

MOTORLAR VE TRAKTÖRLER

Dersi 7

- Yürüme organları
- Dümenleme sistemi
- Fren donanımları ve fren hesapları

Prof. Dr. Ayten ONURBAŞ AVCIOĞLU
e-mail: onurbas@agri.ankara.edu.tr
Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi
Tarım Makinaları ve Teknolojileri Mühendisliği
Bölümü
2017

8.4. Yürüme Organları

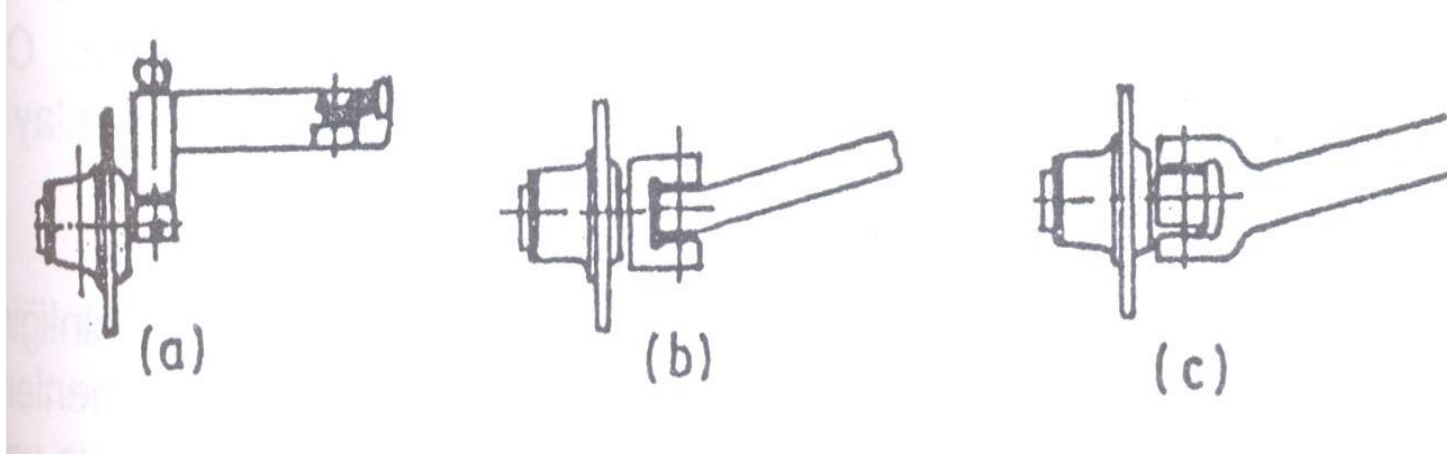
- Traktörlerin yürüme organları **tırtıl ya da tekerlek** şeklinde olmaktadır. Tekerlekler **lastikten ve havalı** yapıda olup, dördü muharrik veya ikisi muharrik olabilir. Bir dingilli traktörlerde iki muharrik tekerlek bulunmaktadır.
- Yürüme organlarının projelenmesinde, tarla çalışmalarının özellikleri etkili olmaktadır. Çünkü, tarla tarımının **giderek mekanize olması**, traktörler tarafından yapılan ekim, bakım ve hasat işlerinde **toprağın iyice basılmasına** neden olmaktadır. Eskiden uygulanan tarım sistemlerinde ve günümüzün nadas sisteminde, toprağın hazırlanması için uzun süreler vardır. Buna karşın, intensif tarımın uygulandığı sulu alanlarda, hasat ile toprağın hazırlanması arasındaki süre çok kısaltılmakta, hatta çoğu kez ortadan kalkmaktadır.
- Araştırmalar ve gözlemler, bazı toprakların basınca dayanıklı olmadığını ve su miktarı fazla olan topraklarda basılma kayıplarının arttığını göstermektedir. Tekerlekli traktörler, bugünkü yapı şekilleriyle, toprağın strüktürünü de bozmaktadır. Toprağın basılması sonucu özgül toprak mukavemeti de artmaktadır. Bu durum ise enerji tüketimini artırmaktadır.
- Tekerlekli traktörlerin bu sakıncalarını giderebilmek için, **tırtıllı yürüme düzenleri** tarım traktörlerine uygulanmıştır. Ancak, pratikte tırtıl sistemlerindeki önemli aşınmalar nedeniyle, tırtıllı traktörlerdeki iş **maliyetleri** pahalıya mal olmaktadır.
- **Toprağın basılmasıyla ortaya çıkacak kayıpların giderilmesi için traktörlerin ağırlıklarının azaltılması ve uygun yürüme organları dizaynıyla özgül toprak basıncını düşürmek gerekmektedir.**

8.4.1. Tekerlekli yürüme düzenleri

- Tarım makinelerinin çekilmesi için gerekli kuvvetin geliştirebilmesi, traktörün yürüme organları ile **toprağa tutunabilmesine** bağlı olmaktadır. Bu tutunabilme yeteneği, aynı şekilde, **dümenlemede** de en önemli etkidir. **Geliştirilen çeki kuvveti ve dümenlemeyi optimum bir durumda tutabilmek, traktör tekerleklerine gelen ağırlığın uygun bir dağılımıyla mümkün olabilmektedir. Bu dağılım; % 35...40 öne, % 60...65 arkaya şeklinde olmaktadır. Çalışma sırasında, iş makinesinin etkisiyle arka dingile gelen yükün değişeceği de unutulmamalıdır.**
- Tekerlekli traktörlerin temel yapı şekillerinde,
- **arka dingil yaylanamaz (sabit)** bir şekilde gövdeye bağlanmaktadır.
- **Ön dingil sabit ya da yaylanabilir** bağlantıya sahip olmaktadır. Yaylanabilir ön dingile sahip traktörlerde, özellikle yüksek hızlarda kasislerin geçilmesinde, yaylanma sistemi darbeleri üzerine alarak, traktör ve sürücüyü korumaktadır. Buna karşın, tarımsal işlerin pek çoğunda, yaylanma sisteminin sakıncaları ortaya çıkmaktadır.

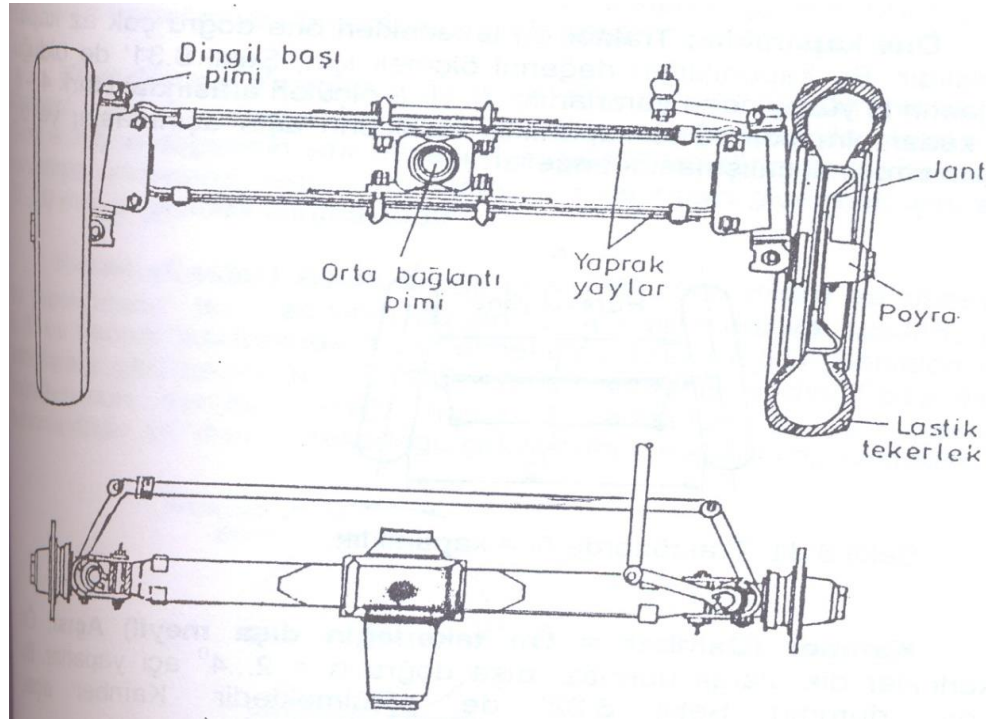
8.4.1.1. Ön dingil

Traktörlerin yaylı, ya da yaysız ön dingillerinde, dingil başları üç şekilde olmaktadır (Şekil 8.29). Bunlar; kule tipi, yumruk tipi ve çatal tipi dingil başlarıdır.



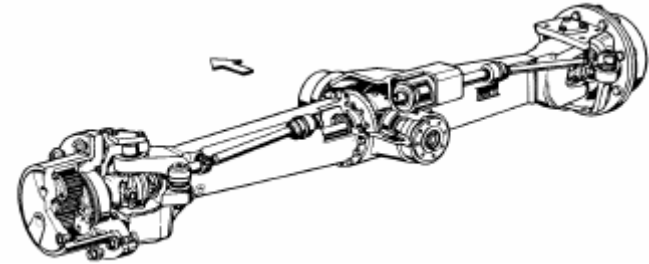
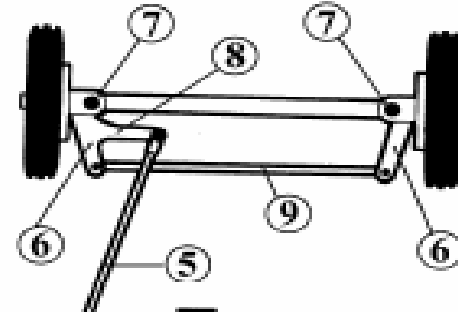
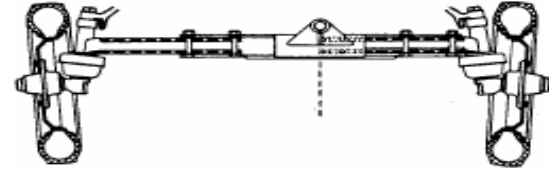
Şekil 8.29. Traktörlerde dingil başı bağlantı şekilleri (a- Kule tipi, b- Yumruk tipi, c- Çatal tipi).

Yaylı olarak bağlanan ön dingillerde, yaprak yay, helezon yay ya da burulmaya çalışan çubuk yay kullanılabilir. Yaprak yay dingile paralel bir şekilde, dingilin üst veya alt bölümüne yerleştirilir. Dingil ortasından yataklandırılmış durumda ve iki, ya da tek parçalı olabilir. Yaylanma sırasında, tam bir paralel esnemeyi sağlayacak, iki yaprak yaylı bağlantı biçimi Şekil 8.30' da görülmektedir.



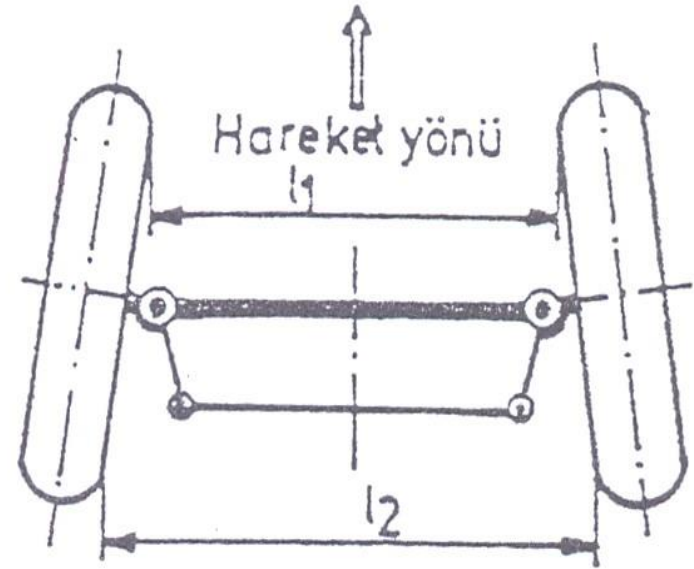
Şekil 8.30. İki yaprak yay paketi yardımıyla ön dingilin bağlantısı.

