} = 751.6 \text{ daN}$$

c) Fren balata basıncı, P baskı kuvvetinin bant yüzeyine oranıyla bulunur.

$$p_o = \frac{P}{b_o \cdot \ell_o} = \frac{751.6}{18 \cdot 32} = 1.30 \text{ daN/cm}^2$$

$$\text{kasnak çevre hızı} : v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0.5 \cdot 30}{60} = 15.7 \text{ m/s}$$

$$p_o \cdot v = 1.30 \cdot 15.7 = 20.42 \text{ daNm/cm}^2\text{s}$$

$$p_o \cdot v \cdot \mu = 1.30 \cdot 15.7 \cdot 0.45 = 9.19 \text{ daNm/cm}^2\text{s}$$

d) Kol uzunluğu x, kollar arasındaki çevrim oranından hesaplanır.

$$i = \frac{600}{300} \cdot \frac{x}{60} \cdot \frac{273}{150} = 9.1$$

$$x = 9.1 \cdot \frac{300}{600} \cdot 60 \cdot \frac{150}{273} = 150 \text{ mm}$$

e) Fren çözücüsündeki açma miktarı h, kasnakdaki 2 mm hava aralığı ve kol uzunlukları arasındaki i çevrim oranından hesaplanır.

$$h = \frac{i \cdot 1.1 \cdot 2 \cdot \lambda}{0.8} = \frac{9.1 \cdot 1.1 \cdot 2 \cdot 0.2}{0.8} = 5 \text{ cm}$$

Açma işi ise baskı kuvveti ve hava aralığı yardımıyla bulunur.

$$A^* = 1.25 \cdot 2.2 \cdot P \cdot \lambda = 1.25 \cdot 2.2 \cdot 751.6 \cdot 0.2 = 413.4 \text{ daNcm}$$

ÖRNEK : Şekilde görülen basit bantlı fren, 1.5 kW gücünde, 750 d/dak devir sayısında olan motor miline bağlanmıştır. Mekanizmanın verimi $\eta=0.8$ ve frenleme emniyet faktörü 2.5 dur. Kullanılan fren kasnağının çapı $D=750$, fren bandının genişliği $b_o=230$, sürtünme katsayısı $\mu=0.35$, bandın kasnağa sarılma açısı $\alpha=270^\circ$ dir. Bandın kasnakta açılması $\lambda=2$ mm, fren çözücüsünün çekirdek ağırlığı $G_\phi=4.5$ kg, çözücü çekirdeğindeki çekme kuvveti $K=207$ N olduğuna göre:

a) Fren momentini bulunuz.

b) Bant çekme kuvvetlerini ve çevre kuvvetini hesaplayınız.

c) Fren çözücü çekirdeğindeki kalkma miktarı h ve gerekli fren çözme işini A^* bulunuz.

d) Fren kolunun ağırlığını ihmal ederek, G fren ağırlığını hesaplayınız

e) Band ile kasnak arasında meydana gelen maksimum basıncı bulunuz.

ÇÖZÜM:

a) Fren momentinin hesabı için öncelikle motor milindeki döndürme momenti hesaplanır.

$$\text{motor momenti} : M_d = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{N}{n} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{1500}{750} = 19 \text{ Nm}$$

$$\text{fren momenti} : M_B = 2.5 \cdot M \cdot \eta^2 = 2.5 \cdot 19 \cdot 0.8^2 = 30.4 \text{ Nm}$$

b) Bant çevre kuvveti U, fren momenti yardımıyla hesaplanır.

$$U = \frac{M_B}{D/2} = \frac{30.4}{0.75/2} = 81 \text{ N}$$

$$\text{Bant çekme kuvvetleri : } e^{\mu\alpha} = e^{0.35 \cdot 3\pi/2} = 5.2$$

$$S_2 = \frac{U}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{81}{5.2 - 1} = 19.3 \text{ N}$$

$$S_1 = U + S_2 = 81 + 19.3 = 100.3 \text{ N}$$

- c) Fren çözücü çekirdeğindeki kalkma miktarı
 S_2 kolundaki h_2 kalkma miktarından bulunur.

