



Ankara Üniversitesi
ZİRAAT FAKÜLTESİ

Yayın No : 1471
Ders Kitabı : 436

TARIM TRAKTÖRLERİ

(İİ. Baskı)

Prof.Dr.Ahmet SARAL

Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi
Tarım Makinaları Bölümü

ANKARA-1997

Ankara Üniversitesi
Ziraat Fakültesi Yayınları No: 1471
Ders Kitabı: 436

TARIM TRAKTÖRLERİ

(II. Baskı)

Prof.Dr.Ahmet SARAL

Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi
Tarım Makinaları Bölümü

ANKARA
1997

ISBN 975-482-366-9

A.Ü.Ziraat Fakültesi Halkla İlişkiler ve Yayın Ünitesi 1997 - ANKARA

ÖNSÖZ

Tarım kesiminde en önemli güç kaynağı traktördür. Bu nedenle, tüm gelişmiş ülkelerde olduğu gibi, ülkemizde de traktör sayısı, tarımımızın gelişmesine paralel olarak hızla artmaktadır. Yüksek öğretim programları incelendiğinde, Tarım Traktörleri dersinin Ziraat Fakülte'lerinin Tarım Makinaları Bölümlerinde okutulduğu görülmektedir.

Tarım traktörünü motorlu taşıtlardan ayıran özelliklere ağırlık verilerek hazırlanan, I. baskısı tükendiğinden II. baskısı yapılan bu ders kitabının, öğrencilere ve konusu Tarım Traktörü olan tüm kesimlere yararlı olması en büyük dileğimdir.

Ankara, 1997

Prof.Dr.Ahmet SARAL

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ	3
1. TRAKTÖRÜN ANLAMI VE GELİŞMESİ	9
1.1. Traktörün Anlamı	9
1.2. Traktör ve Termik Motorların Tarımda Kullanılmasındaki Gelişmeler	10
1.3. Dünyada ve Ülkemizde Traktör Sayılarındaki Gelişmeler	14
2. TRAKTÖRLERİN SINIFLANDIRILMASI	16
2.1. Traktörlerin Yapısal Yönden Sınıflandırılması	16
2.1.1. Standard Traktörler	16
2.1.2. Sürücü Oturma Yeri Üstü Olan Traktörler	18
2.1.3. Tarımsız Traktörler ve Alet Takıymalar	19
2.1.4. Tertipli Traktörler	20
2.1.5. Bir Dingili Traktörler	21
2.1.6. Özel Traktörler	21
2.2. Yürüme Organlarının Durumuna Göre Traktörlerin Sınıflandırılması	23
2.3. Traktörlerin Güçlerine Göre Sınıflandırılması	23
3. TRAKTÖRLERİN ANA YAPI ELEMANLARI	27
3.1. Motor	27
3.1.1. Motorla İlgili Önemli Bağlantılar	29
3.1.2. Motora İlişkin Karakteristik Eğriler	31
3.2. Kavrama	36
3.2.1. Mekanik Kavramalar	36
3.2.2. Mekanik Kavramada Tınel Hesaplar	41
3.2.3. Çift Dişli Mekanik Kavrama	43
3.2.4. Çift Etkili (İki Kademeli) Mekanik Kavrama	44
3.2.5. Hidrolik Kavramalar	45
3.3. Aktarma Organları	48
3.3.1. Vites Kutusu	49

	<u>Sayfa</u>
3.3.1.1. Kayma Dişli Vites Kutusu	55
3.3.1.2. Sürekli Temaslı Vites Kutusu	56
3.3.1.3. Planet Vites Kutusu	59
3.3.1.4. Grup Vites Kutuları	61
3.3.1.5. Vites Kutusu Elemanlarının Kalite ve Yapıları	62
3.3.1.6. Vites Kutusunda Verim	63
3.3.2. Diferansiyel	64
3.3.3. Sönme Redüksiyon	67
3.4. Yürütme Organları	67
3.4.1. Tekarlekli Yürütme Düğümleri	68
3.4.1.1. Ön Dingil	69
3.4.1.2. Arka Dingil	72
3.4.1.3. İz Genişliğinin Ayarlanması	72
3.4.1.4. Traktör Lastikleri	74
3.5. Dönmeleme Sistemi	77
3.5.1. Normal Dönmeleme Sistemi	78
3.6. Fren Donanımı	83
3.6.1. Frenler İçin Temel Bağlantılar	83
3.6.2. Frenlerin Tipleri	86
3.6.3. İşletme Frenleri	87
3.6.3.1. Tek Etkili Frenler (Simplex Frenler)	88
3.6.3.2. Çift Etkili Frenler (Duplex Frenler)	88
3.6.3.3. Servo Etkili Frenler	89
3.6.4. Fren Hesapları	90
3.6.4.1. Kampanalı Fren Hesabı	90
3.6.4.2. Diskli Fren Hesabı	97
4. TRAKTÖRLERİN DONANIMLARI	100
4.1. Alet Bağlama ve Çeki Kancaları	100
4.2. Üç Nokta Askı Sistemi	101
4.3. Hidrolik Kaldırma Sistemi	102
4.3.1. Normal Hidrolik Kaldırma Sistemi	104
4.3.2. Otomatik Hidrolik Kaldırma Sistemi	105
4.3.2.1. İy Derinliğini Kontrol Eden Uyarıcılar	107
4.3.2.2. Patlamayı Kontrol Eden Uyarıcılar	107
4.3.2.3. Çeki Kuvvetini Kontrol Eden Uyarıcılar	108
4.3.2.4. Kaldırma Yüksekliğini Kontrol Eden Uyarıcılar	110
4.3.2.5. Çeki Kuvvetini ve Kaldırma Yüksekliğini Kontrol Eden Otomatik Hidrolik Kaldırma Sistemi	111
4.3.3. Hidrolik Sistemin Elemanları	113
4.3.4. Hidrolik Sistemde Hesaplamalar	118
4.4. Kuyruk Mili ve Kasağı	124
4.4.1. Vites Kutusu Kuyruk Mili	125
4.4.2. Motor Kuyruk Mili	126
4.4.3. Serbest Motor Kuyruk Mili	126

	<u>Sayfa</u>
4.4.4. Yol Kayruk Mili	127
4.4.5. Kaznak	128
4.5. Ön Yükleyci	129
4.6. Sürücü Oturma Yerleri	130
4.6.1. Oturma Yerlerinin Ölçüleri	132
4.6.2. Sürücü Kabinleri	133
4.6.3. Gürültü	134
4.6.4. Sürücüye Gelen Titreşimler	137
5. TRAKTÖR MEKANİĞİ	141
5.1. Traktörlerde Ağırlık Merkezi Yerinin Tayını	141
5.2. Hareketsiz Durumdaki Traktörde Kuvvetler	145
5.2.1. Yatay Durumdaki Traktör	145
5.2.2. Meyilli Durumdaki Traktör	147
5.2.3. Yanlamasına Meyilde Traktör	149
5.2.4. Hareketsiz Durumdaki Traktörde Stabilitenin Belirlenmesi	151
5.3. Arka Dingili Mühürlek Traktörlerde Kuvvetler	152
5.4. Çeki Kuvveti ve Çeki Demirine Gelen Kuvvetlerin Stabiliteye Etkisi	156
5.5. Tekerlek Çevre Kuvvetinin Belirlenmesi	159
5.6. Traktör Çeki Kuvveti ve Yürüme Dinamiği	164
5.7. Traktörün Ağırlığı	167
6. TRAKTÖR GÜCÜ	170
6.1. Çeki Gücü	171
6.2. İş Makinaları İçin Çıkış Gücü	171
6.3. Yürüme Düzenci Gücü	172
6.4. Patıma Kayıp Gücü	172
6.5. Transmisyon Sistemi Kayıp Gücü	173
6.6. Meyil Çıkma Gücü	173
6.7. Hızlanmada Aksel (İvmelemeye) Kayıp Gücü	174
6.8. Traktörlerde Verim	175
6.9. Traktör Karakteristikleri	176
7. TRAKTÖR DENEYLERİ	179
7.1. Tarım Traktörlerinin Denenmesine İlgili Esaslar	179
7.1.1. Genel Kurallar	179
7.1.2. Traktörün Seçilmesi	180
7.1.3. Deneyin Ön Hazırlıkları	180
7.1.4. Kayruk Mili Gücü Ölçmeleri	181
7.1.5. Çeki Gücü Ölçmeleri	185
7.1.6. Dönme Özellikleri ve Ağırlık Merkezi Yerinin Saplanması	188
7.1.7. Fren Deneyi (Sadece Tekerlekli Traktörler İçin)	190
7.1.8. Gürültü Ölçmeleri	191
7.1.9. Hidrolik Kaldırma Düzenti Deneyi	192
7.2. Tarım Traktörleri İçin Karşıma Çevre ve Kaldırma Denenmesi	192
YARARLANILAN KAYNAKLAR	198

1. TRAKTÖRÜN ANLAMI VE GELİŞMESİ

1.1. Traktörün Anlamı

Kelime anlamıyla traktör (Tracteur) çeken demektir. Gerçekte de, önceleri traktörler sadece çeki işleri için düşünülmüştür. Daha sonra, tarımda ve tarım makineleri tekniğinde ortaya çıkan gelişmeler, traktörün yapısını önemli ölçüde etkilemiştir. Modern traktörler, diferansiyel kilidi, sağ-sol ayrılabilir fren pedalı, kuyruk mil, hidrolik kaldırma düzeni, kayış-kasnak mekanizması, ön yükleyici gibi donanımlar yardımıyla çok yönlü olarak kullanılmaktadırlar.

Günümüz traktörlerini tanımlamak gerekirse: traktör, tarımsal işlerin yapılmasında kullanılan tırtıllı, tekerlekli veya her ikisine de sahip, kendi yürür bir kuvvet makinasıdır. Traktör, kendisinin ve tarım makinelerinin çalıştırılabilmesi için bir kuvvet kaynağına sahiptir. Bu genellikle, bir içten yanmalı motor olmaktadır. Elektrik motorlarının da tarım traktörlerine uygulanmasına çalışılmaktadır. Ne varki, bu konuda henüz istenen düzeye varılmıyş değildir. Tarım traktörlerini diğer kara taşıtlarından ayıran en önemli özelliklerden birisi de hızlarıdır. Traktörlerin hızları, ülkelere göre değişmekle birlikte en fazla 35 km / h kadar olmaktadır. Kara taşıtlarında bu hız 70 ... 90 km / h olmaktadır.

Tarım işletmelerinin çok değişik özellikler göstermesi tarımsal işlerin çeşidini o kadar çok artırmıştır ki, bu işlerin yapılmasında yüzlerce tarım makinasına gereksinim vardır.

Tarım makinelerinin bir çoğu sabit bir yerde durarak iş yapmaktadır. Bunlara örnek olarak sapdöver, su pompası, değirmen, süt sağım tesisleri gösterilebilir. Bu tip makinalara hareket, traktör kayış kasnağı, ya da kuyruk milıyla verilebilmektedir. Ülkemizde imal edilenler, genellikle kayış-kasnak mekanizmasıyla hareket almaktadır.

Traktörün, ömrü boyunca yaptığı işlerin en büyük kısmını çeki işleri oluşturmaktadır. Bu işlerin başında da taşımacılık yer almaktadır. Traktör, iki ya da bir dingilli tarım arabasıyla, çiftlik içi taşımacılığın tümünü yapmaktadır. Çiftlikten pazara olan taşımada da en büyük pay, gene traktör-tarım arabası ikilisinin olmaktadır. Taşıma işlerinde hız 20...30 km/h değerine ulaşabilmektedir.

Pullukla sürme, ikileme, çapulama, ekme gibi çeki işlerinde genellikle traktör sadece çekme işini yapar, iş makinasını çalıştırmak için gücü iletmez. Ancak, bu gibi işlerde gereksinme duyulan kuvvet artmakta ve çalışma hızı düşmektedir. Değişen toprak koşullarında bu özellikleri ancak traktörler sağlayabilmektedir.

Üçüncü grup işlerde traktör, çeki ve iş makinasını çalıştırma işini bir arada yapmaktadır. Çok çeşitli olan bu grup tarım makinalarının önemlilerini şu şekilde sıralayabiliriz: Çayır biçme makinası, orak makinası, biçer bağlar, balya makinası, çekilir tip biçer-döver, patates hasat makinası, patates hasat makinası ve bu gibi.

1.2. Traktör ve Termik Motorların Tarımda Kullanılmasındaki Gelişmeler

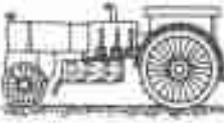
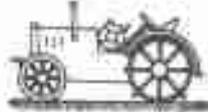
İnsan ve hayvan gücünün tarımsal işlerde kullanılması geniş alanlarda tarım yapılmasını sınırlandırmaktadır. Büyük iş makinalarını devreye sokmak, canlı kuvvet kaynaklarının kısıtlı güçleriyle mümkün olmamaktadır. Müşterek koşulla hayvan sayısını artırarak çeki gücünü artırma yönteminde ise, yaklaşık % 50'ye kadar, çeki kuvvetinde düşmeler olmaktadır. Bu durum, geçtiğimiz yüzyılda, tarımsal işlerde termik kuvvet kaynaklarının kullanılmasında ilk adım atılmasına neden olmuştur. Gelişmeler, Cetvel 1.1'de belirtildiği gibi, yüzyıllarda devam etmiştir.

Bu amaçla, ilk önce buhar makinasıyla çekilen kablolu çeki makinaları geliştirilmiştir. Bunların ortalama güçleri 65 kW civarında ve en düşük güçlülere de 50 kW olmuştur. Daha küçük güçlülere, yaptıkları işe göre, daha pahalı oldukları için tutunmamışlardır.

Kablolu çeki makinaları, genellikle pullukla sürüm işinde kullanılmıştır. Bu sistemde, buhar makinası tarımın kenarında durmakta ve bir kablo aracılığıyla terazili pulluğu çekmektedir. Sistem iki buhar makineli, veya bir buhar makineli olabilmektedir.

Kablolu çeki makinalarında kuvvet kaynağı olarak, daha sonraları, elektrik motoru ve içten yanmalı motorlar da kullanılmıştır.

Çizel 1.1. Termik motorların tarımda kullanılmamadaki gelişmeler.

İlk uygulama yılı	Sematik gösteriliş	Kuvvet kaynağı ve iş makinası
...		Çeki hayvanı ve hayvanla çekilen makineler
1852		Buhar makinası ve kablolu çeki makineleri
1880-1900		İçten patlamalı motorlarla tahrik edilen makineler
1907		Kendi yürütüle tarım makinası motorlu pulluk.
1920		Demir tekerlekli traktör.

Günümüzde de kablolu çeki makineleri buçurgat (özel kablo-kaşnak) sistemleri olarak, meyilli ve küçük bağ ve bahçe işletmelerinde önemini sürdürmektedir.

Kablolu çeki makinelerinden kurtulmak için atılan adımların en önemlisi motorlu pulluklar olmuştur. Motorlu pulluklarda, kuvvet kaynağı olarak kullanılan termik motor ve pulluk, üç tekerlekli bir çatı üzerine oturtulmuştur. Önde bulunan iki tekerlek muharrik olup, motorla irtibattadır. Arkada bulunan teker ise, dümenleme ve destek görevlerini yapmaktadır. Burada, artık traktöre doğru çok önemli bir adım atılmıştır. Ne var ki, makine sadece sürüm işinde kullanılmakta, diğer tarım işlerini yapamamaktadır.

Motorlu pullukların tarımda kullanılmaya başlamasıyla, bunların sakıncalı yönlerini giderecek, yeni bir çeki makinası, yani traktör düşüncesi de ortaya çıkmıştır. Traktörün çok değişik olan tarımsal

amaçlı çeki işlerinin tümünü yapabilmesi ve bu işlerin yapılabilmesi için gerekli makinaların traktöre bağlanıp ayrılabilmelerinin kolay olması istenmiştir. Bu amaçla, makinaların traktörün arkasına bağlanması uygun görülmüştür.

Başlangıçta sadece çeki işlerinde kullanılması amaçlanan tarım traktörlerinin bugünkü çok yönlü kullanıma seviyelerine gelmelerinde;

a) Makina yapım tekniği ve özellikle termik motorların gelişmesinin,

b) Tarımsal işlemlerin çok yönlü olarak gelişerek, traktörlerden daha fazla teknik isteklerde bulunmalarının,

c) Traktör denemeleri sonuçlarının iyi değerlendirilmesinin önemli etkileri olmuştur. Günümüz modern traktörleri tarım işletmelerinde, kuvvet makinasıyla yapılacak işlerin büyük bir çoğunluğunu yapabilecek durumdadırlar. Traktörün tarım işletmelerine girmesi, işletmelerin de çok yönden, kısa süre içinde gelişmesine neden olmuştur.

Traktörlerde görülen teknik gelişmeler genel hatlarıyla şu şekilde sıralanabilir (Cetvel 1.2):

a) Traktörlerin ağırlıklarında sürekli bir azalma gözlenmektedir. Güc yönünden ise, başlangıçta bir azalma olmuş yaklaşık son yirmi yıldır sürekli artma gözlenmektedir.

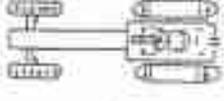
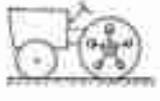
b) İlk traktörler yalnızca kasnak ve çeki işleri yapabilirken, modern traktörler bu işlerin yanında, tohum yatağı hazırlama, ekim, dikim, ikileme, çapalama, hasat, çukur açma, gübre yükleme ve bu gibi tüm tarımsal işleri yapabilecek durumdadırlar.

c) Eski traktörler, ancak arkadan çekilen ekipmanlara uygun iken; modern traktörler, aslı tip, traktör önüne ya da yanına bağlanabilen, traktöre monte edilen ekipmanları da çok rahat çalıştırabilmektedirler. Traktör kaldırma mekanizmaları önceleri elle çalıştırılmış, daha sonra mekanik kaldırma sistemleri kullanılmış, günümüzde ise değişik yetenek ve özelliklere sahip hidrolik sistemlerden yararlanılmaktadır. Hidrolik sistemlerdeki ve komuta sistemlerindeki değişikliklerle pulluk iş derinliğinin, çeki kuvvetinin ya da patinajın sabit kalması sağlanabilmektedir.

d) Değişik ilk hareket ve elektrik donanımlarının traktörlere uygulanmasıyla sürücülerin rahatlığı ve iş emniyetleri sağlanmıştır.

e) Başlangıçta demir tekerlekli olarak imal edilen tarım traktörlerinde, 1930 yıllarından itibaren lastik tekerlekler kullanılarak, traktörlerin daha iyi tutunmaları ve yüksek hızlarda çalışmaları sağlanmıştır.

Çizelge 1.2. Traktörlerde görülen gelişmeler.

İlk uygulama yılı	Sematik gösteriliş	Traktördeki gelişmeler
1925		Kuyruk milii ile güç çıkışı
1927		Yana bağlanan çayır biçme makinası
1927-1933		Latex tekerlek
1937		Traktöre monte edilen çapa aleti
1937		Hidrolik kaldırma sistemi
1950		Ön yükleyici
1950		Alet taşıyıcı traktör
1958		Hidrostatik tahrik
1965		Yük altında vites değiştirme

F) Eskiden traktörden iş makinasına güç iletilmesi sadece kasnak yardımıyla olurken, günümüz traktörlerinde bu görevi çoğunlukla standart yapı ve devir sayısına sahip kuyruk milii üstlenmiş durumdadır. Kuyruk milinin yanında hidrolik sistemden de güç çıkışı yapılabilmektedir.

g) Traktörlerin vites sayıları giderek artmıştır. İlk traktörlerde 3 ileri vites uygulanırken günümüz tarım traktörlerinde genellikle sekizin üzerinde vites bulunmakta, bazı traktörlerde ise ileri vites sayısı 16 ve daha yukarı sayılarda olabilmektedir. Vites sayısına bağlı olarak, traktörlerin hız bölgesi de iyice genişlemiştir. 0,2 km/h ile 20 km/h hızları sağlayabilen traktörler bulunmaktadır. Vites kutularında senkronizasyona gidilerek kullanma kolaylıkları da sağlanmıştır.

1.3. Dünyada ve Ülkemizde Traktör Sayılarındaki Gelişmeler

Traktörlerin teknik yönden gelişmeleri, iş yapabilme yeteneklerinin de gelişmesine neden olmuştur. Bu gelişim süreci içinde, tarım işletmeleri de gelişerek daha çok ve çeşitli tarım makinası kullanacak duruma gelmiştir. Traktör sayısı tüm ülkelerde yıllara göre önemli artışlar göstermiştir. Cetvel 1.5'de dünya traktör parkının kıtalar ve bazı makinaların bazı ülkelerdeki genel gelişimi görülmektedir.

Ülkemizdeki traktör parkının son yıllardaki değişimi, işlenen alan ve iş hacmi sayıları ile birlikte Cetvel 1.4'de görülmektedir.

1980 yılında 426.369 adet olan traktör varlığımızın tipleri ve güc dağılımları Cetvel 1.5'de, bölgelere göre traktör sayıları ise Cetvel 1.6'da verilmiştir.

Cetvel 1.5 Dünya traktör parkının kıtalar ve bazı ülkelerdeki en sıklıkla gelişimi.

Ülkeler ve Kıtalar	Yıllara göre traktör parkı sayısı			
	1969	1981	1991	1993
Amerika B.D.	4.619.000	4.767.666	4.800.000	4.800.000
Australya	330.034	327.000	316.000	315.000
Brezilya	115.400	522.000	730.000	735.000
Almanya	1.339.761	1.612.226	1.500.000	1.300.000
Fransa	1.209.013	1.460.500	1.460.000	1.460.000
Hindistan	90.000	393.117	1.060.012	1.195.013
İspanya	230.544	521.194	755.743	775.297
İtalya	582.214	1.058.787	1.455.813	1.430.000
Japonya	278.000	1.328.700	1.968.000	2.041.000
Polonya	192.723	620.724	1.178.760	1.155.600
Rusya	1.908.000			1.200.000
Türkiye	85.709	431.548	701.074	745.283
Yugoslavya	68.197	440.505	800.000	825.502
Yunanistan	57.000	141.520	215.750	215.750
Afrika	139.399	441.207	521.575	508.026
Asya	783.967	3.338.444	5.429.068	5.677.217
Batı Avrupa	5.198.399	6.442.773	10.027.618	9.615.900
Güney Amerika	408.336	887.158	1.216.798	1.227.865
Kuzey Amerika	5.372.394	5.656.522	5.826.727	5.834.181
Okyanusya	425.534	429.066	401.554	401.445
Dünya	15.146.606	21.786.376	26.003.536	25.703.904

Çizelge 1.4. İşlenen alan, ı hayvanı sayıs ve traktör sayıs.

Yıllar:	İşlenen alan (1000 ha)			İş hayvanları (çift sayıs)	Traktör (adet)
	Toplam	Ekilen	Notlar		
1960	21 264	11 101	7 959	2 647 895	41 136
1970	24 296	15 591	8 705	2 167 555	105 869
1980	24 576	16 370	8 188	1 988 345	436 369
1990	24 192	10 860	5 324	821 304	608 454
1995	23 509	18 475	5 124	717 133	776 863

Çizelge 1.5. 1995 yılında parkta bulunan traktörlerin güç dağılımı.

Traktör gücü BG (kW)	1...10 (0,7...7,4)	11...24 (8,1...17,3)	25...34 (18,4...24,8)	35...50 (25,8...36,8)	50 y (36,8 +)	Toplam
Dört tekerlekli traktör sayısı (adet)	2 641	10 960	32 535	389 023	287 616	771 975
Traktör gücü BG (kW)	1...7 (0,7...5,7)	8-11 (7,7 +)	—	—	—	—
İki tekerlekli traktör sayısı (adet)	1 022	3 445	—	—	—	4 467
Traktör gücü BG (kW)	1...23 (0,7...18,4)	26...40 (19,1...29,4)	41...60 (30,2...44,2)	61 + (44,2 +)	—	—
Tamamı traktör sayısı (adet)	31	39	135	213	—	421

Çizelge 1.6. Bölgesel güç traktör sayıları.

Bölge adı	Akdeniz Bölgesi	Doğu Anadolu Bölgesi	Ege Bölgesi	Güneydoğu Anadolu Bölgesi	İç Anadolu Bölgesi	Karadeniz Bölgesi	Marmara Bölgesi
Traktör sayısı (adet)	95 045	37 952	143 476	37 119	170 726	114 031	170 474

2. TRAKTÖRLERİN SINIFLANDIRILMASI

Traktörleri pek çok yönden sınıflandırma olanağı vardır. Önemli bazı sınıflandırmalar aşağıda verilmiştir.

2.1. Traktörlerin Yapısal Yönden Sınıflandırılması

Traktörler yapısal yönden,

- a) Standart traktörler,
- b) Sürücü oturma yeri önde olan traktörler,
- c) Taşıyıcı traktörler ve alet taşıyıcılar,
- d) Tırtıllı traktörler,
- e) Bir dingilli traktörler,
- f) Özel yapılı traktörler

olmak üzere 6 grupta toplanabilirler (Şekil 2.1).

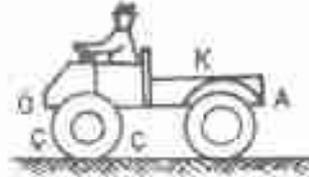
2.1.1. Standart Traktörler

İlk traktörler sadece, pullukla sürüm, biçerbağlarla hasat gibi ağır çeki işlerinde kullanılmışlardır. Bu görevi yapmak üzere projelene, ağırlık merkezinin yüksekliği az ve dingiller arası uzaklığı küçük, dört tekerleği bulunan traktörler, standard traktör olarak adlandırılmıştır (Şekil 2.2). Günümüz standard tarla traktörlerinde, dingiller arası uzaklık artarak 200 cm civarına yükselmiştir. Bu sayede ön yükleyici ile çalışırken arkaya konan karşı ağırlığın, üç nokta askı sistemine bağlı aletlerle çalışırken de öne konan ek ağırlıkların etkinlikleri artmıştır.

Dingiller arası uzaklığın büyümesi sonucu, dönme yarıçapının da buna bağlı olarak artmaması için, modern traktörlerde dümenleme etkinliği artırılmıştır. Ülkemizde üretilen traktörlerin çok büyük kısmı standard traktörler grubunu girmektedir.



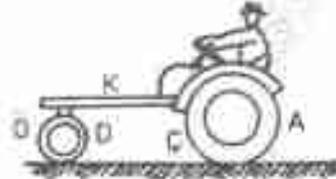
a) Standart traktör



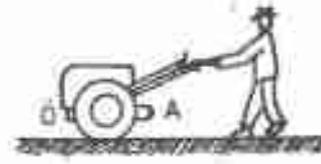
b) Sürücü oturma yeri öde alan traktör



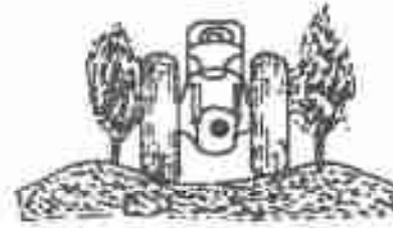
c) Taşıyıcı traktör ve alet taşıyıcı



d) Trüvü traktör



e) Bir dingilli traktör



f) Özel yapıtlı traktörler

Şekil 2.1. Traktör yapı şekilleri ve bunlara tarım atarçları bağlanabilme olanakları (Ö: Öne bağlama olanağı, D: Dingiller arasında bağlama olanağı, C: Çayır biçme makinası, K: Yük için kasa, A: Arkaya bağlama olanağı).



Şekil 2.2. Standart traktör.

Standart traktörlerde genellikle; motor, vites kutusu ve diferansiyel tek blok halinde yapılmaktadır. Bunların özgül ağırlıkları fazladır ve daha çok çeki işlerinde kullanılırlar. Genellikle, güçleri 18 kW'dan daha fazladır ve tarla işlerine uygun yapıdadırlar. Tarlada, çeki işleri yanında, kıyruk milinden hareket alan makineleri de çalıştırırlar. Kasnak tertibatları yardımıyla sabit makinelerin çalıştırılmasında da çokça kullanılmaktadırlar. Bu traktörler, taşıma işlerinde de kullanıldıklarından, hız kademeleri yüksek değerlere ulaşmaktadır.

2.1.2. Sürücü Oturma Yeri Önde Olan Traktörler

Sürücü oturma yerinin konumu bu traktörlerde, öne bağlanan aletler için mükemmel bir görüş alanı sağlamaktadır (Şekil 2.3). Önde ve arkada üç nokta askı sistemi bulunduğu için, aynı anda iki alet traktöre bağlanabilmekte ve her ikisi bir sürücü tarafından kullanılmaktadır. Sürücü yerinin arkasında bulunan devirmeli kasa ise, taşıma işinde ve hasat makinelerinin deposu olarak kullanılmaktadır. Ayrıca, yüksek hızları (60 km / h ve daha fazla), iki dingili de yaylanabilir



Şekil 2.3. Sürücü oturma yeri (inde olan traktör).

yapıları, dört tekerleğinin muharrik oluşu ve dengeli ağırlık dağılımları gibi üstün yönleri vardır. En önemli sakıncaları ise, arkaya bağlanan aletlere sürücünün erişme olanağının olmamasıdır. Satın alma bedellerinin çok yüksek olması da, ancak iyi düzenlenmiş, makineleşme seviyesi yüksek olan işletmelerde kullanılmalarını ekonomik kılmaktadır.

2.1.3. Taşıyıcı Traktörler ve Alet Taşıyıcılar

Dingiller arası uzaklığı artırılarak, araya tarım aletlerinin bağlanması olanağını veren traktörlere taşıyıcı traktör denilmektedir. Çapalama, seyreltme, boğaz doldurma gibi bakım çalışmalarında, aletin sürücünün görebileceği bir bölge olan dingiller arasına bağlanabilmesi, taşıyıcı traktörlerin, en önemli yararlı yönleridir. Bu traktörler, dingiller arası uzaklık, yükseklik ve diğer önemli ölçüler yönünden standartlaştırılarak, aletlerin değişik traktörlere uyumu sağlanmıştır. Aynı aletler, gerektiğinde, arkadaki üç nokta askı sistemine de bağlanabilmektedir.

Son yıllarda, taşıyıcı traktörler devreden çıkarak, yerini alet taşıyıcılara bırakmıştır. Alet taşıyıcılarda temel prensip, birden fazla aletin traktörün değişik yerlerine bağlanabilmesi ve bunların bir kişi tarafından kullanılmasının sağlanmasıdır (Şekil 2.4). Bu nedenle, motor, aktarma organları ve sürücü oturma yeri traktör arka dingiline çok ya-



Şekil 2.4. Alet taşıyıcı.

kın olarak yerleştirilmiştir. Ayrıca, dingiller arası uzaklığın da artırılmış olması, araya değişik aletlerin bağlanması ve kontrollerini kolaylaştırmıştır. Traktör önüne aynı anda bağlanmış bulunan aletler de sürücü tarafından rahatça kontrol edilebilmektedir. Araya ve öne bağlanan aletler özel yapıdadır. Arkada ise, standard bir üç nokta askı sistemi bulunmaktadır.

Çok sayıda tarım iş makinasının bir kişi tarafından, tek bir traktörle çalıştırılması, hem çalışma zamanından sağlanan tutum, hem de toprağın daha az basılması nedeniyle önemli olmaktadır. Alet taşıyıcılar, hasat makinaları ile birleştirilerek, kendi yürür kombine hasat makinaları durumuna da getirilebilmektedir. Birkaç iş makinasını bir arada çalıştırabildikleri için, arka, ön, ya da yanda olmak üzere 2 veya 3 kuyruk miline sahiptirler.

2.1.4. Tırtıllı Traktörler

Tırtıllı traktörler, tekerlekli traktörlere oranla, yüksek çeki kuvveti, düşük patinaj ve çok az toprak sıkışması sağlamaktadır. Özellikle tutunma koşulları iyi olmadığı zaman tekerlekli traktörlerin iş yapabilme yeteneği azalmakta ve verimleri düşmektedir. Koşulların daha da kötüleşmesi durumunda çalışma olanakları kalmamaktadır. Bu koşullarda çalışmayı sağlamak için, tırtıllı traktörler geliştirilmiştir.

Güçleri 7 ... 150 kW arasında ve kütleleri 1000 ... 20 000 kg arasında değişen tırtıllı traktörler imal edilmektedir. Hızları en fazla

10 km/h kadar olabilmektedir. Tırtıllı traktörlerin yararlı yönleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

a) Bu traktörler, geniş tırtıl yüzeyleriyle toprakla temas ettiklerinden özgül toprak basınçları ortalama olarak $0,3 \dots 0,5 \text{ daN/cm}^2$ kadardır. Geniş temas yüzeyi, ayrıca, mükemmel bir stabilite sağlamaktadır.

b) Tırtıllı traktörler ağırlıklarının tümünden tutunmada yararlanırlar. Aynı güç ve ağırlıktaki tekerlekli traktörlere göre çeki verimleri (randımanları) daha iyidir.

c) Her türlü toprak koşulunda yeterli etkinlikte çalışabilirler.

Tırtıllı traktörlerin sakıncalı yönleri de aşağıda belirtilmiştir:

a) Tırtıllı traktörler pahalıdır ve bakım masrafları yüksektir.

b) Büyük güçlü tırtıllı traktörlerde asma tip ekipman kullanılması zordur.

c) Özellikle taşıma işlerine (yüksek hızlara), tekerlekli traktörler kadar uygun değildirler. Sert yollarda, tırtıl pabuçlarının titreşim ve gürültüsü traktörün hareket hızını sınırlandırır.

2.1.5. Bir Dingilli Traktörler

Bir dingilli traktörler, genellikle, işletmeye yalnız olarak yeterli değildir (Şekil 2.5). En büyük tipleriyle bile, tüm tarımsal işleri yeterli yapabilme olanağı yoktur. Bazı tarımsal işler için uygundur. Bu traktörlerle işler uzun zamanda yapılmakta, insan iş gücü yönünden verimlilik iyice düşmektedir. En önemli sakıncaları ise, sürücüyü çok fazla yüklemeleridir.

Çok küçük dönme yarıçapları ile, bağ ve meyve bahçesi işletmeleri için idealdirler. İşletme çok küçük ise, tek başlarına yeterli olabilirler. Büyük bahçe işletmelerinde ya da karışık tarım yapılan işletmelerde diğer traktörlerle birlikte bulunmaları çok yararlı olmaktadır. Çok küçük tipleri, seralarda ve küçük bahçelerde rahatlıkla kullanılabilirler.

2.1.6. Özel Traktörler

Özel traktörlerin en önemlisi çapa işletiminde, bağ ve meyve bahçelerinde kullanılan traktörler olmaktadır.



Şekil 2.5. Bir dingilli traktörler ve çeşitli aletlerin bağlanma durumu.

Bağ ve meyve bahçeleri; toprak koşulları, arazinin meyili ve üzerindeki bitkiler yönünden tarla arazisinden tamamen farklı özellikler gösterirler. Bu ayrıcalıklar nedeniyle, bağ ve meyve bahçesi traktörlerinin aşağıdaki özelliklere sahip olması istenir:

- a) İz genişliği ayar olanakları fazla,
- b) Sıra aralarına girebilmek için toplam genişlikleri az,
- c) Meyve altlarına girebilmek için alçak yapılı,
- d) En küçük dönme yarıçapları küçük,
- e) Eksoz boruları, ağaçlara zarar vermemek için, aşağıya alınmış olmalıdır,
- f) Sürücünün dallardan zarar görmemesi için de, oturma yerleri özel örtü altına alınmalıdır.

Çapa bitkileri boylandıktan sonra yapılan ilaçlama ve çapa işleminde ise yüksek çatılı traktörler kullanılmaktadır. Bu traktörlerin bir diğer özelliği de ağırlıklarının az olmasıdır. Bu traktörlerde de dingiller arasına iş makinası bağlanabilmektedir.

2.2. Yürüme Organlarının Durumuna Göre Traktörlerin Sınıflandırılması

Yürüme organları bakımından traktörler iki ana grupta toplanırlar:

- Tırtıllı Traktörler,
- Tekerlekli Traktörler.

İlk defa tekerlekli traktörler imal edilmiş olup, günümüzde de, tarım traktörü denilince tekerlekli traktörler akla gelmektedir. Tekerlekli traktörlerin tırtıllı traktörlere oranla üstün yönleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

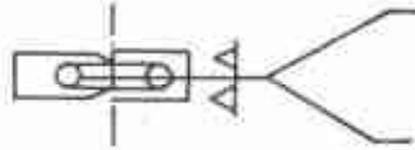
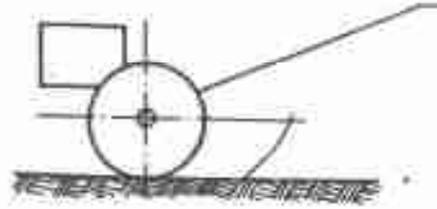
- a) Yol üzerindeki taşıma işlerine uygundur.
- b) Asıl ekipmanın bağlanma kolaylığı vardır.
- c) İz genişlikleri ayarlanabilir durumdadır.

Tekerlekli traktörleri tekerlek sayı ve durumlarına göre şu alt sınıflara ayırabiliriz:

- a) Bir tekerlekli traktörler.
- b) İki tekerlekli traktörler.
- c) Üç tekerlekli traktörler.
- d) Dört tekerlekli traktörler.

Bir tekerlekli Traktörler: Bunlara bir izli traktörler de denir. Küçük güçlü ve basit yapıdadırlar. Tek olan tekerlek muharriktir ve diferansiyel yoktur. Dümenleme işi, sürücünün tuttuğu kollar yardımıyla sağlanır. İş ekipmanları tekerlek ile tutamıklar arasında çapsiz tesbit edilir (Şekil 2.6).

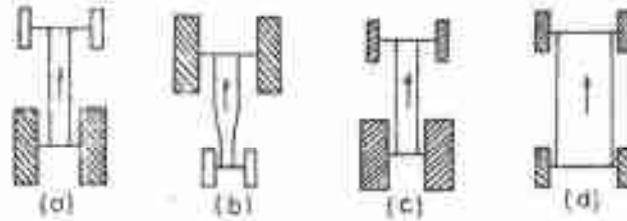
İki tekerlekli Traktörler (Bir Dingilli Traktörler): İki muharrik tekerleği olan bu traktörler çok yaygındırlar. Dört tekerlekli traktörlere oranla daha ucuz ve daha basit yapıdadırlar. Ekipman tekerleklerin arkasına bağlanmakta ve bir nevi dayanak noktası teşkil etmektedir. Bazı ekipmanların takılmasında tekerleklerin çıkartılması gerekmektedir.



Şekil 2.6. Bir tekerlekli traktör.