- **Ön dingilin yaysız olarak bağlanmasında**, dingil ± 300 mm sarkaç şeklinde sallanacak biçimde ortadan traktöre bağlanır. Orta bağlantı noktası ne kadar yüksek olursa, araziye uyum o kadar kolay ve devrilme tehlikesi o kadar az olur.
- Direksiyon kutusundan tekerleklere dümenleme etkinliğinin iletilmesi, dümenleme çubuğu ve rot yardımıyla olur. Dümenleme çubuğu iki adet ise, bunlar direkt olarak kısa rotları etkilemekte ve uzun rota gerek kalmamaktadır.
- Ön dingili muharrik olan traktörlerde, öne de diferansiyel sistemi yerleştirilmiştir. Diferansiyelden tekerleklere güç iletimi akslar aracılığıyla olmaktadır. Tekerleklerin dümenlenmesine olanak vermek için, dingil başında özel bir mafsal ile hareket iletimi sağlanmaktadır.



Ön tekerlekler üzerinde, bazı önemli ayarlar söz konusudur. Bunlar; **öne kapanıklık, dingil başı pimi eğikliği, kamber ve kaster açılarıdır.**

Öne kapanıklık: Traktör ön tekerlekleri öne doğru çok az kapalı durmalıdır. Bu kapanıklığın değerini ölçmek için, Şekil 8.31' de olduğu gibi jantın iç yüzeyinden yararlanılır. l_1 ve l_2 ölçüleri arasındaki fark **4–8 mm** kadar olmalıdır. Öne kapanıklık lastiklerin **aşırı aşınmasını** ve **ön dingilin titreşimli çalışmasını engeller.**

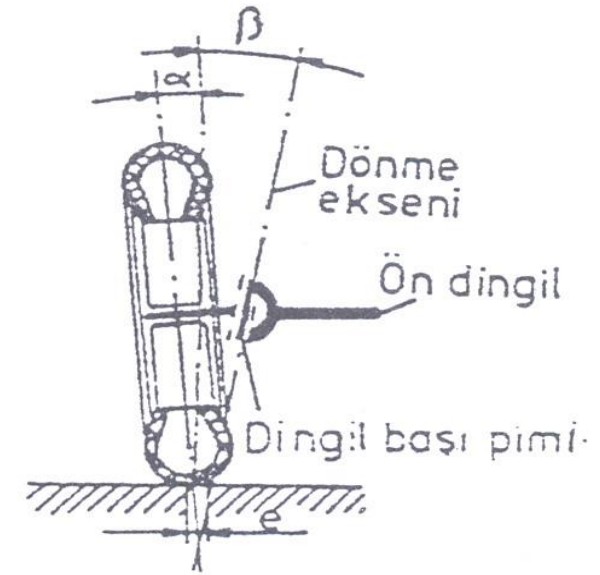


Dingil Başı Pimi Eğikliği: Dingil başı pimi de, düşeyle belli bir açı yapmakta ve değeri $\beta = 3...7^0$ kadar olmaktadır (Şekil 8.32). Bu açı, çarpmaları engeller ve dümenlemeyi kolaylaştırır.

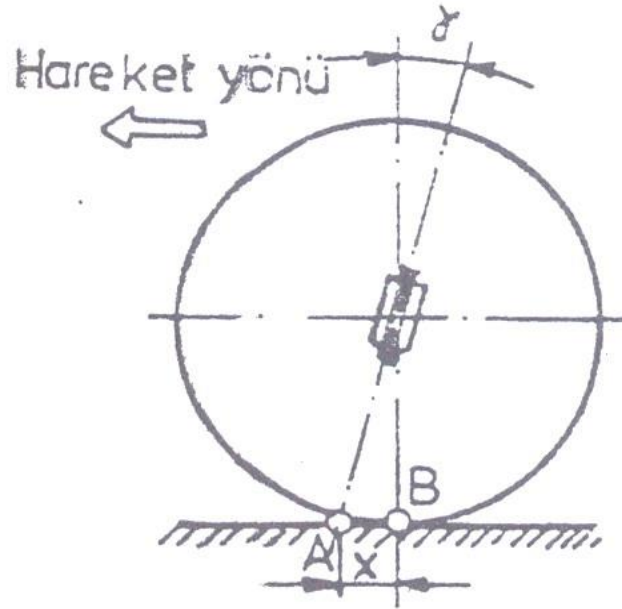
■ **Kamber (Camber = Ön tekerleğin dışa meyil)**

Açısı: Ön tekerlekler dik olarak durmaz, dışa doğru $\alpha = 2...4^0$ açı yaparlar. Bu açının durumu Şekil 8.32' de görülmektedir. Kamber açısı, dümenlemede etkinliği artırmaktadır.

■ **Yuvarlanma Yarıçapı:** Ön tekerleğin dingil başı pimi etrafında dönmesi, α ve β açılarının etkisi altında oluşan e yarıçapıyla olmaktadır (Şekil 8.32). e değerinin sıfır olması, hızı düşük traktörlerde dümenleme kuvvetinin artmasına neden olmaktadır. Bu sakıncayı gidermek için, $e = 20...70$ mm değerinde alınmaktadır.

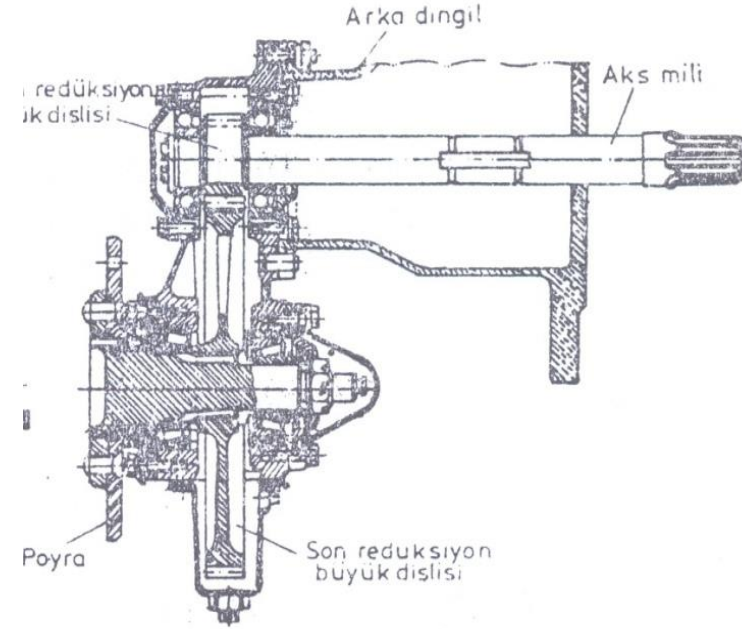


Kaster (Caster) Açısı: Dingil başı pimi, öne doğru da düşeyle açı yapmaktadır. Bu γ açısının değeri, ön dingili muharrik traktörlerde $0...3^{\circ}$ ve normal traktörlerde $1...5^{\circ}$ olmaktadır (Şekil 8.33). Şekilden de anlaşılacağı gibi, tekerleğin toprağa değme noktası B ile, dingil başı pimi doğrultusunun zemini kestiği nokta A arasında bir x uzaklığı bulunmaktadır. Bu durum, tekerleğe çekiliyormuş etkisini yapmaktadır.



8.4.1.2. Arka dingil

- Traktörlerde arka dingilden bahsederken, yalın bir dingil yapısı genellikle anlaşılmalıdır. Diferansiyel kutusu ve buna flenşlerle bağlanmış bulunan aks kovanları dingili oluşturmaktadır. Aks kovanlarına da son redüksiyon kutusu bağlanmaktadır.
- **Arka dingilde muharrik kısımlar; diferansiyel, iki adet aks mili, fren kampanası, son redüksiyon dişlileri, poyra ve mili olarak sıralanabilir.**
- Daha önce de belirtildiği gibi, traktörlerin minimum 350...400 mm olması istenen toprak aralıkları, arka dingile bağlı son redüksiyon kutusunu, küçük dişlinin eksenini etrafında döndürerek, değiştirebilmektedir. Buna karşın, son redüksiyonsuz arka dingil, ucuz yapıda olduğu için çokça uygulanmaktadır.



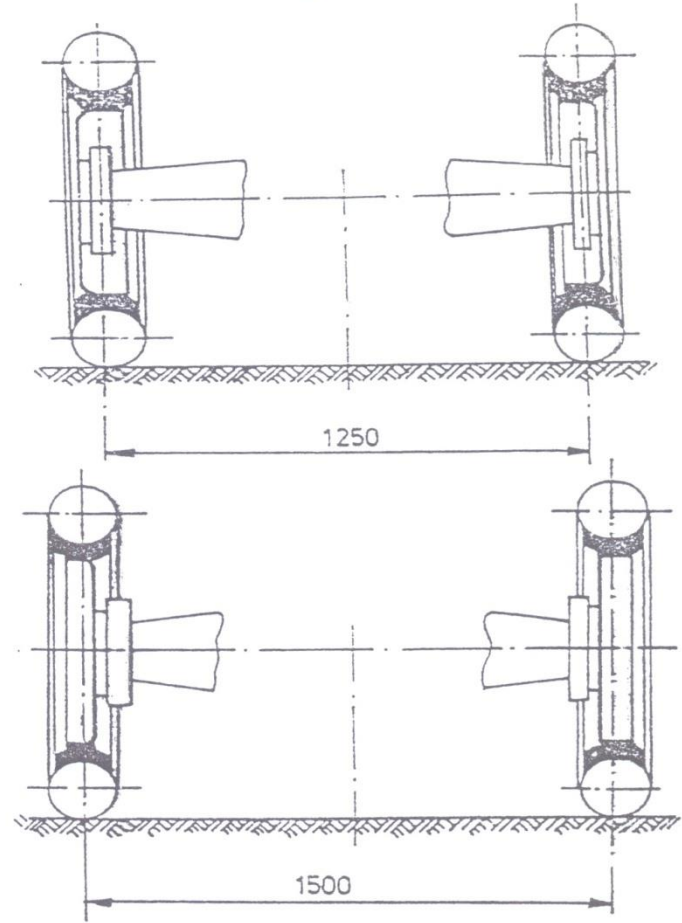
8.4.1.3. İz genişliğinin ayarlanması

Çeşitli tarımsal işlerin yapılmasında, değişik traktör iz genişliklerine gereksinme duyulmaktadır. Bunun sağlanabilmesi, jant göbekleri ayarlı bağlantılarını değiştirmekle ve jantları döndürmekle olmaktadır.