$$h_2 = \lambda \cdot \alpha = 2 \cdot \frac{3\pi}{2} = 9.42 \text{ mm}$$

$$h = h_2 \cdot \frac{630}{90} = 9.42 \cdot \frac{630}{90} = 65.94 \text{ mm}$$

Fren çözme işi uygulanan K kuvveti ve h kalkma miktarı ile hesaplanır.

$$A^* = 1.25 \cdot K \cdot h = 1.25 \cdot 207 \cdot 65.94 = 17062 \text{ Nmm} \approx 1.7 \text{ Nm}$$

- d) G fren ağırlığı, mesnet noktasına göre moment alınarak bulunur.
 $\Sigma M = 0$

$$K \cdot 630 - G_\varphi \cdot 630 - G \cdot 760 = 0$$

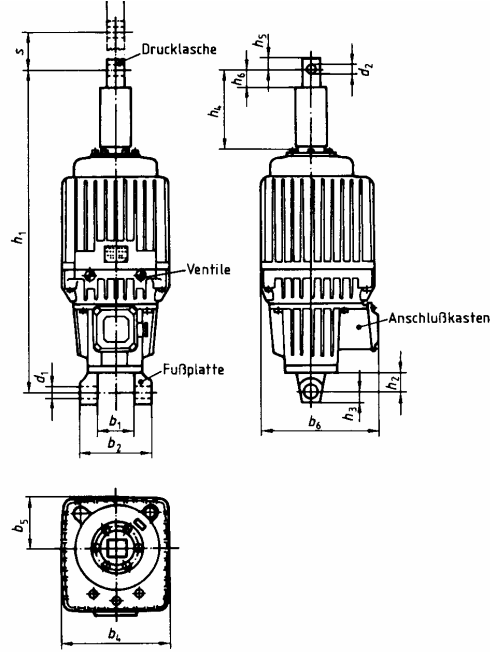
$$G = (K - G_\varphi) \cdot \frac{630}{760} = (207 - 45) \cdot \frac{630}{760} = 134.3 \text{ N}$$

- e) Bant ile kasnak arasında meydana gelen maksimum basınç:

$$p = \frac{2 \cdot S_1}{D \cdot b_o} = \frac{2 \cdot 100.3}{750 \cdot 230} = 0.00116 \text{ N/mm}^2 \text{ dir.}$$

7.3. ELDRO Çözücüsü

Bir santrifüj pompa ile çalışan fren çözücüsü cihazının çalışma prensibi AEG firmasının ELDRO cihazı ile açıklanabilir. Bu cihaz içinde kanatlı pompa ve yataklanmış olan dökme demir piston ile içi yağ dolu hazneden meydana gelmiştir. Motor tahrik gücü 0,2 kW ile 1 kW arasında değişmektedir. Bu motor dik olarak yerleştirilen bir mil üzerinden kanatlı çarkı döndürmektedir. Böylece yağ, pistonunun üstünde bulunan silindir odasından altındaki hazneye basılarak pistonun yukarıya hareketi sağlanır. Piston üzerine bağlanmış olan ve hazne kapağından dışarıya çıkan iki adet çelik pim hareketi ile fren çubuklarını iter. Bu cihaz ile 50 ila 160 mm strokta 200 ila 3000 N arasında bir itme kuvveti sağlanmaktadır. Saate yük tekrarı ise motor gücüne bağlı olarak 400 ila 4000 1/h arasındadır. Eldro fren çözücülerinin olduğu sistemde fren pabuçları kasnağa hafif sürtünür halde dayandığından strok motorunun kapanmasıyla fren hemen kapanır ve yükün kayması önlenmiş olur. Bazı tiplerde pompa motoru yağ silindiri içine yerleştirilmiş olup yağ içinde çalışırlar (Şekil-22).