Üç Tekerlekli Traktörler: Değişik uygulama şekilleri vardır. Arkada muharrik tekerlekler ve önde bir dümenleme tekerleği olan tipleri kullanılmıştır. Ülkemiz yönünden önemli değildir.

Dört Tekerlekli (İki Dingilli) Traktörler: Tekerlekli traktörlerin en çok kullanılan tipi dört tekerlekli traktörlerdir. Çoğunlukla dört tekerleğin ikisi muharrik ve diğer ikisi de dümenleme tekerleğidir. Dört tekerleği muharrik olan tipleri de vardır. Tekerleklerin yerleşme durumu Şekil 2.7'deki gibi olabilmektedir.



Şekil 2.7. Dört tekerlekli traktörlerde tekerleklerin yerleşme durumu (a: Arka tekerlekler muharrik, b: Ön tekerlekler muharrik, c: Farklı büyüklükte dört tekerlek muharrik, d: Eşit büyüklükte dört tekerlek muharrik).

Şekil 2.7.a da ön tekerlekler daha küçüktür ve dümenleme işini yaparlar. Arka tekerlekler daha büyüktür ve muharriktirler. Bu tip traktörlere standart tip traktörler denilmektedir. (b) de ise, ön tekerlekler muharriktir. (c) de farklı büyüklükte tekerleği bulunan dört tekerleği muharrik traktör ve (d) de eşit büyüklükte tekerleği bulunan dört tekerleği muharrik traktör görülmektedir.

2.3. Traktörlerin Güçlerine Göre Sınıflandırılması

Traktörlerin güçleri yönünden sınıflandırılması OECD (Organization Economic Cooperation and Development) tarafından aşağıdaki şekilde yapılmıştır.

- a) İki tekerlekli traktörler:
5 BG (3,7 kW) e kadar (5 BG dahil) motor gücüne sahip olan iki tekerlekli traktörler,
5 BG (3,7 kW) den büyük güçlü traktörler.
- b) İkidenden fazla tekerlekli traktörler:
10 BG (7,4 kW) e kadar motor gücüne sahip traktörler,
11 ... 24 BG (8,1 ... 17,7 kW) arasında güce sahip traktörler,
25 ... 34 BG (18,4 ... 25,0 kW) arasında güce sahip traktörler,
35 ... 50 BG (25,8 ... 36,8 kW) arasında güce sahip traktörler,
50 BG (36,8 kW) den fazla güçlü traktörler.
- c) Tırtıllı Traktörler:
25 BG (18,4 kW) e kadar motor gücüne sahip traktörler,
26 ... 40 BG (19,1 ... 29,4 kW) güce sahip traktörler,
41 ... 80 BG (30,2 ... 59,0 kW) güce sahip traktörler,
80 BG (59,0 kW) den fazla güçlü traktörler.

Dört tekerlekli traktörler, başka bir sınıflandırmada ise, güc, ağırlık ve diğer önemli özellikleri yönünden 5 sınıf içinde toplanmaktadır. Bu sınıfların içerdiği önemli nitelikler Cetvel 2.1'de verilmiştir.

Çerçev 2.1. Dört tekerlekli (iki dingili) traktörlerin büyüklüklerine göre sınıflandırılması.

Traktör büyüklük sınıfı	I	II	III	IV	V
Motor gücü (kW) (BG)	18 ... 28 25 ... 38	25 ... 45 34 ... 61	40 ... 60 54 ... 82	55 ... 75 75 ... 102	70 ... 120 95 ... 163
Traktörün ağırlığı (daN) İzin verilen toplam ağırlık (daN)	2280 den az 4100 den az	3525 den az 5000 den az	3960 den az 6000 den az	5000 den az 6500 den az	5000 den fazla 7500 den fazla
Arka dingile gelebilecek en fazla ek yük (daN)	1000	1250	1500	1300	1500
Arka lastikler-muharrik	9,5 - 32 12,4 - 28	16,9 - 30 12,4 - 32	13,6 - 36 16,9 - 34	16,9 - 34 18,4 - 34	20,8 - 38 16,9 - 34
Ön lastikler — yalnız dümenleme — dümenleme + muharrik	6 - 16 —	7,5 - 16 10,5 - 20	6,5 - 20 11,2 - 24	7,5 - 20 12,4 - 24	— 14,9 - 28
En fazla çeki kuvveti (daN) ($\mu = 0,65$ düz anız tarla koşulunda)	2150	2600	3100	4200 (dört tekerlekli muharrik)	8000 (dört tekerlekli muharrik)
Özgül traktör ağırlığı (daN/kW) (en fazla)	158	135	130	93	70
Çıkarılabilir yük kaldırma kuvveti (daN)	1 (2) 2100	1 (2) 3280	2 (1) 3800	2 (3) 5200	1 (2) 5900
Ön yükleyici-büyüklüğü —kaldırma kuvveti (daN)	2 700	3 900	3 süper 1100	3 süper 1400	— —

3. TRAKTÖRLERİN ANA YAPI ELEMANLARI

Traktörlerin ana yapı elemanları; motor, kavrama, aktarma organları, yürüme organları, dümenleme organları ve fren donanımlarıdır (Şekil 3.1).

3.1. Motor

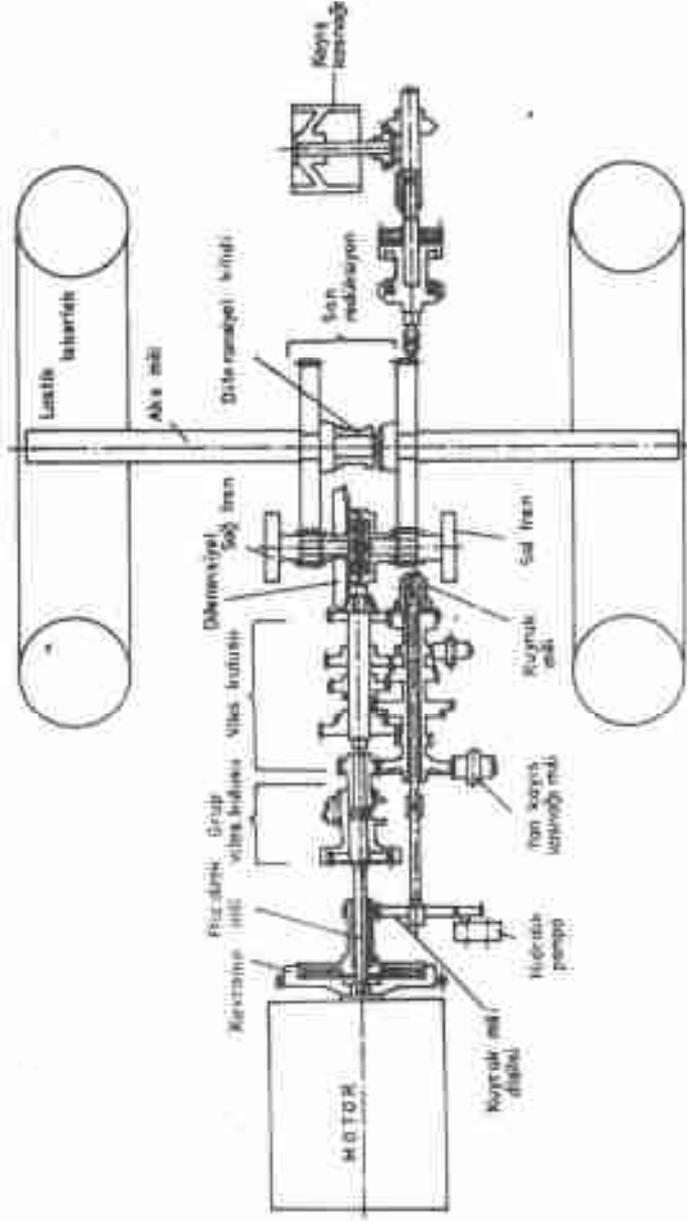
Motor, traktörün güc kaynağı olduğu için en önemli elemandır. Motorun birçok özelliği, traktörün verimli, uygun ve kaliteli iş yapmasını etkiler. Örneğin, özgül yakıt tüketimi yüksek bir motora sahip traktörle yapılan işler daha pahalı olmaktadır.

Traktörlerde iki zamanlı, dört zamanlı, içten patlamalı ve içten yanmalı motorların tüm tiplerine rastlanmakta ise de, en fazla dört zamanlı içten yanmalı motorlar kullanılmaktadır.

Bir dingilli traktörlerde genellikle iki ve dört zamanlı içten patlamalı motorlar kullanılmakta, standart tarla traktörlerinde ve büyük tırtıllı traktörlerde ise dört zamanlı içten yanmalı motorlar kullanılmaktadır.

Traktör motorunun gövdeye (aktarma organlarına) bağlanmasında monoblok sistem çok yaygın olarak uygulanmaktadır. Motoru gövdeye bağlayan flanşlarda bir normlaştırmaya gidilmiş bulunmaktadır.

Yakıt tüketiminin azaltılması, birim silindir hacmine düşen gücün artırılması ve traktör özgül ağırlığının (birim güce düşen ağırlığın) azaltılabilmesi için yapılan çalışmalar, traktör motor devir sayılarının ve silindir sayılarının artarak motor ağırlığının azalmasını sağlamıştır. Kuyruk mili devir sayısının standart olması nedeniyle de, traktör motor devir sayıları ve buna bağlı olarak da motor yapıları arasındaki farklılık fazla değildir. Tüm konstrüktif çalışmalar, hafif fakat sağlam



Şekil 3.1. Traktörün bulaşma organları.

bir yapı ile her an işletmeye hazır olan, işletme emniyeti bulunan, uzun ömürlü ve işletme masrafları az olan motorun geliştirilmesi için olmaktadır. Kullanılacak yakıt ve yağın kolay bulunur ve ucuz olması da önemli konulardandır.

Traktör Motorlarında Önemli Değerler:

- Gücü 4,5 kW dan küçük içten patlamalı motorlar, bir dingilli traktörlerde,
- Gücü 4,5 kW dan büyük içten yanmalı motorlar, tüm traktör tiplerinde kullanılmaktadır.
- Bir litre strok hacmine düşen güç (kW / l): İçten patlamalı dört zamanlı motorlarda; $n = 3000$ d / d için 15 ... 20 kW / l. $n = 4000$ d / d için 24 kW / l.
- İçten yanmalı dört zamanlı motorlarda; $n = 1500$... 2200 d / d için 8 ... 11 kW / l (maksimum değer olarak 14 kW / l) olmaktadır.
- İki zamanlı içten yanmalı motorlarda, $n = 2200$ d / d için 15 ... 18 kW / l.
- İki zamanlı içten patlamalı motorlarda, $n = 3000$ d / d için 18 ... 30 kW / l olmaktadır.
- Bir litre strok hacmine düşen ağırlık 1100 ... 2200 N / l olmaktadır.
- Motor özgül ağırlığı (1 kW başına düşen ağırlık) 80 ... 265 N / kW kadardır.
- Ortalama piston hızı 5,5 ... 8 m / s (ortalama değer olarak 7,50 m / s alınabilir) ve
- Strok / Silindir çapı oranı 1,10 ... 1,50 arasında yer almaktadır.

3.1.1. Motorla İlgili Önemli Bağlıntılar

Strok Hacmi ve Sıkıştırma Oranı:

$$V_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \cdot 10^3 \approx 785 \cdot D^2 \cdot H \quad (1)$$

$$\Sigma V_n = V_b \cdot i \approx 785 \cdot D^2 \cdot H \cdot i \quad (2)$$

$$e = \frac{V_b + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_b}{V_c} \quad (3)$$

Bu bağıntılarda:

V_b : Bir silindirin strok hacmi (l),

D : Silindir çapı (m),

H : Strok (m),

ΣV_b : Toplam strok hacmi (l),

i : Silindir sayısı,

e : Sıkıştırma oranı,

V_c : Silindire ait sıkıştırma odası hacmi (l) dir.

Güç ve Moment:

Dört zamanlı motorlarda:

$$N_t = \frac{V_b \cdot n \cdot p_t}{900} \quad (\text{BG}) \quad (4)$$

$$N_t = \frac{V_b \cdot n \cdot p_t}{2} \quad (\text{kW}) \quad (5)$$

İki zamanlı motorlarda:

$$N_t = \frac{V_b \cdot n \cdot p_t}{450} \quad (\text{BG}) \quad (6)$$

$$N_t = V_b \cdot n \cdot p_t \quad (\text{kW}) \quad (7)$$

Dört ve iki zamanlı motorlarda:

$$N_e = N_t \cdot \eta_m \quad (8)$$

$$N_e = \frac{M_t \cdot n}{716.2} \quad (\text{BG}) \quad (9)$$

$$N_e = \frac{M_t \cdot n}{159.1} \quad (\text{kW}) \quad (10)$$

$$N_e = \frac{M_t \cdot n}{9550} \quad (\text{kW}) \quad (11)$$

Bu bağıntılarda;

- N_i : Endike güç (BG, kW),
 V_h : Toplam strok hacmi (l),
 n : Motor devri (d/d, d/s),
 p_i : Ortalama endike iç basınç (kp/cm², MPa),
 N_e : Anma gücü (effektif güç) (BG, kW),
 η_m : Mekanik verim (tesir derecesi),
 M_i : Dönme momenti (kpm, Nm) dir.

Yakıt Tüketimi:

$$b_v = \frac{B}{N_e} \quad (12)$$

$$b_v = \frac{632}{H_u \cdot \eta_T} \text{ (kg/BGh)} \quad (13)$$

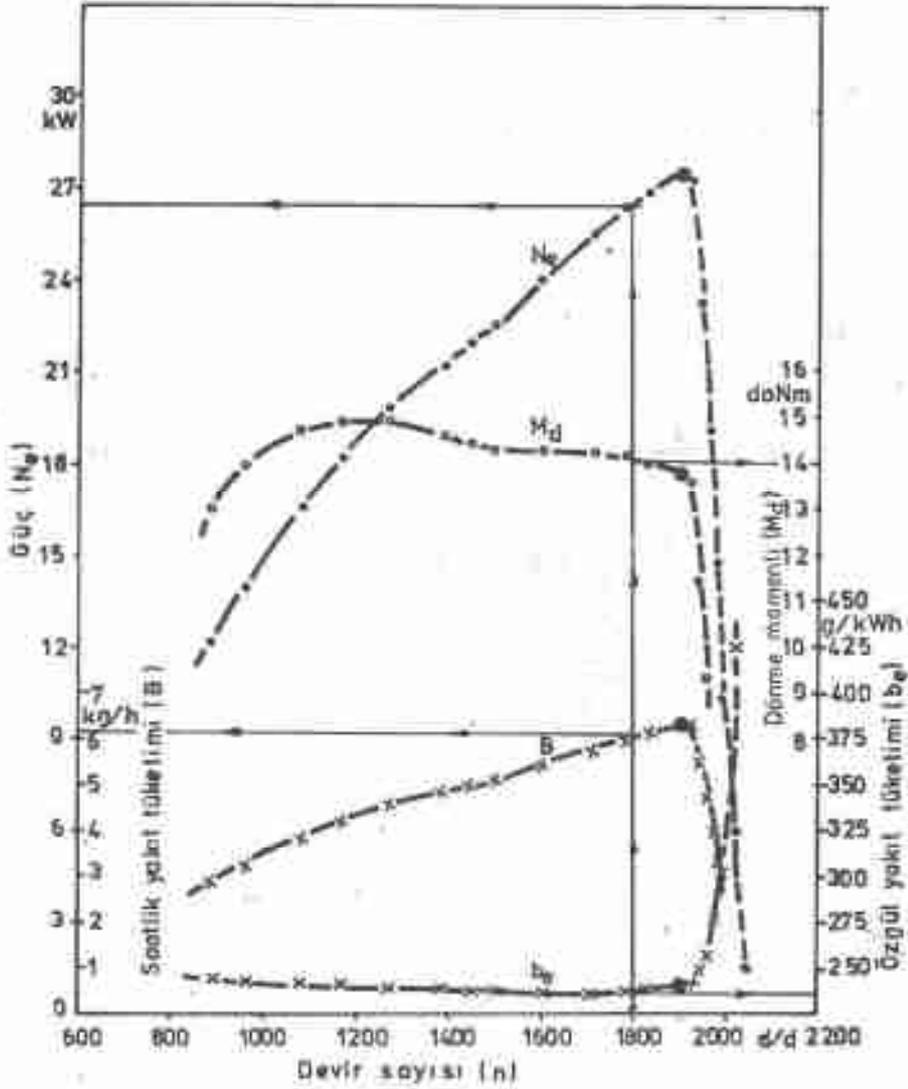
$$b_v = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_T} \text{ (kg/kWh)} \quad (14)$$

Bu bağıntılarda;

- b_e : Özgül yakıt tüketimi (kg/BGh, kg/kWh),
 B : Yakıt tüketimi (kg/h),
 N_e : Anma gücü (effektif güç) (BG, kW),
 H_u : Yakıtın özgül ısı (kcal/kg, kJ/kg),
 η_T : Toplam verim'dir.

3.1.2. Motora İlişkin Karakteristik Eğriler

İçten yanmalı bir motora ilişkin karakteristik eğriler Şekil 3.2'de görülmektedir. Şekilden anlaşılacağı gibi, devir sayısına bağlı olarak efektif motor gücü (N_e), dönme momenti (M_d), saatlik yakıt tüketimi (B) ve özgül yakıt tüketimi (b_e) motorun işletme özelliklerini belirleyen eğrilerdir. Bu eğrilerin çıkarılmasında motorun gaz pedalı tam açık olduğu için, devir sayısının değiştirilmesi motorun yüklenmesi ile olmaktadır. Şu halde, motor tam gaz durumunda iken, belirli bir devir sayısındaki efektif motor gücü, dönme momenti, saatlik yakıt tüketimi ve özgül yakıt tüketimi değerlerini grafiklerden bulmak mümkündür.

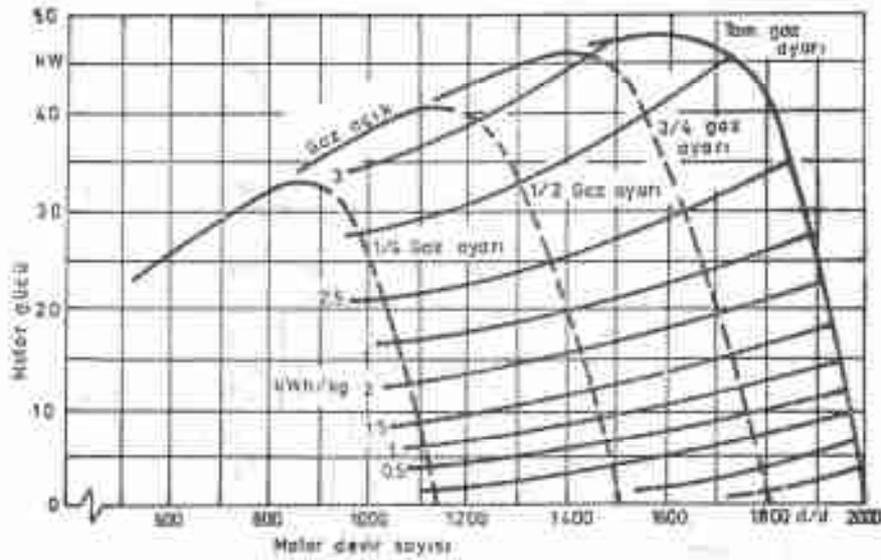


Şekil 3.2. İçten yamalı bir motora ilişkin karakteristik eğriler.

Örneğin; 1800 d / d motor devrinde, efektif motor gücü 26,4 kW, dönme momenti 14 daNm, saatlik yakıt tüketimi 6,2 kg / h ve özgül yakıt tüketimi 235 g / kWh değerlerini almaktadır.

Çok yönlü tarımsal faaliyetlerde değişik motor güçlerine gerek duyulması nedeniyle, genellikle, tarım traktörleri değişik oranlardaki

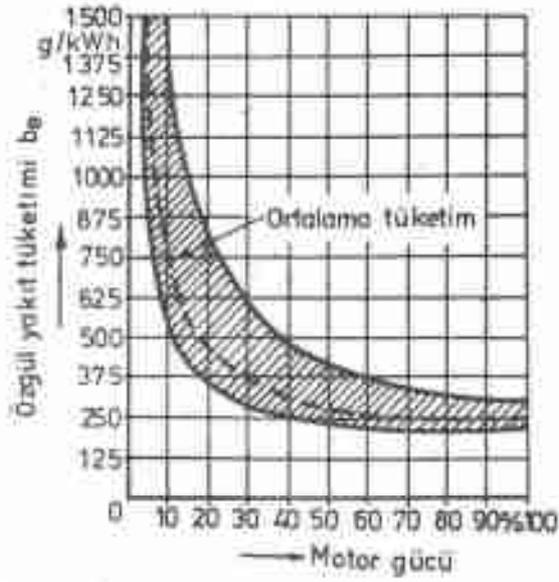
düşük güçlerde çalışırlar. Motor devir sayısı ve gücün ayarlanması, gaz kontrol kolu ya da regülatörlerle sağlanmaktadır. Gazın açıklık oranına bağlı olarak, motorun efektif güç eğrileri ve birim yakıttan elde edilen iş miktarları Şekil 3.3'de olduğu gibi değişmektedir. Şekilde yatık olarak verilen eğriler 1 kg yakıtla elde edilecek iş miktarlarını kWh olarak göstermektedir. Anlaşılacağı gibi, gereksinime duyulan gücü, mümkün olan en küçük gaz rejimiyle elde etmek en ekonomik olmaktadır. Örneğin 25 kW motor gücü 1/4 gaz durumunda elde edilirse, 1 kg yakıttan 2,62 kWh iş elde edilirken; aynı güç tam gaz durumunda elde edilirse 1 kg yakıttan 2,12 kWh iş elde edilmektedir.



Şekil 3.3. Kısmi gazda yakıt tüketimi.

Sabit motor devrinde, motor yüklenmesine bağlı, özgül yakıt tüketimi değişimi Şekil 3.4'de verilmiştir. Görüldüğü gibi motor yüklenmesi % 100'e doğru arttıkça, özgül yakıt tüketimi azalmaktadır.

Traktörler, çeki kuvveti ve kayruk mili gesei yönünden çok farklı yüklenirler. Yıl boyunca yapılan çeşitli tarımsal işlerde motorun hangi yüzde değerleriyle ne kadar yüklendiği, o işdeki toplam çalışma zamanının yüzdesi olarak Cetvel 3.1'de verilmiştir. Cetvel hazırlanırken hem değişik büyüklükteki işletmeler, hem de farklı büyüklükteki



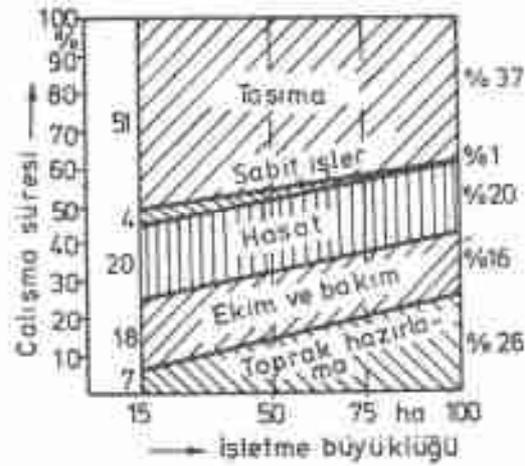
Şekil 3.4. Dört zamanlı içten yanmalı traktör motorlarında, sabit motor devrinde, motor yüklenmesine bağlı yakıt tüketiminin değişimi.

Çizelge 3.1. Traktör motor yüklenişinin çalışma zamanı ve çalışma tipine bağlı değişimi.

Effektif Motor Gücü Ne nin % si olarak Gerekli Güç	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Yapılan işteki toplam çalışma zamanının % desini olarak yüklenme süresi:	Kesek kırma	8		11	70	11				
	Pullukla sürüm	8	12			5	15	40	15	5
	Kültürvâcikle çalışma	8	12			5	15	40	15	5
	Tırmak çekme	12			80					
	Ekim	25			75					
	Çiçir	5	20	30	40	5				
	Çiçir biçme	15	85							
	Biçir bağlarla hasat	25				75				
	Otlar çevirme, namla yapma	6	46	48						
	Potates Hasadı	15	15		70					
	Panzer hasadı	9	14		77					
	Tagımı	25	8	5	10	20	5	5	10	7

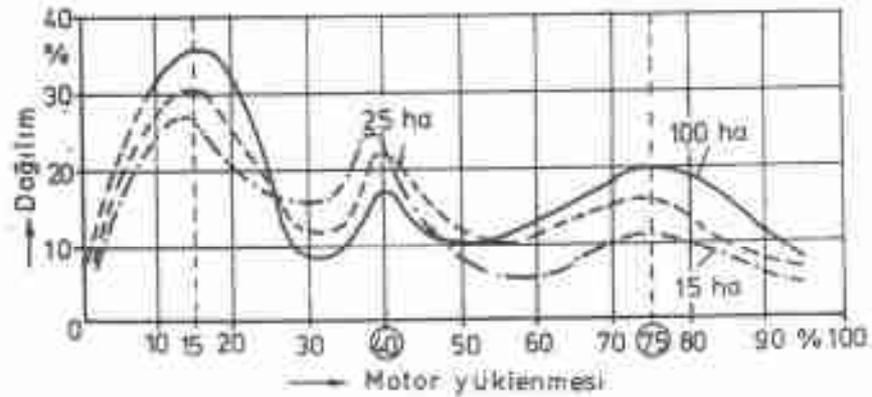
traktörler göz önüne alınarak onların ortalama değerleri hesaplanmıştır. Sık bir şekilde rastlanan dönüşte geçen boş zamanlar, arıza ve bakım için geçen zamanlar, doldurma ve boşaltma zamanları göz önüne alınmamıştır.

Beş ana çalışma grubunda traktörün kullanılma süreleri ise işletme büyüklüğüne bağlı olarak Şekil 3.5'de verilmiştir.



Şekil 3.5. İşletme büyüklüğüne bağlı olarak traktörün çeşitli işlerdeki çalışma süresi (% olarak).

Motor yüklenmesinin efektif motor gücünün % desini olarak dağılımı ise Şekil 3.6'da verilmiştir. Şekilden görüleceği gibi, işletme bü-



Şekil 3.6. Tarım traktörleri motorlarının yüklenme durumları.

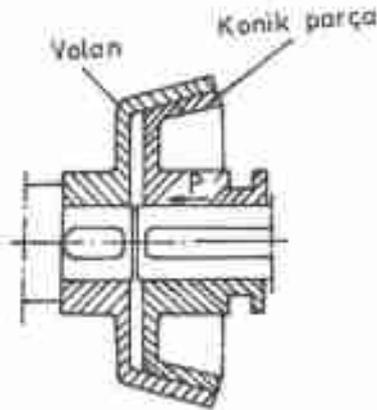
yüklüğüne bağlı olmaksızın, motor yüklenmesi en fazla % 15, % 40, ve % 75 değerlerinde olmaktadır. Lastik tekerlekli bir traktörün ortalama motor yüklenişinin % 40 civarında olduğu söylenebilir.

3.2. Kavrama

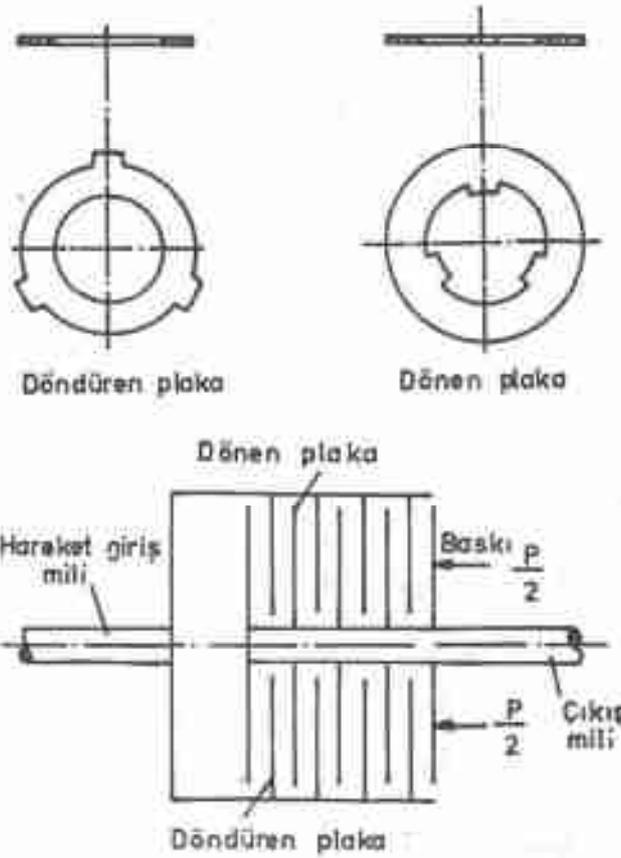
Kavramalar, motor ile vites kutusu arasında çözülebilir bir bağlantı sağlamaktadır. Kavrama pedalına (debriyaj pedalına) basıldığında motor ile vites kutusu arasındaki bağlantı çözülmekte, yani motordan aktarma organlarına güç iletimi olmamaktadır. Bu sırada vites değiştirme sağlanmaktadır. Tarım traktörlerinde genellikle mekanik ve hidrolik kavramalar kullanılmaktadır.

3.2.1. Mekanik Kavramalar

Mekanik kavramalarda esas, dönme momentinin sürtünme yoluyla iletilmesidir. Bu kavramaların gelişmesinde, konik kavramalar (Şekil 3.7), çok plakalı metal kavramalar (Şekil 3.8) aşamasından geçerek tek veya çok diskli balatalı kavramalara gelinmiştir. Konik kavramalarda ve çok plakalı metal kavramalarda metal, metale karşı çalıştığı için aşınma yüksek olmakta ve sürtünme katsayısının küçük olması güc iletimini zorlaştırmaktadır. Bu nedenle, ana kavrama olarak, günümüzde kullanılmazlar.



Şekil 3.7. Konik kavrama.

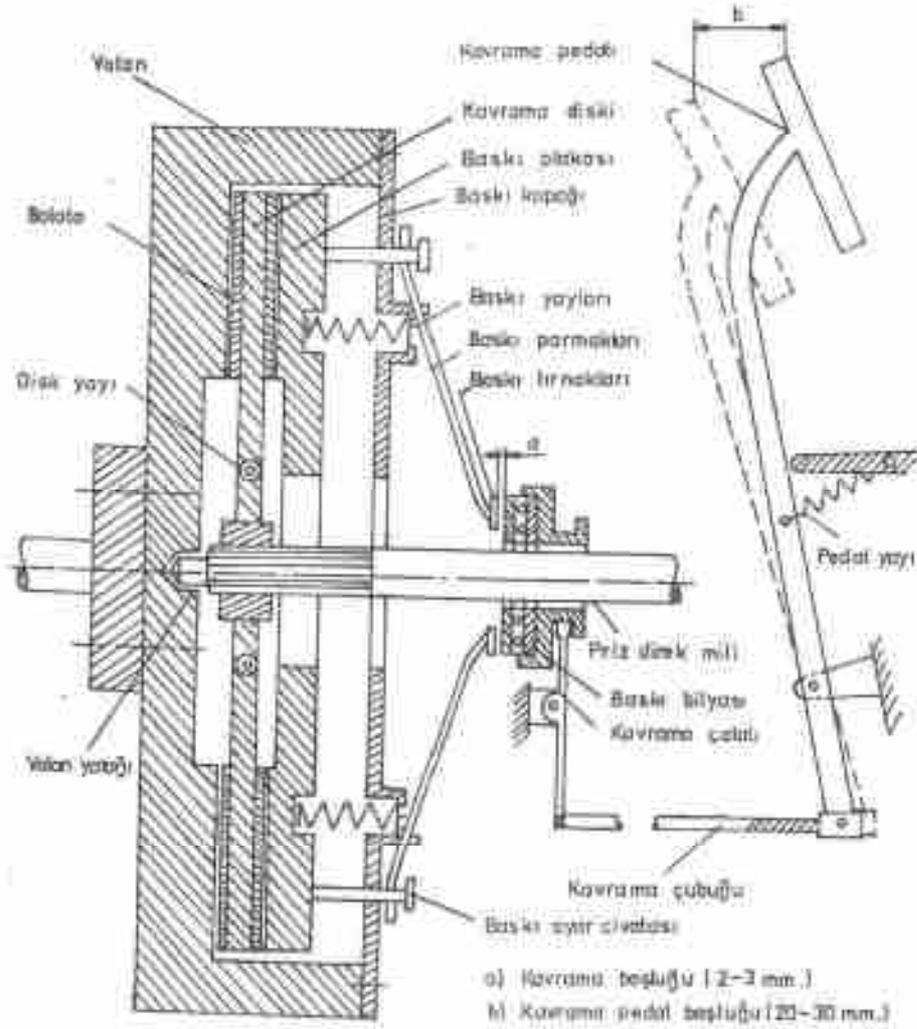


Sekil 3.8. Çok plakalı metal kavrama.

Günümüz traktörlerinde çokça kullanılan balatalı kavramalarda prensip; iki metal yüzey arasında, her iki yüzüne sürtünmeyi artırmak için balata çakılmış bir diskin, akıştırılarak moment iletimine dayanmaktadır. Metal yüzeylerden birisi motor volanı, diğeri ise baskı plakasının iç yüzeyidir. Volan ve baskı plakası birbirine civata ile rijit olarak bağlı olduğundan birlikte dönmektedirler. Aralarında duran debriyaj diski, ortasından priz-direk mili (vites kutusu giriş mili) ile çok kamalı bir göbekte irtibatlıdır. Kavramanın ayırma ve kavrama durumları, volan ile baskı plakası arasındaki uzaklığın değiştirilmesiyle sağlanmaktadır. Motor volanı, bu amaçla yatay yönde hareket edemeyeceğine göre, baskı plakasının hareketiyle disk üzerine yapılan basınç azaltılmakta, ya da tamamen kaldırılmaktadır.

Baskı plakasının disk üzerine basması baskı yaylarıyla sağlanmaktadır. Baskı yayları, çevrede dizilmiş durumda ve çok sayıda olabileceği gibi merkezde ve bir adet de olabilir. Merkezde bulunan yay helazon, ya da disk (diyafram) şeklinde olabilir.

Şekil 3.9'da tek diskli bir kavramanın genel yapısı şematik olarak görülmektedir.



Şekil 3.9. Tek diskli bir kavramanın şematik yapısı.

Tek plakalı bir kavrama genel olarak üç parçadan oluşmaktadır. Baskı kapağı (debriyaj kapağı da denir), baskı plakası ve baskı parmakları, kavrama plakası (kavrama diski).

Baskı kapağı pik döküm, temper döküm ya da hafif yapı için sacdan yapılmaktadır. Baskı yayları için kapak üzerinde yuvalar bulunmakta ve civata ile volana bağlanmaktadır. Baskı parmakları da kapak üzerine yataklandırılmıştır. Baskı plakası genellikle pik döküm olarak imal edilmektedir.

Kavrama plakası, bir disk ve üzerine perçin ile çakılmış balatalardan oluşmaktadır. Diskin göbeği çok kamalı bir yapıdadır. Göbek ile disk, rijit (perçinle) ya da esnek bir kavrama için yaylı bir şekilde bağlanmış olabilmektedir (Şekil 3.10).

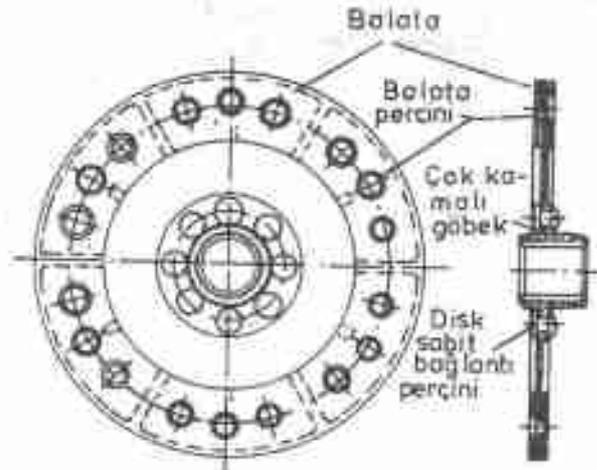
Kavrama diski üzerindeki balatalarla, baskı arasındaki sürtünme katsayısı $\mu = 0,2 \dots 0,3$ olmaktadır. Çalışma sıcaklığı ve ortamdaki yağ katsayısı etkilemektedir. Baskı plakası tarafından sağlanan basınç $20 \dots 30 \text{ N/cm}^2$ arasında değişmektedir. Kavramayı sağlayan disk ile baskı arasındaki maksimum hız 20 m/s kadardır. Yani, kavrama başlangıcında, baskı plakası en dış noktasının hızı 20 m/s yi aşmamalıdır. Bu nedenden dolayı ki, kavrama başlangıcında motor düşük devirde çalıştırılır. Kavrama olduktan sonra hız yükseltilir. Yine bu nedenle, yüksek devirli motorlarda kavrama dış çapı fazla büyütülemez.

Örnek: Maksimum sürtünme çevre hızı 18 m/s olan bir kavramada, kavramaya 1000 d/d da başlanılıyor ise diskin en büyük çapı kaç mm olmalıdır.

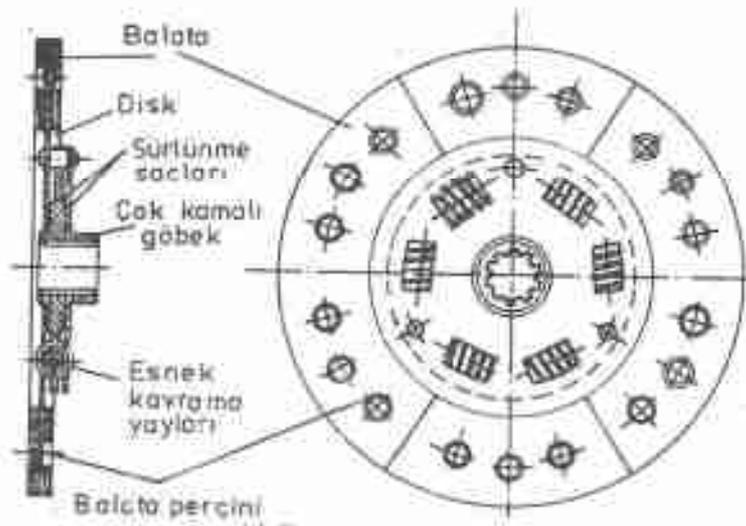
$$\text{Çözüm: } v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad D = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot n} = \frac{18 \cdot 60}{3,14 \cdot 1000} = 0,344 \text{ m}$$

$$D = 344 \text{ mm}$$

Kavramanın ayırmasını sağlamak için, baskı parmaklarına basarak bunların, baskı plakasının diske yaptığı basıncı kaldırmalarını sağlamak gerekmektedir. Bu amaçla, sürücü pedala bastığında, manivela kolları aracılığıyla baskı bilyasını ileri doğru iterek baskı tırnaklarına sürtmesini sağlamaktadır. Baskı parmakları da, baskı yaylarını sıkıştırarak, plakayı geriye doğru çekince, kavrama ayırmaktadır.



a) Sabit kavrama diskli



b) Esnek kavrama diskli

Şekil 3.10. Kavrama diskleri.