En fazla kullanılan yöntem, jantların (dolayısıyla lastiklerin) değiştirilmesi yöntemidir (Şekil 8.34). Bu durumda, lastiklerin profil yönü sabit kalmakta, buna karşın sağ lastik sola ve sol lastik sağa geçerek anormal aşınmaların önüne geçilmiş olmaktadır. Bu ayarlama, büyük iz genişliği 1500 ve küçük iz genişliği 1250 mmdir. Jantın merkezden kaçıklığı $t = 57,5$ mm ve göbek sacı kalınlığı 10 mm olduğu için,

$$İ = (2 \cdot 57,5 + 10) \cdot 2 + 1250 = 1500 \text{ mm}$$

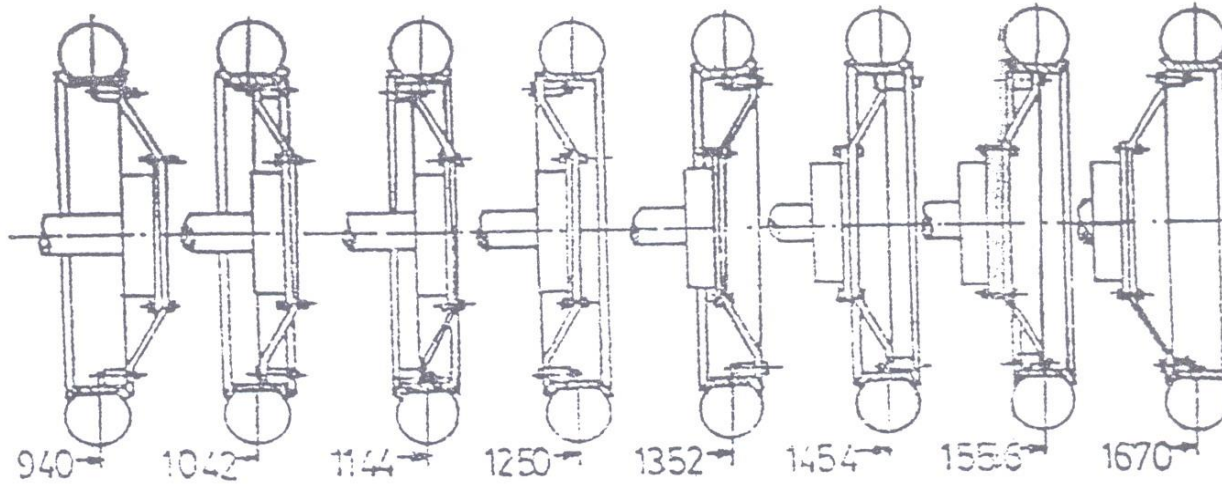
olmaktadır.



Tarım traktörleri iz genişlikleri, güçlerine göre standartlaştırılmış olmasına karşın, bir çok firma bu standart ölçüler yanında, çok sayıda değişik kademeleri içeren ayar olanakları geliştirmiştir (Şekil 8.35).

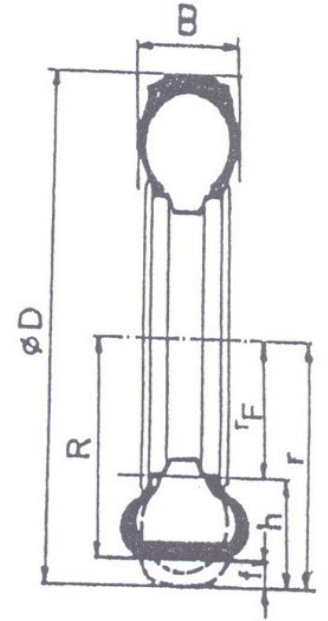
Traktör ön lastikleri arka lastiklere oranla daha küçük ve daha dardır. Bu durum, ön lastik ayar olanağının daha az olması gereğini doğurmaktadır. Ön tekerleğin arka tekerlek izinin iç ve dış çeperleri arasında gezebilmesi bu durumu sağlamaktadır.

Şekil 8.35. Jant göbeğinin, janta bağlantı yerini değiştirerek iz genişliğinin ayarlanması.

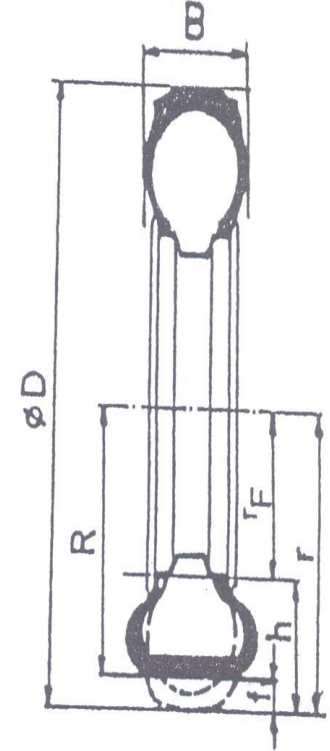


8.4.1.4. Traktör lastikleri

- Traktörlerde, düşük basınçlı havalı lastiklerin kullanılmasına 1930 yılından bu yana, lastikler yapı ve ölçü yönünden büyük değişikliklere uğramıştır. Lastik ölçüsü, lastik genişliği ve jant çapı (inç = inch olarak) verilerek **7.00 – 28** şeklinde belirlenir.
- **11.2R 46**
- Ekonomik nedenlerle, traktör lastiklerinin mümkün olduğu kadar **küçük ölçülü** olması istenir. Ancak, traktörlerin çeşitli tarım makineleri tarafından yüklenerek dingil yüklerinin artması ve traktör lastiklerinden iyi tutunma istenmesi, lastik ölçülerini büyötmektedir. Lastik ölçülerinin büyümesi, lastik basıncının düşürölmesi olanağını da doğurmaktadır.
- **Etkin Lastik Yarıçapı:** Traktör lastiğı yük altında az da olsa esnemektedir. Bu yönden etkili lastik yarıçapı, lastiğın boş durumdaki yarıçapından daha küçük olmaktadır (Şekil 8.36).
- Etkin lastik yarıçapını ölçmek için; lastik, izin verilen maksimum yük ile yüklenmiş durumunda ve 1,5 bar basınç altında, beton yol üzerinde yürünür. Belirli devir sayısında alınan yol ölçölerek, etkin yarıçap hesaplanır. Etkin yarıçapın yük ile değışmesi patinaj ölçmelerinde, ölçme sonuçlarının gerçek rakamlardan daha büyük çıkmasına neden olabilmektedir.
- **Şekil 8.36. Etkin statik lastik yarıçapı, r: Yarıçap, R: Etkin yarıçap, r_F: Jant yarıçapı, h: Lastik kesit yüksekliğı, f: Esneme yolu, B: Lastik genişliğı,**
- **$R = r - f$, $h = r - r_F$.**



- Lastiklerin aynı yük altındaki esnemeleri farklı olmaktadır. Tarım tekniği yönünden lastiğin az yük altında fazla esneyerek zemine temas yüzeyini artırması istenir. Temas yüzeyinin artması ise artan çeki kuvveti, azalan toprak deformasyonu ve azalan patinaj demektir.
- Lastiğin esnemesi oransal olarak ifade edilmek istenirse, f/h oranıyla belirlenir. Yüzde lastik esnemesi arttıkça, temas yüzeyi de artmaktadır. Örneğin; 12,75 – 28 lastikte basılma % 30 arttığında, temas yüzeyi 1348 cm² den 1800 cm² ye çıkarak % 33,5 artmaktadır.
- Traktörlerde genellikle, **ön lastiklere 1...2,5 bar ve arka lastiklere de 0,8...1,5 bar** hava basılmaktadır. Traktör ön lastikleri boyut ve taşıma kapasiteleri Çizelge 8.5' de arka lastiklere ilişkin değerler de Çizelge 8.6' da verilmiştir.



1 Atm= 1.01325 bar= 14.6959 psi

Çizelge 8.5. Traktör ön lastikleri ve taşıma kapasiteleri.

Lastik ölçüsü	Bir lastiğin taşıyabileceği yük (daN)						
	Ek alet ağırlığı yok, en fazla hız 30 km/h			Ek alet ağırlığı var, en fazla hız 20 km/h		Ön yükleyici ile çalışma, en fazla hız 6 km/h	
	Lastik basıncı (bar)			Lastik basıncı (bar)		Lastik basıncı (bar)	
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	2,5	3,0
4.00-15	130	185	225	340	-	450	-
4.00-16	140	200	250	375	-	500	-
4.00-19	160	225	275	415	-	550	-
4.50-16	165	240	300	450	-	600	-
5.00-16	200	280	350	525	-	700	-
5.50-16	250	360	450	675	-	900	-
6.00-16	315	430	525	790	-	1050	-
6.00-20	350	500	625	940	-	1250	-
6.50-20	400	560	700	1050	-	1400	-
7.50-20	-	625	750	-	1275	-	1700

Çizelge 8.6. Traktör arka lastikleri ve taşıma kapasiteleri.

Lastik ölçüsü	Bir lastiğin taşıyabileceği yük (daN)					
	Ek alet ağırlığı yok, En fazla hız 30 km/h			Ek alet ağırlığı var, En fazla hız 20 km/h		
	Lastik basıncı (bar)			Lastik basıncı (bar)		
	0,8	1,0	1,5	0,8	1,0	1,5
6-24	275	325	400	330	390	480
7-24	350	400	500	440	500	600
7-30	375	425	550	470	530	660
8-24	430	480	610	540	600	730
8-28	465	515	645	580	645	775
8-32	500	550	675	625	690	810
9-24	550	610	750	710	760	900
9-32	600	690	870	780	865	1050
9-36	625	725	925	810	910	1110
10-24	625	725	925	840	910	1110
10-28	700	800	1000	940	1000	1200
11-28	825	950	1175	1110	1190	1400
11-32	885	1000	1250	1200	1250	1500
11-36	945	1070	1350	1275	1340	1620
11-38	975	1100	1375	1320	1375	1650
13-30	1200	1350	1725	1620	1690	2075
15-30	1750	1975	2500	2360	2475	3000

Lastik profili: Lastiklerin profilleri, çeki ve dümenlemenin etkinliğinde önemli olmaktadır.

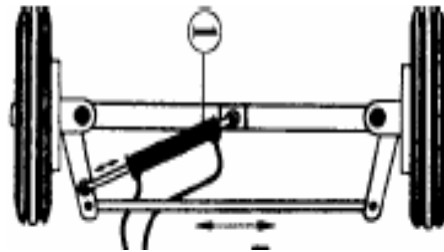
- Traktör **ön lastikleri**, dümenleme etkinliğini arttırmalı, iz tutmada kolaylık sağlamalı ve kendini temizleyebilmelidir. Bu amaçla, lastik profili lastiğin çevresinde boydan boya çıkıntılı ve parçalı biçimde olmaktadır.
- **Muharrik lastikler**, her şeyden önce, çeki kuvvetinin geliştirilmesinde toprağa iyi tutunmayı sağlamalı, toprağı deforme etmemeli ve kendini temizleyebilmelidir. Bu amaçla, profil, lastiğin çevresinde, “v” yapısında olmaktadır.



Şekil 2



Şekil 3



- **Diyagonal lastikler:** 18,4 – 30 128 A8
- 18,4/70 – 30 128 A8
- Bu lastik tipinde dokuma tabakası diyagonal karkas işlenmiş olup bunun anlamı dokuma tabakası lastiğin hareket yönüyle yaklaşık 40 derecelik bir açı yapmaktadır. Çok sayıda doku katları çaprazlama olarak dokunurlar. Yanaklarının yüksek oranda sağlamlığı bu lastiklerin önemli karakteristiklerdir. Her şeyden önce asgari basınçları rölatif yüksek ve çeki kuvveti özellikleri diğer lastiklere göre kötüdür.
- **Radyal lastikler:** 18,4 R 30 128 A8
- Diyagonal lastiklerin aksine bu lastik tipinde dokuma tabakası hareket yönü ile dik açı yapacak şekilde yerleştirilmiştir. İlaveten de karkas ve temas yüzeyi arasına çelik tellerden yapılmış bir kuşak bulunmaktadır. Yumuşak yanak ve bu sayede düşük asgari basınçta çeki kuvvetini en iyi bir şekilde aktarmaları radyal lastiklerin önemli karakteristikleridir.