Şekil-22 ELDRO Çözücüsü

FREN ÇÖZÜCÜLERİ

1. Doğru Akımlı Manyetik Fren Çözücüsü

Çekme kuvvetini bütün strok boyunca sabit tutabilmek için manyetik endüvinin üst kısmı koniktir. Manyetik endüvi gövde, fren koluna uyacak şekilde döndürülebilir. Ana akım, manyetik fren çözücüsünün endüvisi ile seri bağlanmış olup, bağlantılara ve bileziklere gerek yoktur. Frende akımsız motor ile tehlikeli olan düşme durumları yoktur. Mahzurlu tarafı ise motor gerilim düşmesi ve motor yükü ile değişen çekme kuvvetidir. İndirme freninde kullanılmazlar. Boş kancanın hareketinde duruma göre motorun boşa dönüş akımı freni açmaya yetmediğinden fren pabuçları fren kasnağına sürtebilir. Bu nedenle motora paralel bağlı olan manyetik fren gevşeticileri kullanılmaktadır. Bunların çekme kuvveti motor akımına bağlı değildir. Fakat kumanda sisteminde özel bağlantılara veya özel fren çözme kontaktörüne gereksinim vardır. Akım verildiğinde küçük gerilimler için yapılmış olan sargılar çekme kuvvetini sağlamak için kısa bir süre şebeke geriliminin tamamını alır. Son noktaya varmadan önce ise yardımcı şalter bir ön direnci devreye sokarak sargı akımını belli bir değere düşürür. Bu şekilde sargı aşırı ısınmaz ve endüvi emniyetli bir şekilde çekili olarak kalır.

1. Gövde
2. Çekirdek kutuplu kapak
3. Silindirik gövde
4. Manyetik bobin
5. Çekme çubuğu
6. Endüvi çekirdeği
7. Dayanma cıvatası
8. Üst boşluk
9. Alt boşluk

10. Ayar cıvatası
11. Kablo girişi
12. Bağlantı parçası
13. Topraklama cıvatası
14. Direnç silindiri

2. Alternatif Akım Manyetik Fren Çözücüsü

Lamelli saç paketinden meydana getirilen endüvi üç fazlı sargı nedeniyle yassı çatal şeklinde olup, döndürülmez ve bu nedenle iyi bir ayar için çekme çubuğu fren koluna bağlanabilmesi için birbirine dik iki deliğe sahiptir. Akımın verilmesi sırasında alternatif akım mıknatısı yüksek bir akım çeker ve endüvi tamamen çekildikten sonra akım düşer. İlgili kontaktörlerin başlangıç akımına göre seçilmesi gereklidir. Strok işinin yanında saatteki devreye giriş ve çıkışlara dikkat etmek gerekir. Alternatif akım manyetik fren çözücüsü kataloglarında görülen çekme kuvvetinin %60'ı dikkate alınmalıdır. Aksi halde frenleme esnasında oluşan kuvvetli çekmeler nedeniyle saç çekirdeklerin ve sargıların ömürleri kısalmır.

3. ELDRO Çözücüsü

Bir santrifüj pompa ile çalışan fren çözücüsü cihazının çalışma prensibi AEG firmasının ELDRO cihazı ile açıklanabilir. Bu cihaz içinde kanatlı pompa ve yataklanmış olan dökme demir piston ile içi yağ dolu hazneden meydana gelmiştir. Motor tahrik gücü 0,2 kW ile 1 kW arasında değişmektedir. Bu motor dik olarak yerleştirilen bir mil üzerinden kanatlı çarkı döndürmektedir. Böylece yağ, pistonunun üstünde bulunan silindir odasından altındaki hazneye basılarak pistonun yukarıya hareketi sağlanır. Piston üzerine bağlanmış olan ve hazne kapağından dışarıya çıkan iki adet çelik pim hareketi ile fren çubuklarını iter. Bu cihaz ile 50 ila 160 mm strokta 200 ila 3000 N arasında bir itme kuvveti sağlanmaktadır. Saate yük tekrarı ise motor gücüne bağlı olarak 400 ila 4000 1/h arasındadır. Eldro fren çözücülerinin olduğu sistemde fren pabuçları kasmağa hafif sürtünür halde dayandığından strok motorunun kapanmasıyla fren hemen kapanır ve yükün kayması önlenmiş olur. Bazı tiplerde pompa motoru yağ silindiri içine yerleştirilmiş olup yağ içinde çalışırlar.