3.2.2. Mekanik Kavramada Temel Hesaplar

Kavrama hesapları yapılırken, traktörün atalet kuvvetlerinin yaratacağı ek momentler de göz önüne alınarak, motor momentinin 1,75 ... 2 katı esas alınır.

Kavramanın gereğinden küçük çaplı olması yeterli iletimi sağlamayarak kısa sürede balata ve baskının aşınmasına neden olur. Gereğinden büyük diskler ise, esnek bir kavrama yerine daha sıkı bir kavrama ile aktarma organlarının aşırı yüklenmesine neden olurlar.

Kavrama diski balatalarının oluşturduğu dairenin orta (nötür) çemberinde etkili olan çevre kuvveti;

$$P_n = \frac{M_k}{R_s} \quad (15)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Burada,

P_n = Orta çemberde (nötür çemberde) etkili çevre kuvveti (N),

M_k = Kavrama dönme momenti (motor dönme momentinin 1,75 ... 2 katı) (Ncm),

R_s = Orta çember yarıçapı (cm) dir.

Orta çember yarıçapı R_s aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$R_s = \frac{2}{3} \left(\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right) \quad (16)$$

Burada,

R : Balataların dış çemberleri yarıçapı (cm),

r : Balataların iç çemberleri yarıçapı (cm) dir.

Pratikte r/R oranı 0,6 ... 0,7 arasında alınmaktadır.

P_n çevre kuvvetinin taşınabilmesi için kavrama yay veya yayların sağlayacağı toplam kuvvet;

$$P_f = p \cdot F = \frac{P_n}{\mu (n + 1)} \quad (17)$$

bağıntısıyla hesaplanabilir. Burada,

P_f : Kavrama yaylarının sağladığı toplam kuvvet (N),

- p : Balatalara gelen yüzey basıncı (N/cm^2),
 F : Balataların toplam yüzey alanı (cm^2),
 P_u : Nötür (orta) çemberde etkili çevre kuvveti (N),
 μ : Sürtünme katsayısı
 n : Disk sayısı, ya da plaka sayısıdır.

Sürtünme katsayısı μ , yapım malzemelerine ve yağlı ya da yağsız ortamda çalışmaya bağlı olarak değişmektedir. Hesaplamalarda 0,25 olarak alınabilir. Kesin hesaplar için kavrama balatası üreten firmaların verdiği değerlerden yararlanır.

Balata yüzey alanı $F = \pi (R^2 - r^2)$ bağıntısıyla bulunur.

Balata yüzey basıncı (p), $r/R = 0,6 \dots 0,7$ oranı da göz önüne alınarak $20 \dots 30 N/cm^2$ arasında seçilir.

17 numaralı bağıntıdan çevre kuvveti çekilirse

$$P_u = p \cdot F \cdot \mu (n + 1) = p \cdot \pi (R^2 - r^2) \mu (n + 1) \quad (18)$$

elde edilir.

Eşitlik 15, 16 ve 18 deki değerlerden yararlanarak,

$$M_k = P_u \cdot R_0 = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \cdot p \cdot \pi (R^2 - r^2) (n + 1) \mu$$

yazılabilir. Burada kısaltmalar yapılırsa,

$$M_k = \frac{2}{3} (R^3 - r^3) p \cdot \pi (n + 1) \mu \quad (19)$$

sonucuna varılır.

$r = 0,65 R$ olarak 19 nolu bağıntıda yerine konulursa,

$$R = \sqrt[3]{\frac{3 M_k}{1,450 \cdot p \cdot \pi (n + 1) \mu}} \quad (cm) \quad (20)$$

bulunur.

Yukarıdaki bağıntıyla hesaplanan debriyaj balataları dış çapından, balata iç çapı ve kavrama yaylarının sağladığı toplam kuvvet aşığındaki bağıntılarla hesaplanır:

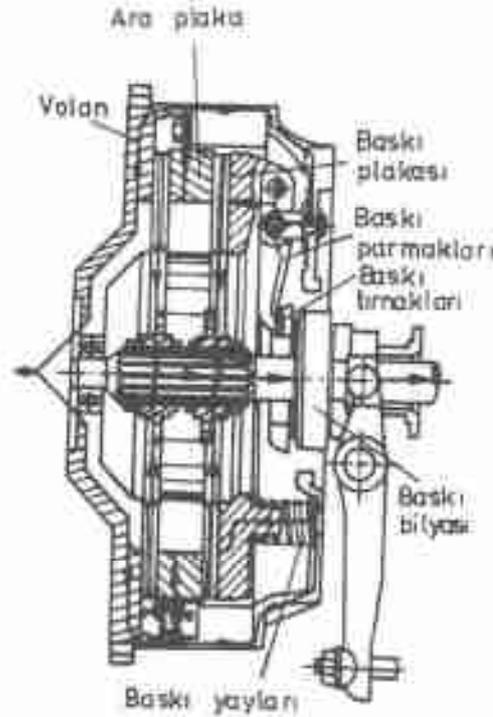
$$r = 0,65 R \quad (21)$$

$$P_F = p \cdot \pi (R^2 - r^2) \quad (22)$$

Baskı yayları öyle boyutlandırılmalı ki; kavrama balataları % 50 aşındığında, yaylar hesaplanan gerekli kuvvetin % 75 ini hala sağlamalıdır.

3.2.3. Çift Diskli Mekanik Kavrama

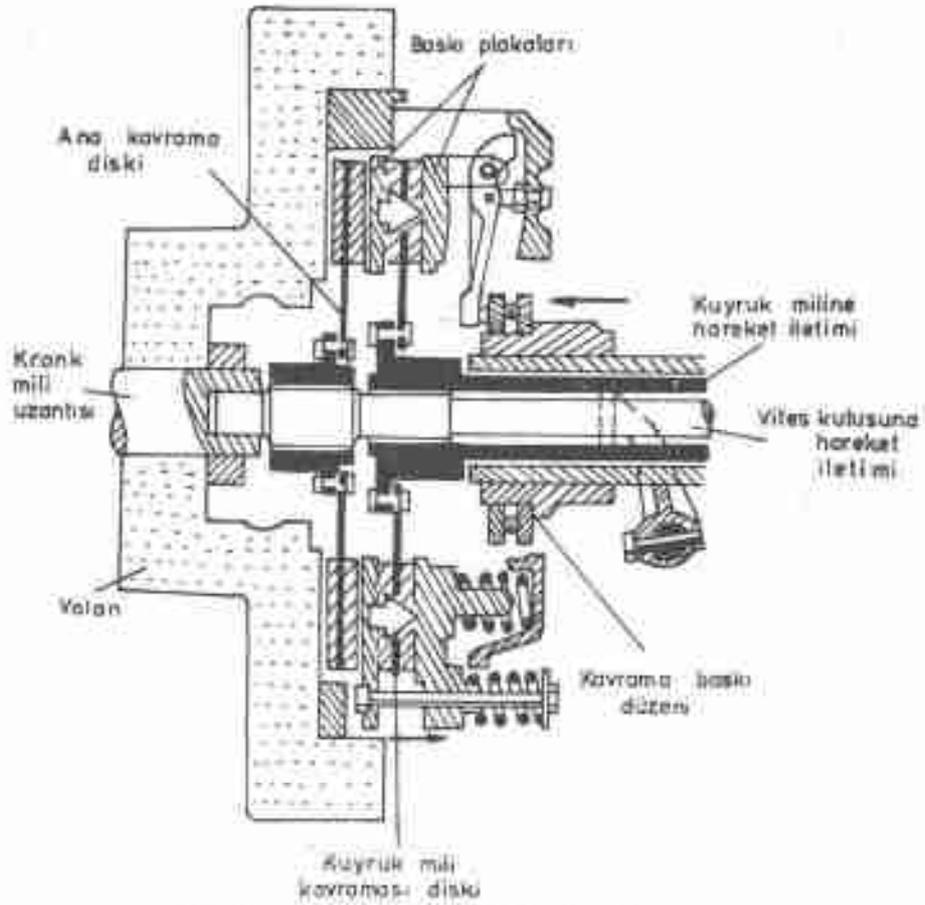
Yukarıda yapılan hesaplamalardan anlaşılacağı gibi kavramanın taşıyabileceği dönme momenti M_e , kavramadaki disk sayısı ve disk çapıyla orantılı olarak artmaktadır. Disk çapını sınırlayan en önemli faktörün kavrama anındaki çevre hızı olduğu bilinmektedir. Bu durumda yüksek değerlerdeki dönme momentleri iletileceği zaman kavramada birden fazla disk bulunabilir. Büyük traktörlerde çift diskli kuru balatalı kavramalara zaman zaman rastlanmaktadır (Şekil 3.11).



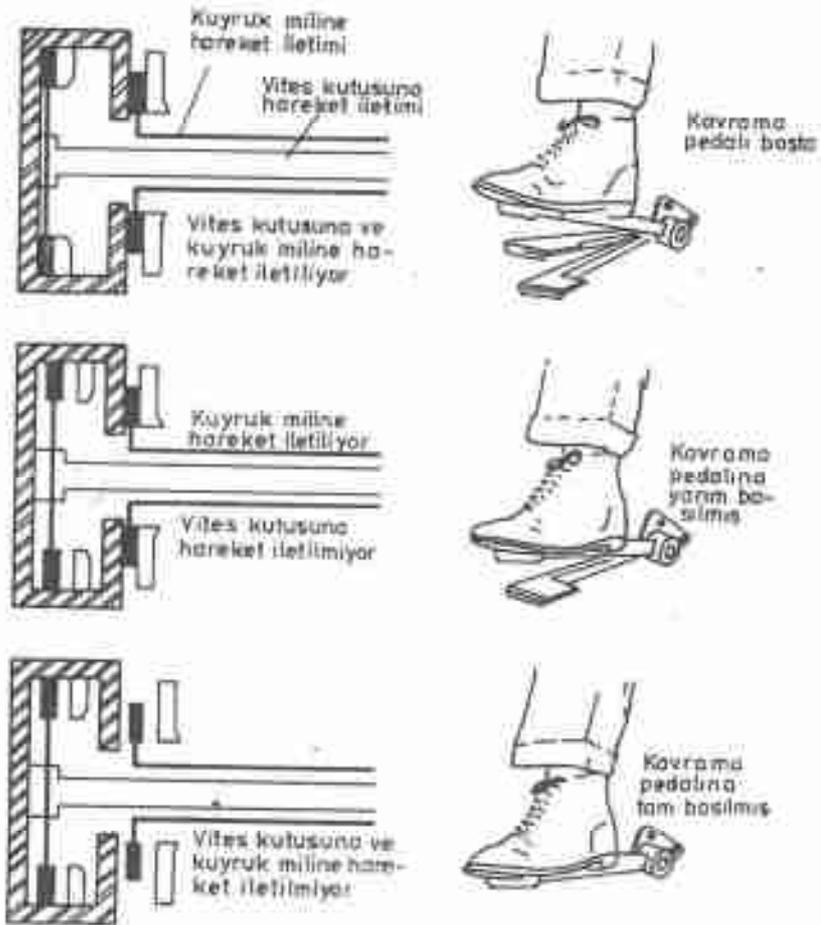
Şekil 3.11. Çift diskli mekanik kavrama.

3.2.4. Çift Etkili (İki Kademeli) Mekanik Kavrama

Tarım traktörlerinde kuyruk mil traktörün değişik yerlerinden çeşitli şekillerde hareket alabilir. Kuyruk milinin direkt olarak motordan hareket alması durumunda, motorun ana kavramasına ikinci bir disk yerleştirilerek, buradan kuyruk miline hareket alınabilmektedir (Şekil 3.12). Bu yapıda, her iki disk'e aynı pedal ile komuta edilmektedir. Pedala yarıya kadar basıldığında yürütme organlarının hareketi kesilmekte, sonuna kadar basıldığında kuyruk mil kavraması da ayrılmaktadır (Şekil 3.13).



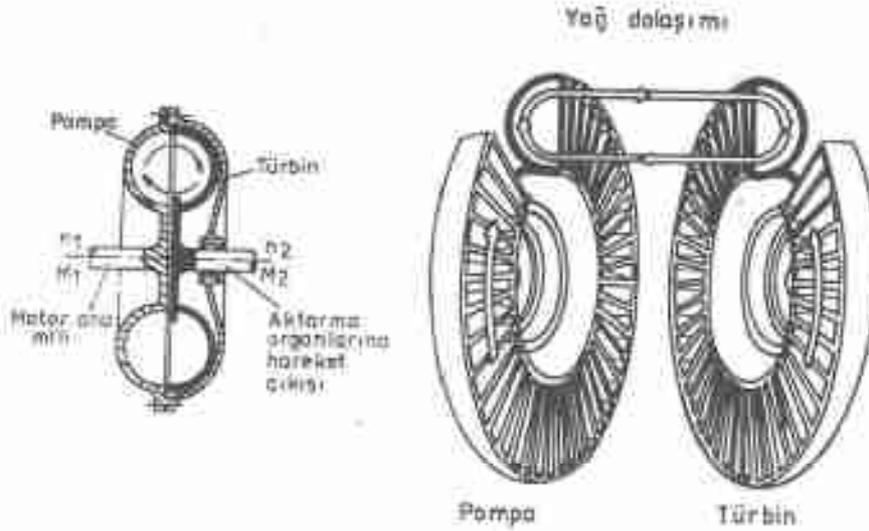
Şekil 3.12. Çift etkili (iki kademeli) mekanik kavrama.



Şekil 3.13. Çift etkili kavramanın çalışma ilkesi.

3.2.5. Hidrolik Kavramalar

Hidrolik kavramalar, hidrodinamik ve hidrostatik yapıda çok değişik şekillerde uygulanmaktadır. Tarım traktörlerinde yaygın olarak kullanılan hidrolik kavrama, turbo-kavrama adıyla da anılmakta ve hidrodinamik kavramalar grubundandır. Bu kavramada kapalı bir halka oluşturabilen iki adet fan vardır. Fanlardan birisi motor ana miline, diğeri ise vites kutusu giriş miline bağlı bulunmaktadır. Motor miline bağlı olana pompa, diğetine ise türbin denilmektedir (Şekil 3.14).



Şekil 3.14. Hidrostatik kavrama ve çalışma ilkesi.

Motor miline ve aynı zamanda kavrama gövdesine bağlı olan fan döndükçe, kavrama içindeki sıvı (genellikle yağdır) adeta bir pompa gibi pompalanmaktadır. Harekete geçen sıvı, karşı taraftaki türbin fanını döndürebilmektedir.

Kavramanın güç iletimi sırasında (yani pompa ve türbin dönerken), her iki mildeki momentler birbirine eşittir ($M_1 = M_2$). Buna karşın, devir sayıları birbirinden farklıdır. İki mil arasında mutlaka bir kayma vardır ve $n_1 > n_2$ dir.

Motor miline bağlı fanın geliştirdiği güç;

$$N_1 = \frac{M_1 \cdot n_1}{9550} \text{ (kW)} \quad (23)$$

bağıntısıyla hesaplanabilir. Türbin fanının üzerine aldığı güç,

$$N_2 = \frac{M_2 \cdot n_2}{9550} \text{ (kW)} \quad (24)$$

ile bulunur. Bu bağıntılardan kavramanın verimi,

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{\frac{M_2 \cdot n_2}{9550}}{\frac{M_1 \cdot n_1}{9550}} = \frac{n_2}{n_1} \quad (25)$$

olarak elde edilir.

Kavramanın etkili çapı D ise, iletilebilecek moment,

$$M_d = f_m \cdot n^2 \cdot D^5 \quad (26)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Kavramanın ileticeği güç ise;

$$N = \frac{M_d \cdot n}{9550} = \frac{f_m \cdot n^3 \cdot D^5}{9550} \text{ (kW)} \quad (27)$$

eşitliğinden bulunur. Bu bağıntılarda;

M_d : Kavramanın iletilebileceği moment (N_m),

n : Kavrama devir sayısı (d/d),

D : Kavramanın etkili çapı (m),

N : Kavramanın iletilebileceği güç (kW),

f_m : Kavrama katsayısı ($= 0,01 \dots 0,02 \text{ Ndak}^2/\text{m}^4$) dir.

Örnek: Devir sayısı 2200 d/d iken 48 kW geliştiren bir tarım traktörü için, hidrolik kavrama etkin çapı en az ne kadar olmalıdır?

Çözüm:

$$N = \frac{f_m \cdot n^3 \cdot D^5}{9550}$$

eşitliğinde, $f_m = 0,015$ alarak, değerler yerlerine konulursa;

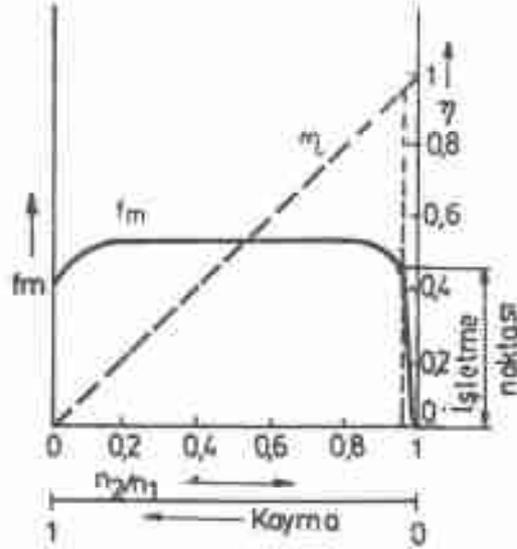
$$48 = \frac{0,015 \cdot (2200)^3 \cdot D^5}{9550}$$

$$D^5 = \frac{9550 \cdot 48}{0,015(2200)^3} = 0,00287$$

$$D \approx 0,31 \text{ m}$$

elde edilir.

Hidrolik kavramalarda kayma % 2 ... 3 kadar olmaktadır. Yani kavrama verimi % 97 ... 98 kadardır. Motor devri düştükçe kayma artarak % 100'e doğru gider, rölanti motor devrinde kayma % 100 olduğu için kavrama güç üretmez (Şekil 3.15).



Sekil 3.15. Hidrolik kavramada devir sayısı, kayma, verim ve kavrama katsayısı değişimi.

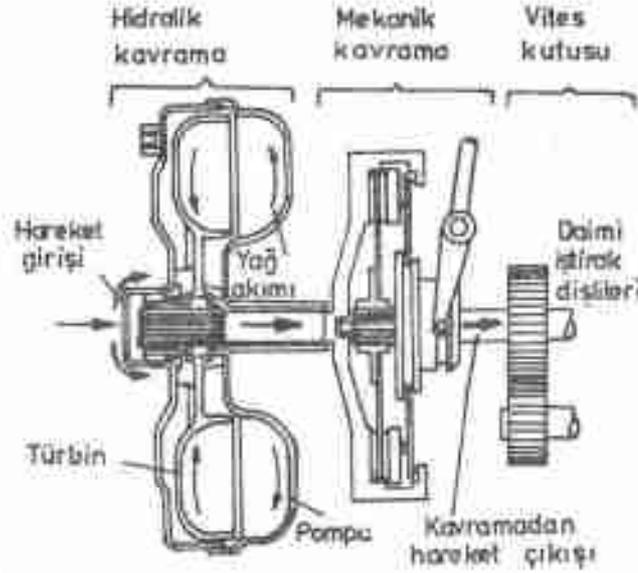
Motor devri arttıkça moment iletimi başlamakta ve motor işletme devrine ulaştığında, kayma en aza inerek, güç iletimi normal olarak sürmektedir. Kayıp güç, ısıya dönüşerek, kavrama gövdesi yoluyla havaya verilmektedir.

Bu kavrama yardımıyla, aşırı yükten motorun bayılarak istop etmesi ya da aşırı yüklenmesi önlenmektedir. Sürücünün yapacağı kullanma hataları aktarma organlarına iletilmez. Daima tatlı bir kavrama sağlanır. Kavrama, aynı zamanda pedal olmadan, yani otomatik görev yapmaktadır. Rölanti devrinde kavrama ayırmakta, yüksek devirlerde kavrama olmaktadır.

Hidrolik kavramaların tarım traktörlerine uygulanmasında, vites değiştirme işlemi için, mekanik kavramaya da gerek duyulmaktadır (Şekil 3.16). Bu durum, traktörün satış fiyatını artırarak sakıncalı olmaktadır. Pahalı olan bu yapıyı, bazı firmalar, orta ve büyük güçlü traktörlerine uygulamaktadır.

3.3. Aktarma Organları

Aktarma organları, traktörün motoru kadar önem taşımaktadır. Traktörün, çeşitli tarımsal işleme uyabilecek üniversal yapısında en fazla bunların etkinliği vardır.



Şekil 3.16: Hidrolik kavramanın mekanik kavrama ile birlikte uygulanması.

Devir sayısı sınırlı olan traktör motorlarından elde olunan gücün, yürüme organlarına aktarılması için dört temel düzenlemeden yararlanılmaktadır (Şekil 3.17). Bu güç iletim düzenleri,

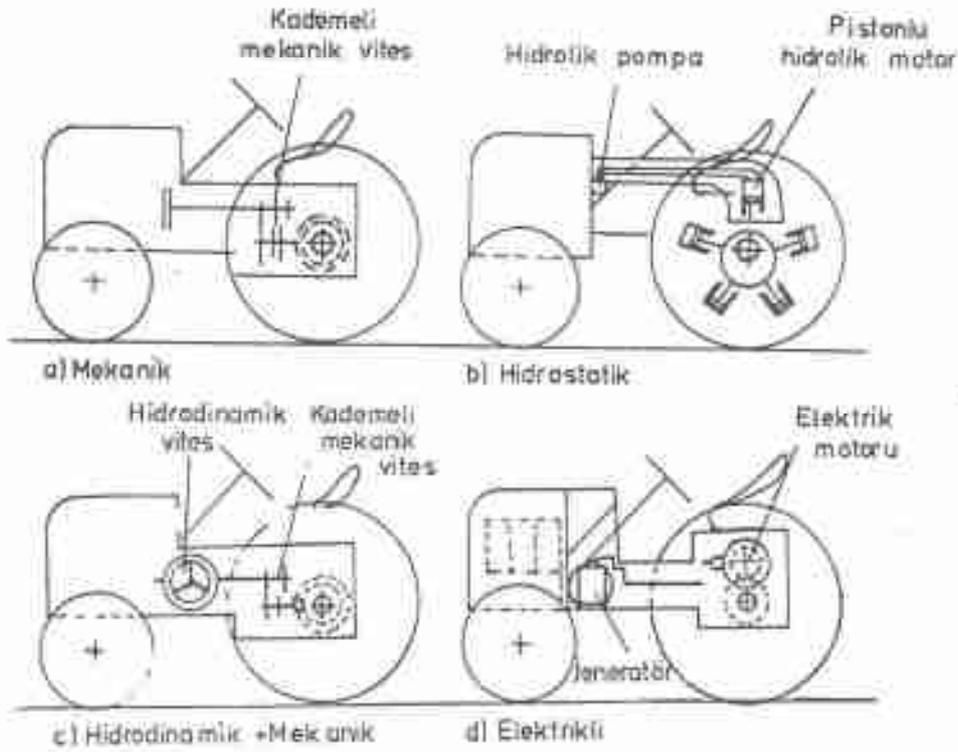
- a. Mekanik,
- b. Hidrostatik,
- c. Hidrodinamik + mekanik,
- d. Elektrikli.

yapıda olabilmektedir. Günümüze kadar, hemen tüm tarım traktörlerinde aktarma organları, esas itibarıyla mekanik yapı olarak imal edilmektedir. Gelecekte, hidrolik ve elektrikli sistemlerin bunların yerini alması beklenmektedir.

Aktarma organları, çalışma hızının değiştirilmesini sağlayan vites kutusu, transmisyon oranını artırmak için kullanılan grup vites kutusu (ara şanzıman), dönüşleri sağlayan diferansiyel ve son redüksiyondan oluşmaktadır.

3.3.1. Vites Kutusu

Tarım traktörlerinde, en önemli sorunların başında, motor devrinin yürüme organlarına aktarılmasında devrin oldukça düşürülerek

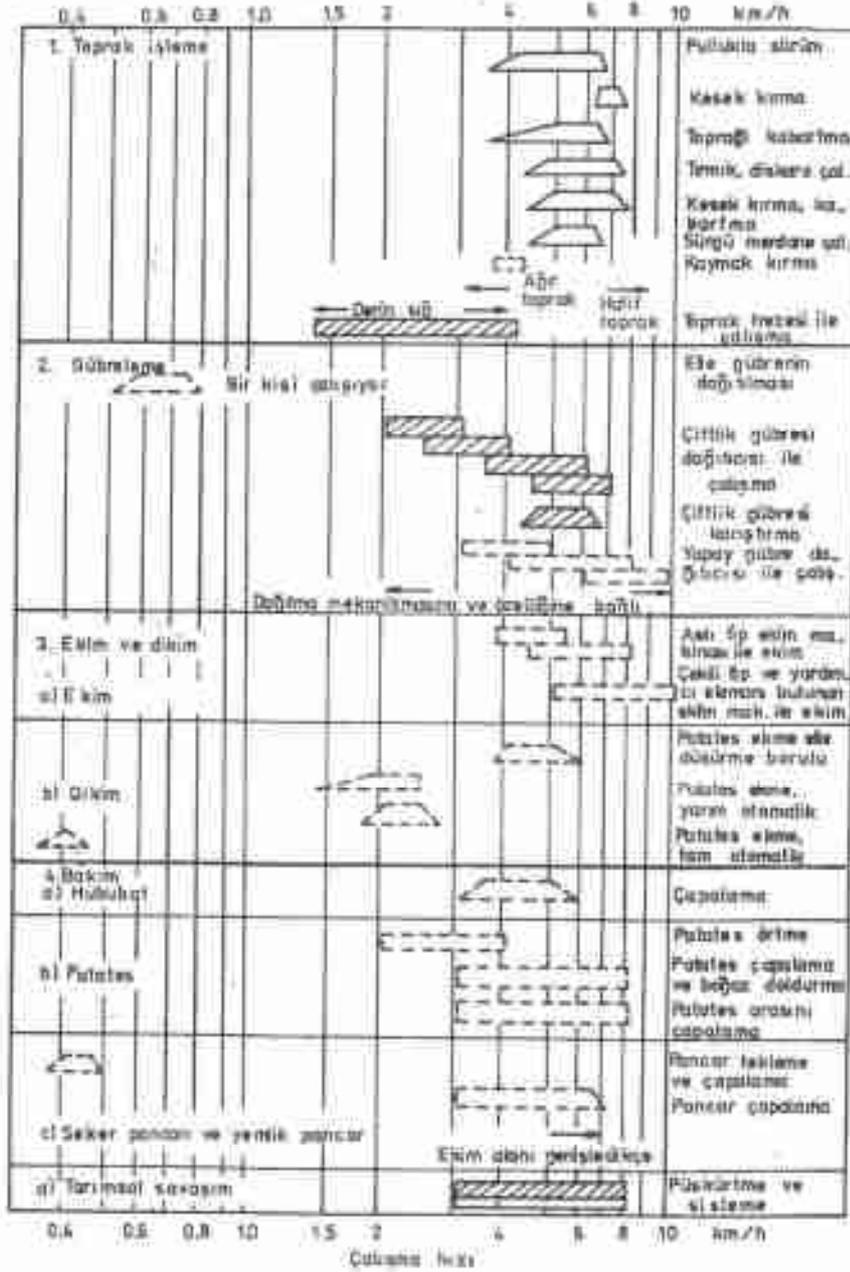


Şekil 3.17. Traktörlerde güç iletim olanakları.

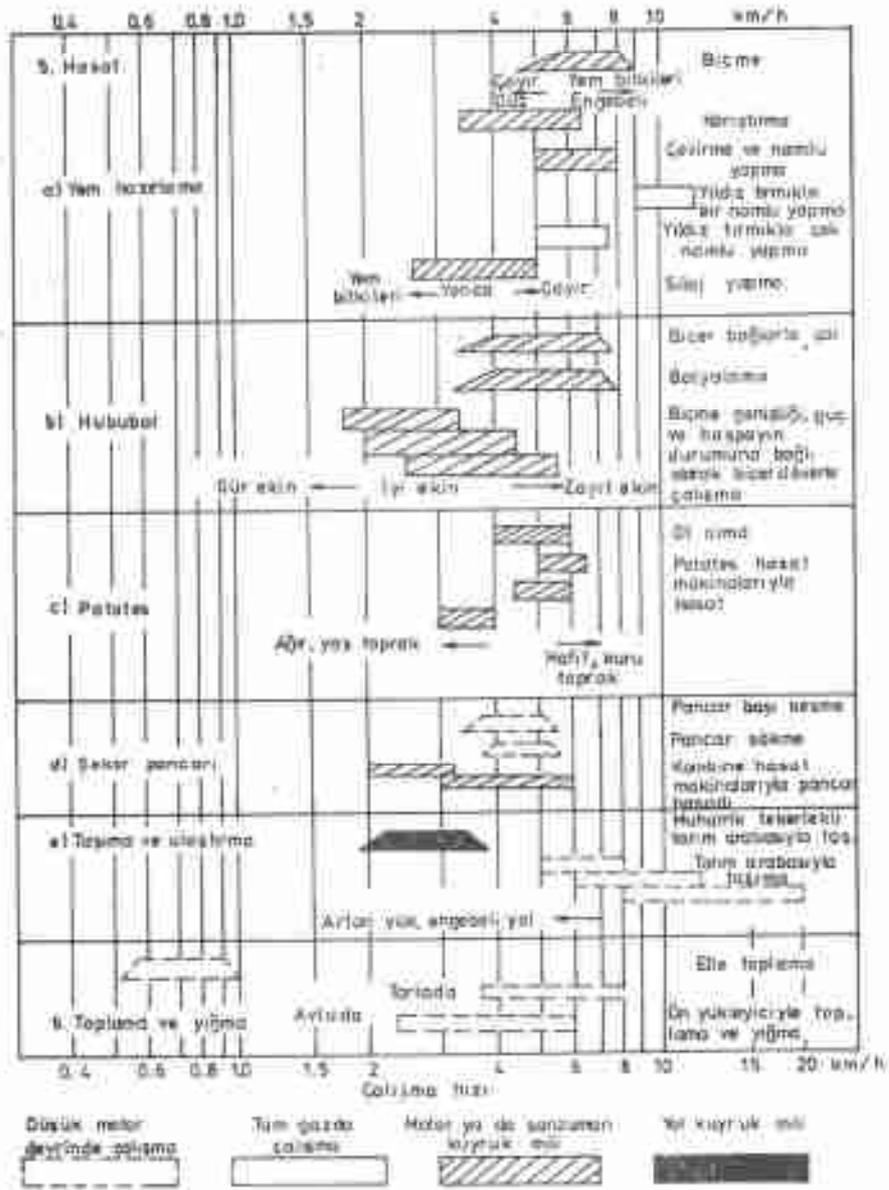
dönme momentinin yükseltilmesi gelmektedir. Aktarma organları tümüyle bunu sağlamaktadır. Tarımsal işlerin özellikleri genellikle düşük hızları gerektirmektedir. Traktör, işletmenin en önemli güç kaynağı olduğu için, değişik işlerin tümünü yapabilecek hız gruplarına sahip olmalıdır. Modern traktörlerden 0,3 km / h den 30 km / h'e kadar hızlar istenmektedir. Bu rakamlardan anlaşılacağı gibi, 1. vites ile son vites arasında 100 katlık fark vardır. Bu derece geniş olan hız aralığında, mümkün olduğu kadar çok vites bulunmalıdır. Traktörlerin iki, ya da üç gruptan oluşan vites kutuları aracılığıyla amaca ulaşmaya çalışılmaktadır. Bu açıdan bakıldığında en uygun traktör, kademesiz olarak tüm hızları verebilenidir.

Tarımsal işler, hız gereksinimleri yönünden üç ana grup altında toplanmaktadır.

Çizelge 3.3a. Tarımsal işlerdeki traktör hızları.



Çizelge 3.2b. Tarımsal işlerdeki traktör hızları.



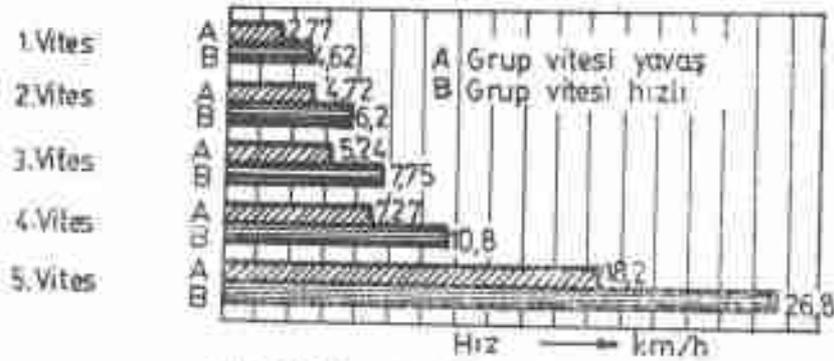
1. 3 km / h'm altındaki (çok yavaş) hızlar: Kombine hasat makinalarına, fidelenme makinaları, bazı ekim, çapalama ve tekleme makinaları bu hızlarda çalışmaktadır.

2. 3-12 km / h arasındaki (yavaş ve orta) hızlar: Tarımsal işlerin tüm ağırlığı bu gruptadır. Toprak işleme, ekim, bakım, mücadele ve hasat makinalarının pek çoğu bu hız aralığında çalışmaktadır.

3. 12 km / h'm üstündeki (yüksek) hızlar: Taşıma ve çok hafif tarımsal çalışmalar bu hızlarda yapılmaktadır.

Tarımsal işlerdeki çalışma hızları, toprağın yapısı, üretimi yapılan bitki, arazinin engebe durumu, kullanılan makinenin çeşidi, biyolojik koşullar ve sürücünün fiziksel yüklenişinin etkisi altında kalmaktadır. Belli başlı tarımsal faaliyetlerdeki hızlar Cetvel 3.2a ve 3.2b'de verilmiştir.

Cetvelde belirtilen hız kademelerini sağlamak için vites sayısının artması gerekmektedir. Bu durum ise traktörün pahallanması demektir. Etkileyici bu iki faktör, traktör viteslerinin çokça 6-8 kademede olmasına neden olmuştur. Üç ya da 4 ileri vitese sahip vites kutusu önüne bir grup vites kutusu eklenerek vites sayısı iki katına çıkarılmış olmaktadır. Şekil 3.18 de 5 vitese sahip bir vites kutusunun, grup vites kutusu ile 10 vitese çıkarılarak elde olunan traktör hızları görülmektedir.

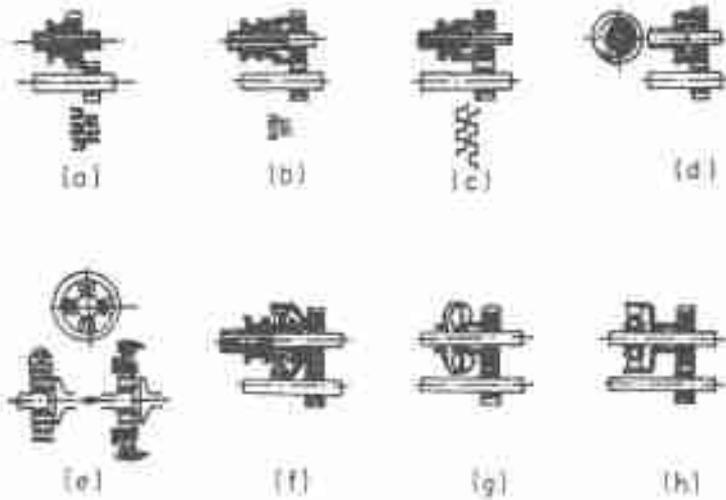


Şekil 3.18. Grup vitesi ile hız değişimi.

Çok düşük hızların elde edilmesinde, bazı çalışmalarda motor devrinin düşürülmesinden yararlanılabilmektedir. Çeki gücünün hesaplamasını sağlayan $N = P \cdot V$ bağıntısında, hız (V) ile güç (N)

paralel bir şekilde düşmekte ve çeki kuvvetini veren $P = N / V$ bağıntısında V düştükçe P artmaktadır. Şu halde, hafif işlerde motor devrini düşürerek iş yapmak olanak dahilindedir. Ne var ki, traktöre bağlı iş makinası kuyruk milinden hareket alıyor ise, traktör 540 d/d kuyruk mili devrini verecek motor devrinin altına inemez. Bu gibi durumlarda vites sayısını artırmak gerekmektedir.

Vites kutularında, vites değiştirme işlemi çeşitli sistemlerle sağlanmaktadır. Bunları şu şekilde sıralayabiliriz (Şekil 3.19):



Şekil 3.19. Vites değiştirme türleri prensipleri.

- a) Kayma dişli ile vites değiştirme,
- b) Ara parçalarla vites değiştirme,
- c) Kurt uğzı kavrama ile vites değiştirme,
- d) Tek yönlü kavrama ile vites değiştirme,
- e) Fren bandıyla vites değiştirme,
- f) Balatalı kavramayla vites değiştirme,
- g) Hidrolik kavramayla vites değiştirme,
- h) Manyetik kavramayla vites değiştirme.