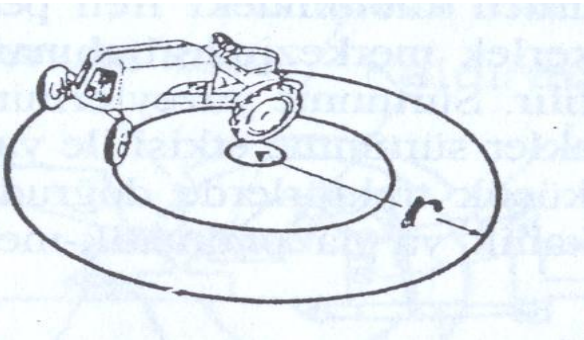
Şekil 2



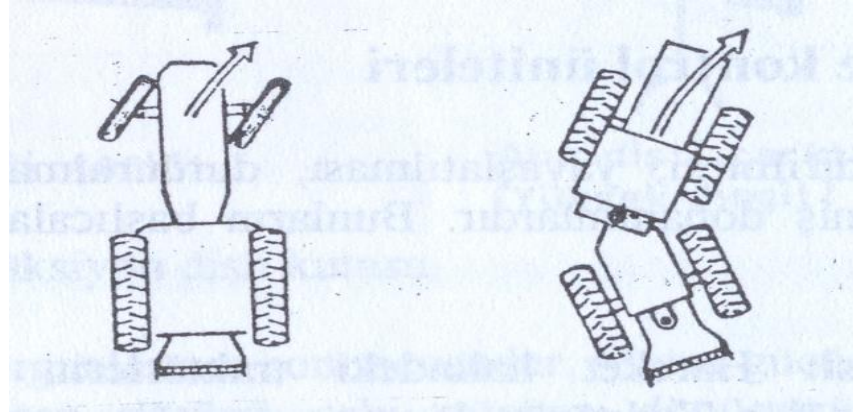
8.5. Dümenleme Sistemi

- Dümenleme sistemi, traktör ön tekerleğine yön açısı vererek, ya da tırtıllı traktörlerde tırtıllardan birisini yavaşlatarak dönmeyi sağlayan organlardır. Bir dümenleme sisteminden beklenen, büyük bir dümenleme açısını sağlayarak, dönme yarıçapının mümkün olduğu kadar küçültülmesi, ayrıca bakımının kolay ve ucuz olmasıdır. Sisteme kolay komuta edilmeli ve yoldaki engellerin yaratacağı çarpmalar, direksiyon simidine iletilmemelidir.
- Dümenleme tekerleklerine, direksiyon simidi, direksiyon dişli kutusu, istikamet çubuğu ve rotlar aracılığıyla iletilen dümenleme kuvveti, mümkün olduğu kadar küçük olmalıdır. Sonuna kadar dümenlenen tekerleklerin geriye getirilmesi, çok düşük hızlarda bile, gayet kolay olmalıdır.
- İki dingilli tarım traktörleri **ön tekerleklerinden dümenlenirler**. Bazı tarım traktörlerinde arka tekerleklerin de, dümenleme sırasında, konum değiştirmesi; ya da **belden dümenleme gibi sistemler** uygulanmaktadır. Bu son sistemler yaygın değildir.
- Ön dingilin dümenlenmesinde, **dönerli dümenleme ve rotlu dümenleme sistemi** olmak üzere iki sistem daha önceleri uygulanmıştır. Günümüz traktörlerine rotlu dümenleme uygulanmaktadır.
- Aynı dümenleme açısında, rotlu dümenlemenin dönerli dümenlemeye oranla stabilite yönünden yararlı yönü fazladır. Şekil 8.37' den anlaşılacağı gibi, rotlu dümenleme sistemi, dümenleme sırasında, daha geniş bir dayanma yüzeyi bırakmaktadır.

Dönme dairesi yarıçapı

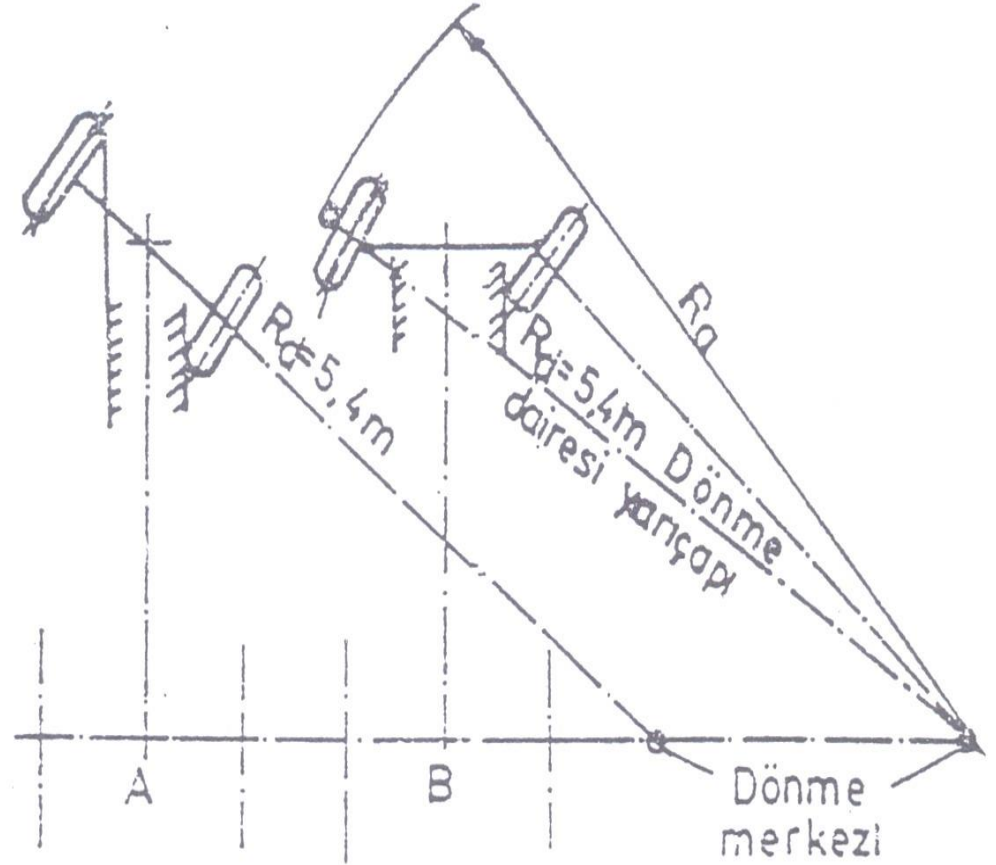


Rotlu dümenleme Belden bükme dümenl.



Şekil 8.37. Rotlu ve dönerli dümenleme sistemleri.

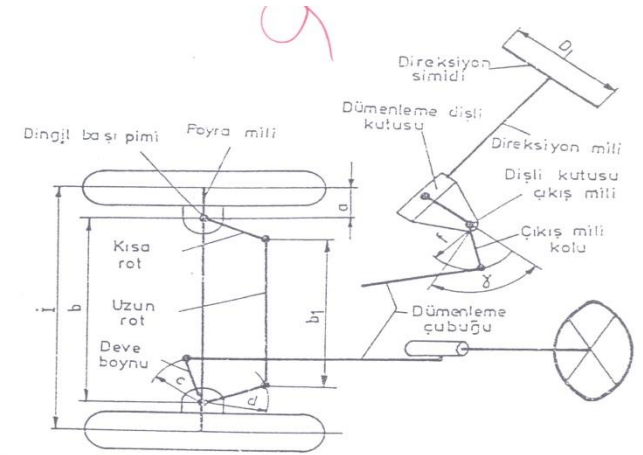
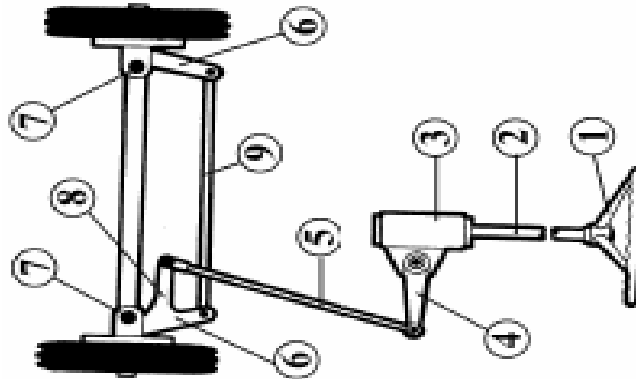
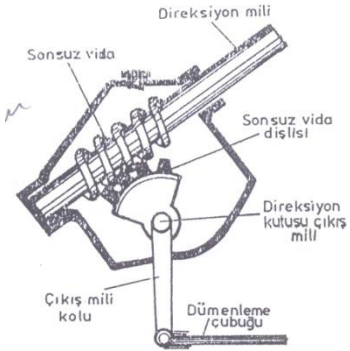
■ Dümenlemede, en küçük dönme dairesi ($2.R_d$) ve en küçük dönme alanı ($2.R_a$) çapları iki önemli ölçü olmaktadır. En küçük dönme dairesi çapını bulmak için, traktör tam dümenlendikten sonra, en düşük viteste gaza basmadan yürünerek, dönme merkezi etrafında traktörün dış ön tekerleğinin çizdiği çemberin çapı ölçülür. En küçük dönme alanı çapı; traktör aynı şekilde döndürüldüğünde, en dış noktasının çizdiği alanın çapı olmaktadır.



Rotlu dümenleme iki şekilde uygulanmaktadır. Bunlar, normal dümenleme ve tekerleklerin ayrı ayrı dümenlenmesi şekilleridir.

8.5.1. Normal dümenleme sistemi

- Motorlu taşıtlarda ve traktörlerde en fazla uygulanan sistemdir. Bu sistemin başlıca organları; direksiyon simidi, direksiyon mili, dümenleme dişli kutusu (direksiyon kutusu), dişli kutusu çıkış mili, çıkış mili kolu, dümenleme çubuğu (istikamet çubuğu), deveboynu (gönye), kısa rot, uzun rot, poyra mili ve dingil başı pimi gibi elemanlardır (Şekil 8.38).
- Dümenleme sırasında, direksiyonun döndürülmesi, direksiyon mili aracılığıyla direksiyon kutusuna dönü hareketi olarak, oradan çıkış mili ve kol aracılığıyla, dümenleme çubuğuna doğrusal hareket şeklinde iletilmektedir. Bu doğrusal hareket, deveboynu ve rotlar yardımıyla, dingil başı pimlerinin döndürülmesini sağlamaktadır.



8.6. Fren donanımı

8.6.1. Frenler için temel bağıntılar

Başlangıç hızı ve frenleme ivmesi (negatif ivmesi) bilinen bir harekette fren yolu;

$$S = \frac{v^2}{2 \cdot b} = \left[\frac{V}{3,6} \right]^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot b} \quad (8.22)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Burada;

S : Fren yolu (m),

v : Taşıtın frenleme başlangıcındaki hızı (m/s),

V : Taşıtın frenleme başlangıcındaki hızı (km/h),

B : Frenleme ivmesi (m/s²) dir.

En kısa fren yoluna erişebilmek için, negatif ivme en büyük değerini almalıdır. Bu durumda yol;

$$S_{\min} = \frac{v^2}{2 \cdot b_{\max}} \quad (8.23)$$

olmaktadır.