4. Dröl Çözücüsü

Dröl cihazı fren koluna bağlanan basınç silindirinden meydana gelmiştir. Pistonun itilmesi için gerekli yağ basıncı bir hidrolik pompa yardımıyla temin edilir. Basıncı yağ ile piston kuvveti ve fren kolu direnci yenilerek piston itilmekte ve fren gevşetilmektedir. Fren çözüldüğünde bir üst basınç ventili ile basıncı yağın Dröl pompası içinde devreyi tamamlaması sağlanır. Kren motorunun durdurulması ile pompa motoru akımsız kalmakta ve silindir içindeki baskı yayı kuvveti pistonu eski konumuna getirmektedir. Piston kuvveti 30 ila 60 mm arasındaki iş strokunda 550 ila 7500 N arasında değişmektedir. Bu değer saatteki yük tekrarı %60 ED durumunda 600 1/h karşılıktır. Piston iniş-çıkış süresi 0,2 ila 1,4 s arasındadır.

- a. Tahrik motoru
- b. Elastik kavrama
- c. Dişli pompa
- d. Pompa haznesi
- e. Ayar ventili
- f. İtici
- g. Maksimum basınç ventili
- h. Piston iticisi
- i. Yay
- k. Ayar cıvatası
- l. Basınç kanalı
- m. Basınç bağlantısı
- n. Kaçak yay bağlantısı
- o. Yay doldurma cıvatası
- p. Yay basaltma cıvatası

5. Merkezkaç Kuvvetli Fren Çözücüsü

Bu tip fren çözücüsü kütle kuvvetleri yardımıyla çalışmaktadır. Alt kısımda küçük bir motor dönme esnasında merkezkaç kuvvet etkisi ile açılabilir çubuk sistemini döndürmektedir. Artan devir sayısı ile açılan kollar tij ve fren koluna bağlanan çubuğu yukarı doğru iter. Frenleme, motorun akımının kesilmesi ve yay kuvveti ile yapılmaktadır. Motor gücü ve devir sayısına bağlı olarak 3 ila 315 Nm arasındaki strok işi, 250 ila 8000 N arasındaki itme kuvveti ve 20 ila 50 mm arasındaki strok ile sağlanır. Saatteki yük tekrar sayısı 100 ila 1000 1/h arasında değişmektedir.

1. Motor
2. Ağırlıklar
3. Kayıcı mil
4. İtici
5. Fren yayı

6. Küresel Vidalı Fren Çözücüsü

Bu fren çözücüsünde rulmanlı yatakla gövde üzerinde yataklanan somun üzerinde yiv açılmış mil sayesinde kısa devre rotorlu bir motorun dönme hareketini doğrusal harekete çevirmektedir. Akım verildiğinde somun dönerek mile bağlı fren kolunun hareket etmesi sağlanır. Akım kesilirse yay paketinin etkisiyle sistem tekrar başlangıç konumuna döner ve fren çözülür. Döndürme momenti ve çözme kuvveti motora verilen gerilme bağlıdır. Strok kuvveti 550 ila 1800 N arasında, strok 50 ila 80 mm arasında değişmektedir.

1. Motor
2. Küresel vida
3. Vida somun
4. İtici gözü
5. Yay paketi
6. Serbest gövde
7. Gövde
8. Bağlantı kutusu
9. Gövdedeki göz