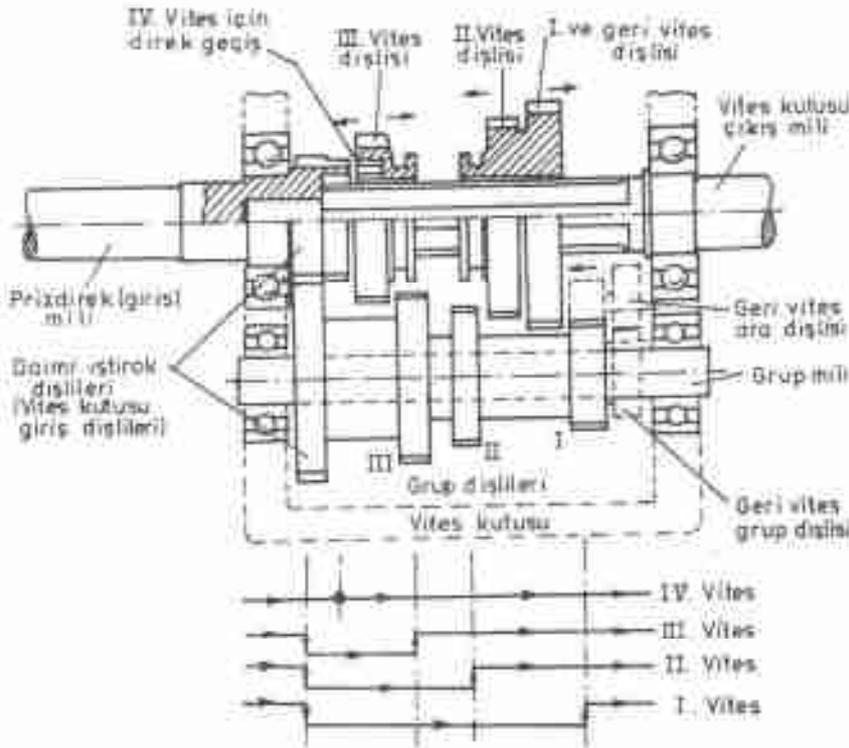
Hangi vites değiştirme sisteminin uygulanacağını fiat ile taşıtın tipi belirlemektedir. Bunların yanında trafik emniyeti de önemli faktörlerden biridir. Tarım traktörlerinde kayma dişli ile ve ara parçalarla vites değiştirme çok yaygın olarak uygulanmaktadır. Diğer sistemleri ise, bazı firmalar son yıllarda özel amaçlar için kullanmaktadırlar.

3.3.1.1. Kayma Dişli Vites Kutusu

Tarım traktörlerinde çok eskidenberi uygulanan sistemdir. Bu sistemde genellikle 3 ya da 4 ileri, 1 geri vites bulunmaktadır. Böyle bir vites kutusunun ana yapısı ve çalışma prensibi Şekil 3.20'de görülmektedir.

Kayma dişli vites kutusunda, traktör eksenine paralel olarak duran 3 ya da daha fazla mil üzerinde dişliler bulunmaktadır. Motordan gelen hareketin girişiyle, diferansiyel hareket çıkışı aynı doğrultudaki milden olabileceği gibi ayrı milden de olabilir. Mil aynı doğrultuda ise en büyük vites (burada 4. vites) iki milin direk kavramasıyla sağlanmaktadır.

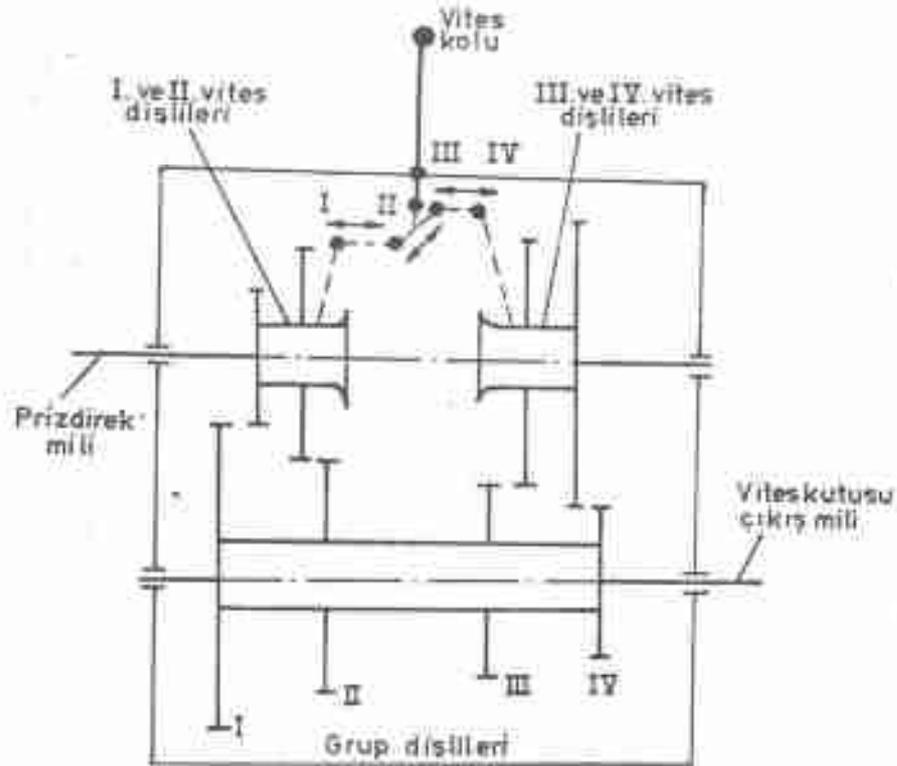
Vites kutusuna giren hareket, birbirini sürekli kavramış olarak bulunan giriş dişlileri (daimi iştirak dişlileri) yardımıyla grup dişlilerine iletilmektedir. Grup dişlilerinden ise vites dişlileri aracılığıyla çıkış



Şekil 3.20. Kayma dişli vites kutusu ve çalışma prensibi.

miline aktarılmaktadır. Vites dişlileri mile çok kamalı olarak oturtulmuştur ve bu mil üzerinde kaymaktadır. Geri viteste araya ayrı bir mil üzerindeki ara dişlisi sokulmaktadır.

Hareket giriş ve çıkışı birbirine paralel millerden sağlanan vites kutularında, motor tarafından gelen hareket önce vites dişlilerine iletilmektedir. Çok kamalı mil üzerine, sağa sola kayacak şekilde yerleştirilmiş bulunan vites dişlilerinden hangisi karşıdaki grup dişlisini kavramış ise, o vitesle hareket sağlanmış olmaktadır (Şekil 3.21).



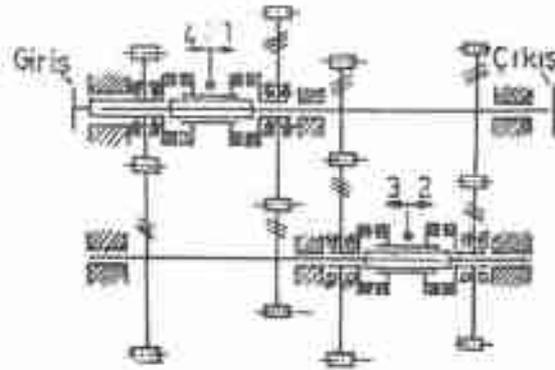
Şekil 3.21. Hareketin giriş ve çıkışı birbirine paralel millerle sağlanan vites kutusunun şematik yapısı.

3.3.1.2. Sürekli Temaslı Vites Kutusu

Bu vites kutularında grup dişlileriyle vites dişlileri birbirini sürekli olarak kavramış durumdadır. Vitesin değiştirilmesi, vites dişlisi ile

çıkış mili arasındaki bağlantının, ara parçaları yardımıyla çözümlenip-kavrulmasıyla olmaktadır (Şekil 3.22).

Ara parçaları yardımıyla vites değiştirmede, ara parçaların çevre hızları küçük olduğundan yüksek motor devirlerinde bile ses yapmadan vites değiştirilebilmektedir. Buna karşın bütün dişliler sürekli döndüğü için vites kutusu fazla gürültülü olmaktadır. Gürültünün önüne geçmek, dişlileri eğik ya da helisel olarak yapmakla mümkün olmaktadır. Bu durum ise yapıyı pahallandırmaktadır.

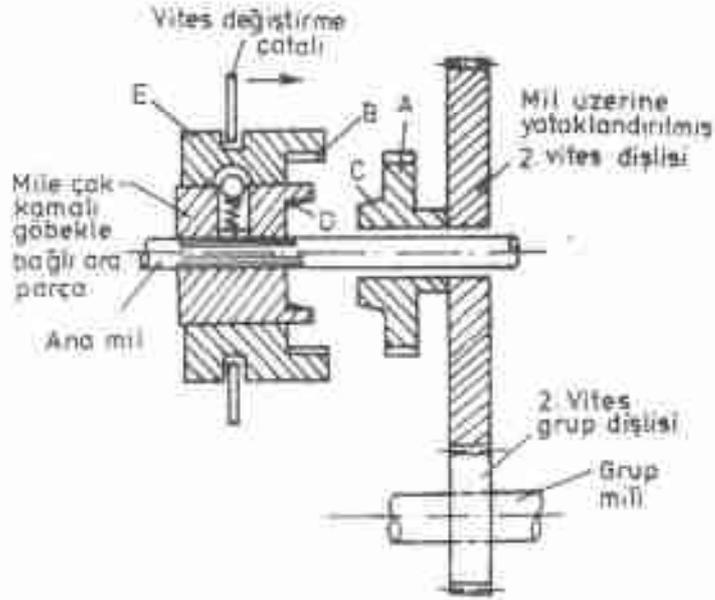


Şekil 3.22. Sürekli temaslı vites kutusu.

Vites değiştirmeye yarayan ara parçaların çevre hızlarını, dişli üzerinde bulunan kavrama parçasının çevre hızına denkleme için senkromeç yapı denen özel bir yapı geliştirilmiştir (Şekil 3.23). Senkron vites kutularında vites değiştirme sessiz ve çok rahat olmaktadır.

Senkromeç yapıda çevre hızlarının eşitlenmesi sürtünme ile sağlanmaktadır. Şekil 3.23'de görüldüğü gibi grup dişlisi ile vites dişlisi birbirleriyle sürekli temastadır. Vites dişlisi mil üzerine yataklanmış olup, grup dişlisi tarafından sürekli olarak döndürülür. Vites dişlisinin mile hareket iletebilmesi, çok kamalı göbekte mile bağlı bulunan ara parçası içten dişlisinin (B), vites dişlisine bağlı bulunan A parçasını kavramasıyla olmaktadır.

Vites değiştirme amacıyla sürücü kavramaya bastığında, motordan grup dişlilerine gelen hareket kesilmektedir. Vites boşta ise, ya da sürücü vites değiştirme için vitesi boşa aldığı anda grup dişlileri ve vites dişlisi dönmemektedir. Bu sırada, araç hareketine devam ettiği için,



Şekil 3.23. Senkromeç yagınno çalışma ilkesi.

tekerleklerle bağlantılı bulunan vites dişlisi ara parçası dönmektedir. Sürücü vitese takmak için vites değiştirme çatalını ok yönünde itince; önce D sürme yüzeyi C ile temasa geçer. Böylece ara parçası ile vites dişlisi aynı devir sayısı ile dönmeye başlar. Sürücü çatalı daha ileriye itince, E parçası yaylı kilit bilyasından kurtularak, B iğten dişlisi, aynı çevre hızına sahip A dişlisini kavrar. Vites sessiz ve rahat bir şekilde değiştirilmiş olur. Sürücü kavrama pedalını bıraktınca motorun döneli hareketi yürüme organlarına iletilir.

Senkromeç sisteminin yararlı yönleri aşaşıdaki gibi özetlenebilir:

a. Gürültüsüz çalışan ve yerden tutum sağlayan eğik ya da helisel dişliler bu sistemde kullanılır.

b. Ara parçalarda, çapın küçük olması nedeniyle, çevre hızının düşük olması, vites değiştirmeyi kolaylaştırır, bu işlemdeki aşınmayı azaltır.

c. Kavrama ve ayırmada aşınmalar olmadığından dişliler daha dar yapılabilir.

d. Yapısal ve montaj hatalarından doğan vites atmaya çok az rastlanmaktadır.

Bu sistemin sakıncalı yönleri ise şu şekilde sayılabilir:

- a. Tüm eş dişliler sürekli kavradığı için, tesir dereceleri daha düşüktür.
- b. Çok sayıda yapı elemanı fiyatı artırmaktadır.

3.3.1.3. Planet Vites Kutusu

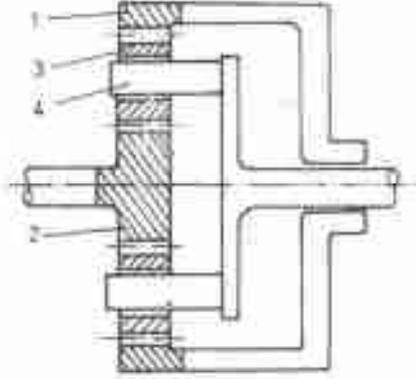
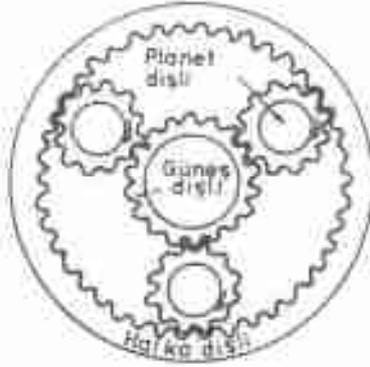
Klasik vites kutusu olarak adlandırılan kayıcı dişli ve sürekli temaslı vites kutularında vitesin değiştirilebilmesi; ancak kavrama düzeni yardımıyla motor güc iletiminin kesilmesi, güc iletimi olmaksızın vites kolu ile gerekli vites kademesinde dişlilerin karşılaştırılması ve tekrar güc iletimi için kavramanın bırakılması ile sağlanmaktadır. Bu uygulama, yüksek hızlar nedeniyle, kara taşıtlarında kesintisiz olarak sağlanabilmektedir. Ancak traktörlerde, kavramaya basıldığında traktör durmakta ve vites değiştirme mümkün olmamaktadır. Bu da, klasik vites değiştirme düzenlerinin sakıncası olarak görülmektedir. Örneğin, tarlada çalışma sırasında vites değiştirmek için durmak, iş verimine etkili olacağı gibi, sürücüyü de yorar. Yine, taşıma işlerinde de, iniş ve çıkışlarda vites değiştirmek zorunda kalmak tehlikeler yaratabilir.

Güç iletimine ara vermeden ve motor devir sayısını değiştirmeden (yük altında), hareket hızını düzenlemeyi mümkün kılan vites kutusunun traktöre yerleştirilmesi sonucu, iş emniyeti, alet ve makinelerin uygun hızla çalışmaları, motor gücünden tam ve ekonomik olarak yararlanılması sağlanmaktadır.

Yük altında vites değişimine izin veren planet dişli vites kutuları esas olarak üç elemandan oluşmuştur.

- 1) Planet (güneş) dişli sistemi.
- 2) Çok plakalı kavrama.
- 3) Frenleme düzeni.

Planet dişli sistemi; halka dişlisi (1), tam ortaya yerleştirilmiş güneş dişlisi (2), 3 adet planet dişli (3), ve bu planet dişlilerin üzerinde buldukları taşıyıcıdan (4) meydana gelmiştir (Şekil 3.24). Planet dişliler bir taraftan güneş dişlisi, öte yandan halka dişlisi ile temastadır. Böylece, planet dişliler güneş dişli etrafında dönebildikleri gibi yörünge dişlisi üzerinde de yuvarlanabilirler.



Şekil 3.24. Planet dişli sistemi.

Tabel 3.3. Planet dişli sistemlerde transmisyon oranları.

Sema	Düzen			Değiştirme oranı		Kullanma yeri
	Kahrik eden (1)	Kahrik edilen (2)	Sabit	$i = \frac{n_1}{n_2}$	Sınırlar	
	G	P	H	$1 + \frac{Z_H}{Z_G}$	$2 < i < \infty$	1. veya 2. vites
	G	H	P	$\frac{Z_H}{Z_G}$	$-\infty < i < -1$	Geri vites
	P	G	H	$\frac{1}{1 + \frac{Z_H}{Z_G}}$	$0 < i < 0,5$	—
	P	H	G	$\frac{1}{1 + \frac{Z_G}{Z_H}}$	$0,5 < i < 1$	Yüksek vites
	H	G	P	$-\frac{Z_G}{Z_H}$	$-1 < i < 0$	Geri vites
	H	P	G	$1 + \frac{Z_G}{Z_H}$	$1 < i < 2$	2. veya 3. vites

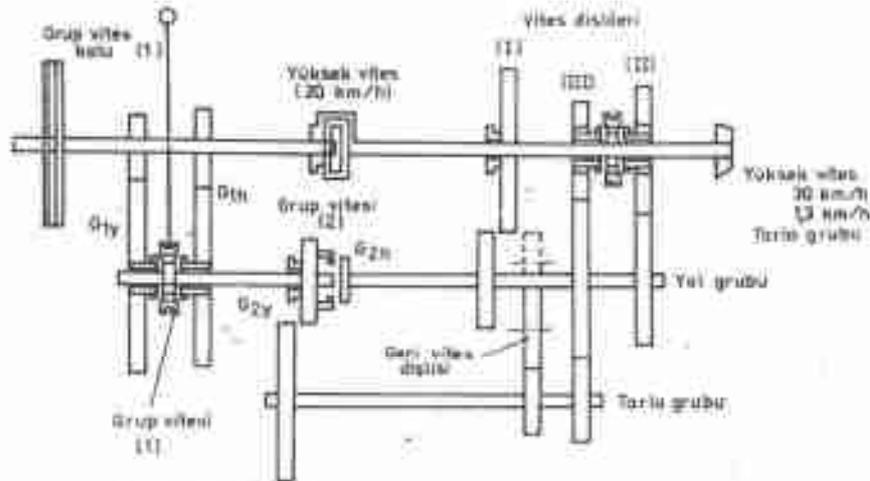
G: Güneş dişi, P: Planet taşıyıcı, H: Halka dişi

Bir planet dişli sisteminde giriş ve çıkış milinin bağlandığı elemanlar ve sabit tutulan eleman değiştirilerek, çeşitli transmisyon oranları elde edilebilir. Standart dişli kutularında transmisyon oranı diş sayılarının oranından elde edildiği halde, planet dişli sistemlerinde hesaplama yöntemi farklıdır. Transmisyon oranlarının hesaplanmasında Cetvel 3.3'den yararlanılmaktadır.

Eğer planet dişli vites kutusu kullanılan taşıtta ileri ve geri vites sayıları artırılmak istenirse, birden fazla planet sistemi arka arkaya kullanılır. Bu düzenleme ile elde edilen vites kutularında, her planet sistemi iki transmisyon oranına sahip olmaktadır. Böylece, uygun bağlantı ve transmisyon oranları seçilerek vites sayısı artırılmaktadır.

3.3.1.4. Grup Vites Kutuları

Tarım traktörlerinin hızları geniş sınırlar içinde değiştiği için, grup vites kutuları tarafından bölme yaparak hız aralıkları daraltılmaktadır. Böylece hız kademeleri artırılmakta ve vites seçiminde de kullanma kolaylığı sağlanmaktadır. Grup vites kutuları genellikle vites kutusunun önüne yerleştirildiği için bunlara ön vites kutusu da denilmektedir. Grup vites kutuları iki ve daha fazla vites içerebilmektedir. Şekil 3.25'de iki adet grup vites kutusunu içeren bir transmisyon



Şekil 3.25. Grup vites kutuları yardımıyla vites sayısının artırılması.

sistemi görülmektedir. Bu örnekte, Cetvel 3.4'de belirtilen 13 ileri 4 geri vites elde edilmektedir.

Cetvel 3.4. Grup vites kutularıyla her kademelerinin arttırılması.

Vites No	Devrede bulunan elemanlar
İleri vitesler	
1	G_{1a} , G_{2a} , Tarla grubu, I. Vites dişlisi.
2	G_{1a} , G_{2a} , Tarla grubu, II. Vites dişlisi
3	G_{1a} , G_{2a} , Tarla grubu III. vites dişlisi
4	G_{1b} , G_{2b} , Tarla grubu I. Vites dişlisi
5	G_{1b} , G_{2b} , Tarla grubu, II. Vites dişlisi.
6	G_{1b} , G_{2b} , Tarla grubu, III. Vites dişlisi
7	G_{1c} , G_{2c} , I. Vites dişlisi
8	G_{1c} , G_{2c} , II. Vites dişlisi
9	G_{1c} , G_{2c} , III. Vites dişlisi
10	G_{1d} , G_{2d} , I. Vites dişlisi
11	G_{1d} , G_{2d} , II. Vites dişlisi
12	G_{1d} , G_{2d} , III. Vites dişlisi
13	Yüksek vites bağlantısı
Geri vitesler	
1	G_{3a} , G_{4a} , Geri vites dişlisi, I. Vites dişlisi
2	G_{3a} , G_{4a} , Geri vites dişlisi, I. Vites dişlisi
3	G_{3a} , G_{4a} , Tarla grubu, Geri vites dişlisi, I. Vites dişlisi
4	G_{3b} , G_{4b} , Tarla grubu, Geri vites dişlisi, I. Vites dişlisi

3.3.1.5. Vites Kutusu Elemanlarının Kalite ve Yapıları

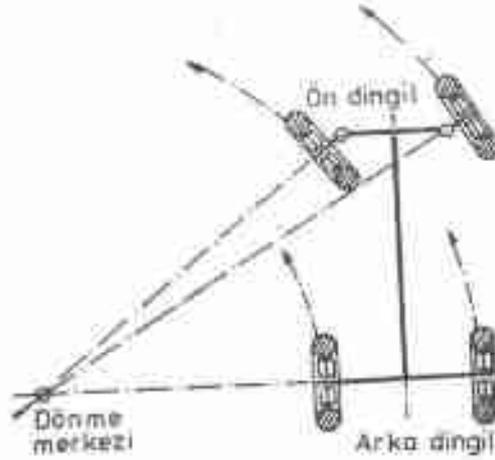
Dişliler: Vites kutularının hafif ve küçük yapılabilmeleri, dişlilerin ve millerin küçük olmasına bağlıdır. Dişlilerin küçültülebilmesi ise, yapım malzemesi ve yağlama yağı kalitesinin yükseltilmesi ile olmaktadır.

Özellikle yüzey sertleştirmeye uygun olmaları nedeniyle, dişli yapım malzemesi olarak karbon çelikleri, ya da alaşımli karbon çelikleri kullanılmaktadır. Karbon çeliklerine, sinterleme, nitrürasyon, indüksiyon sertleştirme gibi çok değişik yüzey sertleştirme yöntemleri uygulanabilmektedir.

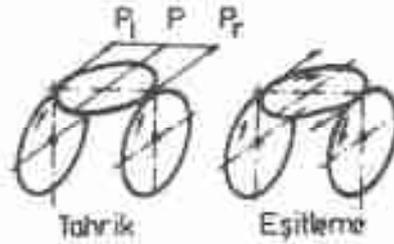
vites kutusu yağı 1/4 dolu iken kayıp güç % 2-3, kutu tam dolu iken ise kayıp güç % 25 olmaktadır.

3.3.2. Diferansiyel

Traktör viraj alırken, muharrrik tekerlekler dönme noktasından farklı uzaklıkta olduğu için farklı yolları kat ederler (Şekil 3.26). Dıştaki tekerlek içtekine oranla daha büyük yol kat eder. Bu aradaki fark, patinajla giderilmek istenmiyor ise, lastiklerin farklı dönmesini sağlayacak bir yapı organına gerek vardır. Traktörlerde, tüm modern taşıtlarda olduğu gibi, bu görevi diferansiyel yapmaktadır. Diferansiyelin çalışma biçimi Şekil 3.27'den yararlanılarak açıklanabilir.



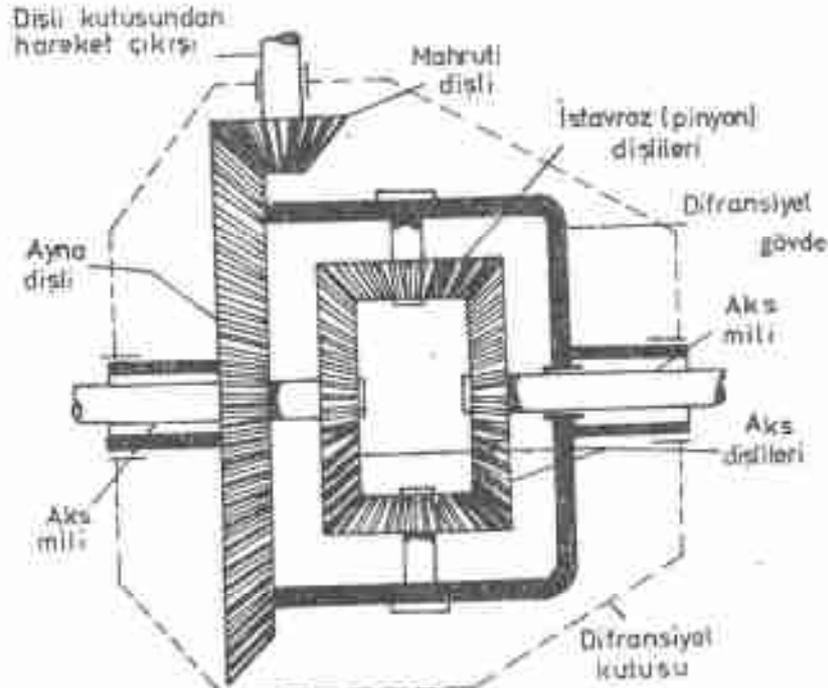
Şekil 3.26. Traktör viraj alırken.



Şekil 3.27. Diferansiyelin çalışma prensibi.

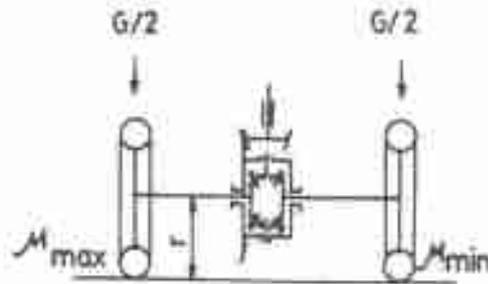
Şekilde dişey olarak duran çemberler konik aks dişlilerini ve yatay olarak duran da konik istavroz (pinyon) dişliyi temsil etmektedir. Anlaşılması kolaylaştırmak için diğer dişliler dikkate alınmamıştır. İstavroz dişliye P kuvveti ve aks dişlilerine P_1 ve P_2 kuvvetleri etki etmektedir. Bu durumda, aks dişlilerinin ilettiği kuvvetler ve dişlilerin devir sayıları eşittir. Aks dişlilerine gelen mukavemetler farklı olursa istavroz dişlisi döneceği için, aks dişlisinden birisini komple dönüş yönünün tersinde döndürerek onun daha az dönmesine neden olur. Diğer aks dişlisi ise aynı oranda daha hızlı dönecektir.

Diferansiyel sistemlerinin en basit ve en fazla uygulanan tipi konik dişli diferansiyel sistemidir (Şekil 3.28). Bu sistemde, vites kutusundan gelen hareket direk bir mifle, ya da kardan mili aracılığıyla, mahrutu dişliye iletilmektedir. Mahrutu dişli, kendisi gibi konik olan ayna dişliyi çevirir. Ayna dişli, diferansiyelin gövdesine bağlıdır. Diferansiyel gövde, diferansiyel kutusuna rulmanlı yataklarla yataklandırılmıştır. Aks dişlileri ve istavroz dişliler diferansiyel gövde üzerine yataklandırılmış olup, istavroz dişliler çevrede 2-4 adet kadar olmaktadır.



Şekil 3.28. Konik dişli diferansiyel.

Sistemin çalışmasında iki durum söz konusudur. Her iki muharrik tekerleğe yani her iki aks dişlisine gelen kuvvet eşit olursa, ayna dişli ile diferansiyel gövdesine iletilen devir sayısı eşit şekilde aks dişlilerine iletilmektedir. İstavroz dişlileri kendi eksenleri etrafında dönmemektedir. Aks dişlilerine gelen kuvvetler eşit olmadığında, kuvvetin fazla olduğu dişli dönmek için direndiğinden, daha kolay dönen karşı aks dişlisi istavroz dişlinin de dönmesiyle eşkisine oranla daha hızlı dönmektedir. Diferansiyelin bu özelliğinden dolayı, geliştirilen etkili muharrik moment; tutunması iyi olmayan tekerleğin tutunma katsayısı göz önüne alınarak hesaplanmaktadır (Şekil 3.29).



Şekil 3.29. Diferansiyelde kuvvet dağılımı.

Geliştirilen bu muharrik moment traktörün hareketi için yeterli olmaz ise, motor daha fazla moment geliştirebileceği halde, traktörün bir tekerleği patinaja düşeceği için ileri hareket meydana gelmez. Burada tekerleğin birisi iyi tutunabildiği halde, diğeri tutunamadığı için traktör hareket edememektedir. Bu sakıncayı önlemek için, traktörün sağ ve sol tekerleğine ayrı frenleme düzeni koyarak, patinaja tutulan tekerleği frenlemek gerekmektedir. Bu durumda, tutunması yüksek olan traktör tekerleği yürümeyi sağlayacaktır.

İkinci bir çözüm olanağı da, diferansiyel kilidi ile sağlanmaktadır. Diferansiyel kilidinin görevi, aks dişlileri arasında rijit bir bağlantı kurmaktır. Diferansiyelin bu durumu, iki önemli görevin başarılmamasını sağlamaktadır:

1. Virajlarda, muharrik tekerleklerin devir sayılarını kolayca değiştirebilmektedir.
2. Tutunmanın eşit olmadığı durumlarda, diferansiyel kilidi aracılığıyla, her iki tekerin tutunmasını dengelemektedir.

Diferansiyel kilitli değilken, her iki tekerlekteki iletilen moment birbirine eşit olup küçüğe göre ayarlanır. Bu durumda,

$$M_1 = \frac{G}{2} r \cdot \mu_{\min} + \frac{G}{2} r \cdot \mu_{\min} = G \cdot r \cdot \mu_{\min} \quad (28)$$

olmaktadır. Buna karşın diferansiyel kilitli iken iletilen moment;

$$M_1 = \frac{G}{2} r \cdot \mu_{\min} + \frac{G}{2} r \cdot \mu_{\max} = G \cdot r \cdot \frac{\mu_{\max} + \mu_{\min}}{2} \quad (29)$$

eşitliğiyle hesaplanmaktadır. Bu bağıntılarda;

- M_1 : Traktör tekerleklerinde etkili muharrik moment (Nm),
- G : Traktör muharrik dingiline gelen ağırlık (N),
- r : Muharrik tekerlek etkili yarıçapı (m),
- μ_{\min} : İyi tutunamayan muharrik tekerleğe ait tutunma katsayısı,
- μ_{\max} : İyi tutunan muharrik tekerleğe ait tutunma katsayısıdır.

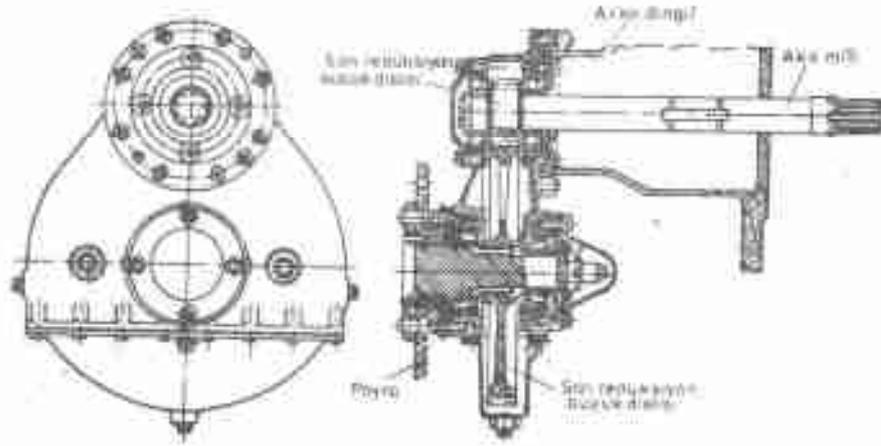
3.3.3. Son Redüksiyon

Çoğu kez, tarım traktörlerinde toprak aralığını yüksek tutabilmek, ya da diferansiyelden sonra deviri bir defa daha değiştirmek için, son redüksiyon dediğimiz ve iki dişliden oluşan bir sistemden yararlanır. Son redüksiyonda, genellikle büyük dişlinin bağlı bulunduğu taşıyıcı gövde aksa bağlı bulunan küçük dişliyi merkez yaparak dönebilmektedir (Şekil 3.30).

3.4. 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 projelencmesinde, tarla çalışmalarının özellikleri etkili olmaktadır. Çünkü, tarla tarımının giderek mekanize olması, traktörler tarafından yapılan ekim, bakım ve hasat işlerinde top-



Şekil 3.30. Sın. redüksiyon.

rağın iyice basılmasına neden olmaktadır. Ekiiden uygulanan tarım sistemlerinde ve günümüzün nadas sisteminde, toprağın hazırlanması için uzun süreler vardır. Buna karşın, intensif tarımın uygulandığı sulü alanlarda, hasat ile toprağın hazırlanması arasındaki süre çok kısalmakta, hatta çoğu kez ortadan kalkmaktadır.

Araştırmalar ve gözlemler, bazı toprakların basınca dayatıklı olmadığı ve su miktarı fazla olan topraklarda basılma zayıflığını 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 sorunları 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 zayıflığı giderilmesi için, traktörlerin ağırlıklarının azaltılması ve uygun yürüme organları dizayniyle özgül toprak basıncını düşürmek gerekmektedir.

3.4.1. Tekerlekli Yürüme Düzenleri

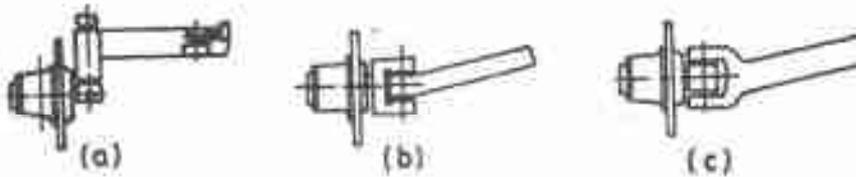
Tarım makinelerinin çekilmesi için gerekli kuvvetin geliştirilebilmesi, traktörün yürüme organları ile toprağa tutunabilmesine bağlıdır.

olmaktadır. Bu tutunabilme yeteneği, aynı şekilde, dümenlemode de en önemli etkindir. 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 makinasının etkisiyle arka dingile gelen yükün değışeceği 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.

3.4.1.1. Ön Dingil

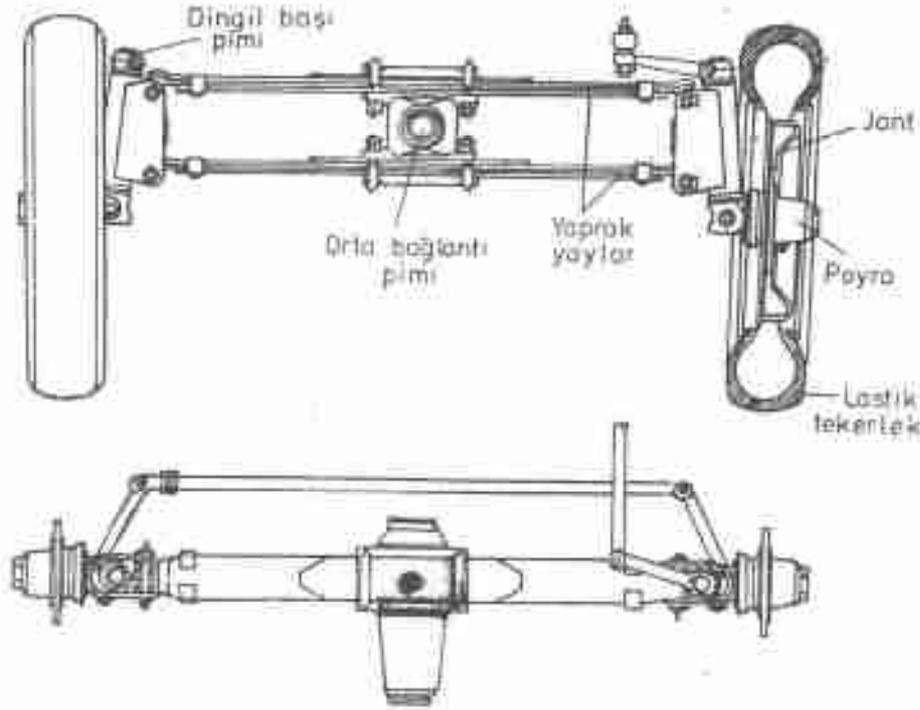
Traktörlerin yaylı, ya da yaysız ön dingillerinde, dingil başları üç şekilde olmaktadır (Şekil 3.31). Bunlar; kule tipi, yumruk tipi ve çatal tipi dingil başlarıdır.



Şekil 3.31. 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 çönmeyi sağlayacak, iki yaprak yaylı bağlantı biçimi Şekil 3.32 de görülmektedir.

Ön dingilin yaysız olarak bağlanmasında, dingil ± 300 mm sarıkaç şeklinde sallanacak biçimde ortadan traktöre bağlanır. Orta bağ-



Şekil 3.33. İki yaprak yay paketi yardımıyla ön dingilin bağlanması.

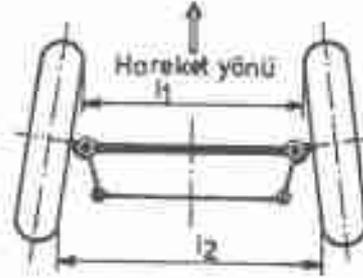
lanıtı noktası ne kadar yüksek olursa, araziye uyum o derece kolay ve devrime tehlikesi o kadar az olur.

Direksiyon kutusundan tekerleklere dümenleme etkinliğinin iletilmesi, dümenleme çubuğu ve rot yardımıyla olur. Dümenleme çubuğu iki adet işe, bunlar direkt olarak kısa rotaları etkilemekte ve uzun rota gerek kalmamaktadır.

Ön dingili muharrir 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 kapanmalıdır. Bu kapanıklığın değerini ölçmek için, Şekil 3.33'de



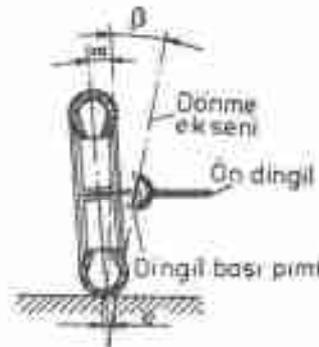
Şekil 3.33. Traktörlerde öne kapanıklık.

olduğu gibi jantın iç yüzeyinden yararlanılır. l_2 ve l_1 ölçüleri arasındaki fark 4-8 mm kadar olmalıdır. Öne kapanıklık lastiklerin aşırı aşınmasını ve ön dingilin titreşimli çalışmasını engeller.

Kamber (Camber = Ön Tekerleğin Dışa Meyil) Açısı: Ön tekerlekler dik olarak durmaz, dışa doğru $\alpha = 2 \dots 4^\circ$ açı yaparlar. Bu açının durumu Şekil 3.34'de görülmektedir. Kamber açısı, dümenlemede etkinliği artırmaktadır.

Dingil Baş Pimi Eğikliği: Dingil baş pimi de, düşeyle belli bir açı yapmakta ve değeri $\beta = 3 \dots 7^\circ$ kadar olmaktadır (Şekil 3.34). Bu açı, çarpmaları engeller ve dümenlemeyi kolaylaştırır.