Dinamik kütle kuvveti,

$$P = m \cdot b = \frac{G}{g} \cdot b \quad (8.24)$$

Bu kuvvet frenin çevre kuvvetine eşit olmalı, yani $P = B$ olmalıdır.
Frenler bloke durumunda iken frenleme kuvveti,

$$B = G_{ad} \cdot \mu_k = G \cdot \frac{b}{g} \quad (8.25)$$

eşitliğiyle hesaplanır. Bu bağıntılarda;

- P : Dinamik kütle kuvveti (N),
- m : Traktörün kütlesi (kg),
- b : Frenleme ivmesi (m/s^2),
- G : Traktörün ağırlığı (N),
- g : Yer çekimi ivmesi ($\cong 9,81 m/s^2$),
- B : Frenleme kuvveti (N),
- G_{ad} : Frenleme sırasında arka dingile gelen traktör ağırlığı (N),
- μ_k : Frenlenen tekerleklerin tutunma katsayısıdır

Frenleme sırasında; dinamik kütle kuvveti (P), ağırlık merkezinin yüksekliği (h_s), ön dingile olan mesafe (l_1) ve dingiller arası uzaklık (l) nin etkisi altında, arka dingil yükü (G_{ad}) azalmakta ve ön dingil yükü artmaktadır. Bu durumdaki dinamik arka dingil yükü;

$$G_{ad} = \frac{G \cdot l_1}{l} - \frac{P \cdot h_s}{l} = \frac{G \cdot (g \cdot l_1 - b \cdot h_s)}{g \cdot l}$$

kadardır. Yukarıdaki denklemlerden yararlanarak,

$$P = B = \frac{G \cdot b}{g} = \frac{G \cdot (g \cdot l_1 - b \cdot h_s) \cdot \mu_k}{g \cdot l}$$

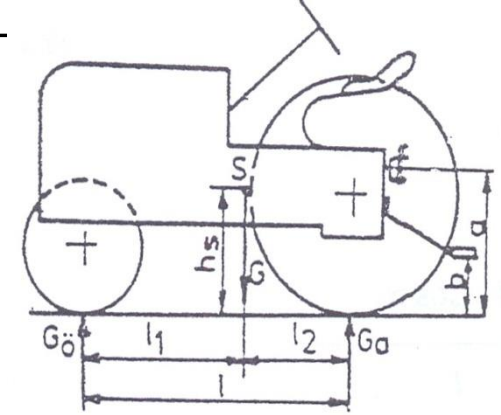
yazılabilir. Bilinen μ_k değerinden maksimum ivme,

$$b_{max} = \frac{l_1 \cdot \mu_k \cdot g}{l + h_s \cdot \mu_k}$$

bulunur. Aynı şekilde, arka dingilde maksimum frenleme kuvveti,

$$B_{max} = \frac{G \cdot l_1 \cdot \mu_k}{l + h_s \cdot \mu_k}$$

olarak bulunur.



(8.28)

(8.29)

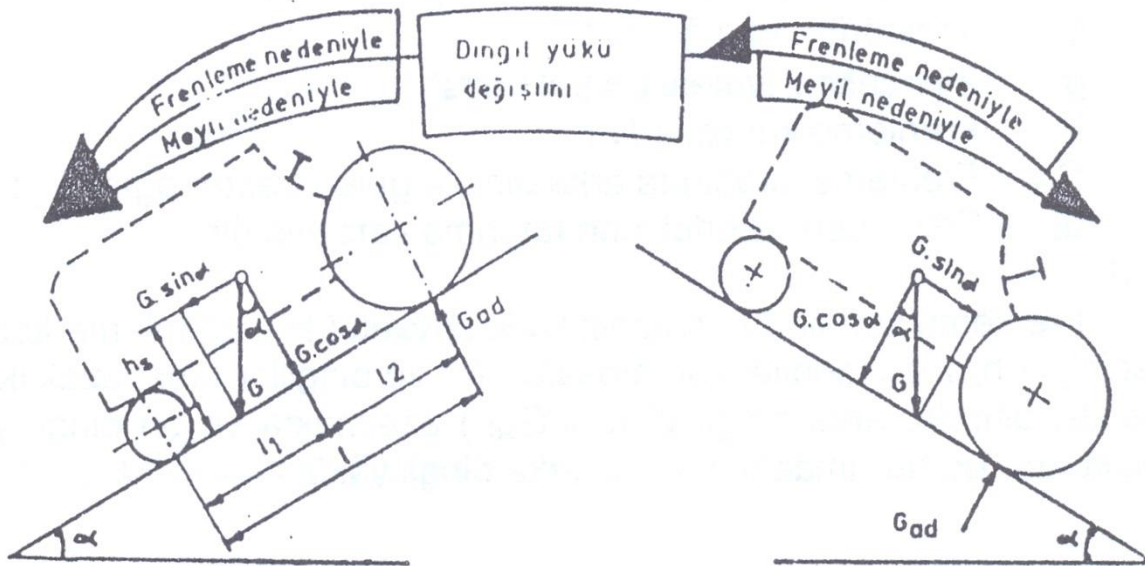
Yokuş çıkarken, ya da iniş inerken traktör frenlendiğinde, meyil açısını α ve yuvarlanma direnci katsayısını f_r olarak, traktör arka dingil yükü (Şekil 8.41);

$$G_{ad} = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot l_1 \pm G \cdot h_s \cdot \sin \alpha - G \cdot f_r \cdot \cos \alpha}{l} - \frac{G \cdot b \cdot h_s}{g \cdot l} \quad (8.30)$$

olmaktadır. Burada pozitif (+) değer yokuş çıkma durumu ve negatif (-) değer iniş inme durumu içindir. Böylece, etkili frenleme kuvveti; b ivme değerini yerine yazarak ve arka tekerlek yarıçapını R kabul ederek;

$$B = \frac{G \cdot \mu_k \cdot \cos \alpha (l_1 \pm h_s \cdot \tan \alpha - f_r \cdot R)}{l + \mu_k \cdot h_s} \quad (8.31)$$

eşitliğiyle hesaplanmaktadır.



Motorlar ve Traktörler Dersi Prof. Dr. Ayten Onurbaş Avcıoğlu

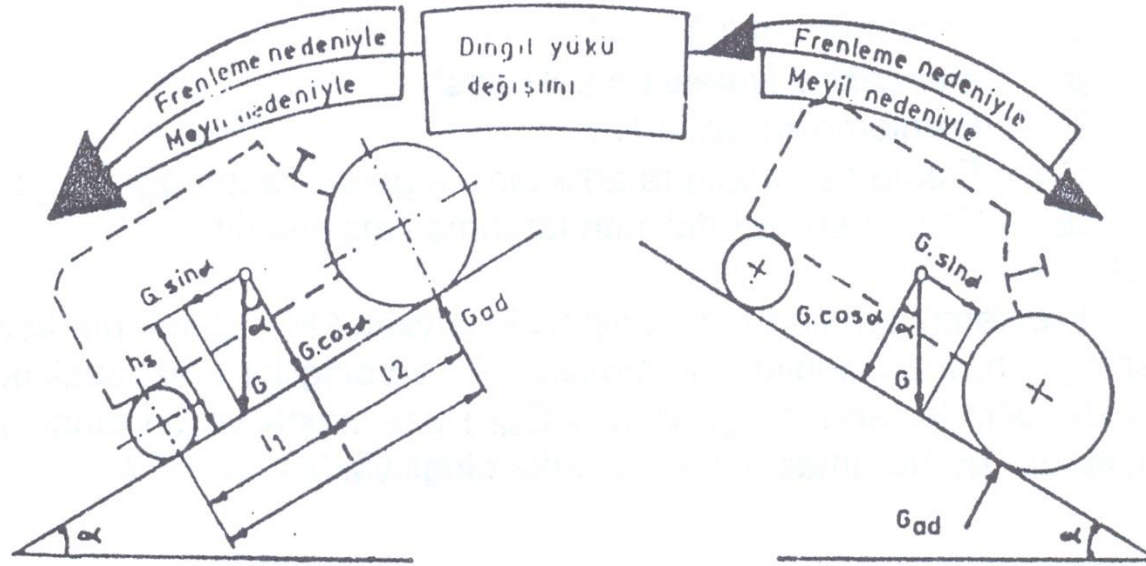
Şayet frenleme yardımıyla (el freni yardımıyla) traktör meyilde durduruluyor ise, meyle paralel etkili kuvvetler toplamı sıfır olmalıdır:

$$G \cdot f_r \cdot \text{Cos } \alpha + B - G \cdot \text{Sin } \alpha = 0 \quad (8.32)$$

Bu bağıntıdan,

$$B = G \cdot \text{Cos } \alpha (\text{tg } \alpha - f_r) \quad (8.33)$$

bulunur.



8.6.2. Frenlerin tipleri

Frenleri genel olarak;

İşletme frenleri (yol freni, servis freni),

Park frenleri,

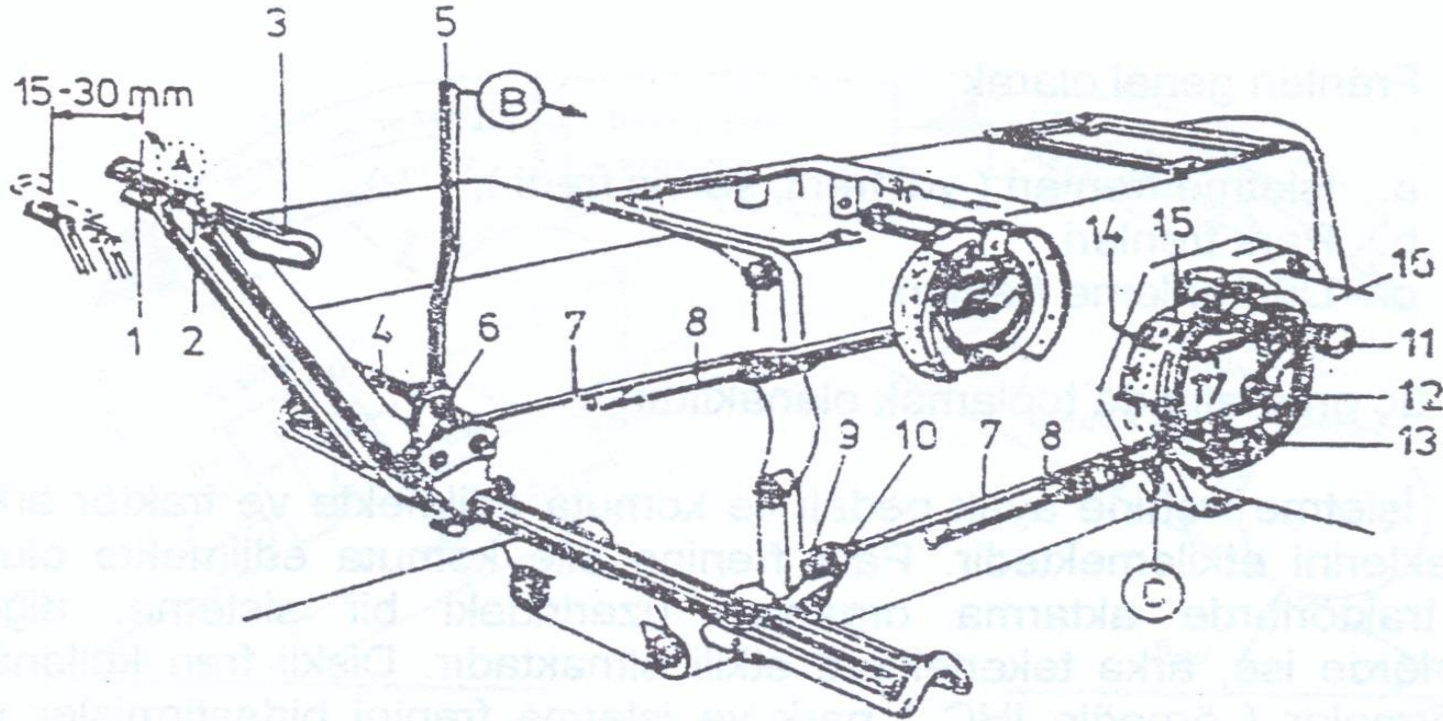
Dümenleme frenleri

olarak üç grup altında toplamak olanaklıdır.



- **İşletme frenine** ayak pedalı ile komuta edilmekte ve traktör arka tekerleklerini etkilemektedir. Park frenine elle komuta edilmekte olup, bazı traktörlerde aktarma organları üzerindeki bir sisteme, diğer traktörlerde ise, arka tekerleklere etkili olmaktadır. Diskli fren kullanan bazı firmalar park ve işletme frenini birleştirmişler ve aktarma organları (dişli kutusu) üzerine yerleştirmişlerdir.
- **Ayak freninde**, basma kuvveti 500 N ve pedal yolu 200 mm ye kadar alınabilir. Park freninde, el fren koluna tatbik kuvveti 400 N ve yol 300 mm ye kadar alınabilir.
- **Dümenleme frenleri**, tekerlekli traktörlerde genellikle, işletme frenini ayrı ayrı (sağ ve sol tekerleği ayrı olarak) frenlemekte etkili olurlar. Şekil 8.42' de işletme freni, park freni ve dümenleme freninin kombine durumu görülmektedir.

Şekil 8.42. İçten sürtünmeli mekanik fren (işletme, park ve dümenleme freni komple).



- 1. Sağ fren pedalı, 2. Sağ-sol fren bağlama kilidi, 3. Sol fren pedalı, 4. Pedal desteği, 5. El fren kolu, 6. El fren tespiti, 7. Fren çubuğu, 8. Geri getirme yayı, 9. Kontra somunu, 10. Ayar somunu, 11. Fren eksantrik mili, 12. Fren kampanası, 13. Pabuç tespiti, 14. Fren balatası, 15. Fren pabucu, 16. Aks kovanı, 17. Fren pabuç yayı, A: Sağ-sol frenin ayrılması, B: El freninin bırakılması, C: Fren çubuğu girişi.

Frenleri yapısal yönden ise,

Radyal frenler,

Aksiyal frenler

olarak iki grupta toplamak mümkündür. **Radyal frenler;** içten sürtünmeli kampanalı, dıştan sürtünmeli kampanalı, ya da bant frenli olabilirler. **Aksiyal frenler** ise, diskli fren şeklindedir.

Radyal frenlerde, sürtünme yüzeyindeki sürtme hızı tüm yüzeyde eşit olmakta, aksiyal frenlerde ise, merkezden dışarı doğru artmaktadır. Bu frenlerin hiç birisinde, balata yüzeylerine yapılan basınç sabit değildir. Aksiyal frenlerde, frenleme yüzeyi ve soğutma yüzeyi aynı ana ölçülere sahip radyal frenlerden, en azından teorik olarak, daha fazla olmaktadır. Uygulamadaki fren büyüklüklerinde aksiyal frenler, radyal frenlerin iki katı büyüklüğüne yakın frenleme ve soğutma yüzeyine sahiptirler.

Traktörlerde genellikle içten sürtünmeli kampanalı, bantlı ve diskli frenler kullanılır.

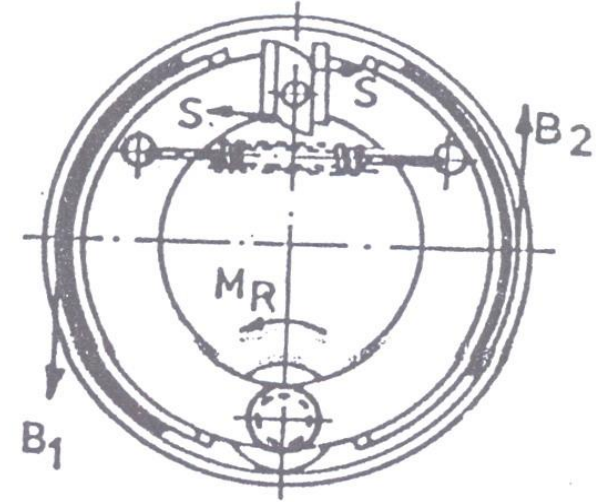
8.6.3. İşletme frenleri

İşletme frenleri **içten sürtünmeli** (tek etkili = simplex, çift etkili = duplex ve servo etkili) ve **diskli fren** şeklinde olmaktadır. Fren pabuçlarının tespit noktaları sabit ya da hareketli olabilir. Tespit noktası hareketli olanlarda, genellikle birinci pabucun frenleme etkisiyle ikinci pabuca komuta edilerek onun da frenlenmesi sağlanmaktadır.

Tarım traktörlerinde frenlere komuta mekanik sistemle sağlanmaktadır. Pedaldan, pabuçlara hareket veren eksantrik miline hareket iletimi, fren çubuğu ile sağlanmaktadır. Evolvent şeklinde etkili yüzeye sahip olan eksantrik milinin dönmesiyle, fren pabuçları kampanaya doğru itilmektedir.

8.6.3.1. Tek etkili frenler (Simplex frenler)

Şekil 8.43' de verilen iki pabuçlu tek etkili frenlerde, dönüş yönü fren pabuçları üzerindeki sürtünme kuvvetlerine etkili olmaktadır. Toplam frenleme kuvvetinin $\frac{3}{4}$ ünü dönüş yönüne doğru açılan pabuç ve ancak $\frac{1}{4}$ ünü ise diğer pabuç sağlayabilmektedir.

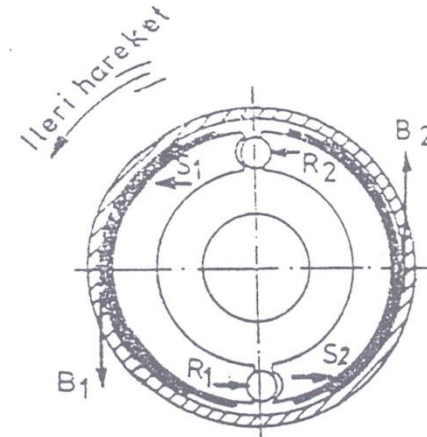


- Tek etkili frende iki pabuç, tam simetrik olarak bir uçlarından dönme noktasına bağlanmışlardır. Bu nokta hareketsiz olup, aks kovanı ile rijit olarak bağlıdır.
- Pabuçlar, üzerlerine çakılmış bulunan balatalar yardımıyla, tekerlekle birlikte dönen fren kampanasının içine sürtecek şekilde, fren eksantrik mili tarafından itilmektedir.
- Frenin etkisi, kampananın dönüş yönüne açılan kampanada çok daha fazla olmaktadır. Diğer kampanada ise, yüzey basıncı ve dolayısıyla etki gayet az olmaktadır. Yüzey basıncının bu şekilde dengesiz dağılışı, yapının bir sonucu olmaktadır.

8.6.3.2. Çift etkili frenler (Duplex frenler)

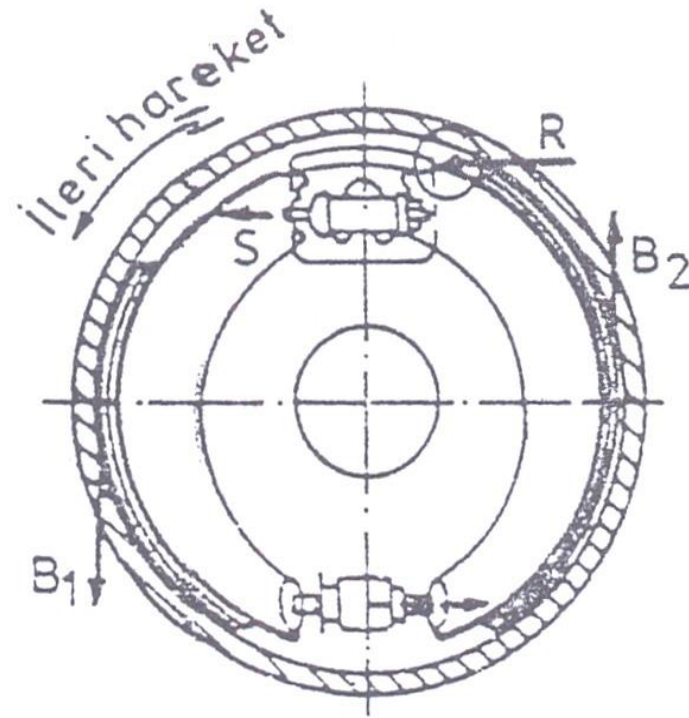
Perrot tarafından geliştirilen bu sistemde kampana hangi yönde dönerse dönsün, pabuçların üzerine yerleştirilmiş bulunan balataların sürtme etkisi aynı büyüklükte olmaktadır (Şekil 8.44).

- Bu frenlerde, balata yüzey basıncı yaklaşık eşittir. Böylece, her iki pabucun ve yatakların yüklenmesi de simetrik olmaktadır.
- Şekil 8.44' de şematik olarak görüldüğü gibi, dönüş yönüne bağlı olarak, her iki pabucun da ağız kısmı açılmaktadır. Arka kısımlar pimler üzerinde desteklenmektedir. Dönüş yönü değiştiğinde, bunun tersi olmaktadır.



8.6.3.3. Servo etkili frenler

- Servo etkili frenin çalışmasındaki temel prensip, dönüş yönüne göre birinci durumda olan pabucun önce frenlemeye girmesi ve onun etkisiyle de ikinci pabucun frenleme yapmasına dayanmaktadır (Şekil 8.45). Birinci durumda olan balatanın kampanaya sürtmesi kesilince, bunun ikinci pabuç üzerindeki etkisi ortadan kalkacağı için, frenleme son bulmuş olacaktır.



8.6.4. Fren hesapları

8.6.4.1. Kampanalı fren hesabı

Traktör arka dingiline bağlı bir tekerleğin, işletme freni ile frenlenmesi durumunda, çevrede elde edilen frenleme kuvveti (B_T) 8.25 nolu bağıntıdan yararlanılarak,

$$B_T = \frac{G_{ad} \cdot \mu_k}{2} \quad (\text{N}) \quad (8.34)$$

eşitliğiyle hesaplanmaktadır.

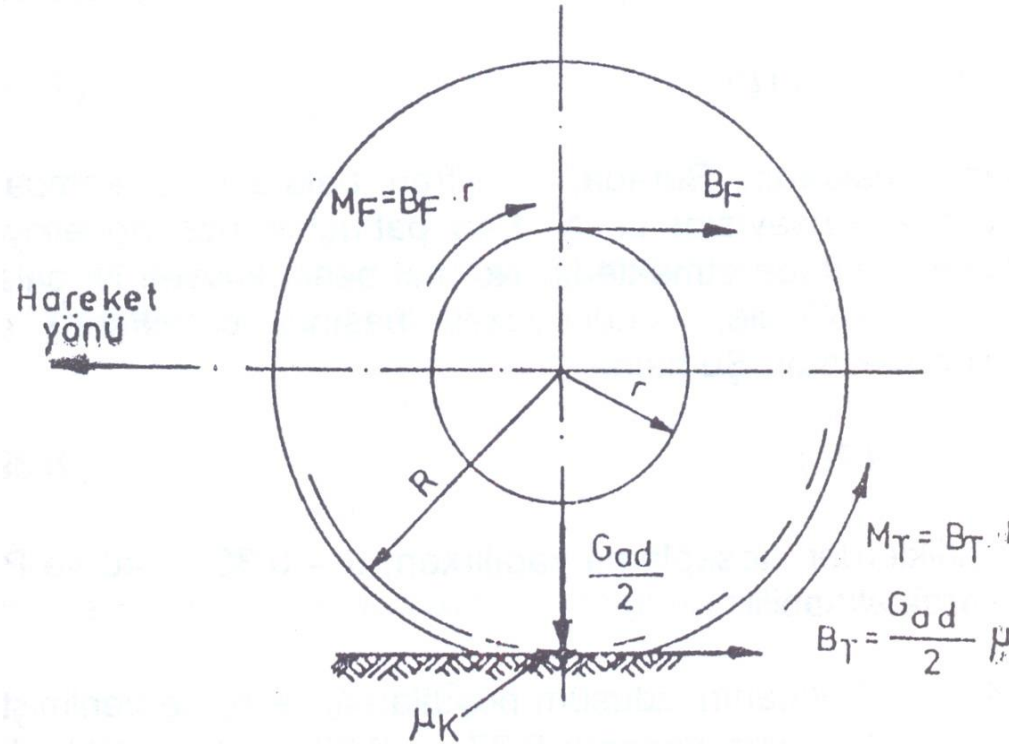
Tekerleğin etkin yarıçapı R alınarak, bu kuvvetin yaratacağı dönme momenti (Şekil 8.46);

$$M_T = B_T \cdot R \quad (\text{Nm}) \quad (8.35)$$

olarak yazılabilir. Bu moment, fren momenti M_F 'yi dengelemek zorundadır ($M_T = M_F$).