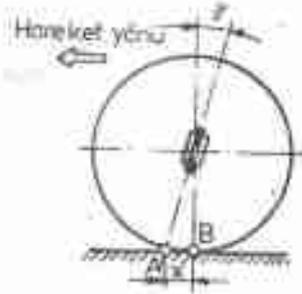
Yuvarlanma Yarıçapı: Ön tekerleğin dingil baş pimi etrafında dönmesi, α ve β açılarının etkisi altında oluşan e yarıçapıyla olmaktadır (Şekil 3.34), e değerinin sıfır olması, hızı düşük traktörlerde dümen-



Şekil 3.34. Kamber açısı ve dingil baş pimi eğikliği.

leme kuvvetinin artmasına neden olmaktadır. Bu sakıncayı gidermek için, $c = 20 \dots 70$ mm değerinde alınmaktadır.

Kaster (Caster) Açısı: Dingil başı pimi, öne doğru da düşeyle açı yapmaktadır. Bu γ açısının değeri, ön dingili muharrik traktörlerde $0 \dots 3^\circ$ ve normal traktörlerde $1 \dots 5^\circ$ olmaktadır (Şekil 3.35). 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.



Şekil 3.35, Kaster açısı.

3.4.1.2. Arka Dingil

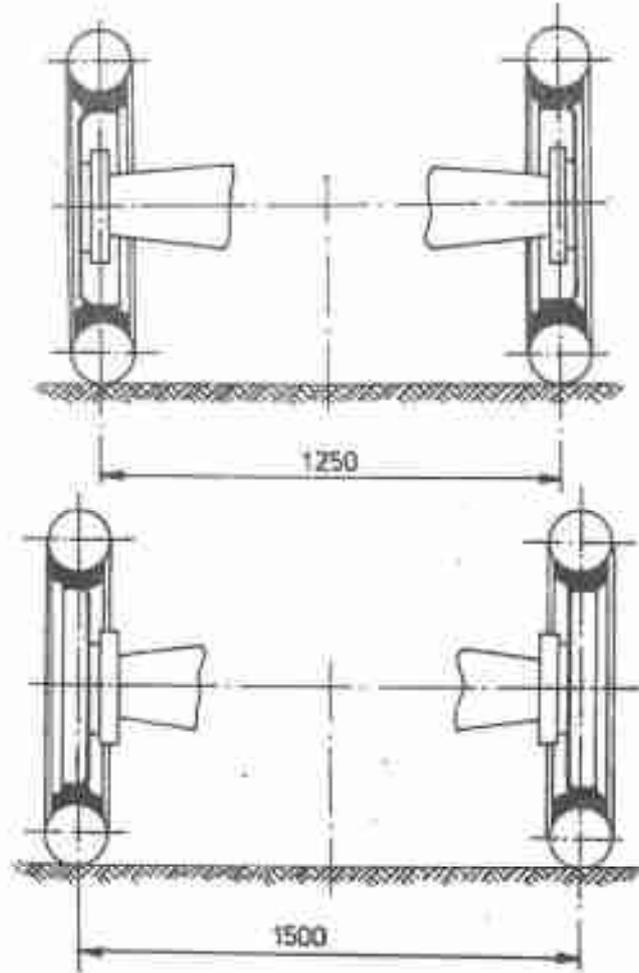
Traktörlerde arka dingilden bahsederken, yalnız bir dingil yapısı genellikle anlaşılmalıdır. Diferansiyel kutusu ve buna flançlarla bağlanmış bulunan aks kovanları dingili oluşturmaktadır. Aks kovanlarına da son redüksiyon kutusu bağlanmaktadır.

Arka dingilde muharrik kumullar; diferansiyel, iki adet aks mili, fren kampanası, son redüksiyon dişlileri, poyra ve mili olarak sıralanabilir.

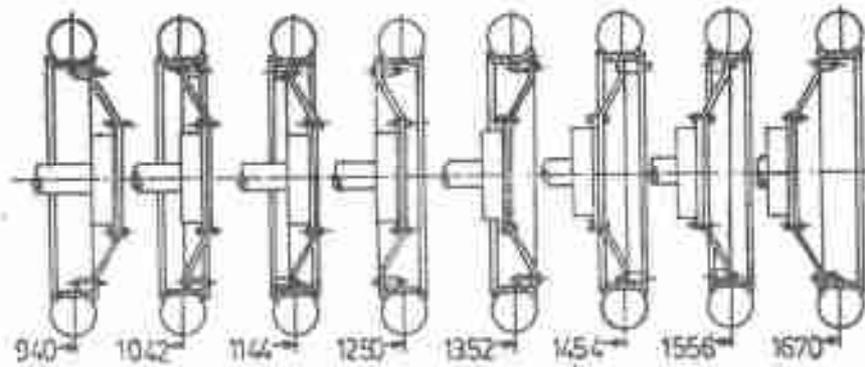
Daha önce de belirtildiği gibi, traktörlerin minimum 350 ... 400 mm olması istenen toprak aralıkları, arka dingile bağlı son redüksiyon kutusunu, küçük dişlinin eksenine etrafında döndürerek, değiştirilebilmektedir. Buna karşın, son redüksiyonsuz arka dingil, ucuz yapıda olduğu için çokça uygulanmaktadır.

3.4.1.3. İz Genişliğinin Ayarlanması

Çeşitli tarımsal işlerin yapılmasında, değişik traktör iz genişliklerine gereksinime duyulmaktadır. Bunun sağlanabilmesi, jant göbekleri



Şekil 3.36. Jant göbeklerinin değiştirilmesiyle te genişliğinin ayarlanması.



Şekil 3.37. Jant genişliğinin, janta bağlantı yerini değiştirerek te genişliğinin ayarlanması.

ayarlı bağlantılarını değiştirmekle ve jantları döndürmekle olmaktadır.

En fazla kullanılan yöntem, jantların (dolayısıyla lastiklerin) değiştirilmesi yöntemidir (Şekil 3.36). 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 mm dir. Jantın merkezden kaçıklığı $t = 57,5$ mm ve göbek sacı kalınlığı 10 mm olduğu için,

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

olmaktadır.

Tarım traktörleri iz genişlikleri, güçlerine göre standartlaştırılmış olmasına karşın, birçok firma bu standart ölçüler yanında, çok sayıda değişik kademeleri içeren ayar olanakları geliştirmiştir (Şekil 3.37).

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

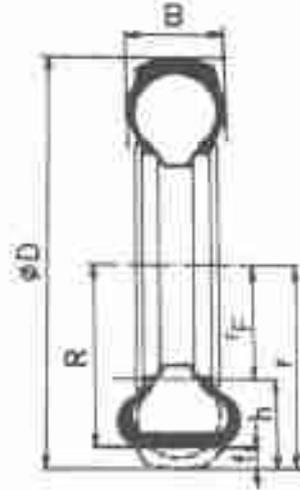
3.4.1.4. Traktör Lastikleri

Traktörlerde, düşük basınçlı hava lastiklerin kullanılmasına başlandı. 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.

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 büyütmektedir. Lastik ölçülerinin büyümesi, lastik basıncının düşürülmesi olanağını da doğurmaktadır.

Etkin Lastik Yarıçapı: Traktör lastiği yük altında az da olsa esnemektedir. Bu yönden etkili lastik yarıçapı, lastiğin boş durumdaki yarıçapından daha küçük olmaktadır (Şekil 3.38).

Etkin lastik yarıçapını ölçmek için; lastik, müsaade edilen maksimum yük ile yüklenmiş durumunda ve 1,5 bar basınç altında, beton



Şekil 3.38. Etkin statik lastik yarıçapı. r : Yarıçap, R : Etkin yarıçap, r_y : Jant yarıçapı, h : Lastik kesit yüksekliği, f : Emme yolu, B : Lastik genişliği, $R = r - f$, $b = r - r_y$

Cetvel 3.5. Traktör ön lastikleri ve taşıma kapasiteleri.

Lastik ölçümü	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 çalıştırma, en fazla hız 6 km/h	
	Lastik basıncı (bar)			Lastik basıncı (bar)		Lastik basıncı (bar)	
	1	1,5	2	2,5	3	2,5	3
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

yol üzerinde yürünür. Belirli devir sayısında alınan yol ölçülerek, etkin yarıçap hesaplanır. Etkin yarıçapın yük ile değişmesi patinaj ölçmelerinde, ölçme sonuçlarının gerçek rakamlardan daha büyük çıkmasına neden olabilmektedir.

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 artığında, temas yüzeyi 1348 cm² den 1800 cm² ye çıkarak, % 60 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 Cetvel 3.5'de arka lastiklere ilişkin değerler de Cetvel 3.6'da verilmiştir.

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

Traktör ön lastikleri, dümenleme etkinliğini artırmak, iz tutmada kolaylık sağlamalı ve kendini temizleyebilmelidir. Bu amaçla, lastik profili lastiğin çevresinde boydan boya çıkıntılı ve parçalı biçimde olmaktadır.

Cetvel 3.6. 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	1,5	0,8	1	1,5
6-24	275	325	400	330	390	480
7-24	330	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	700	800	1000	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	1280	1500
11-36	945	1070	1350	1275	1340	1620
11-38	975	1100	1375	1320	1375	1650
12-30	1200	1350	1725	1620	1690	2075
13-30	1750	1975	2500	2360	2475	3000

Muharrik lastikler, herşeyden önce, çeki kuvvetinin geliştirilmesinde toprağa iyi tutunmayı sağlamalı, toprağı deforme etmemeli ve kendini temizleyebilmelidir. Bu amaçla, profil lastiğin çevresinde, "V" yapısında olmaktadır.

3.5. 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 simidinde iletilmemelidir.

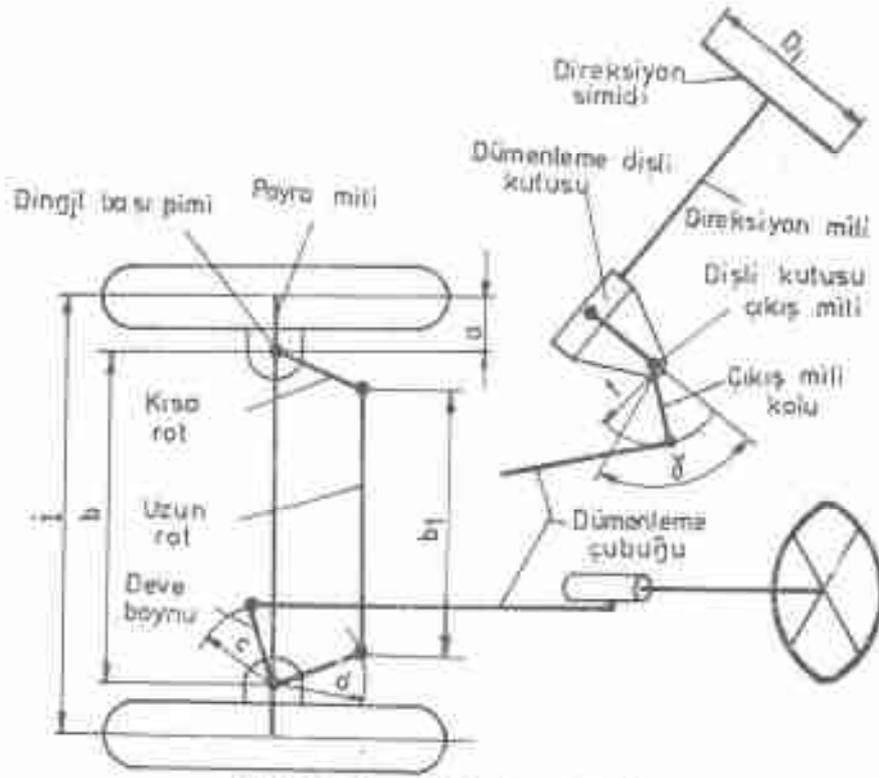
Dümenleme tekerleklerine, direksiyon simidi, direksiyon dişli kutusu, istikamet çubuğu ve rotlar aracılığıyla iletilen dümenleme kuvveti, mümkün olduğu kadar küçük olmalıdır. Sonuna kadar dümenlenen tekerleklerin geriye getirilmesi, çok düşük hızlarda bile, gayet kolay olmalıdır.

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 3.39 dan anlaşılacağı gibi, rotlu dümenleme sistemi, dümenleme sırasında, daha geniş bir dayanma yüzeyi bırakmaktadır.

Dümenlemede, en küçük dönme dairesi ($2.R_d$) ve en küçük dönme alanı ($2.R_d$) 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 ise; traktör aynı şekilde döndürüldüğünde, en dış noktasının çizdiği alanın çapı olmaktadır.



Şekil 3.40. Normal dümenleme sistemi.

Dümenleme sırasında iç ve dış tekerleklerin yapması olduğu β ve α açıları birbirinden farklı olmaktadır (Şekil 3.41). Dingil başı pimleri arasındaki uzaklık b ve dingiller arası uzaklık l alarak, simetrik dümenleme yanığında:

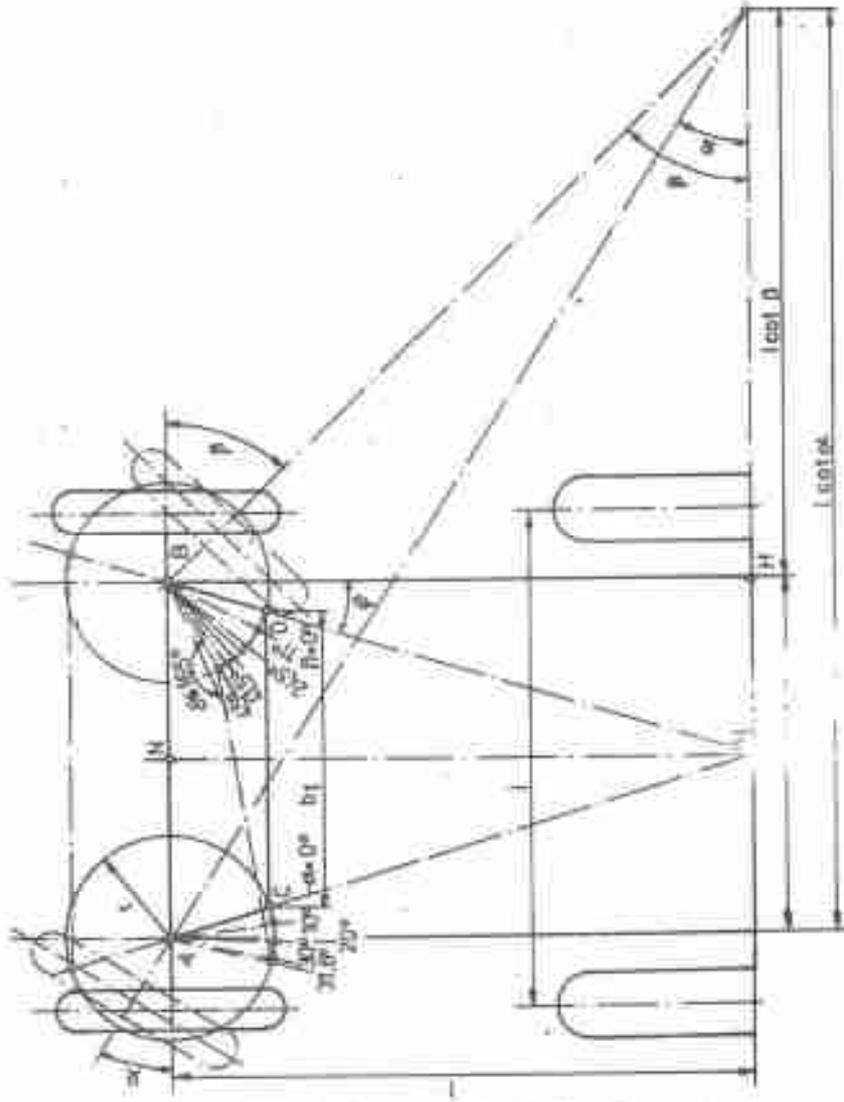
$$l \cot \alpha - l \cot \beta = b \quad (30)$$

ya da,

$$\cot \alpha - \cot \beta = b/l \quad (31)$$

eşitlikleri yaklaşık olarak yazılabilir.

Dingiller arası uzaklık l nin, iz genişliği l nin 1,5 katından küçük olması ($l < 1,5 \cdot l$) koşuluyla, kısa rotların uzunlarının arka dingil üzerinde kesilmektedir. Bu durumdaki rot açıları ϕ olarak belirtilmektedir.



Şekil 3.41. $l < 1,6 b$ olması koşuluunda dümenleme açıları.

dir. Bu açının değeri, traktörlerde $17 \dots 18^\circ$ kadardır. Kısa ve uzun rot arasındaki açı da, tam dümenleme durumunda, 165° den az olmamalıdır.

$\cot \alpha = -\cot \beta = b/l$ bağıntısında $b/l = 0,625$ alarak, α değerlerini karşılayan β değerleri hesaplanır ve bunlar grafik değere-

riyle karşılaştırılırsa Cetvel 3.7'deki değerler elde edilmektedir. Hesaplanan ve ölçülen β açıları arasındaki fark 1° den az olmalıdır.

Dümenleme sisteminde, direksiyon dümenleme açısı ile, tekerlek dümenleme açısı arasındaki redüksiyon oranı i_w ile, kuvvetler arasındaki redüksiyon oranı da i_p ile gösterilmektedir. Dümenleme açıları arasındaki i_w redüksiyon oranı i_1 ve i_2 çarpımından oluşmaktadır.

Cetvel 3.7. $b/l = 0,625$ koşulunda, α açısını karşılayan β açısı değerleri.

α (derece)	0	10	20	30	31.6
Hesaplanan β (derece)	0	11.21	25.23	42.09	45
Ölçülen β (derece)	0	11	24.5	41.5	45.8

Bunlardan i_1 , direksiyon kutusunun iç oranıdır ve aşağıdaki şekilde belirlenir:

$$i_1 = \frac{\text{Direksiyon simidinde dümenleme açısı}}{\text{Direksiyon çıkış milinde dönme açısı}} = \frac{360^\circ \cdot n}{\gamma^\circ} \quad (32)$$

Bu bağlamda;

n : Direksiyon simidi devir sayısı,

γ : Direksiyon çıkış mili dönme açısı (derece) dir.

Bu i_1 oranı 18 kW dan küçük traktörlerde 16 : 1 ve 18 kW dan büyük traktörlerde ise 18 : 1 olmaktadır. γ açısı ise, $75^\circ \dots 90^\circ$ arasında yer almaktadır.

i_2 transmisyon oranı dümenleme kolları arasındaki oran olup, Şekil 3.40 dan yararlanarak;

$$i_2 = \frac{c}{f} \cdot \frac{a}{d} \quad (33)$$

çiftliğiyle yaklaşık olarak hesaplanır. Burada;

- f : Dişli kutusu çıkış mili kolu uzunluğu (mm),
 c : Develoynu kolu uzunluğu (mm),
 d : Kısa rot uzunluğu (mm),
 a : Poyraz mili uzunluğu (mm) dir.

Bu bağıntıda verilen oranlar direksiyonun konumuna göre değişmektedir. Tarım traktörlerinde a/d oranı 1 olarak alınmakta ve i_2 'nin değeri 0,8 ... 1,3 arasında değişmektedir. Toplam açsal redüksiyon oranı,

$$i_w = i_1 \cdot i_2 \quad (34)$$

olmaktadır.

Tekerlek dümenleme kuvvetinin direksiyona uygulanan kuvvete oranı, aşağıdaki bağıntıyla hesaplanmaktadır:

$$i_p = \frac{\eta \cdot i_w \cdot R_L}{e} \quad (35)$$

Bu bağıntıda:

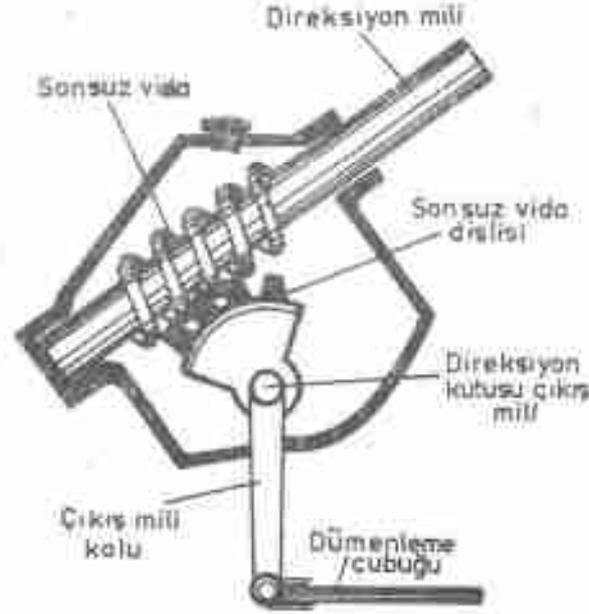
- η : Direksiyon kutusu (0,4 ... 0,6) ve dümenleme kollarındaki (0,75 ... 0,83) toplam verim (0,3 ... 0,5),
 i_w : Toplam açsal redüksiyon oranı,
 e : Yuvarlanma yarıçapı (mm),

R_L : Direksiyon simidi yarıçapı ($= \frac{D_L}{2}$) (mm) dir.

Zeminden gelen kuvvetlerin dümenlemeye etkisini azaltmak için, e 'nin mümkün olduğu kadar küçük olması istenir. Ancak $e = 0$ olmamalıdır. Çünkü bu durumda, hareketsiz, ya da yavaş hareket halindeki traktörde dümenleme için gerekli kuvvet çok büyük olur. $e = 20 \dots 70$ mm alınmalıdır.

Makavemet hesapları için, direksiyondaki dönme momenti 50 Nm alınmalıdır. Zemin engebelerinin yaratacağı çarpmalar da göz önüne alınarak bu değer iki katına kadar artırılabilir. Dümenleme sistemi boşlukta olmalıdır. Ancak, direksiyon çevresinin 1/35 i kadar boşluğu izin verilmiştir.

Direksiyon kutusu, normal dümenleme ve tekerleklerin ayrı ayrı dümenlenmesinde birbirinden farklı olmaktadır. Ayrıca bu farklılık



Şekil 3.42. Sonsuz vida ve dişlisinden oluşan direksiyon kutusu.

Firmalara göre de göze çarpmaktadır. Tarım traktörlerinde, sonsuz vida ve dişlisi (Şekil 3.42) vida ve somun, vida ve eksantrik kollu direksiyon kutuları çokça kullanılmaktadır.

3.6. Fren Donanımı

3.6.1. Frenler İçin Temel Bağıntılar

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

$$S = \frac{v^2}{2b} = \left(\frac{V}{3,6} \right)^2 \cdot \frac{1}{2b} \quad (36)$$

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;

$$S_{min} = \frac{v^2}{2 \cdot b_{maks}} \quad (37)$$

olmaktadır. Dinamik kütle kuvveti,

$$P = m \cdot b = \frac{G}{g} \cdot b \quad (38)$$

dir. Bu kuvvet frenin çevre kuvvetine eşit olmalı, yani $P = B$ olmalıdır.

Frenler bloke durumunda iken frenleme kuvveti,

$$B = G_{ard} \cdot \mu_k = G \cdot \frac{b}{g} \quad (39)$$

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 ($\approx 9,81 \text{ m/s}^2$),
- B : Frenleme kuvveti (N),
- G_{ard} : Frenleme sırasında arka dingile gelen traktör ağırlığı (N),
- μ_k : Frenlenen tekerleklerin tutunma katsayısıdır.

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

$$G_{ard} = \frac{G \cdot l_1}{l} - \frac{P \cdot h_a}{l} = \frac{G(g \cdot l_1 - b \cdot h_a)}{g \cdot l} \quad (40)$$

kadardır. Yukarıdaki denklemlerden yararlanarak,

$$P = B = \frac{G \cdot b}{g} = \frac{G(g \cdot l_1 - b \cdot h_a) \cdot \mu_k}{g \cdot l} \quad (41)$$

yazılabilir. Bilinen μ_k değerinden maksimum ivme,

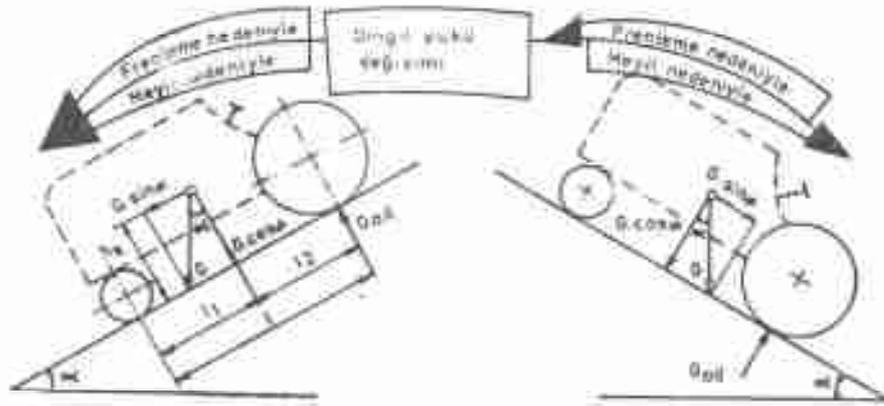
$$b_{max} = \frac{l_1 - \mu_k \cdot g}{1 + h_k \cdot \mu_k} \quad (42)$$

bulunur. Aynı şekilde, arka dingilde maximum frenleme kuvveti,

$$B_{max} = \frac{G \cdot l_1 - \mu_k}{1 + h_k \cdot \mu_k} \quad (43)$$

olarak bulunur.

Yokuş çıkarken, ya da iniş inerken traktör frenlendiğinde, meyil açısını α ve yuvarlanma direnci katsayısını f_r olarak, traktör arka dingil yükü (Şekil 3.43);



Şekil 3.43. Yokuş aşağı ve yokuş yukarı frenleme kuvvetleri.

$$G_{ad} = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot l_1 \pm G \cdot h_k \cdot \sin \alpha - G \cdot f_r \cdot \cos \alpha}{g \cdot l} \quad (44)$$

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;

$$B = \frac{G \cdot \mu_k \cdot \cos \alpha (l_1 \pm h_k \cdot \tan \alpha - f_r \cdot R)}{1 + \mu_k \cdot h_k} \quad (45)$$

eşitliğiyle hesaplanmaktadır.

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

$$G \cdot f_r \cdot \cos \alpha + B - G \cdot \sin \alpha = 0 \quad (46)$$

Bu bağıntıdan,

$$B = G \cdot \cos \alpha (tg \alpha - f_r) \quad (47)$$

bulunur.

3.6.2. Frenlerin Tipleri

Frenleri genel olarak;

- İşletme frenleri (yol freni, servis freni),
- Park frenleri,
- Dümenleme frenleri

olarak üç grup altında toplamak olanaktır.

İşletme frenine ayak pedali 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 (örneğin IHC) 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) frenlemekle etkili olurlar. Şekil 3.44'te işletme freni, park freni ve dümenleme freninin kombinasyonu görülmektedir.

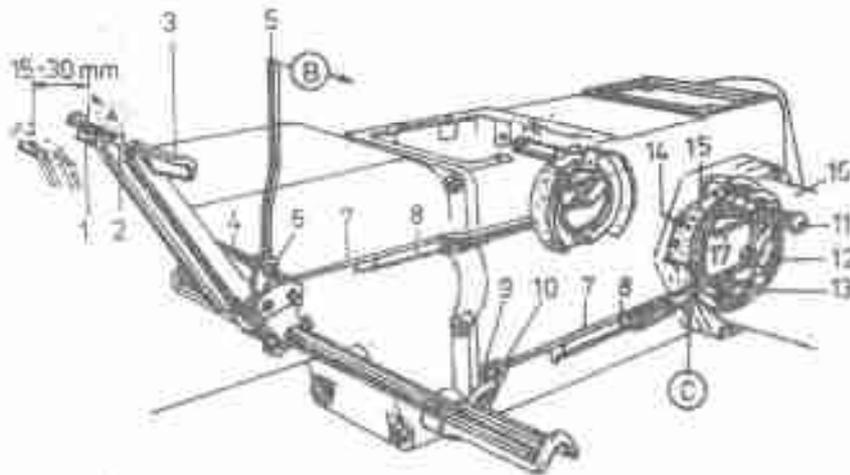
Frenleri yapısal yönden ise:

- Radyal frenler,
- Aksiyal frenler

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

Radyal frenlerde, sürtünme yüzeyindeki sürtme hızı tüm yüzeyde eşit olmakta, aksiyal frenlerde ise merkezden dışa doğru artmaktadır. Bu frenlerin hiç birinde, 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 sürtümlü, bantlı ve diskli frenler kullanılır.



Şekil 3.44. İçten sürtümlü mekanik fren işletme, pedal ve düzenleme fren kompleti. 1. Sağ fren pedali, 2. Sağ-sol fren bağlantı kilidi, 3. Sol fren pedali, 4. Pedal desteği, 5. El freni kolu, 6. El freni teahiti, 7. Fren çubuğu, 8. Geri getirme yayı, 9. Kontrol mekanizması, 10. Ayar mekanizması, 11. Fren eksenlik mil, 12. Fren kampanası, 13. Pabuç teahiti, 14. Fren balatası, 15. Fren pabuç, 16. Aka koyucu, 17. Fren pabuç yayı. A: Sağ-sol frenin ayarlanması. B: El freninin bırakılması. C: Fren çubuğu girip.

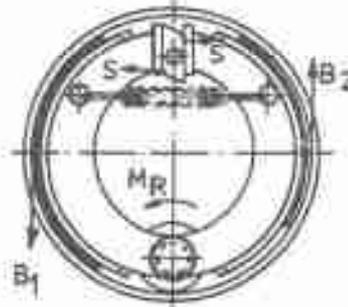
3.6.3. İşletme Frenleri

İşletme frenleri içten sürtümlü (tek eikli = simplex, çift eikli = duplex ve servis eikli) ve diskli fren şeklinde olmaktadır. Fren pabuçlarının tesbit noktaları sabit ya da hareketli olabilir. Tesbit noktası hareketli olanlarda, genellikle sürücü pabuçları frenleme etkisiyle ikinci pabuca komuta edilerek onun da frenlenmesi sağlanmaktadır.

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

3.6.3.1. Tek Etkili Frenler (Simplex Frenler)

Şekil 3.45 de verilen iki pabuçlu tek etkili frenlerde, dönüş yönü fren pabuçları üzerindeki sürtünme kuvvetlerine etkili olmaktadır. Toplam frenleme kuvvetinin $3/4$ ünü dönüş yönüne doğru açılan pabuç ve ancak $1/4$ ünü ise diğer pabuç sağlayabilmektedir.

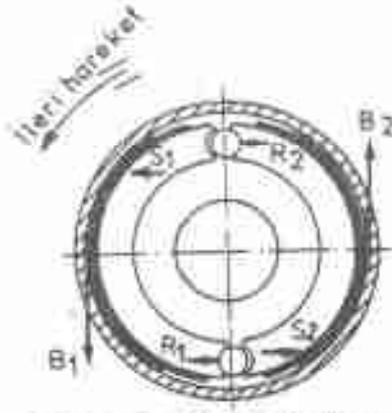


Şekil 3.45. İki pabuçlu tek etkili fren.

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 milî tarafından itilmektedir. Frenin etkisi, kampananın dönüş yönüne açılan kampanada çok daha fazla olmaktadır. Diğer kampanada ise, yüzey basıncı ve dolayısı ile etki gayet az olmaktadır. Yüzey basıncının bu şekilde dengesiz dağılışı, yapının bir sonucu olmaktadır.

3.6.3.2. 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 3.46).



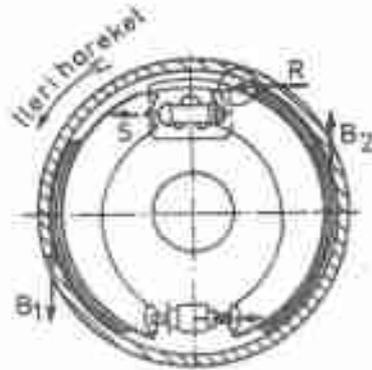
Şekil 3.46: Çift etkili frende kuvvetler.

Bu frenlerde, balata yüzey basıncı yaklaşık eşittir. Böylece, her iki pabuğun ve yatakların yüklenmesi de simetrik olmaktadır.

Şekil 3.46 da şematik olarak görüldüğü gibi, dönüş yönüne bağlı olarak, her iki pabuğun da aşır kısmı açılmaktadır. Arka kısımlar pimler üzerinde desteklenmektedir. Dönüş yönü değiştiğinde bunun tersi olmaktadır.

3.6.3.3. Servo Etkili Frenler

Servo etkili frenin çalışmadaki temel prensip, dönüş yönüne göre 1. durumda olan pabuğun önce frenlemeye girmesi ve onun etkisiyle de ikinci pabuğun frenleme yapmasına dayanmaktadır (Şekil 3.47). Birinci durumda olan balatanın kampanaya sürtmesi kesilince, bunun ikinci pabuç üzerindeki etkisi ortadan kalkacağı için, frenleme son bulmuş olacaktır.



Şekil 3.47: Servo etkili frende kuvvetler.

3.6.4. Fren Hesapları

3.6.4.1. Kampanalı Fren Hesabı

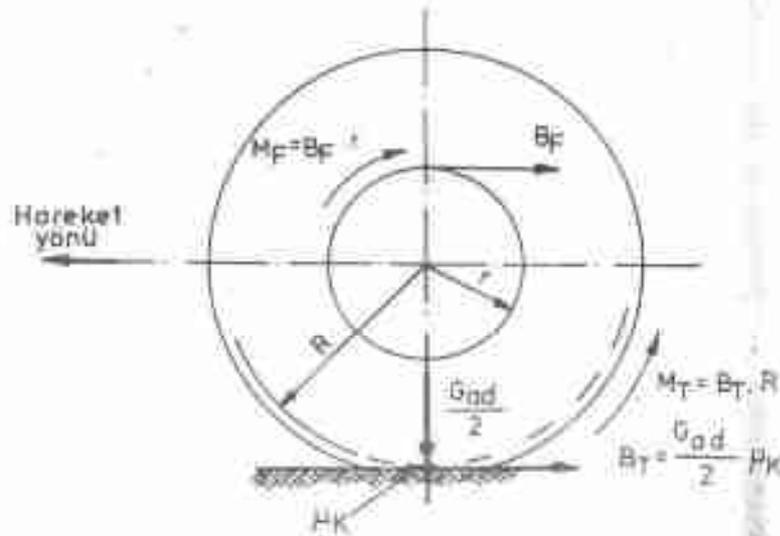
Traktör arka dingiline bağlı bir tekerleğin, işletme freni ile frenlenmesi durumunda, çevrede elde edilen frenleme kuvveti (B_T) 39 nolu bağıntıdan yararlanılarak,

$$B_T = \frac{G_{ad}}{2} \cdot \mu_K \quad (\text{N}) \quad (48)$$

eşitliğiyle hesaplanmaktadır. Tekereğin etkin yarıçapı R alınarak, bu kuvvetin yaratacağı dönme momenti (Şekil 3.48):

$$M_T = B_T \cdot R \quad (\text{Nm}) \quad (49)$$

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



Şekil 3.48. Frenleme tekerlekle kuvvet ve momentler.

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

$$M_T = B_T \cdot r \quad (\text{Nm}) \quad (50)$$

olarak yazılır. $M_T = M_F$ olduğuna göre,

$$B_F \cdot r = B_T \cdot R$$

ya da,

$$B_F = \frac{B_T \cdot R}{r} \quad (\text{N}) \quad (51)$$

olmaktadır. Bu bağıntılarda (48 ... 51);

- B_T : Bir tekerleğin frenleme kuvveti (N),
- G_{din} : Traktörün dinamik arka dingil ağırlığı (N),
- μ_B : 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.

Öte taraftan, B_F kampana çevresindeki toplam frenleme kuvveti,

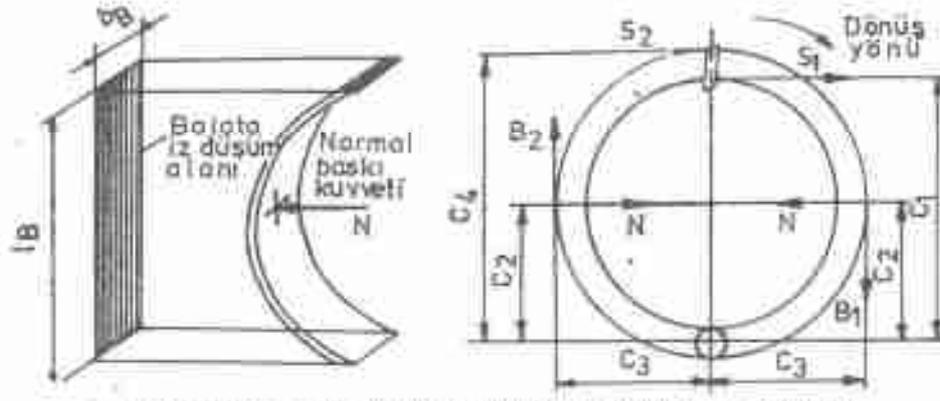
$$B_F = 2 \cdot N \cdot \mu \quad (\text{N}) \quad (52)$$

eşitliğiyle hesaplanmaktadır. Burada, μ ; fren balatası ile kampana arasındaki sürtünme katsayısını ve N ; fren pabuçları üzerine etkileyen normal baskı kuvvetini ifade etmektedir. Normal baskı kuvveti N , balata iz düşüm alanı A (cm^2) ile, özgül yüzey basıncı p (N / cm^2) nin çarpımından bulunmaktadır. Şu halde,

$$N = A \cdot p \quad (\text{N}) \quad (53)$$

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

Şekil 3.49 da, balatanın izdüşüm boyutları l_b ve b_b ile verilmiştir. A alanının yerine bu boyutları yazarak 51 ve 52 no'lu eşitliklerden yararlanılırsa,



Şekil 3.48. Fren kampanasındaki (pabuçlardaki) kuvvetler ve balataın iz düşüm alanı.

$$B_F = \frac{B_T \cdot R}{r} = 2 \cdot N \cdot \mu = 2 \cdot A \cdot p \cdot \mu = 2 \cdot l \cdot b \cdot p \cdot \mu \quad (54)$$

yazılabilir. Bu son eşitlikten N kuvveti hesaplanmak istenirse;

$$N = \frac{B_T \cdot R}{2 \cdot r \cdot \mu} \quad (55)$$

elde edilir.