Fren kampanası çevresinde oluşan $B_F = B_1 + B_2$ kuvveti ve kampana yarıçapı r belli olduğuna göre, fren momenti,

$$M_F = B_F \cdot r \quad (\text{Nm}) \quad (8.36)$$



$$\mathbf{M_T = M_F \text{ olduğuna göre;}}$$
$$\mathbf{B_F \cdot r = B_T \cdot R}$$

ya da ,

$$\mathbf{B_F = \frac{B_T \cdot R}{r} \quad (N) \quad (8.37)}$$

olmaktadır. Bu bağıntılarda (8.34 ... 8.37);

B_T : Bir tekerleğin frenleme kuvveti (N),

G_{ad} : Traktörün dinamik arka dingil ağırlığı (N),

μ_k : Tutunma katsayısı,

M_T : Bir tekerleğe ait dönme momenti (Nm),

R : Etkin lastik yarıçapı (m),

M_F : Kampana çevresindeki frenleme momenti (Nm),

B_F : Kampana çevresindeki toplam frenleme kuvveti (N),

B_1, B_2 : Dönüş yönüne göre 1. ve 2. pabuçlara ilişkin frenleme kuvvetleri (N),

r : Fren kampanası yarıçapı (m) dir.

Diğer yönden, B_F kampana çevresindeki toplam frenleme kuvveti,

$$\mathbf{B_F = 2 \cdot N \cdot \mu} \quad (\text{N}) \quad (8.38)$$

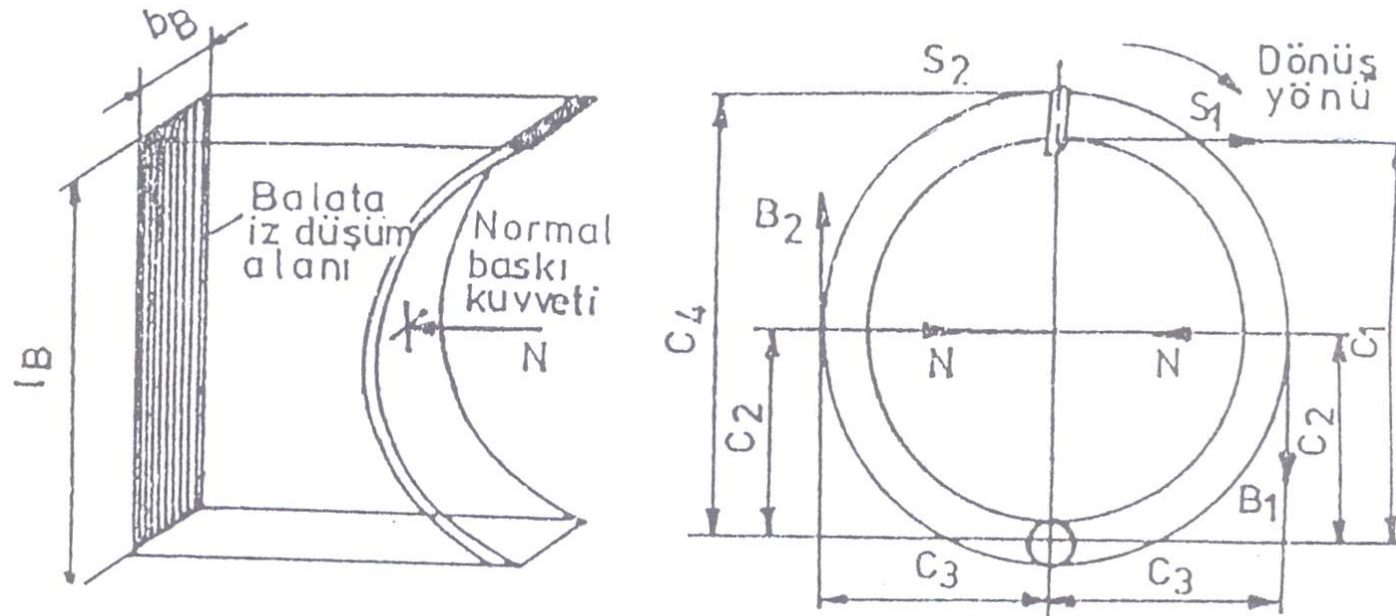
eşitliğiyle hesaplanmaktadır. Burada, μ ; fren balatası ile kampana arasındaki sürtünme katsayısını ve N ; fren pabuçları üzerine etkiyen normal baskı kuvvetini ifade etmektedir. Normal baskı kuvveti N , balata izdüşüm alanı A (cm_2) ile, özgül yüzey basıncı p (N/cm_2) nin çarpımından bulunmaktadır. Şu halde,

$$\mathbf{N = A \cdot p} \quad (\text{N}) \quad (8.39)$$

yazılabilir. Bu eşitliklerden hesaplama yapılırken, **$\mu=0,35...0,40$ ve $p = 60...80 \text{ N}/\text{cm}^2$** olarak alınabilir.

Şekil 8.47' de, balatanın izdüşüm boyutları l_B ve b_B ile verilmiştir. A alanının yerine bu boyutları yazarak 8.37 ve 8.38 no' lu eşitliklerden yararlanılırsa,

Şekil 8.47. Fren kampanasındaki (pabuçlardaki) kuvvetler ve balatanın izdüşüm alanı.



$$B_F = \frac{B_T \cdot R}{r} = 2 \cdot N \cdot \mu = 2 \cdot A \cdot p \cdot \mu = 2 \cdot l_B \cdot b_B \cdot p \cdot \mu \quad (8.40)$$

yazılabilir. Bu son eşitlikten N kuvveti hesaplanmak istenirse;

$$N = \frac{B_T \cdot R}{2 \cdot r \cdot \mu} \quad (8.41)$$

elde edilir.

Fren eksantriği tarafından dönme yönündeki pabuca uygulanan gerdirme kuvveti (Şekil 8.47);

$$S_1 = \frac{NC_2 - \mu \cdot NC_3}{C_1} \quad (8.42)$$

olmaktadır. İkinci pabuca uygulanan gerdirme kuvveti ise;

$$S_2 = \frac{NC_2 + \mu \cdot NC_3}{C_4} \quad (8.43)$$

-
- eşitliğiyle bulunur. S_1 ve S_2 kuvvetleri aynı eksantrik tarafından sağlandığı için eşit olarak alınır, bunların uygulanması sonucu ortaya çıkan B_1 ve B_2 frenleme kuvveti, fren tipine bağlı olarak, birbirinden farklı olmaktadır. Kampana çevresindeki toplam frenleme kuvveti B_F nin, toplam gerdirme kuvveti S ye bölümüne frenin iç değiştirme (transmisyon) oranı denilmektedir. Yani,

$$C = \frac{B_1 + B_2}{S_1 + S_2} = \frac{B_F}{S} \quad (8.44)$$

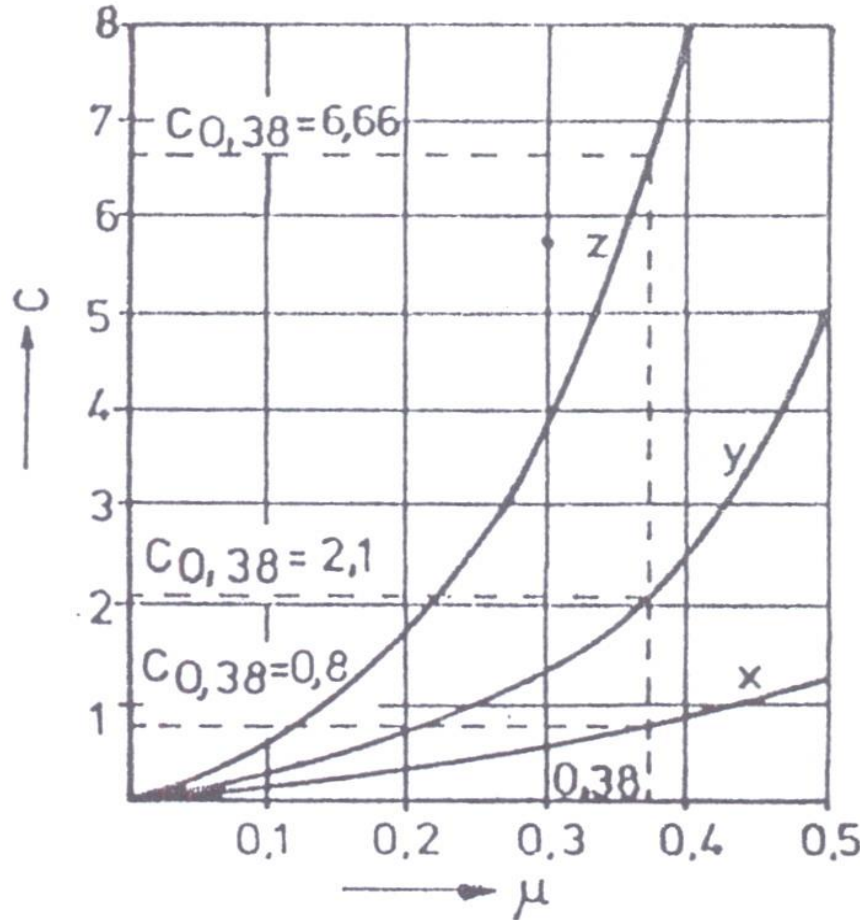
olmaktadır.

Frenin yapısına bağlı olarak, B_1/B_2 ve $C = B_F/S$ oranlarının değerleri izelge 8.8' de ve C değerinin μ ye bağlı değişimi Şekil 8.48' de verilmiştir.

Çizelge 8.8. Frenin, yapısına bağlı olarak, karakteristik değerleri.

Yapı Őekli	$C = B_F / S$	B_1 / B_2
Tek etkili fren	0,7...0,8	75 / 25
Çift etkili fren	1,2...3,0	50 / 50
Servo etkili fren	3,5...7	25 / 75

Şekil 8.48. İç değiştirme oranı C nin μ ye bağlı değişimi
(x: Tek etkili frende, y: Çift etkili frende, z: Servo etkili frende).



Arka dingile bağılı iki tekerleği frenlenen tarım traktörlerinde, sürücünün pedala basma kuvveti P_p nin bulunabilmesi için aşağıdaki eşitlikten yararlanılmaktadır.

$$P_p = 2 \cdot \frac{S}{i_F \cdot \eta_F} = 2 \cdot \frac{B_F}{C \cdot i_F \cdot \eta_F} = 2 \cdot \frac{B_T \cdot R}{r \cdot C \cdot i_F \cdot \eta_F} \quad (8.45)$$

Bu bağıntıda $B_T = B / 2$ değerini yerine yazarsak,

$$P_p = \frac{B \cdot R}{r \cdot C \cdot i_F \cdot \eta_F} \quad (8.46)$$

elde edilir. Bu eřitliklerde;

P_p : Sürücünün fren pedalına basma kuvveti (N),

S : Fren gerdirme kuvveti (N),

i_F : Fren kollarındaki değiştirme (transmisyon) oranı (= 35...55),

η_F : Fren kollarındaki verim (= 0,80...0,90),

B_F : Kampana çevresindeki toplam frenleme kuvveti (N),

C : Frenin iç değiştirme (transmisyon) oranı (Şekil 8.48),

B_T : Bir tekerleğin frenleme kuvveti (N),

R : Etkili lastik yarıçapı (m),

r : Fren kampanası yarıçapı (m),

B : Traktörün frenleme kuvveti (N) dir.

Örnek : Beton zemin üzerinde ($\mu_k = 0,90$) frenlendiğinde, frenleme ivmesinin $4,8 \text{ m/s}^2$ olması istenen bir traktörün; ağırlığı $25\ 000 \text{ N}$, ağırlık merkezinin yerden yüksekliği $0,75 \text{ m}$, ağırlık merkezinin ön dingile uzaklığı $1,53 \text{ m}$, dingiller arası uzaklığı $2,12 \text{ m}$, arka tekerlek etkili yarıçapı $0,75 \text{ m}$ (14-34 lastik) olarak verilmektedir. Fren hesabını yapınız.

Çözüm :

Frenleme kuvvetinin bulunması:

Verilenler:

$$G = 25\ 000 \text{ N} \quad l_1 = 1,53 \text{ m} \quad b = 4,8 \text{ m/s}^2$$

$$h_s = 0,75 \text{ m} \quad l = 2,12 \text{ m}$$

Frenleme için gerekli kuvvet 8.27 numaralı bağıntıdan yararlanarak,

$$P = B = \frac{G \cdot b}{g} = \frac{25\ 000 \cdot 4,8}{9,81} = 12\ 232,4 \text{ N}$$

olarak bulunur.

•
Zemin ile lastik arasındaki tutunma katsayısı bu kuvvetin sağlanmasına uygun olmalıdır. Bu amaçla, 8.27 numaralı bağıntıdan yararlanarak hesaplanan μ_k değeri, beton yol için verilen $\mu_k = 0,90$ değerinden küçük olmalıdır:

$$\mu_k = \frac{B \cdot g \cdot l}{G (g \cdot l_1 - b \cdot h_s)} = \frac{12\ 232,4 \cdot 9,81 \cdot 2,12}{25\ 000 (9,81 \cdot 1,53 - 4,8 \cdot 0,75)}$$

$$\mu_k = 0,89$$

olmaktadır Hesaplanan $\mu_k = 0,89$ değeri, yol için verilenden daha küçük olduğundan, uygundur.

Fren kampanası çapının hesaplanması

Verilenler

$$P_p = 550 \text{ N (tek etkili fren için)}$$

$$P_p = 500 \text{ N (çift etkili fren için)}$$

$$P_p = 250 \text{ N (servo etkili fren için)}$$

$$B = 12\,232,4 \text{ N}$$

$$R = 0,75 \text{ m}$$

$$C = 0,8 \text{ (Şekil 8.48'den tek etkili fren için)}$$

$$C = 2,1 \text{ (çift etkili fren için)}$$

$$C = 6,66 \text{ (servo etkili fren için)}$$

$$i_F = 50 \text{ (tek ve çift etkili fren için)}$$

$$i_F = 35 \text{ (servo etkili fren için)}$$

$$\eta_F = 0,80$$

Tek etkili fren için kampana yarıçapı, 8.44 numaralı eşitliği kullanarak;

$$r = \frac{B \cdot R}{P_p \cdot C \cdot i_F \cdot \eta_F} = \frac{12\ 232,4 \cdot 0,75}{550 \cdot 0,8 \cdot 50 \cdot 0,8} \cong 0,521 \text{ m}$$

olarak bulunur. Bulunan değer, uygulanamayacak büyüklükte olup, verilen koşullar için uygun değildir.

Çift etkili fren için de aynı bağıntıdan yararlanarak, kampana yarıçapı;

$$r = \frac{B \cdot R}{P_p \cdot C \cdot i_F \cdot \eta_F} = \frac{12\ 232,4 \cdot 0,75}{500 \cdot 2,1 \cdot 50 \cdot 0,8} \cong 0,218 \text{ m}$$

bulunur. Aynı şekilde, **servo etkili frende** kampana yarıçapı,

$$r = \frac{B \cdot R}{P_p \cdot C \cdot i_F \cdot \eta_F} = \frac{12\ 232,4 \cdot 0,75}{250 \cdot 6,66 \cdot 35 \cdot 0,8} = 0,197 \cong 0,2 \text{ m}$$

olmaktadır.

Servo etkili frende balata boyutları

Verilenler

$$B = 12\ 232,4 \text{ m}$$

$$R = 0,75 \text{ m}$$

$$r = 0,20 \text{ m}$$

$$\mu = 0,40$$

$$p = 70 \text{ N/cm}^2$$

Bir tekerleğin frenleme kuvveti:

$$B_T = \frac{B}{2} = \frac{12\ 232,4}{2} = 6\ 116,2 \text{ N}$$

ve kampana çevresindeki toplam frenleme kuvveti, 8.37 numaralı bağıntıdan yararlanarak,

$$B_F = \frac{B_T \cdot R}{r} = \frac{6\ 116,2 \cdot 0,75}{0,2} = 22\ 935,8 \text{ N}$$

Normal baskı kuvveti, 8.38 numaralı eşitlikten yararlanarak;

$$B_F = 2 \cdot N \cdot \mu \quad \rightarrow \quad N = \frac{B_F}{2 \cdot \mu} = \frac{22\,935,8}{2 \cdot 0,40} = 28\,669,8 \text{ N}$$

olmaktadır. 8.39 numaralı bağıntı ile de fren balatası izdüşüm alanı,

$$A = \frac{N}{p} = \frac{28\,669,8}{70} = 409,6 \text{ cm}^2$$

olarak hesaplanmaktadır. Fren balatası izdüşüm boyu $l_B < 2 r$ olmalıdır.

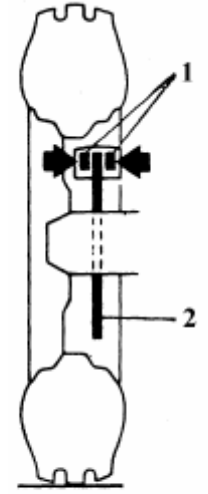
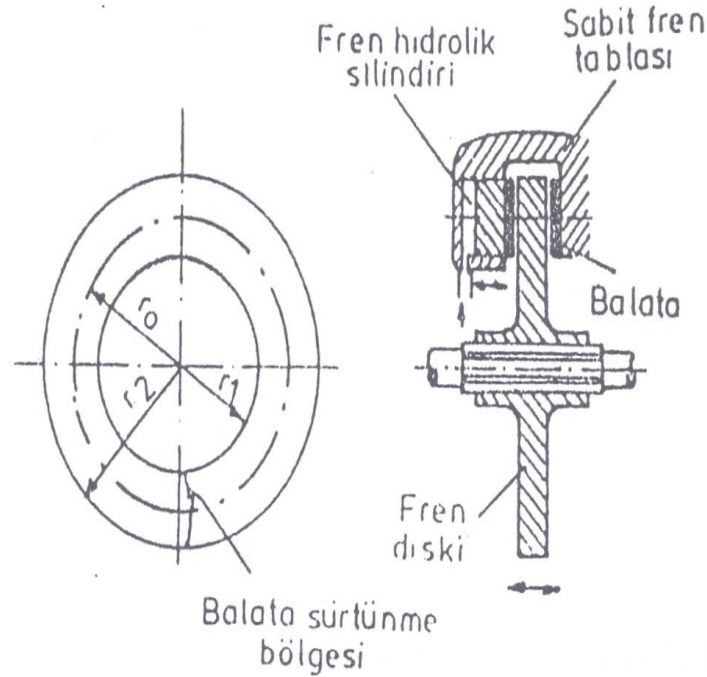
$l_B = 36 \text{ cm}$ alınarak, balata genişliği;

$$d_B = \frac{409,6}{36} = 11,4 \text{ cm}$$

olmalıdır.

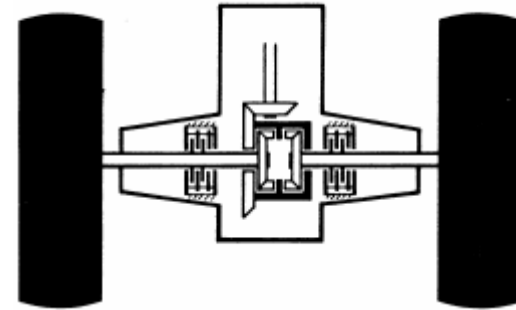
8.6.4.2. Diskli fren hesabı

Diskli frenler (aksiyal frenler), traktörlerde de yaygın olarak kullanılmaya başlamıştır. Bu frenlerde temel prensip, çelik bir diskin, balata çakılmış iki yüzey arasında sıkıştırılmasına dayanmaktadır. Frenleme sırasında balatalar diskin tüm yüzeyine etkili olursa, bu yapıya tam diskli fren ve balatalar diskin bir kısmına etkili olursa, buna da kısmi diskli fren denilmektedir (Şekil 8.49). Diskli frenlerde kuvvet iletimi, genellikle, hidrolik sistemle sağlanmaktadır.



Şekil 2

1. Balatalar
2. Fren Diski



Diskli frenlerde de fren momenti 8.34...8.37 numaralı bağıntılardan yararlanarak,

$$\mathbf{M_F = M_T = B_T \cdot R = B_F \cdot r}$$

şeklinde yazılabilir.

Fren diskinin ortalama yarıçapı r_0 olarak alınırsa,

$$\mathbf{r_0 = \frac{r_1 + r_2}{2}} \quad \mathbf{(8.47)}$$

olmaktadır. r_0 çemberi üzerinde etkili olan frenleme kuvveti B_{F0} hesaplanmak istenirse,

$$\mathbf{B_{F0} = \frac{M_F}{r_0}} \quad \mathbf{(8.48)}$$

elde edilir. Bu bağıntılarda;

r_0 : Fren diskinin ortalama yarıçapı (m),

r_1 : Balata sürtme yüzeyinin iç yarıçapı (m),

r_2 : Balata sürtme yüzeyinin dış yarıçapı (m),

B_{F0} : Ortalama yarıçap çemberi üzerinde etkili frenleme kuvveti (N),

M_F : Ortalama yarıçap çemberi üzerinde etkili frenleme momenti (Nm) dir.

Fren gerdirme kuvveti,

$$S = \frac{B_{F0}}{\mu \cdot Z} = A \cdot p \quad (8.49)$$

eşitliğinden hesaplanabilir. Bu bağıntıda;

S : Fren gerdirme kuvveti (n),

B_{F0} : Etkili frenleme kuvveti (N),

μ : Sürtünme katsayısı,

Z : Sürtünen yüzey sayısı (bir disk için Z = 2)

A : Balata yüzey alanı (cm²),

p : Özgül yüzey basıncı (N/cm²) dir.

8.46 numaralı bağıntının elde edilmesinde olduğu gibi, arka dingile bağlı iki tekerleği frenlenen tarım traktörlerinde pedala basma kuvveti,

$$P_p = 2 \frac{S}{i \cdot \eta} = 2 \frac{B_{F0}}{i \cdot \eta \cdot \mu \cdot Z} = 2 \frac{M_F}{i \cdot \eta \cdot \mu \cdot Z \cdot r_0} \quad (8.50)$$

yazılabilir.

$M_F = M_T$ ve $M_T = B_T \cdot R$ olduğu göz önüne alınırsa,

$$P_p = 2 \cdot \frac{B_T \cdot R}{i \cdot \eta \cdot \mu \cdot Z \cdot R_0} \quad (8.51)$$

elde edilir. $B_T = B / 2$ değerini yerine yazarak,

$$P_p = \frac{B \cdot R}{i \cdot \eta \cdot \mu \cdot Z \cdot r_0} \quad (8.52)$$

sonucuna varılır. Bu son eşitlikte;

P_p : Sürücünün fren pedalına basma kuvveti (N),

B : Traktörün frenleme kuvveti (N),

R : Etkili lastik yarıçapı (m),

i : Pedaldan balatalara kadar kuvvet iletimindeki değiştirme (transmisyon) oranı,

η : Kuvvet iletim sistemi verimi,

μ : Sürtünme katsayısı,

Z : Sürtünen yüzey sayısı,

r_0 : Fren diskinin ortalama yarıçapı (m) dir.