Fren eksantrijği tarafından dönme yönündeki pabuca uygulanan gerdirme kuvveti (Şekil 3.49);

$$S_1 = \frac{NC_2 - \mu NC_3}{C_1} \quad (56)$$

olmaktadır. İkinci pabuca uygulanan gerdirme kuvveti ise;

$$S_2 = \frac{NC_2 + \mu NC_3}{C_4} \quad (57)$$

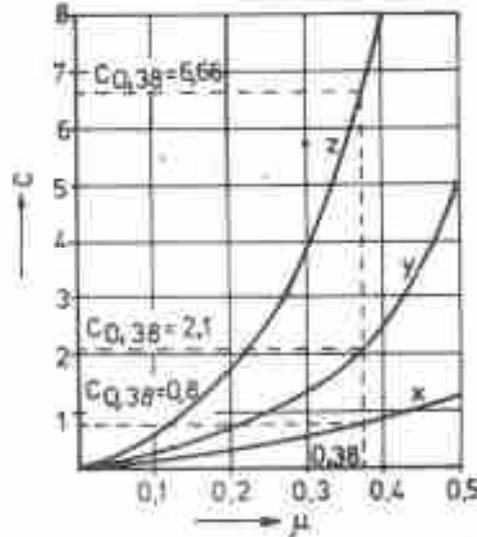
eşitliğiyle bulunur. S_1 ve S_2 kuvvetleri aynı eksantrik tarafından sağlandığı için eşit olarak alınırsa, bunların uygulanması sonucu ortaya çıkan B_1 ve B_2 frenleme kuvveti, fren tipine bağlı olarak, birbirinden farklı olmaktadır. Kampana çevresindeki toplam frenleme kuvveti B_F 'nin, toplam gerdirme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

$$C = \frac{B_1 + B_2}{S_1 + S_2} = \frac{B_F}{S} \quad (58)$$

olmaktadır. Frenin yapısına bağlı olarak, B_1 / B_2 ve $C = B_F / S$ oranlarının değerleri Cetvel 3.8 de ve C değerinin μ ye bağlı değişimi Şekil 3.50 de verilmiştir.

Cetvel 3.8. Frenin, yapısına bağlı olarak, karakteristik değerleri.

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



Şekil 3.50. İç değiştirme oranı C nin μ ye bağlı değişimi (x: Tek etkili frende, y: Çift etkili frende, z: Servo etkili frende).

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

$$P_D = 2 \cdot \frac{S}{i_F \cdot \eta_F} = 2 \cdot \frac{B_F}{C \cdot i_F \cdot \eta_F} = 2 \cdot \frac{B_T \cdot R}{r \cdot C \cdot i_F \cdot \eta_F} \quad (59)$$

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

$$P_D = \frac{B \cdot R}{r \cdot C \cdot i_F \cdot \eta_F} \quad (60)$$

elde edilir. Bu eşitliklerde:

- P_D : 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 3.50),
- 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:

a) Frenleme Kuvvetinin Bulunması:

Verilenler

$$G = 25\ 000 \text{ N} \quad l_1 = 1,53 \text{ m}$$

$$b = 4,8 \text{ m/s}^2 \quad h_k = 0,75 \text{ m}$$

$$l = 2,12 \text{ m}$$

Frenleme için gerekli kuvvet 41 numaralı bağıntıdan yararlanılarak,

$$P = B = \frac{G \cdot b}{g} = \frac{25\,000 \cdot 4,8}{9,81} = 12232,4 \text{ N}$$

olarak bulunur. Zemin ile lastik arasındaki tutunma katsayısı bu kuvvetin sağlanmasına uygun olmalıdır. Bu amaçla, 41 numaralı bağnıdan yararlanarak hesaplanan μ_k değeri, beton yol için verilen $\mu_k = 0,90$ değerinden küçük olmalıdır:

$$\mu_k = \frac{B \cdot g \cdot l}{G(g \cdot l_1 - b \cdot h_k)} = \frac{12232,4 \cdot 9,81 \cdot 2,12}{25000(9,81 \cdot 1,53 - 4,8 \cdot 0,75)}$$

$$\mu_k = 0,89$$

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

b) Fren Kampanası Çapının Hesaplanması

Verilenler

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

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

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

$$B = 12232,4 \text{ N}$$

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

$$C = 0,8 \text{ (Şekil 3.50 den tek etkili fren için)}$$

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

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

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

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

$$\gamma_F = 0,80$$

Tek etkili fren için kampana yarıçapı, 56 numaralı eşitliği kullanarak;

$$r = \frac{B \cdot R}{P_D \cdot C \cdot (i_F - \gamma_F)} = \frac{12232,4 \cdot 0,75}{550 \cdot 0,8 \cdot 50 \cdot 0,8} \approx 0,521 \text{ m}$$

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

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

$$r = \frac{B \cdot R}{P_p \cdot C \cdot i_F \cdot \gamma_F} = \frac{12232,4 \cdot 0,75}{500 \cdot 2,1 \cdot 50 \cdot 0,8} \approx 0,218 \text{ m}$$

bulunur. Aynı şekilde, servo etkili frende kampana yarıçapı:

$$r = \frac{B \cdot R}{P_p \cdot C \cdot i_F \cdot \gamma_F} = \frac{12232,4 \cdot 0,75}{250 \cdot 6,66 \cdot 35 \cdot 0,8} = 0,197 \approx 0,2 \text{ m}$$

olmaktadır.

c) Servo Etkili Frende Balata Boyutları:

Verilenler

$$B = 12232,4 \text{ N}$$

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

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

$$\mu = 0,40$$

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

Bir tekerleğin frenleme kuvveti:

$$B_T = \frac{B}{2} = \frac{12232,4}{2} = 6116,2 \text{ N}$$

ve kampana çevresindeki toplam frenleme kuvveti, 51 numaralı bağıntıdan yararlanarak,

$$B_F = \frac{B_T \cdot R}{r} = \frac{6116,2 \cdot 0,75}{0,2} = 22935,8 \text{ N}$$

bulunur.

Normal baskı kuvveti, 52 numaralı eşitlikten yararlanarak;

$$B_T = 2 \cdot N \cdot \mu = N \Rightarrow \frac{B_F}{2 \cdot \mu} = \frac{22935,8}{2 \cdot 0,40} = 28669,8 \text{ N}$$

olmaktadır. 53 numaralı bağıntı ile de fren balatası izdüşüm alanı,

$$A = \frac{N}{p} = \frac{28669,8}{70} = 409,6 \text{ cm}^2$$

olarak hesaplanmaktadır. Fren balatası izdüşüm boyu $l_B < 2r$ olmalıdır. $l_B = 36$ cm alınarak, balata genişliği;

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

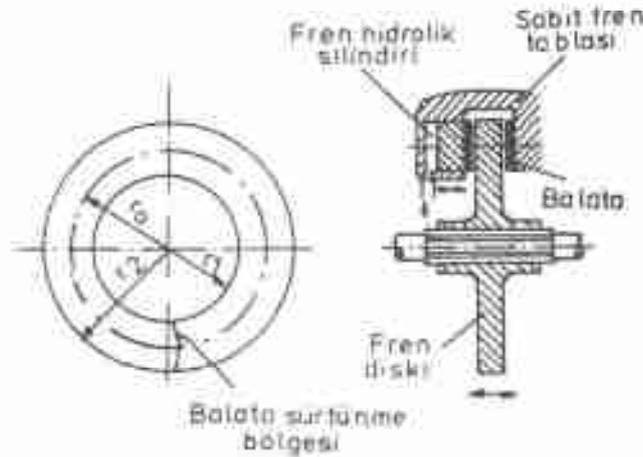
bulunur.

3.6.4.2. 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 3.51). Diskli frenlerde kuvvet iletimi, genellikle, hidrolik sistemle sağlanmaktadır.

Diskli frenlerde de fren momenti, 48 ... 51 numaralı bağlantılardan yararlanarak,

$$M_F = M_T = B_T \cdot R = B_T \cdot r$$



Şekil 3.51. Kısmi diskli frenin çalışma ilkesi.

şeklinde yazılabilir. Fren diskinin ortalama yarıçapı r_0 olarak alınırsa,

$$r_0 = \frac{r_1 + r_2}{2} \quad (61)$$

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

$$B_{F0} = \frac{M_F}{r_0} \quad (62)$$

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,

$$S = \frac{B_{F0}}{\mu \cdot Z} = A \cdot p \quad (63)$$

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 (cm^2).
- p : Örgül yüzey basıncı (N / cm^2) dir.

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

$$P_F = 2 \frac{S}{1,75} = 2 \frac{B_{F0}}{1,75 \cdot \mu \cdot Z} = 2 \frac{M_F}{1,75 \cdot \mu \cdot Z \cdot r_0} \quad (64)$$

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

$$P_p = 2 \cdot \frac{B_T \cdot R}{i \cdot \eta \cdot \mu \cdot Z \cdot r_b} \quad (65)$$

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

$$P_p = \frac{B \cdot R}{i \cdot \eta \cdot \mu \cdot Z \cdot r_b} \quad (66)$$

sonucuna varılır. Bu son eğitlikte;

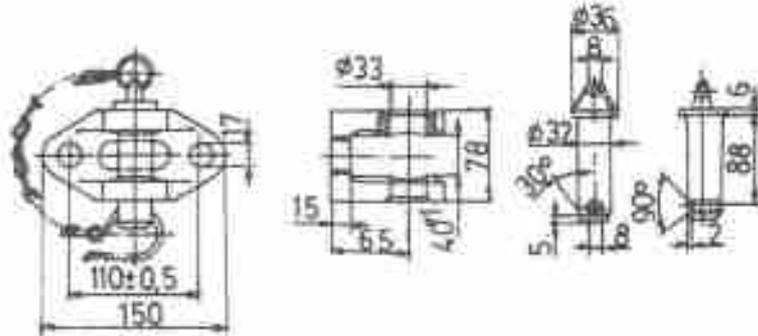
- P_p : Sürücünün fren pedalına basma kuvveti (N),
- B : Traktörün frenleme kuvveti (N),
- R : Etkili lastik yarıçapı (m),
- i : Pedaldan balatalara kadar kuvvet iletimindeki değiştirme (transmisyon) oranı,
- η : Kuvvet iletim sistemi verimi,
- μ : Sürtünme katsayısı,
- Z : Sürtünen yüzey sayısı,
- r_b : Fren diskinin ortalama yarıçapı (m) dir.

4. TRAKTÖRLERİN DONANIMLARI

4.1. Alet Bağlama Ve Çeki Kancaları

Traktörün arkasına bağlanan alet ve makinaların traktörden istediği çeki özellikleri farklı olmaktadır. Tarım arabasının traktöre bağlanmasında en önemli husus, iz genişliklerinin uyumu ve dönüşlerde tarım arabasının traktör izini takip edebilmesidir. Bunun sağlanabilmesi için, çeki kancasının traktör arka dingiline olan uzaklığı ile çeki kancasının tarım arabası ön dingiline olan uzaklığı birbirine eşit olmalıdır. Birinci ölçünün ikinciye oranla küçük olması dönüşlerde iz uyumsuzluğunu ortaya çıkarmaktadır.

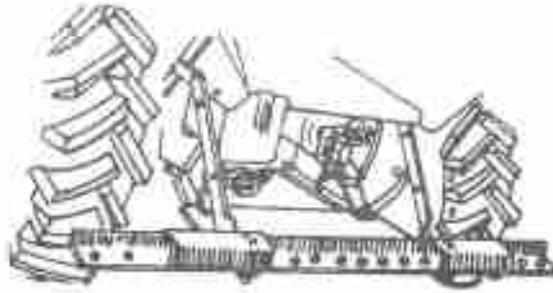
Çekilir tip tarım makinalarının traktöre bağlanmasında basit çeki kancalarından yararlanılmaktadır. Böyle bir kanca ve pimi Şekil 4.1 de görülmektedir.



Şekil 4.1. Çeki kancası ve pimi.

Çekilir tip iş makinalarının traktöre bağlanmasında kullanılan, en önemli elemanlardan birisi de çeki demiridir. Çeki demiri, traktör hidrolik alt bağlantı kollarına bağlanan, delikli lamadır. 25 kW e kadar olan traktörlerde delik çapı 22 mm ve delikler arası uzaklık 40 mm;

dağıtıcı büyük traktörlerde delik çapı 33 mm ve delikler arası uzaklık 80 mm olmaktadır (Şekil 4.2).



Şekil 4.2. Çeki demiri.

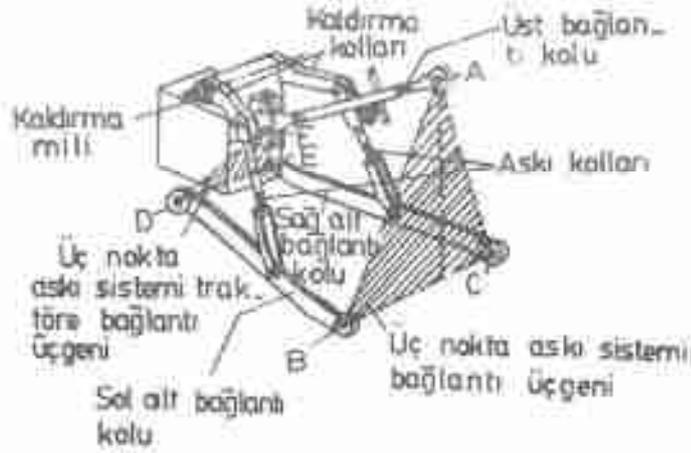
4.2. Üç Nokta Askı Sistemi

Traktör arka dingiline gelen ağırlık yeterli olmadığı için, ağır çeki işlerinde gerekli olan çeki kuvveti çoğu kez, geliştirilememektedir. Kaldığı, günümüz traktörleri oldukça hafif yapıyla imal edilmektedirler. Bu sakıncanın önüne geçmek için, traktör arka dingiline gelen ağırlığı artırmak gerekmektedir.

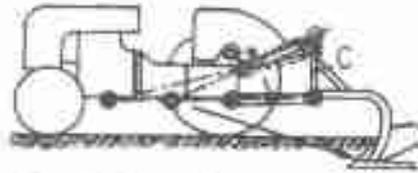
Çeki kancası, ya da çeki demirine gelen makina ağırlığını artırarak arka dingil yükünü artırma olanağı vardır. Ne var ki, bu tip yüklemelerde ön dingile gelen yük, aşırı şekilde azalarak dümenleme etkinliği kaybolmakta, hatta traktör sahilenmektedir. Bu durumun önlenmesi için alet bağlama noktasının arka dingilin önüne geçirilmesi gerekmektedir. Üç nokta askı sistemiyle bu koşul sağlanmış bulunmaktadır. Üç nokta askı sisteminin genel yapısı Şekil 4.3'de görülmektedir.

Üç nokta askı sisteminde üst bağlantı kolu ile alt bağlantı kolu birbirine paralel değildir. Uzantıları Şekil 4.4'de olduğu gibi, bir noktada kesişmektedir. Bu nokta, ideal çeki noktasıdır. Bu noktanın yeri, üst bağlantı kolunun boyunu ve konumunu ayarlamakla, değişmektedir. Gerçek çeki noktası ise, çeki mukavemeti doğrultusunun alt bağlantı kolları uzantısını kestigi nokta olmaktadır. İyi ayarlanmış bir bağlantı sisteminde, ideal çeki noktasıyla gerçek çeki noktası çakışır, ya da birbirine çok yakın olur.

Üç nokta askı sistemine, değişik firmaların imal ettiği tarım aletlerinin uyabilmesi gerekmektedir. Traktör büyüklüğüne göre sistem



Şekil 4.3. Üç nokta askı sistemi.



Şekil 4.4. İdeal çeki noktası ve değişimi.

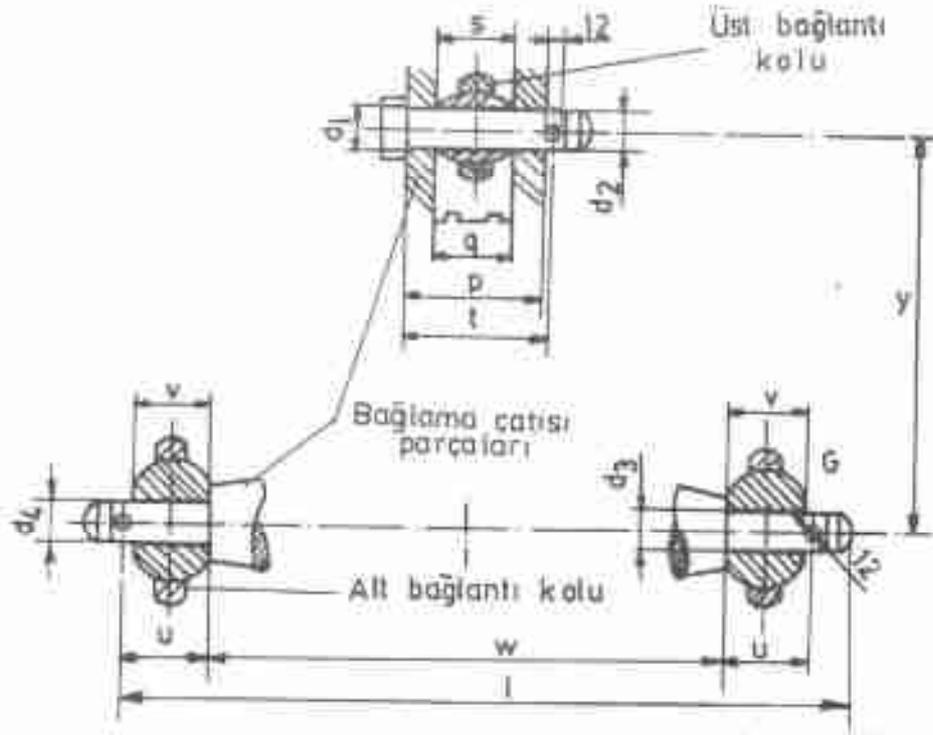
üç sınıf olarak standartlaştırılmıştır. Tarım makinası imalatı yönünden önemli olan standart ölçüler Şekil 4.5 ve Cetvel 4.1 de verilmiştir.

4.3. Hidrolik Kaldırma Sistemi

Traktörlerin kaldırma organları, dört temel prensibe göre çalışmaktadır. Bunlar;

- a. Mekanik kaldırma sistemleri,
- b. Elektrikli kaldırma sistemleri,
- c. Havalı (pnömatik) kaldırma sistemleri,
- d. Hidrolik kaldırma sistemleridir.

Bu sistemlerden ilk üçüne, günümüz traktörlerinde ender rastlanmaktadır. Uygulamada en fazla hidrolik kaldırma sistemi görülmektedir.

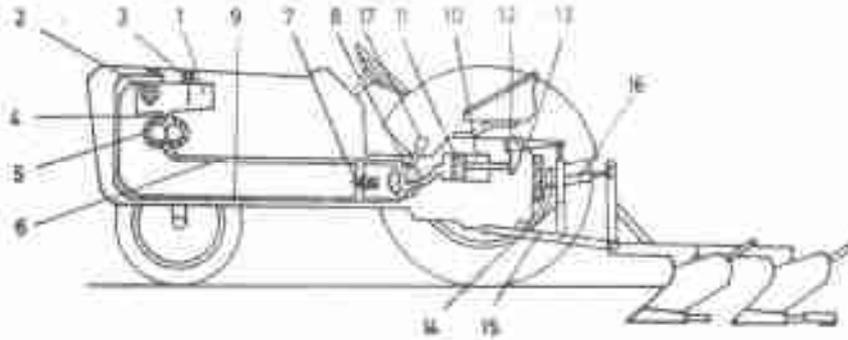


Şekil 4.3. Üç nokta eksen sistemi standart ölçüleri.

Çevre 4.1. Üç nokta eksen sistemi standart ölçüleri (mm).

Sınıf No	d_1 +0.540 -0.300	d_2	d_3 +0.630 -0.300	d_4 +0 -0.210	p en fazla	q en az	s en fazla
1	19	19 +0 -0.084	22,1	22	69	44,5	44
2	25,4	25,4 +0 -0.130	28,4	28	86	52	51
Sınıf No	l en az	u +1	v -0.2	w +2.5	y +1.5		
1	75	52	75	800	682	460 + 50 - 0	
2	93	63	43	902	825	460 + 190 - 0	

Hidrolik kaldırma sisteminde temel prensip; bir pompa tarafından hareketlendirilen sıvının, kaldırma silindrine dolarak kaldırma işlemini yapmasına dayanmaktadır. Bu görevin yapılabilmesi için; sistemin elemanları, Şekil 4.6'da olduğu gibi, traktörün değişik yerlerine dağıtık biçimde bağlı veya Şekil 4.7'de olduğu gibi, bir arada bulunabilmektedir. Yapıda yer alan başlıca elemanlar; yağ deposu, emme borusu, hidrolik pompa, basma borusu, yüksek basınç emniyet süpa-bi, hidrolik kontrol cihazı, geri dönüş borusu, hidrolik silindir (kaldırma silindiri) ve pistonudur.



Şekil 4.6. Elemanları dağıtık biçimde yerleştirilmiş hidrolik kaldırma sistemi (1. Depo; 2. Hidrolik yağ filtresi, 3. Havalandırma kapağı ve ölçü çubuğu, 4. Emme borusu, 5. Hidrolik pompa, 6. Basma borusu, 7. Yüksek basınç emniyet süpa-bi, 8. Hidrolik kontrol cihazı, 9. Geri dönüş borusu, 10. Hidrolik silindir, 11. Hidrolik pistonu, 12. Kaldırma mil-i, 13. Kaldırma kolları, 14. Askı kolları, 15. Alt bağlantı kolları, 16. Üst bağlantı kolu, 17. Hidrolik kamusa kolu).

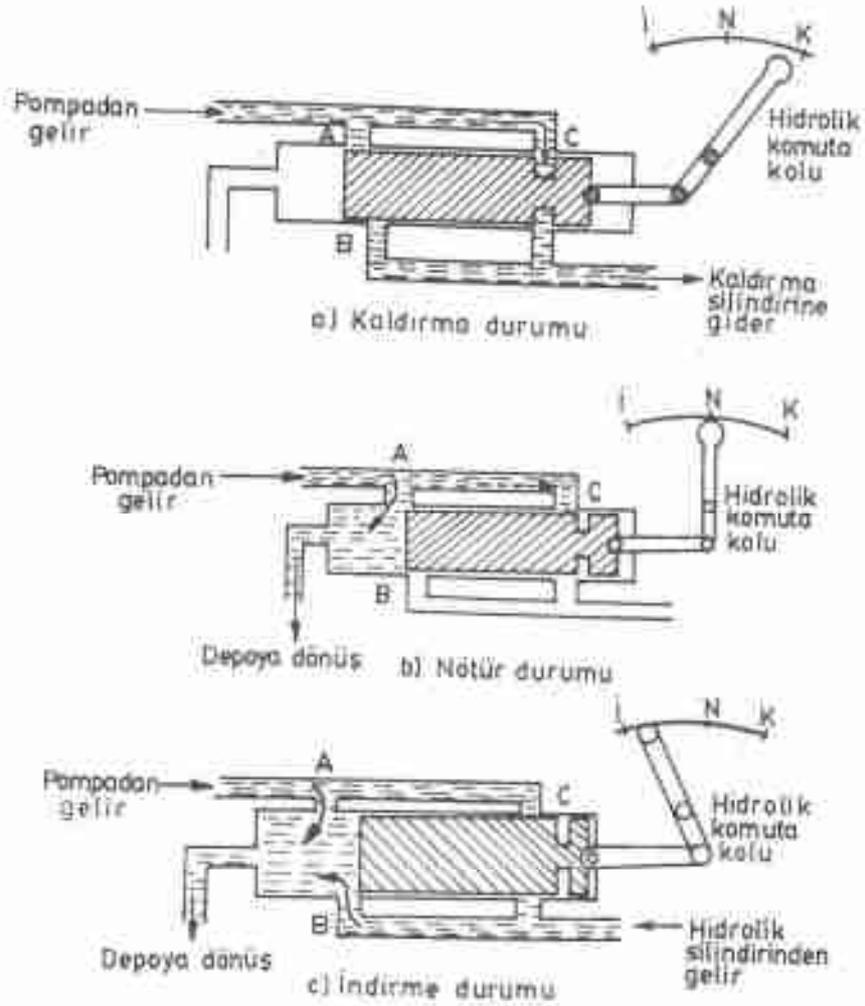
Hidrolik kaldırma sistemleri çalışma özellikleri yönünden,

- a. Normal hidrolik kaldırma sistemi,
- b. Otomatik hidrolik kaldırma sistemi

olmak üzere iki grupta toplanmaktadır. Normal hidrolik kaldırma sisteminde, görevlerin yapılması sürücünün kontrolü ile sağlanmaktadır. Otomatik hidrolik kaldırma sisteminde ise, fonksiyonların bir kısmı, sürücünün etkisi dışında otomatik olarak kontrol edilebilmektedir.

4.3.1. Normal Hidrolik Kaldırma Sistemi

Hidrolik sisteme bağlı iş makinasının, kaldırılması, indirilmesi ve istenen düzeyde tutulmasını, sürücünün kontrolü altında, sağlayan



Şekil 4.8. Hidrolik komuta cihazı (a. Kaldırma durumu, b. Nötr durumu, c. İndirme durumu).

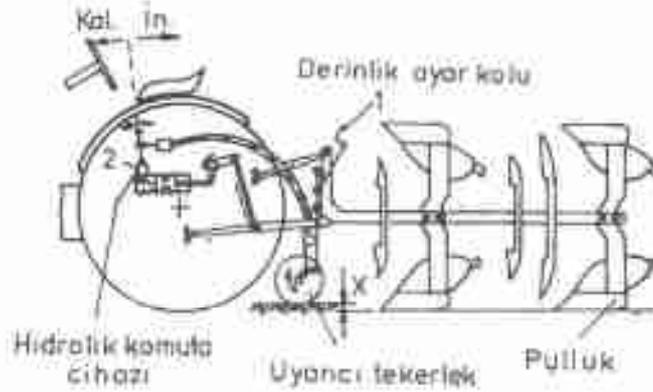
şün değişimine bağlı olarak, hidrolik komuta cihazına etkili olmaktadır. Uyarıcıların günümüze kadar uygulanan tiplerini;

- İş derinliğini kontrol eden uyarıcılar,
 - Patinajı kontrol eden uyarıcılar,
 - Çeki kuvvetini kontrol eden uyarıcılar,
 - Kaldırma yüksekliğini kontrol eden uyarıcılar,
- olmak üzere dört grup altında toplayabiliriz.

4.3.2.1. İş Derinliği Kontrol Eden Uyarıcılar

Bu sistemde, iş makinası ile traktör arasında bir derinlik kontrol tekerleği yerleştirilmiştir. İş derinliğini belirli bir değere ayarlamak için, bu tekerlek üç nokta askı sistemine bağlı yatakları üzerinde, aşağı yukarı hareket edebilir.

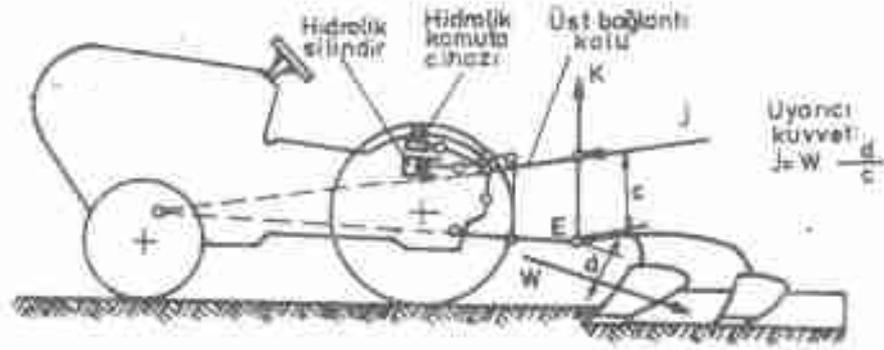
Makinanın iş derinliği ayarlandıktan sonra, toprak yüzeyindeki engebelere karşı, uyarıcı tekerleğin hidrolik komuta sistemine vereceği impulslar sayesinde iş derinliği sabit kalmaktadır (Şekil 4.9). Ayarlanmış bir iş derinliği için, şekilde verilen X değeri belirlenmiş olmaktadır. Arazinin engebeleri nedeniyle iş derinliğinin (X mesafesinin) değişmesi, uyarıcı tekerlek tarafından, değişmeyi giderecek biçimde, hidrolik komuta cihazına uyarı göndermektedir. Sonuçta iş derinliği belirli değerini korumaktadır.



Şekil 4.9. İş derinliğini kontrol eden uyarıcı.

4.3.2.2. Patinajı Kontrol Eden Uyarıcılar

Bu sistemde, traktör patinaja düştüğünde, hidrolik komuta cihazına kaldırma işleminin yapılması için bir uyarı gelmektedir. Hidrolik kaldırma sistemine bağlı iş makinasının kalkmasıyla, traktörün patinajı son bulmakta, bu durumda, komuta cihazına iletilmiş olan uyarı da ortadan kalktığı için, iş makinası tekrar eski konumunu almaktadır (Şekil 4.10). Böylece, patinaj ile iş derinliği arasında, patinajı önceden saptanan değerini üzerine çıkarmayan, bir denge kurulmuş olmaktadır.

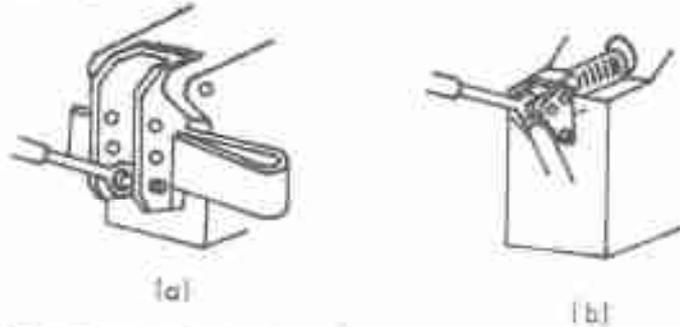


Şekil 4.11. Çeki kuvvetini kontrol eden uyarıcı.

$$J = W \cdot \frac{d}{c}$$

olarak yazılabilir. Çeki kuvvetini sabit tutan otomatik hidroliklerde, bu J kuvvetinin değişmesi uyarıcı etken olmaktadır. Üst bağlantı kolunun traktöre bağlandığı noktada bulunan bir yaprak, ya da spiral yay aracılığıyla, J kuvvetindeki değişmeler, boyutsal büyüklüğe çevrilerek, hidrolik komuta cihazına iletilmektedir. Üst bağlantı kolunun yay sistemiyle traktöre bağlanma biçimi Şekil 4.12 de görülmektedir.

Çeki kuvveti (pulluk mukavemeti W) arttıkça, üst bağlantı koluna etkileyen J kuvvetinin de artacağı açıktır. Bu durumda, hidrolik komuta cihazına gönderilen uyarı, hidroliğin kaldırılması şeklinde olacaktır. Ters durumda ise, hidroliğin indirilmesi (pulluğun daha derine batması) için uyarı gönderilecektir.

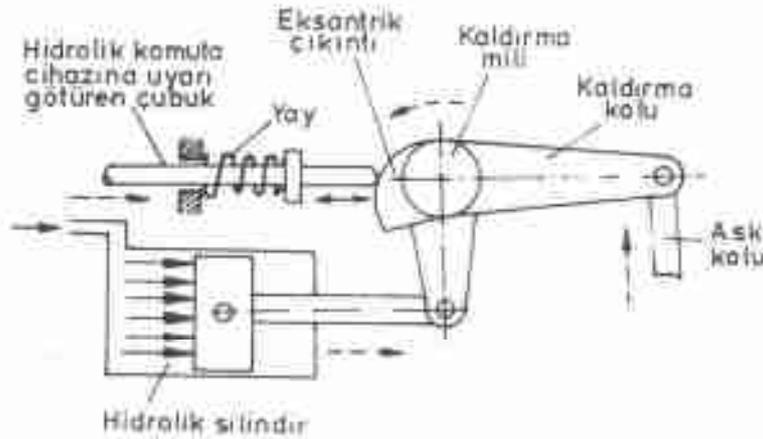


Şekil 4.12. Üst bağlantı kolunun bir yay sistemiyle traktöre bağlanması.

Çok soklu pulluklarda, pulluk mukavemet merkezi daha geriye kayacağı için, çeki hattı, E alt bağlantı noktasının yukarıından geçmektedir. Bu durumda, üst bağlantı koluna etkiyen kuvvet yön değiştirerek, başı kuvvetli yerine, çeki kuvveti doğmaktadır. Üst bağlantı kolunun çekiye çalışması, ya da çeki başı arasında sürekli yön değiştirme, gönderilen uyarının etkinliğini azaltmaktadır. Bu nedenle, büyük traktörlerde, genellikle uyarıcı düzen alt bağlantı koluna bağlanmaktadır.

4.3.24. Kaldırma Yüksekliğini Kontrol Eden Uyarıcılar

Yükseklik (konum) kontrolünde, kaldırma miline bağlı eksantrik bir çıkıntı uyarma işini yapmaktadır. Hidrolik kollar aşağıda iken eksantriğin çapı en büyük ve kollar yukarı durumda iken en küçük olmaktadır (Şekil 4.13).



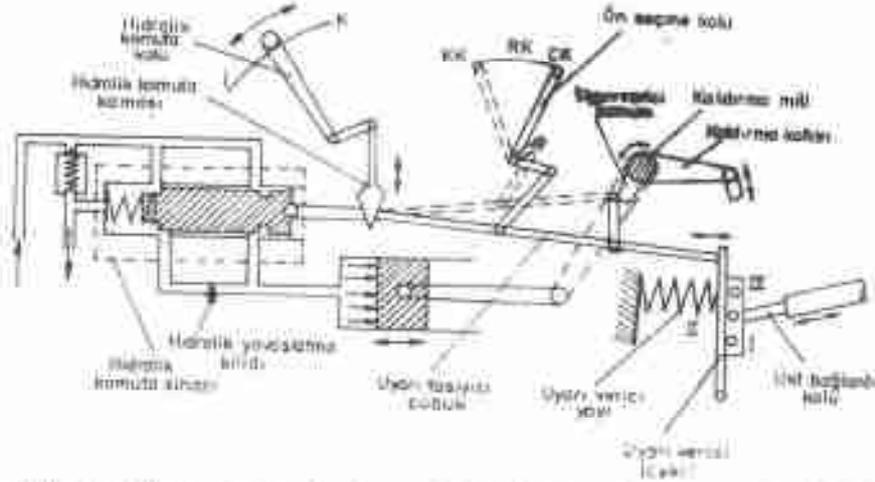
Şekil 4.13. Kaldırma yüksekliğini kontrol eden uyarıcı.

Hidrolik komuta kolu kaldırma durumuna doğru itildiğinde, kalkma işlemi başlamakta ve kaldırma miline bağlı eksantrik çıkıntı, büyük çaptan küçüğe doğru dönmektedir. Eksantrik ile temasta bulunan çubuk, yay yardımı ile, hareket ederek, kaldırma işlemini durdurarak biçimde uyarı göndermektedir. Böylece kaldırma işlemi otomatik olarak son bulmaktadır. Üç nokta askı sistemine bağlı alat daha da kaldırılmak istenirse, hidrolik komuta kolu, kaldırma durumuna doğru biraz daha itilmekte ve aynı işlemler yeniden oluşmaktadır.

4.3.2.5. Çeki Kuvvetini Ve Kaldırma Yüksekliğini Kontrol Eden Otomatik Hidrolik Kaldırma Sistemi

Bu hidrolik sistemin çalışması yönünden önemli olan ve normal hidrolik sistemde bulunmayan elemanlar Şekil 4.14 de görülmektedir. Şekil de görüldüğü gibi, bu yapıda hidrolik komuta cihazı pistonuna baskı yapan bir yaya sahiptir. Yay, komuta cihazı pistonuna, indirme konumuna getirecek şekilde etkimektedir. Hidrolik komuta kolu ise, bir kama aracılığıyla pistonu etkili olmaktadır. Komuta kamasının, bir yüzü ile de uyarı taşıyıcı çubuk temas halindedir. Uyarı taşıyıcı çubuğun, uyarıları üst bağlantı kolundan, ya da kaldırma milinden almasını sağlamak, sürücünün seçimi ile olmaktadır. Bu amaçla ön seçme kolu "konum kontrol (KK)" ya da "çeki kontrol (ÇK)" durumuna getirilebilir. Bazı traktörlerde, ön seçme kolu, bu iki konumun arasında da durabilir. "Reaksiyon kontrol (RK)" adı verilen bu durumda; uyarıcılar, hem üst bağlantı kolundan, hem de kaldırma milinden, karışık olarak, hidrolik komuta cihazına iletilmektedir.

Çeki Kuvvetinin Kontrol Edilmesi: Genellikle pullukla sürüm gibi ağır çeki işlerinde kullanılır. Ön seçme kolu "çeki kontrol" durumuna getirilerek, uyarıcı çubuğun üst bağlantı kolu ile teması sağlanmıştır. Sürüm sırasında, pulluk traktör askı kolları tarafından taşınmaktadır. Sürücü, komuta kolunu, indirme durumuna doğru götür-



Şekil 4.14. Çeki kuvvetini ve kaldırma yüksekliğini kontrol eden otomatik hidrolik kaldırma sistemi.

rek pulluğun toprağa dalmasını sağlar. Belirli bir iş derinliğine erişince, pulluk mukavemetinin artması nedeniyle, üst bağlantı koluna gelen kuvvetin uyarı taşıyıcı çubuğa etkisi, pulluğun batmasını durduracak yönde olacaktır. Burada, iş derinliğini belirleyen:

- a. Sürücünün hidrolik komuta kolunu indirme konumuna getirme miktarı,
- b. Toprağın pulluğa gösterdiği mukavemet, yani traktörden istenen çeki kuvveti olmaktadır.

Anlaşılabileceği gibi, sürüm sırasında, üst bağlantı koluna etkileyen kuvvetin değişmesi çeki kuvvetinin değişmesi demektir. Bu durum ise, çeki kuvvetini sabit tutacak yönde uyarının doğmasına neden olmaktadır. Yani, sürümde hafif toprağa gelindiğinde, pulluk daha çok batmakta, ağır topraklarda iş derinliği azalarak çeki kuvveti yaklaşık sabit kalmaktadır. Özgül toprak direnci çok değişken olan arazilerdeki sürümde, üst bağlantı kolunun bağlanma noktası 1 numaralı deliğe getirilerek, gönderilen uyarıların etkinliği azaltılabilir. Aynı işlem, reaksiyon kontrolü bulunan traktörlerde, ön seçme kolunu bu konuma getirerek de sağlanabilir.

Kaldırma Yüksekliğinin Kontrol Edilmesi: Kaldırma yüksekliği kontrol edilmek istendiğinde, ön seçme kolu konum kontrol (KK) durumuna getirilir. Bu durumda, çeki kuvvetinde olan değişimler hidrolik sistemi etkilemez. Kaldırma yüksekliği ise, hidrolik komuta kolu ile çok hassas olarak ayarlanabilir. Komuta kolu kaldırma durumuna doğru itildiğinde, komuta kamasi pistonu yaya doğru iterek, kalkma işlemini başlatır. Kaldırma, milî bir miktar dönmüce, uyarı taşıyıcı çubuk aracılığıyla kamada boşluk yaratır. Bu durumda, yay pistonu kamaya doğru iterek, kaldırma işlemini durdurur. Hidrolik bir miktar daha kaldırılmak istenirse, komuta kolu, kaldırma durumuna doğru, bir miktar daha itilerek, aynı işlemlerin oluşması sağlanır.

Traktöre bağlanma yüksekliğinin değişmesi istenmeyen alet ve makinelerin bu konumda çalışmasıdır.

Yüzücü Pozisyon: Ön seçme kolu hangi konumda olursa olsun, hidrolik komuta kolu tam aşağı duruma getirilince, alt bağlantı kolları serbest kalır. Bu durumda, alet hidrolik kaldırma sistemi tarafından taşınmaz ve derinlik ayarı alet üzerinden yapılır. Pancar sökme makinası, çayır biçme makinası ve çeşitli ikileme aletleri bu konumda çalıştırılır.

4.3.3. Hidrolik Sistemin Elemanları

Hidrolik sistemde yer alan başlıca elemanlar,

- a. Hidrolik yağ deposu,
- b. Emme, basma ve geri dönüş boruları,
- c. Hidrolik pompa,
- d. Yüksek basınç emniyet supabı,
- e. Hidrolik komuta cihazı,
- f. Hidrolik silindir,
- g. Ön seçme kolu, hidrolik yavaşlatma kilidi ve hidrolik taşıma kilidi şeklinde sıralanabilir.

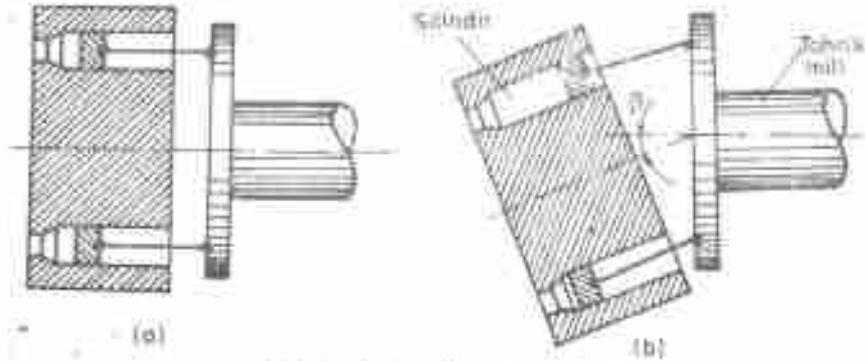
Hidrolik Yağ Deposu: Hidrolik sistemin çalışması için gerekli yağın konulduğu depodur. Bazı traktörlerde, hidrolik sistem için ayrı bir yağ deposu yoktur. Vites kutusu yağlama yağı, hidrolik sistemin çalıştırılmasında da görev yapmaktadır. Yaygın olarak uygulanan sistemde ise, ayrı bir yağ deposu bulunmaktadır. Bu uygulama biçiminde, sisteme konan yağ genellikle SAE 30 motor yağı olmaktadır. Depoya dönen yağın temizlenmesi için, dönüş hattı üzerine bir filitre yerleştirilmektedir.

Borular: Hidrolik sistemde yer alan boru ve bağlantı elemanları, yüksek basınca dayanıklı yapıda olmalıdır. Pompanın emme hattında olabilecek çatlaklar sistemde aşırı gürültüye ve basma hattındaki çatlaklar da önemli yağ kaybına neden olmaktadır.

Hidrolik Pompa: Hidrolik sistemde, değişik yapıdaki pistonlu ve dişli pompalar kullanılmaktadır. Daha önce çokça kullanılan pistonlu pompaların yerini, günümüz traktörlerinde, dişli pompalar almaktadır.

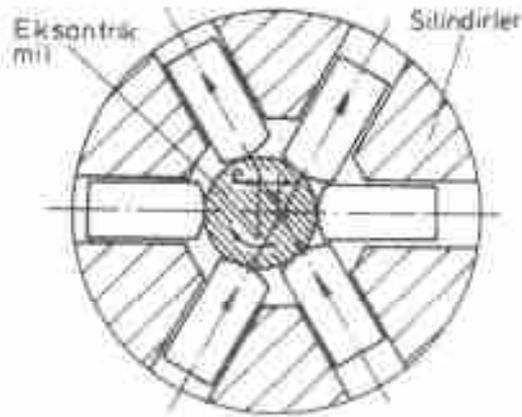
Pistonlu pompa tiplerinden en fazla uygulanan, eksenel pistonlu pompa Şekil 4.15 de görülmektedir. Bu pompada, silindirler bir eksen etrafında, çepeçevre dizilmiş durumdadır. Tahrik mili ve silindirler komple dönmektedir. Eksenler arasında açı yok ise, pompanın debisi sıfır olmaktadır (Şekil 4.15 a). Eksenler arasındaki açı büyüdükçe pompanın debisi artmaktadır (Şekil 4.15 b).

Radyal pistonlu pompalarda, ortada bulunan eksantrik çıkıntılı bir milin çevresine çok sayıda silindir dizilmiş bulunmaktadır. Eksantrik çıkıntı, sıra ile tüm pistonları itererek basma işlemi sağlamak



Şekil 4.15. Eksene pistonlu pompa.

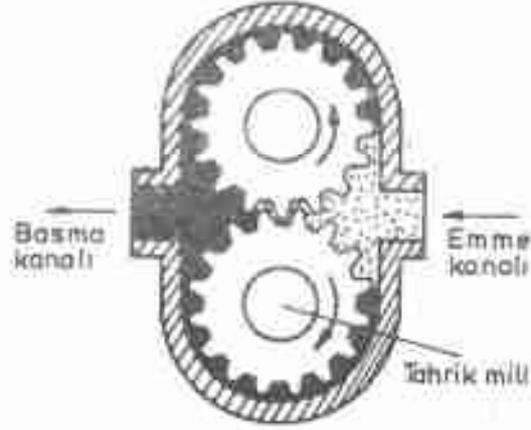
tadır. Pistonların geriye gelmesi (çukma işlemi) yaylar aracılığıyla olmaktadır (Şekil 4.16).



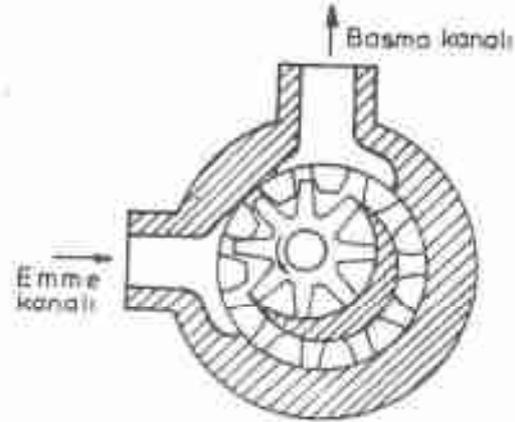
Şekil 4.16. Radyal pistonlu pompa.

Traktör hidrolik sistemlerinde en fazla kullanılan pompa tipleri; dıştan dişli pompa (Şekil 4.17) ve içten dişli pompa (Şekil 4.18) olmaktadır.

Dıştan dişli pompalarda, dişlilerden birisi; tetrik mili aracılığı ile döndürölmektedir. İkinci dişli ise, bu dişliyi kavramış olduğu için onunla ters yönde döner. Dişlilerin dış boşluğuna dolan yağ, çevreden bama kumalına gönderilir.



Şekil 4.17. Dıştan dişli pompa.



Şekil 4.18. İçten dişli pompa.

İçten dişli pompada yağın iletimi, aksenleri kaçık olarak yerleştirilmiş bulunan bir içten dişli ile, bunu içten kavrayan küçük dişli arasındaki değişken boşluktan yararlanarak sağlanmaktadır.

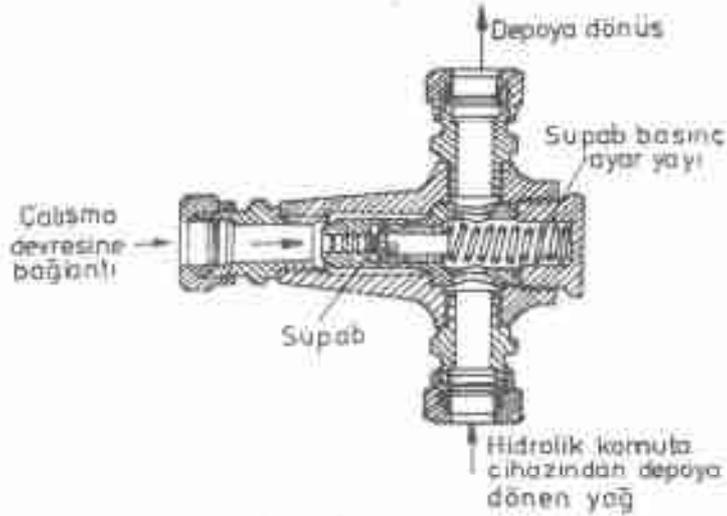
Hidrolik sistemlerde en çok kullanılan paletli (kanatlı) pompa tipi Şekil 4.19 da görülmektedir. Bu pompada, gövdeye göre, merkezden kaçık olarak yerleştirilmiş bulunan bir mil üzerindeki paletler, bir yay aracılığıyla, ya da merkezkaç kuvvetle dış doğru itilmektedir. Dönü



Şekil 4.19. Paletli pompa.

hareketi sırasında gövde ile paletler arasındaki boşluk hacmi değişerek yağın basılmasını sağlar.

Yüksek Basınç Emniyet Supabı: Hidrolik sistemde kullanılan pompa tipine bağlı olarak, çalışma basıncı 400 bar'a kadar ulaşabilir. Bu yüksek basınçtan sistemi korumak için, devreye, 175 ... 200 bar basınçta açılan bir emniyet supabı yerleştirilmektedir (Şekil 4.20). Supabın çalışma basıncı ayarlanabilmektedir.



Şekil 4.20. Yüksek basınç emniyet supabı.

Hidrolik Komuta Cihazı: Hidrolik sistemde, görevin yapılması için, hidrolik sıvının gerekli organlara akışını düzenleyen elemandır.

Genellikle, Şekil 4.14'de görüldüğü gibi, pistonu sürgülü yapıda olmaktadır. Pistonu dönü hareketli yaparak, yağ akışını yönlendiren tipleri de vardır.

Hidrolik Silindir: Hidrolik silindir (kaldırma silindiri) kaldırma ve indirme işlemini gerçekleştiren elemandır. Özgül iç basınç yüksek olduğu için, piston ve silindirin yüksek basınca dayanıklı ve sızdırmaz durumda olması gerekmektedir. Bazı firmalar, silindir üzerine ayrıca bir emniyet süpabı koyarak, yol durumunda ağır aletler taşınırken, kazilerde meydana gelecek çarpmalar sonucu oluşan, yüksek iç basınçtan silindiri korumaktadır.

Hidrolik silindirler çalışma ilkesi yönünden,

a. Bir etkili hidrolik silindirler,

b. İki etkili hidrolik silindirler

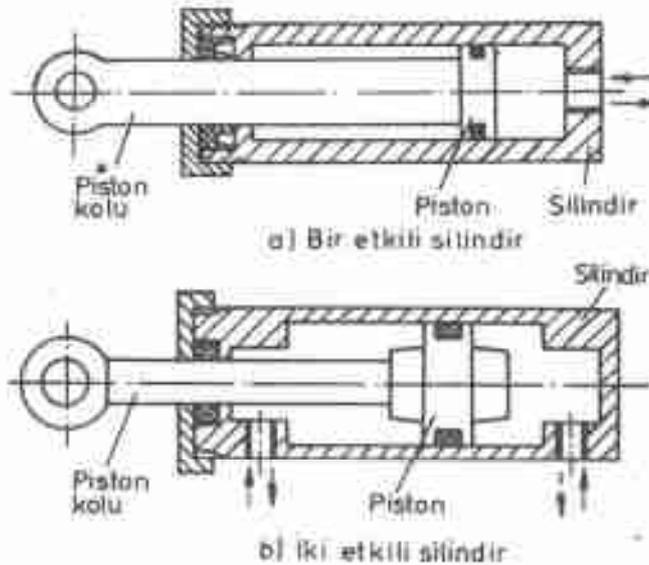
olmak üzere iki grup altında toplanırlar (Şekil 4.21).

Tarım traktörlerinde yaygın olarak kullanılan bir etkili silindirlerde, kaldırma işlemi yağın basıncı ile sağlanmakta; indirme ise, aletin ağırlığının etkisi ile olmaktadır. İki etkili silindirlerde her iki işlem yağ basıncı ile olmaktadır.

Hidrolik silindirler yapısal yönden de,

a. Sabit hidrolik silindirler (Şekil 4.14),

b. Oynak hidrolik silindirler (Şekil 4.21),



Şekil 4.21. Bir ve iki etkili hidrolik silindirler.

şeklinde sınıflandırılırlar. Sabit silindir, hidrolik sisteme rijit olarak bağlanmış durumdadır. Silindir içinde hareket eden pistonun kolu, oynak bir durumda, kaldırma miline bağlanmıştır. Oynak silindirlere; silindir, piston ve piston kolu birbirine göre, açılı konum alamaz. Kaldırma işleminde gerekli olan oynaklık, piston koluna geçen pim ve silindirin başındaki bağlama mafsalı ile sağlanmaktadır.

Ön Seçme Kolu: Hidrolik sistemin yapısına ve yapılan işe bağlı olarak, otomatik uyarma düzenlerinden hangisinin ne ölçüde devreye gireceğini belirleyen koldur.

Hidrolik Yavaşlatma Kilidi: Bir etkili hidrolik silindire sahip traktörlerde, indirme işlemi aletin kendi ağırlığının etkisiyle olmaktadır. Özellikle, büyük güçlü traktörlerde, taşınan alet ve makina ağır olacağı için, inme işlemi hızlı olmaktadır. Yere çarpmayı engellemek için, hidrolik komuta cihazı üzerinde, geri dönüşü bir vana konulmaktadır. Sürücü, istediği ayarlamayı yaparak inme hızını kontrol edebilir.

Hidrolik Taşıma Kilidi: Ağır aletler traktöre asılı durumda hareket ederken, hidrolik silindirin aşırı darbe basınçlarından korunması için, kaldırma milini en yukarı durumda, mekanik olarak kilitleyen bir sistemdir.

4.3.4. Hidrolik Sistemde Hesaplamalar

Hidrolik sistem ile kaldırma işlemi yapılırken, kaldırma kuvvetinin oluşmasına, kaldırılan aletin ağırlığı, ivme kazanmak için gerekli kuvvet ve koparma kuvveti etkili olmaktadır. Buna göre;

$$P_k = G + \frac{G}{g} \cdot b + G \cdot k \quad (67)$$

olmaktadır. Kaldırma yüksekliği de göz önüne alınırsa, kaldırma işlemi için gerekli iş miktarı;

$$A = P_k \cdot H \quad (68)$$

ile hesaplanır. Bu bağıntılarda;

P_k : Kaldırma kuvveti (N),

G : Kaldırılan ağırlık (N),

b : Kaldırma işleminde kazanılan ivme (m/s^2),

g : Yer çekim ivmesi ($\cong 9,81 m/s^2$)

k : Koparma katsayısı (kaldırma başlangıcında, kaldırılan aletin zeminden ayrılması sırasında, zemin-alet ikilisinin durumuna bağlı katsayı - toprak işleme aletlerinde $k = 0,05$),

A : Kaldırma için gerekli iş (Nm),

H : Kaldırma yüksekliği (m) dir.

Kaldırma işindeki ivme (b), kaldırma zamanı (t) ve kaldırma yüksekliğinden yararlanarak:

$$b = \frac{2 H}{t^2} \quad (69)$$

bağıntısı ile bulunur. Kaldırma zamanı, tarım traktörleri hidrolik sistemleri için 1 ... 5 saniye arasında değişmektedir.

Kaldırma milinde, hidrolik silindirin sağlayacağı iş, 68 numaralı eşitlikte verileden daha fazla olmalıdır. Üç nokta askı sisteminin hareketli noktalarındaki sürtünme kayıpları ve kuvvet ileten kolların açıları, buna neden olmaktadır. Buradaki verim (tesirlilik) η_k ile ve kollar arasındaki oran i_k ile gösterilirse, kaldırma milindeki dönme momenti M_k (Şekil 4.22 de alt bağlantı kolunun yere paralel konumunda),

$$M_k = \frac{M_c - i_k}{\eta_k} \quad (70)$$

yazılır. Şekil'den C noktasındaki momentin,

$$M_c \cong P_k \cdot l_2 \quad (71)$$

olduğu görülmektedir. Bu bağıntılarda:

M_k : Kaldırma milindeki dönme momenti (Nm),

i_k : Üç nokta askı sisteminde kollar arasındaki oran (konuma bağlı olarak $i_k \cong l_2/l_1$),

M_c : C noktasındaki dönme momenti (Nm),

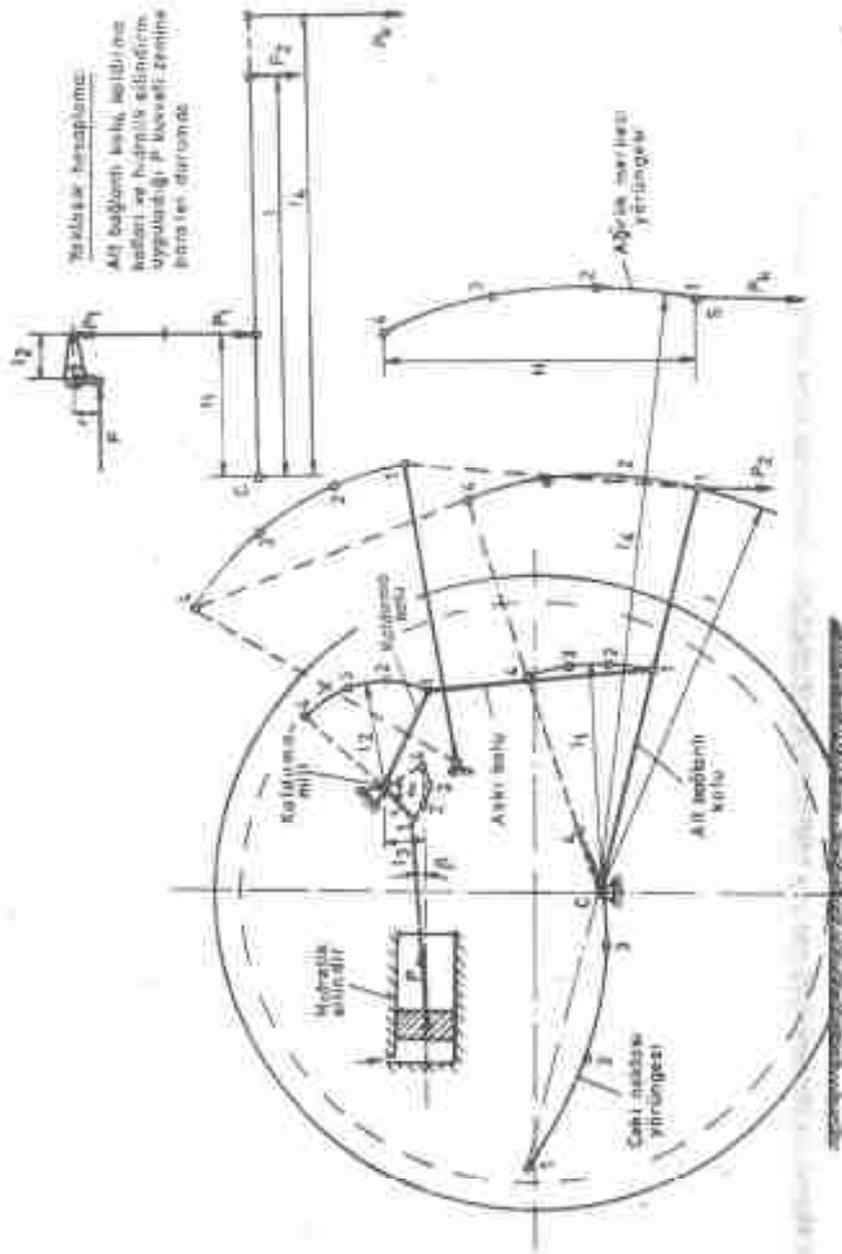
η_k : Kuvvet iletimindeki verim ($\cong 0,70 \dots 0,75$),

P_k : Kaldırma kuvveti (N),

l_2 : Kaldırma kuvvetinin etkili olduğu noktanın (kaldırılan aletin ağırlık merkezinin) alt bağlantı kolu dönme merkezine uzaklığı (m),

l_1 : Kaldırma kolu uzunluğu (m),

l_1 : Alt bağlantı koluna askı kolunun bağlandığı yerin uzaklığı (m) dir.



Sėklis 4.22. Hidraulinis krautimo sistemos hidraulikos tiesiosios hidraulikos.

Öte taraftan kaldırma silindiri tarafından geliştirilen kaldırma kuvveti,

$$P = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p \quad (72)$$

ve bunun kaldırma milinde oluşturacağı moment,

$$M_k \approx \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p \cdot r \quad (73)$$

olacaktır. 70 ve 71 numaralı bağıntılardan yararlanarak,

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p \cdot r = \frac{M_k \cdot l_k}{\eta_k}$$

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p \cdot r = \frac{P_k \cdot l_1 \cdot l_2}{\eta_k}$$

yazılır. η_k yerine de l_2/l_1 değerleri konularsa,

$$P_k = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p \cdot r \cdot \eta_k \cdot l_1}{4 \cdot l_1 \cdot l_2} \quad (74)$$

sonucuna varılır. Alt bağlantı kolunun, alete bağlandığı noktadaki kaldırma kuvveti hesaplanmak istenirse l_2 yerine l yazılarak,

$$P_2 = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p \cdot r \cdot \eta_k \cdot l_1}{4 \cdot l \cdot l_2} \quad (75)$$

elde edilir. Bu bağıntılarda:

P_k, P_2 : Kaldırma kuvveti (N),

D : Hidrolik silindir çapı (cm),

p : Hidrolik silindir iç basıncı (N/cm²),

r : Kaldırma mili etkili yarıçapı (deve boynu uzunluğu) (m),

η_k : Kuvvet iletimindeki verim ($\approx 0,70 \dots 0,75$),

l_1, l_2, l : Şekil 4.22 de belirlenen kol uzunlukları (m) dir.

Örnek 1: Hidrolik silindir çapı 60 mm, iç basıncı 1800 N/cm², kaldırma mili etkili yarıçapı 85 mm, kaldırma kolu uzunluğu 220 mm, $l_1 = 440$ mm ve $l_2 = 1100$ mm olan bir traktörde kaldırma kuvvetini

hesaplayınız. Kaldırma yüksekliği 700 mm ve kaldırma süresi 3 saniye olduğuna göre kaldırılacak alet ağırlığı en fazla ne kadar olabilir.

Çözüm:

74 numaralı eşitlikte değerler yerine konulursa,

$$P_k = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot \rho \cdot r \cdot \tau_k \cdot l_1}{4 \cdot l_2 \cdot l_3} = \frac{\pi \cdot 6^2 \cdot 1800 \cdot 0,085 \cdot 0,70 \cdot 0,44}{4 \cdot 1,1 \cdot 0,22}$$

$$P_k = 5505,8 \text{ N}$$

bulunur. 69 numaralı bağıntıdan kaldırma işlemindeki ivme,

$$b = \frac{2 \cdot H}{t^2} = \frac{2 \cdot 0,7}{3^2} = 0,16 \text{ m/s}^2$$

olmaktadır. 67 numaralı eşitlikte, koparma kuvvetinin olmadığı kabul edilerek, bulunan ivme değeri yerine konulursa, kaldırılacak en fazla ağırlık;

$$P_k = G + \frac{G}{g} \cdot b$$

$$5505,8 = G + \frac{G}{9,81} \cdot 0,16$$

$$G = 5416 \text{ N}$$

elde edilir.

Hidrolik silindir strokunu yaklaşık hesaplayabilmek için de, Şekil 4.22 den yararlanabiliriz. Hidrolik silindirin yaptığı iş, 68 numaralı bağıntıda verilen kaldırma işi ve kayıpları karşılamalıdır. Şu halde,

$$A_p = \frac{A}{\tau_k} = \frac{P_k \cdot H}{\tau_k} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p \cdot h \quad (76)$$

yazılır. Buradan,

$$h = \frac{4 \cdot P_k \cdot H}{\pi \cdot D^2 \cdot \tau_k \cdot p} \quad (77)$$

elde edilir. Hidrolik pompanın yapacağı iş,

$$A_p = \frac{A_H}{\tau_H} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p \cdot h}{4 \cdot \tau_H} \quad (78)$$

eşitliğiyle bulunur. Buradan pompanın gücü bulunmak istenirse,

$$N_p = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p \cdot h}{4 \cdot \tau_H \cdot t} \quad (79)$$

yazılabilir. Bu bağıntılarda (76 ... 79);

- A_h : Hidrolik silindirde yapılan iş (Nm),
 A : Kaldırma işi (Nm),
 η_c : Kuvvet iletimindeki verim ($\cong 0,70 \dots 0,75$),
 P_k : Kaldırma kuvveti (N),
 H : Kaldırma yüksekliği (m),
 D : Hidrolik silindir iç çapı (cm),
 p : Hidrolik silindir iç basıncı (N/cm²),
 h : Hidrolik silindir stroku (m),
 A_p : Hidrolik pompa işi (Nm),
 η_h : Hidrolik sistemin verimi ($\cong 0,90$),
 N_p : Hidrolik pompa gücü (W),
 t : Kaldırma zamanı (s) dir.

D'nin birimini m ve p'nin birimini de N/m² olarak, silindir hacmine V, debiye de Q dersek,

$$N_p = \frac{V \cdot p}{\eta_h \cdot t} = \frac{Q \cdot p}{\eta_h} \quad (80)$$

elde edilir. Bu bağlamda,

- N_p : Hidrolik pompa gücü (W),
 V : Hidrolik silindir hacmi (m³),
 p : Silindir iç basıncı (N/m²),
 η_h : Hidrolik sistemin verimi ($\cong 0,90$),
 t : Kaldırma zamanı (s),
 Q : Pompanın debisi (m³/s) dir.

Örnek II: Örnek I'de verilen hidrolik sistemde hidrolik silindir stroku 103 mm olduğuna göre hidrolik pompanın gücünü hesaplayınız.

Çözüm: 79 numaralı bağlamda verilenler yerine yazılarak, pompanın gücü;

$$N_p = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p \cdot h}{4 \cdot \eta_h \cdot t} = \frac{\pi \cdot 6^2 \cdot 1800 \cdot 0,103}{4 \cdot 0,9 \cdot 3} = 1941,5 \text{ W}$$

olarak bulunur. Debi ve basınçtan giderek hesaplama yapılmak istenirse, silindir hacmi kaldırma zamanına bölünerek debi bulunur:

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot h}{4 \cdot t} = \frac{\pi \cdot (0,06)^2 \cdot 0,103}{4 \cdot 3} = 97,08 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3/\text{s}$$

80 numaralı bağıntıdan yararlanarak ve $p = 1800 \text{ N/cm}^2 = 18 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ değerini alarak,

$$N_0 = \frac{97,08 \cdot 10^{-8} \cdot 18 \cdot 10^6}{0,9} = 1941,5 \text{ W}$$

pompa gücü bulunmuş olmaktadır.

4.4. Kuyruk Mili ve Kasnak

Kuyruk mili, traktörün temel donanım organlarından birisidir. Traktörler, çeki işleri yanında, değişik iş makinalarını çalıştırabilen güc kaynaklarıdır. En önemli güc çıkışı, kuyruk mili ve kasnak yardımıyla sağlanmaktadır. Kuyruk milinin sağladığı yararların başında, güc iletiminde patinaj kayıplarının olmaması gelmektedir. Arka ortada bulunan kuyruk milinin dışında, traktörün önüne ve yanına da kuyruk milleri konabilmektedir.

Kuyruk milinin devir sayısı, çapı ve kama profili standartlaştırılmış olduğundan, çeşitli traktörlere değişik iş makinaları kolaylıkla bağlanabilmektedir. Devir sayısı 540 d/d ve $1000 \pm 25 \text{ d/d}$ olarak iki kademedeki normlaştırılmıştır. 540 d/d ile çalışmada $530 \dots 570 \text{ d/d}$ arasındaki değişime izin verilmektedir. Altı adet freze kuralını içeren kuyruk milinin çapı $34,9 \text{ mm}$ ($1 \frac{3}{8}$ ") dir. Büyük güçlü traktörlerde, aynı kuyruk mili 540 d/d ve 1000 d/d ile dönebildiği gibi, 1000 d/d için çapı $44,5 \text{ mm}$ ($1 \frac{3}{4}$ ") olan 21 kamalı ayrı bir mil standardı da bulunmaktadır. 540 d/d ile dönen 6 kamalı yapıya sahip kuyruk mili ile en fazla 35 kW güc iletelebilmektedir. Daha büyük güçler için, devir sayısı ve mil çapı artırılmak zorundadır.

Kuyruk mili traktörün arka ortasında bulunmakta ve dönüş yönü (arkadan bakıldığında) saat ile aynı olmaktadır. Güc iletimini sağlayan mafsallı milin kendiliğinden çıkmaması için, kuyruk mili üzerinde emniyet pimi yatağı vardır.

Kuyruk mili, hareketini motordan, ya da aktarma organlarından alabilir. Hareketin alındığı yer, çalışma tekniği yönünden büyük önem taşımaktadır. Kuyruk milleri, bu yönden dört sınıfta toplanır:

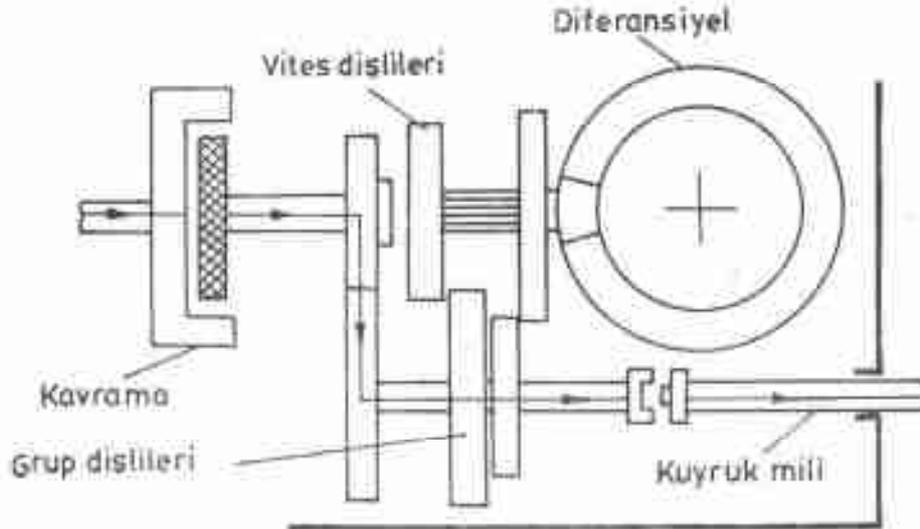
- Vites kutusu kuyruk mili,
- Motor kuyruk mili,

- Serbest motor kuyruk mili.
- Yol kuyruk mili.

4.4.1. Vites Kutusu Kuyruk Mili

Eskiden beri kullanılan bu tipte, kuyruk mili hareketini grup milinden almaktadır (Şekil 4.23). Bu yapıya bağlı olarak, hareketli makinelerde, traktörün yürümesi ile makinenin iş organlarının çalışması aynı anda olmaktadır. Yani, ilk harekete geçerken, traktör motoru, hem traktörle iş makinasının hareket ataletini, hem de iş makinasının çalışan organlarının ataletini yenmek zorundadır. Özellikle büyük güçlü iş makineleri ile çalışırken, bu durum sakıncalı olmaktadır. Suni gübre serpmeye, ot dağıtma gibi hafif çalışmalarda bu sakınca önem taşımaz.

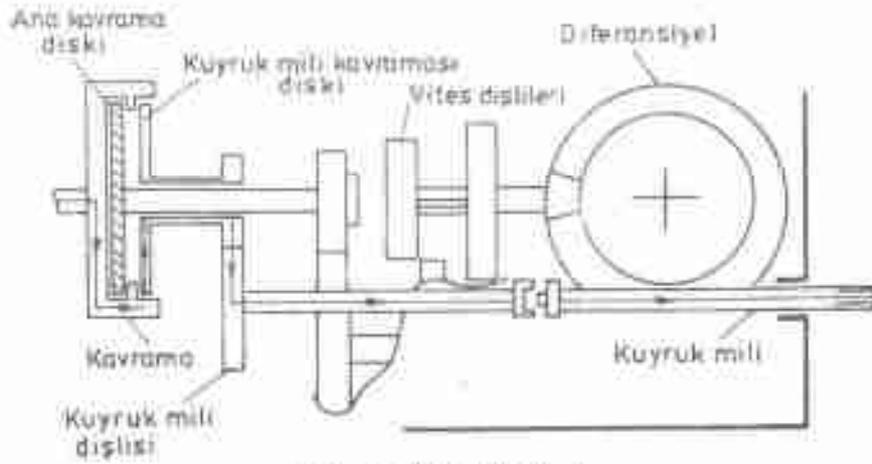
Bu yapıda, kavrama pedalına basıldığında, yürüme organları ve kuyruk milinin hareketi kesilir. Balya makinası ve biçerdöver ile çalışırken tıkanmalar ortaya çıktığında, traktöre durdurulup vitesin boşa alınması ve kavramanın yavaşça kavratılması ile kuyruk milinin yeniden harekete geçirilmesi gerekmektedir. Çok sık olarak meydana gelen bu tıkanmalar, önemli zaman kaybuna neden olmaktadır.



Şekil 4.23. Vites kutusu kuyruk mili.

4.4.2. Motor Kuyruk Milii

Motor kuyruk milii, traktör kavrama ile durdurulduğunda, iş makinesinin çalışmaya devam etmesini sağlamaktadır. Bu sistemde, kavramada iki ayrı disk vardır (Şekil 4.24). Bunlardan birisi yürüme organlarına, diğeri ise kuyruk miline hareketi iletir. Kavrama pedalına ayak basıldığında, önce yürüme organlarına hareketi iletimi kesilir. Pedala sonuna kadar basılığınca, kuyruk milinin hareketi de kesilmiş olur (Bölüm 3.2.4 ve Şekil 3.13).



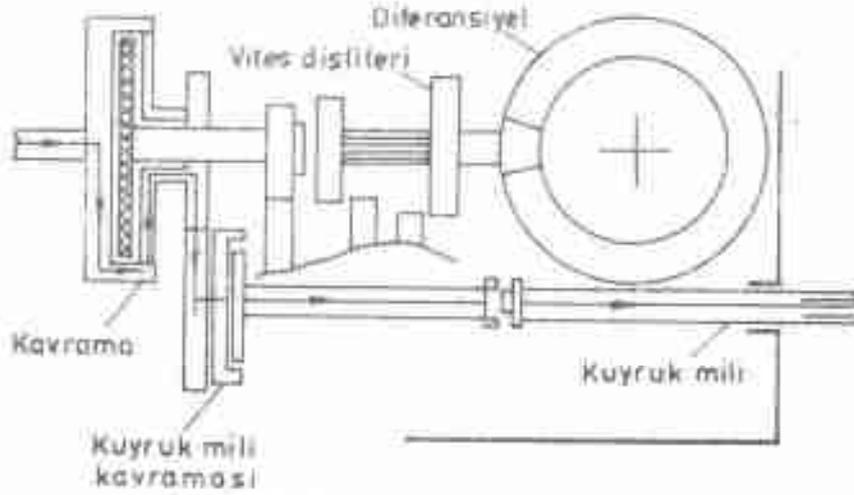
Şekil 4.24. Motor kuyruk milii.

Bu sistemde, kuyruk milinin hareketini kesmeden yürümeyi durdurmak mümkün. Fakat, yürümeyi durdurmadan, kuyruk milini durdurma olanağı yoktur. Pürvel başlarındaki dönüşlerde yaratacağı sarkmaya karşın, motor kuyruk milii yeterli kabul edilmektedir. Çünkü, iş makineleri ile çalışırken, ortaya çıkan yığılmalar ve buna bağlı tıkanmalar problem olmamakta, traktör kavrama pedalına yayıya kadar basılarak durdurulduğunda, iş makinesi çalışmaya devam etmektedir.

4.4.3. Serbest Motor Kuyruk Milii

Kuyruk milii için ayrı kumandalı ve bağımsız bir kavrama bulunur. Bu sistemde, kuyruk milii ile yürüme organlarının hareketi birbirine

bağı olmadan, istenildiği an kesilebilir (Şekil 4.25). Çalışma tekniği yönünden en iyisi olan bu yapı, sürücüye ayrı bir kumanda kolu açığı için sakıncalıdır. Modern traktörlerde, motor kuyruk mili veya serbest motor kuyruk mili bulunmaktadır.



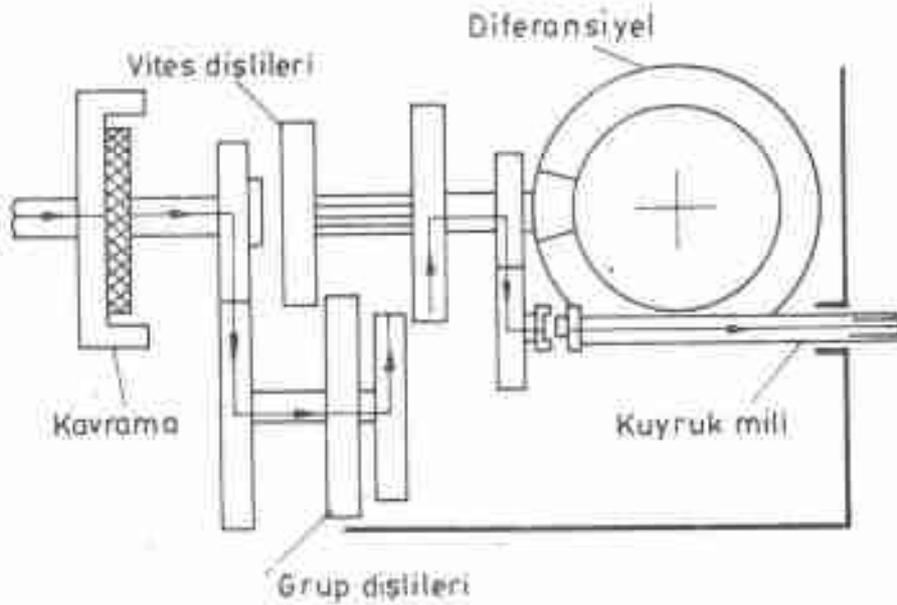
Şekil 4.25. Serbest motor kuyruk mili.

4.4.4. Yol Kuyruk Mili

Hareketini vites kutusu çıkışından aldığı için, vites değiştirdiğinde, kuyruk milinin dakikadaki devir sayısı da değişmektedir. Zaten, yol kuyruk mili denmesinin nedeni, sadece traktör yürüdüğü zaman kuyruk milinin hareket etmesi ve devir sayısının alınan yola bağlı olmasıdır (Şekil 4.26).

Yol kuyruk milinde, 540 d/d'lık standard devir sayısı, 3,3 km/h traktör hızı ve 10 devir/metre yol devir sayısı için öngörülmüştür. Uygulamada 2,6 ... 3,6 km/h hız aralığında 540 d/d standard devir sayısına ve 9 ... 12,5 devir/metre yol devir sayısının sağlanması yeterli görülmektedir. Hız değiştiğinde, kuyruk milinin dakikadaki devir sayısı da değişmektedir. Bu değişime, iş makinasının yapısına bağlı olarak, fazlaca müsaade edilmemektedir.

Yol kuyruk mili; muharrir tekerlekli tarım arabaları, hareketini kuyruk milinden alan ekim makineleri ve gübre dağıtma makineleri ile çalışırken kullanılır. Bu yapı ile, dekarı atılacak tohum ve gübre miktarı, yürüme hızına bağlı olmadan, sabit kalabilmekte, tarlanın durumuna göre istenilen hız seçilebilmektedir. Aynı makineler, motor kuy-



Sekil 4.26. Yarı kayırlı mil.

ruk milinden hareket alırsa, traktör belirli bir vites ve gaz durumu (motor devir sayısı) ile çalışmak zorundadır.

4.4.5. Kasnak

Tarım traktörlerinde, iş makinalarının çalışmasını sağlayan önemli organlardan birisi de kayış-kasnak düzenidir. Modern traktörlerde, kasnak ünitesi kuyruk milinden hareket alacak biçimde, arkaya yerleştirilmektedir. Traktörün yan tarafına yerleştirilen ve grup vites kutusundan hareket alan kasnak ünitelerine ise ender rastlanmaktadır. Aslında, kayış-kasnak ile güç çıkışı giderek önemini kaybetmektedir.

Cetvel 4.2. Tarım traktörlerinde kayış-kasnak ilişkisi örnekler.

Traktör büyüklüğü	Kasnak çevre hızı (m/s)	% 5 patinajda kayış hızı (m/s)	Kasnak çapı (mm)	Kasnak devir sayısı (d/d)
Küçük	13.10	12.5	200	1250
Orta	16.75	16.0	250	1280
Büyük	20.90	20.0	320	1250

Kasnak çevre hızı: 8,38, 13,1, 16,75, 18,9 ve 20,9 m/s olarak; % 5 patinaja izin verildiği için, kayış hızları da: 8, 12,5, 16, 18 ve 20

m/s olarak standartlaştırılmıştır. Kasnağın standard çap değerleri; 180, 200, 225, 250, 280, 320, 360, 400, 450 ve 500 mm olmaktadır. Tarım traktörlerinde yaygın olarak kullanılan değerler Cetvel 4.2'de verilmiştir.

4.5. Ön Yükleyici

Tarım traktörlerinin önüne ve arkasına yükleyici bağlanabiliyorsa da geniş uygulama alanı bulan, ön yükleyiciler olmaktadır. Ön yükleyici, traktörün önüne monte edilerek, yükleme ve boşaltma işlerinde traktör gücünden yararlanmayı sağlayan bir organdır. Traktörle yapılan diğer çalışmalarda, kepçe dışındaki yükleyici elemanları, traktöre bağlı kalmaktadır.

Ön yükleyiciler, kaldırma kuvveti ve bağlandıkları traktör büyüklüğüne göre 4 sınıf altında toplanmaktadır (Cetvel 4.3).

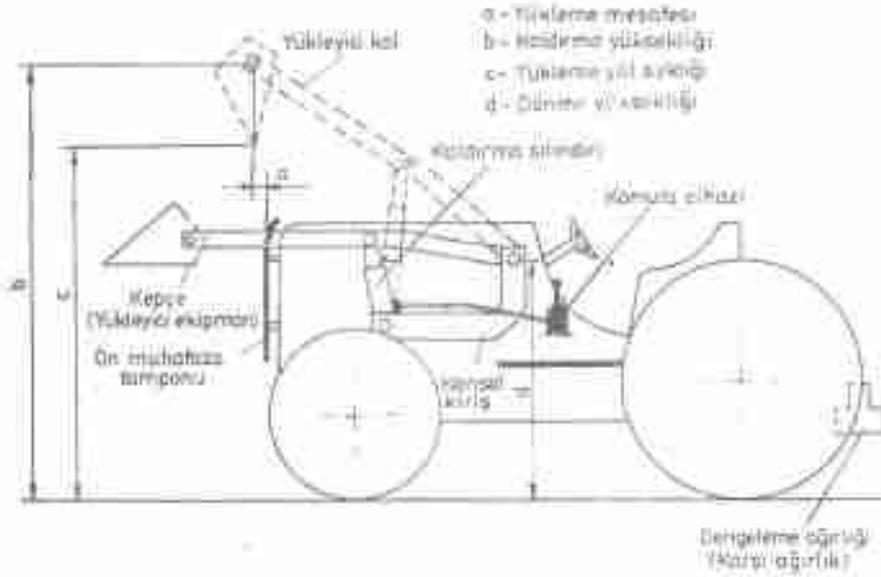
Cetvel 4.3. Traktör ön yükleyicileri ve başlıca özellikleri.

Ön yükleyici sınıfı	Kaldırma kuvveti (daN)	Traktör ağırlığı (daN)	Traktör motor gücü (kW)
1	< 400	< 1000	< 18
2	400 ... 700	1000 ... 2280	18 ... 28
3	700 ... 900	2280 ... 3325	28 ... 45
Süper	> 900	> 3325	> 45

Ön yükleyici ile çalışmada, traktörün öne kapanma tehlikesi vardır. Stabilitesinin sağlanması için, genellikle, traktörün arkasına (üç nokta askı sistemine) dengeleyici ağırlık bağlanmaktadır. Bu ağırlık, normal çalışmalarda kepçe yüküne eşit alınabilir. Tutunma koşullarının iyi olmadığı durumlarda, arka lastiklere ek ağırlıklar takılabilir ve su doldurulabilir. Özellikle ağır materyallerle yapılan çalışmada, lastik havasının müsaade edilen en yüksek değerlerde olmasına da dikkat edilmelidir.

Ön yükleyicinin genel durumu, yapı elemanları ve çalışma özellikleri Şekil 4.27'de görülmektedir. Yapı elemanlarının başlıcaları; konsol giriş, yükleyici kol ve uzatma kolları, kepçe (yükleyici ekipman), kaldırma silindiri, komuta cihazı, ön muhafaza tamponu ve dengeleme ağırlığı (karşı ağırlık) olmaktadır.

Konsol giriş; traktörün gövdesine bağlanmıştır. Görevi, kaldırma kollarını ve kaldırma silindirini taşımaktır. Traktörün bakımında zorluk çıkarmaması için, olanaklar elverdiğince küçük olmalıdır.



Şekil 4.27. Ön yükleyici

Yükleyici kol; bir tarafından konsol kirişe, diğer ucundan keçeğe bağlıdır. Kaldırma silindiri kola pimle bağlanmıştır. Hafif matelyallerin yüklenmesinde daha yüksek yerlere ulaşabilmek amacıyla, uzatma kolları eklenebilmektedir.

Yüklenecek matelyale göre, çeşitli keçeler kullanılmaktadır. Bunların başlıcaları; ahır gübresi keçesi, toprak keçesi, pancar keçesi ve ot keçesi olmaktadır. Toprak keçesi sacdan imal edilmekte ve kapalı yapıdadır. Diğer keçeler ise parmaklı yapıdadır. Keçe parmaklarının uzunlukları ve parmaklar arası uzaklık yüklenen matelyale bağlı olarak Cetvel 4.4 de verilmiştir.

4.6. Sürücü Oturma Yerleri

Traktör ve makinenin kullanılması, tarımsal faaliyetlerde büyük olanaklar ve kolaylıklar sağlamaktadır. Makineyi kullanan kimse, enerji tüketimi yönünden, o işi bizzat yapma oran'a daha az yüklenmektedir. Ne var ki, makineli çalışmaların bir kısmı daha çok dikkat istenmekte, ruhen rahatsız edici ve çoğu kez tek taraflı yüklenmeye neden olarak yorucu olmaktadır.

Çizelge 4.4. Keçe parmaklarının boyutları.

Yüklenerek materyal	Parmak uzunluğu (cm)	Parmaklar arası uzaklık ¹⁾ (mm)
Uzun yeşil yem (yem bükücü)	110 ... 130	20 ... 25
Kısa yeşil yem (çayır)		15 ... 20
Uzun ot ve saz		25 ... 30
İlginç biçim ot		15 ... 20
Pancar yemiği (yığından)	90 ... 110	15 ... 20
Şeker pancarı		8 ... 10
Oldu ahır gübresi	70 ... 90	20 ... 25
Pazularının gübresi		15 ... 20

1) Bu değerler 25 mm parmak genişliğinde, parmak eksenleri arasındaki uzaklıktır.

Emniyet, kullanma kolaylığı ve konfor, son yıllarda bütün traktör ve kendi yürür tarım makinelerinin geliştirilmesinde ağırlık noktasını teşkil etmektedir. Makine, işletme tekniği yönünden özel fonksiyonların yerine getirirken, sürücüye de uzun vadede rahatsızlığı kaybetme, konfor ve devrilme tehlikesine karşı elverişli koşullar yaratmalıdır.

Son yıllara kadar sürücüler, kumanda ve ayarlama fonksiyonlarını yerine getirirken kendilerini dış olanaklara ayıdurmışlardır. Bu esnada ise, asıl görevleri için gerekli olan enerji harcamalarına ek harcamaya başlamışlardır. Bu durum erken yorulmalara, ayarlama ve kumanda görevlerini tam olarak yapamamaya neden olmaktadır. Bu arada, özellikle mekanik titreşimler ve gürültünün neden olduğu kalıcı rahatsızlıklar da ortaya çıkmaktadır.

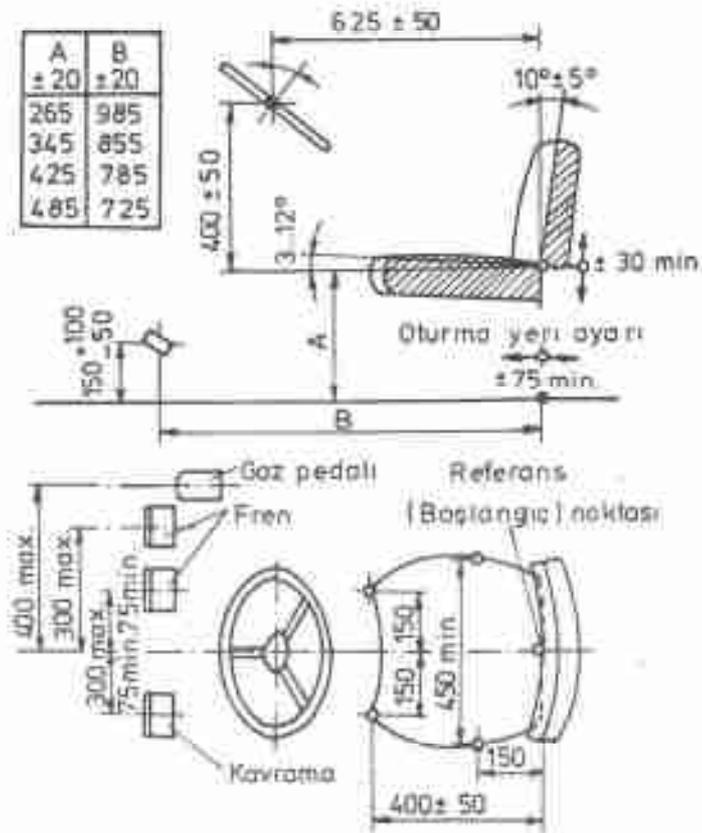
Yapılan çalışmalarda,

- Oturma yerinin sürücü ölçülerine (antropometrik ölçülere) uygunluğunun sağlanması,
- Sürücü yerinin devrilmelere, hava koşullarına, toz ve gazlara karşı korunması,
- Sürücü yerine gelen gürültünün azaltılması ve
- Sürücü yerine gelen titreşimlerin azaltılması amaçlanmaktadır.

4.6.1. Oturma Yerinin Ölçüleri

Sürücü fiziksel gücünü statik ve dinamik işlerin yapılmasında kullanmaktadır. Dömenleme, yürüme organları ve iş makinelerinin çalıştırılması için gerekli kol ve pedallara dinamik kuvvet tatbik etmektedir. Ayrıca kendisini dik olarak tutmak, el ve ayaklarını da çeşitli komuta kolları üzerinde sabit olarak bulundurmak için statik kuvvet harcamaktadır.

Sürücünün ölçüleri, çalışma konumu, tatbik edeceği kuvvet ve hareket alanları konstrüksiyonda göz önüne alınarak, adalelerin, eklem yerlerinin ve kan dolaşımı sisteminin gereksiz yüklenmelerinden kaçınılmalıdır.



Şekil 4.28. Sürücü oturma yeri ve komuta organlarının yerleşim ölçüleri.

İnsanın yapısına bağlı olan özelliklerin çok değişken olması nedeniyle, oturakların ve komuta kollarının yerleşiminde araştırmacılar bazı noktalarda birbirlerinden ayrı ölçüler vermişlerdir. Hatta, bu konuda hazırlanan standartlarda bile farklılıklara az da olsa rastlanmaktadır. Uluslararası Standardizasyon Örgütü (ISO) tarafından hazırlanan standart yerleşim ölçüleri Şekil 4.28 de görülmektedir.

Oturma yerinin yüksekliğiyle pedallara olan uzaklığı birbirine bağımlı olarak 12 kademede değişmektedir. Şekilde bunun için dört örnek verilmiş durumdadır. Oturma yerinin düzey ayar olanağı en az ± 30 mm ve yatay ayar olanağı da en az ± 75 mm olarak verilmektedir. Oturağın direksiyon simidino olan yatay uzaklığı 625 ± 50 mm ve düzey uzaklık da 400 ± 50 mm olmaktadır. Oturak küteti uzunluğu 400 ± 50 mm ve referans noktasından 150 mm ilerdeki genişliği en az 450 mm olmalıdır.

4.6.2. Sürücü Kabinleri

Tarım makineleri ve arazide çalışan tüm makinelerde sürücü kabinleri incelenirken önemli olan üç nokta göze çarpmaktadır. Bunlar;

- Kazalara karşı sürücülerin korunması,
- Hava koşullarına karşı sürücülerin korunması,
- Toz ve gazlara karşı sürücülerin korunması konularındır.

Traktör kabinleri, meydana gelebilecek devrilme kazalarında büyük ölçüde yeterli olmaktadır. Bu yönden kabin iki şekilde olabilmektedir. Bunlardan birincisinde, sürücülerin sadece trafik kazalarına karşı korunması amaçlanmıştır. Oturma yerinin üzerinden geçirilen iki adet koruyucu demir profil, kazalarda sürücüye yeterli bir güvenlik bölgesinin kalmasını sağlamaktadır. Bu düzende, oturma yerinin çevresi örtülü olmadığı için, çevre koşullarından korunma söz konusu değildir.

İkinci kabin çeşlinde, hem emniyet, hem de çevre koşullarından korunma söz konusudur. Bu kabinler sağlam bir çatıya sahip olmakta, ayrıca, çatının üstü ve yanları, sürücünün görüş ve hareket olanağını sınırlamayacak biçimde, kapatılmış bulunmaktadır.

Sürücülerin yağış, sıcaklık ve soğuk hava koşullarından, kabin aracılığıyla korunmasında, şu koşullar sağlanmalıdır:

- Kabin, sürücünün tüm yönlereki görüşünü engellenmemelidir. Özellikle, ön tekerlekler ve arkaya bağlı bulunan aletin görülmesi kabinsiz traktöre oranla daha kötü olmamalıdır.
- Yağmur, kar, vb. gibi dış etkenler sürücünün görüşünü azaltmamalıdır. Camların buğulanmamasına önüne geçilmelidir.
- Kabin yeterli derecede havalandırılmalı ve ısıtılmalıdır. Relatif nemin yükselmesi, zorunlu havalandırma ile önlenmelidir. Hava hızı sürücüyü rahatsız etmeyecek düzeyde olmalıdır. Örneğin, 28°C'lik kabin iç sıcaklığıyla hava hızı 0,5 m/s'yi ve 18°C sıcaklıkta 0,1 m/s'yi aşmamalıdır.

Kuru ve hafif topraklarda sürüm yaparken, ilaçlama ve gübreleme yaparken, buluhut hasat ederken ve bu gibi diğer işlerde ortaya çıkan tozlar çalışma koşullarını çok kötüleştirmektedir. Kabin içine havanın filtresi edilerek alınmasıyla sürücü bu toz ve gazlardan korunmalıdır.

Kabinler, inme ve bimmelere engel olmamak ve tehlike yaratmamalıdır.

4.6.3. Gürültü

Ses, hava basıncındaki dalgalanmaların kulaktaki etkisinden ileri gelen bir duygudur. Gürültü ise, çevremizde istenmeyen, rahatsız eden veya sağlığa zararlı olabilen her türlü ses olarak tanımlanır. Aşırı gürültü rahatsız, güvenliği ve dolaylı olarak verimliliği olumsuz yönde etkiler.

Kulağımız çok hassas bir organdır. Ses nedeniyle hava basıncındaki milyonda bir gibi çok küçük değişimleri tespit edebilmektedir. Gürültü, ses basıncının yoğunluğuyla ölçülmektedir. Yüksek seslerin yoğunlukları birbirinden çok farklı olabildikleri için, ses düzeyleri logaritmik bir cetvel olan Desibel (dB) birimiyle ifade edilmektedir. Desibel,

$$L = 20 \log \frac{P}{P_0}$$

bağıntısıyla ifade edilmektedir. Burada;

- L : Ses basınç düzeyi (dB),
- P : Tespit edilen ses basıncı (N/m²) ve
- P₀ : Referans ses basıncı (N/m²) olarak verilmektedir. P₀'ın

değeri $2 \cdot 10^{-7} \text{ N/m}^2$ dir. Bu değer, sıfır Desibel olarak kabul edilmiştir.

Kulağımız sıfır dB (işitme eşiği) ile 120 dB (ağrı duyma eşiği) arasındaki sesleri işitme yeteneğine sahiptir.

İnsan kulağının seslere karşı duyarlılığı sesin frekansına da bağlı olmaktadır. Yüksek frekanslı sesler (tiz sesler) daha fazla rahatsız edicidir. Gürültü ölçümünde, frekansa bağlı olarak duyarlılık da dikkate alınarak geliştirilen dB (A) birimi kullanılmaktadır.

Gürültü sağlığa etkisi yönünden dört kademe de incelenmektedir:

1. Kademe - 30 ... 65 dB (A): Bu gürültü insanı ancak rahatsız etmektedir.

2. Kademe - 65 ... 90 dB (A): Özellikle vegetatif sinir sisteminde (insanın kendi isteğine bağlı olmayan) etkili olmaktadır. Sindirim, dolaşım ve solunum sistemlerinde arızalara neden olabilmektedir. Bu gürültü kademesinde geçici işitme sağlığına da rastlanmakta ve bu yönden tehlikeli bölge olarak alınmaktadır.

3. Kademe - 90 ... 120 dB (A): Etkinin uzun süre devamı durumunda kalıcı ağır işitmeye neden olmaktadır. Bu bakımdan, zararlı kademe olarak alınmaktadır.

4. Kademe - 120 dB (A) dan büyük: Etki süresine bağlı olarak kalıcı sağlıksızlığı kendini göstermektedir. Ayrıca sinir hücrelerinde de arızalara yol açmaktadır.

Gürültü düzeyi yanında, gürültü etkisinde kalma süresi de insan sağlığı yönünden önem taşımaktadır. Traktörlerde gürültü düzeylerine bağlı olarak günlük çalışma süreleri Uluslararası Çalışma Örgütü (ILO) tarafından Cetvel 4.5 de olduğu gibi sınırlandırılmıştır. Cetvelde, 90 dB (A)lık minimum düzey, tehlike sınırıdır. 85 dB (A)lık gürültü düzeyi ise, 8 saatlik günlük çalışma için tehlike uyarı sınırı olarak kabul edilmektedir.

Gürültü, tarım teknolojisinde makinleşmeye bağlı olarak, artan ölçüde önem taşımaktadır. Özellikle traktör ve biçerdöverlerde gürültü

Cetvel 4.5. Gürültü düzeyine göre günlük çalışma süreleri.

Gürültü düzeyi dB (A)	80	82	85	90	100	102	105	110	115
Günlük çalışma süresi (saat)	8	6	4	3	2	1 1/2	1	1/2	1/4

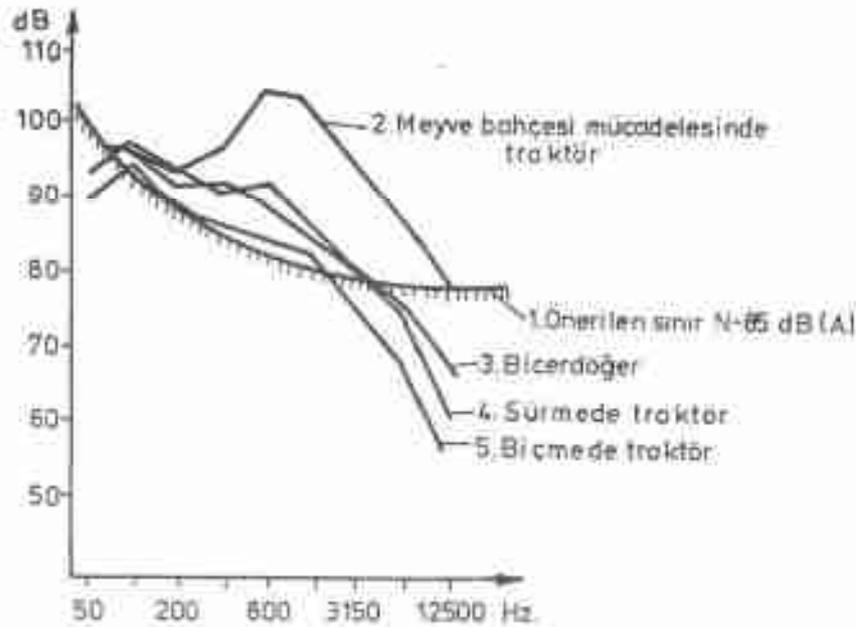
90 dB (A) nın üzerinde olmaktadır. Bazı önemli tarımsal çalışmalar-
daki gürültü değerleri Şekil 4.29 da verilmiştir.

Görüldüğü gibi çalışmaların çoğunda, gürültü düzeyi tehlike için
uyarı sınırı olarak kabul edilen 85 dB (A) nın üzerinde olmaktadır.

Gürültüyle mücadelede, gürültünün kaynağında azaltılması, ses
izolasyonu, özel kulaklıkların kullanılması ve gürültüde kalış süreleri-
nin ayarlanması gibi önlemler alınabilir.

Özel kulaklıkların kullanılması, yüksek frekanslı gürültü değerleri
için oldukça başarılıdır. Ancak, bunlar sürücü üzerinde tedirginlik
yaratmakta ve belirli bir çalışma devresi istemektedir. Makineden gelen
yararlı uyarılara engel olması da ayrı bir sakıncasıdır. Gürültünün,
sürücü kabinleriyle yalıtım çok önemli yararlar sağlamaktadır. Ne
varki, kabinler ses yalıtım özellikleri dikkate alınmadan yapılırsa,
sürücüye gelen gürültü düzeyinde artış olmaktadır.

Gürültünün kaynağında azaltılmasında büyük fiziksel ve teknik
zorluklarla karşılaşmaktadır. Örneğin, içten yanmalı bir motorun
tesir derecesi direkt olarak iş basıncı ile ilgilidir. İş basıncını yükseltmesi



Şekil 4.29. Önemli tarımsal çalışmalarda gürültü düzeyleri.

ise gürültünün artmasına neden olmaktadır. Gürültü kaynağının, gürültüyü azaltacak şekilde örtü altına alınması ise çok geniş yapısal önlemleri gerektirmektedir.

4.6.4. Sürücüye Gelen Titreşimler

Titreşim, elastik sistemlerin, sabit olduğu kabul edilen bir referans konumu etrafında yaptığı hareketlerdir. Bu hareketler periyodik, periyodik olmayan veya geçici olabilir.

Sinüzoidal hareket, periyodik harekete en basit örnektir. Bu harekette x yolu, t zamanına bağlı olarak muntazam bir şekilde değişmektedir.

Hareketin yol denklemi (x),

$$x = x_0 \cdot \sin(\omega t) \quad (81)$$

ile gösterilir. Burada:

x : Herhangi bir andaki yer değişimi,

x_0 : Genlik,

ω : Açısal hız (rad/s),

t : Zaman (s) dir.

Hız bulmak için yol denkleminin 1. türevini almak gerekmektedir. Buna göre hız denklemi,

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} = x_0 \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) \quad (82)$$

olarak yazılır. Yolum zamana göre 2. türevi alınarak, ivme;

$$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = -x_0 \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \quad (83)$$

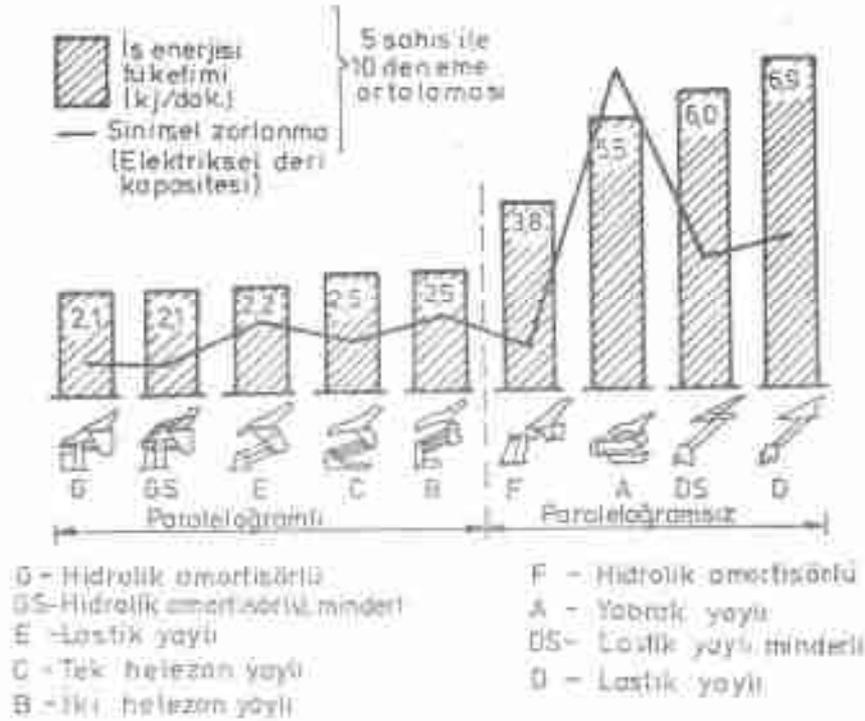
elde edilir.

Traktör koltuklarında çok rastlanan 2 Hz frekans ve 1 cm genliğe sahip olan bir hareket örnek alınarak ivme denkleminde hesaplama yapılsa, $\ddot{x} = 1,58 \text{ m/s}^2$ değeri bulunur. Görüldüğü gibi, frekans ve genliği gayet küçük bir titreşim hareketinde ivme $1,58 \text{ m/s}^2$ gibi büyük bir değere ulaşmaktadır. Bu nedendir ki, titreşim hareketinde ölçülmesi gereken rahatsız edici en büyük etken ivmedir.

Titreşimlerin insan sağlığına ve çalışma konforunu etkilediği bilinmektedir. Traktörlerde insana iletilen titreşimler özellikle omurga ve diğer dayanma yüzeylerinde sıgı ve kramplara neden olmaktadır. Bu konuda önemli sorunlar oturma yapı ve özelliklerinden kaynaklanmaktadır. Titreşim hareketi sürücünün sağlık durumunu etkileyerek fiziksel ve zihinsel yüklenmeyi artırmaktadır. Traktör oturma yerlerinin, sürücülerin enerji tüketimine ve sinirsel zorlanmasına olan etkileri Şekil 4.30 da verilmiştir.

Burada, sürün grafiklerde değişik oturma tiplerindeki iş enerjisi tüketimleri kJ/dakika olarak ve çizgi grafikte de sinirsel zorlanmalar görülmektedir. Paralelogram askı sistemine sahip ve hidrolik amortisörlü oturakların, sağlık yönünden büyük yararlar sağladığı, şekilden kolayca anlaşılmaktadır.

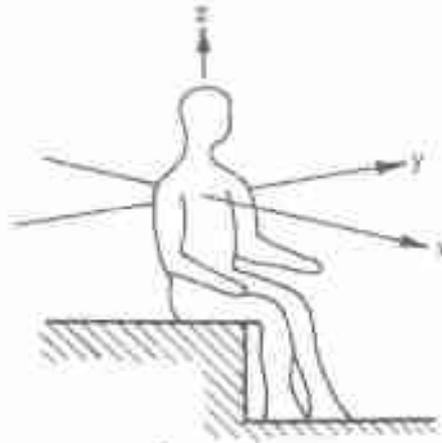
Traktör ve tarım makinelerinde, titreşimler sürücüye oturma ve dokunma yüzeylerinden geçmektedir. Meydana gelen titreşimlerin 1-80 Hz arasında frekansa sahip olanları önemli olarak kabul edil-



Şekil 4.30. Çeşitli traktör oturma yerlerinde enerji tüketimi ve sinirsel yükleniş.

mektedir. Ölçme ve değerlendirme yöntemleri de buna göre geliştirilmiş bulunmaktadır.

Titreşim insana üç yönde etki edebilmektedir. Burada, düşey eksen (z) ayaklardan baş doğrultusunda, yatay eksen (x) sırttan göğüs doğrultusunda ve yanal eksen (y) sağdan sola doğrultudadır. Bu eksenler doğrultusunda oluşan titreşimlerin ivmeleri a_z , a_y ve a_x olarak adlandırılmaktadır (Şekil 4.31).

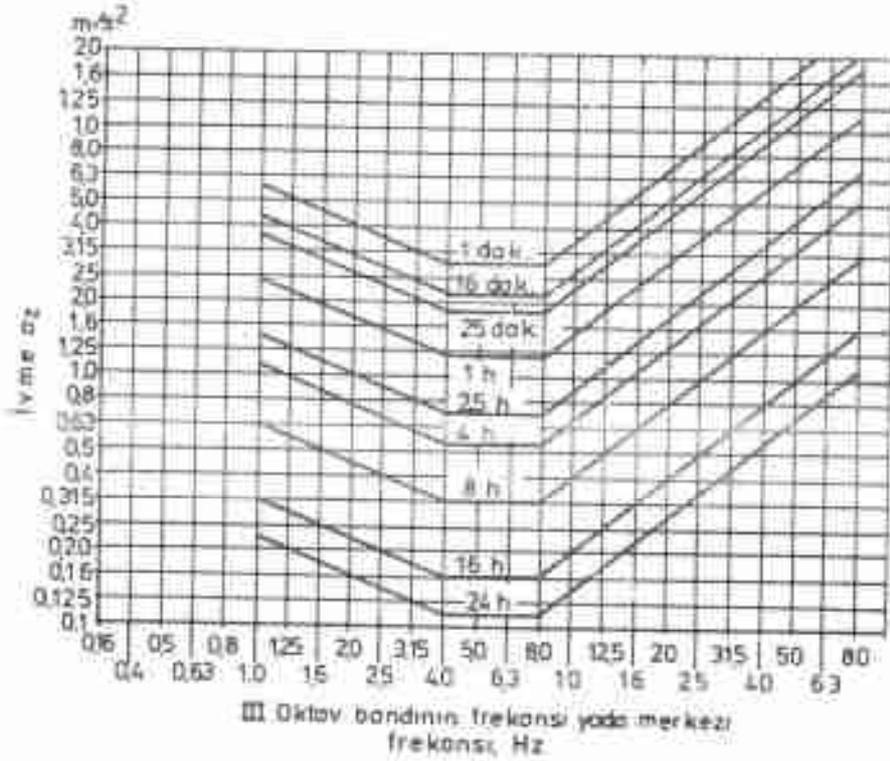


Şekil 4.31. Bir tarım makinesinde sürücüsüne gelen titreşim doğrultuları.

Titreşimin frekansı, ivme değeri ve titreşim etkisinde kalma süresi konfor sınırı, yorgunluk sınırı ve sağlık sınırı gibi ölçütleri belirlemektedir. Şekil 4.32 de düşey eksen doğrultusundaki titreşimlerin frekans ve a_z ivme değerlerine bağlı olarak çalışma süreleri verilmiştir.

Grafikte yatay ekseninde titreşim frekansı, düşey ekseninde ise titreşim ivmesi yer almaktadır. Eğriler ise yorgunluk sınır değeri olarak, bu titreşimlere ne kadar süre tahammül edilebileceğini göstermektedir. Sağlık sınır değerlerini bulmak için, ivme değerlerini ikile çarpmak ve konfor sınır değerlerini bulmak için de 3,15'e bölmek gerekmektedir.

Şekil de frekansın etkisi de açıkça görülmektedir. 4-8 Hz arası frekans değerlerinde tahammül süreleri azalmakta, yani insanın organlarının büyük bir bölümü bu frekans aralıklarında rezonansa gelerek rahatsız olmaktadır.



Sekil 4.32. Düşey eksen doğrultusundaki titreşimlerde frekans ve ivmenin çıkışma süresine etkisi.

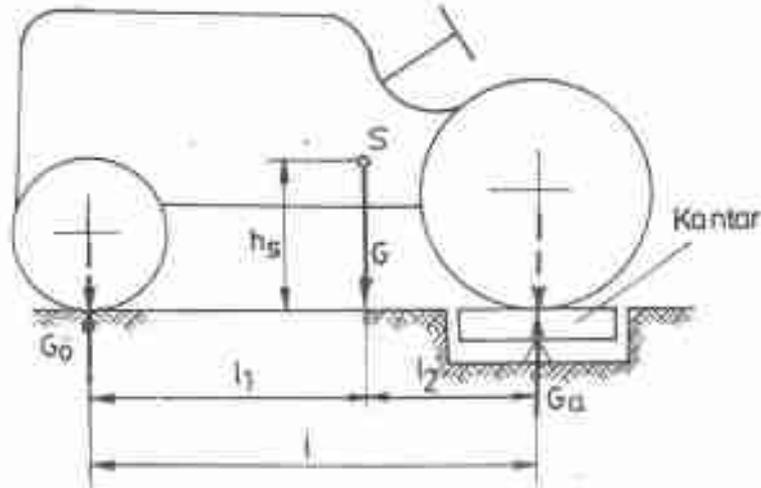
Sürücülerin titreşimlerden korunmasında, en etkin önem aktif yaylanma sistemine sahip oturakların traktörlere konması olacaktır. Bu oturaklarla titreşimlerin etkisini tamamen gidermek olanaklıdır. Ne var ki, çok pahalı olmaları, uygulamada yer almalarını engellemektedir.

Paralelogram askılı ve pasif yaylanma sistemine sahip oturaklar, günümüzde titreşimlere karşı yeterli korunmayı sağlamaktadır. Böyle bir oturakta, esneme yolu 8-12 cm arasında ve minder döşemesi kalınlığı da en az 4 cm olmalıdır.

5. TRAKTÖR MEKANİĞİ

5.1. Traktörlerde Ağırlık Merkezi Yerin Tayini

Tarım traktörleri, çalışma ortamları yönünden çok değişik koşullarla karşılaşmaktadır. Özellikle meyilli arazilerde, büyük çeki kuvveti isteyen makinalarla çalışırken ortaya çıkan, geriye şahlanma ve yana devrilme sorunlarını gidermede ağırlık merkezinin yeri etkili olmaktadır. Traktör düz bir zemin üzerinde hareketsiz olarak dururken, ağırlık merkezinin boyuna eksen üzerinde ve enine eksen üzerindeki yeri ile zeminden yüksekliği bilinmelidir.



Sekil 5.1. Ağırlık merkezinin boyuna eksen üzerindeki yeri.

Ağırlık merkezinin boyuna eksen üzerindeki yerini bulmak için, ön tekerlek değme noktasına göre moment yazılırsa (Sekil 5.1),

$$l_1 \cdot G - l_2 \cdot G_a = 0$$

elde edilir işlem yapılırsa,

$$l_1 = l \cdot \frac{G_2}{G} \quad (84)$$

sonucuna varılır. Arka tekerlek değme noktasına göre moment yazılırsa,

$$\begin{aligned} -G \cdot l_2 - G_0 \cdot l &= 0 \\ l_2 &= l \cdot \frac{G_0}{G} \quad (85) \end{aligned}$$

elde edilir. Bu bağıntılarda:

- G : Toplam traktör ağırlığı (N).
- G₀ : Arka dingile gelen ağırlık, ya da arka tekerleklerle karşı düşey toprak reaksiyonu (N).
- G₀₁ : Ön dingile gelen ağırlık, ya da ön tekerleklerle karşı düşey toprak reaksiyonu (N).
- l : Dingiler arası uzaklık (m).
- l₁ : Ağırlık merkezinin ön dingile yatay uzaklığı (m).
- l₂ : Ağırlık merkezinin arka dingile yatay uzaklığı (m).

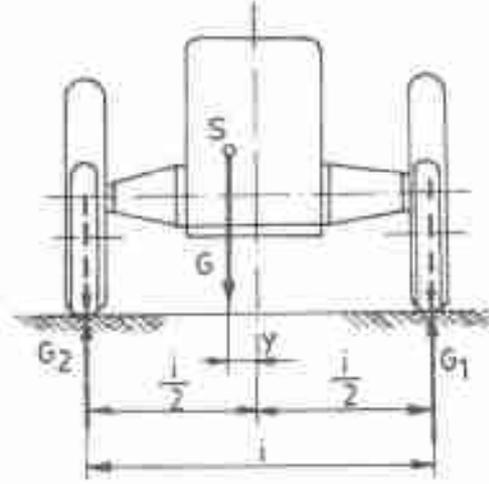
l₁ ve l₂ uzaklıklarının hesaplanabilmesi için, traktör toplam ağırlığı ile ön ve arka dingile gelen ağırlıkların, tartma yöntemiyle, saptanması yeterli olmaktadır.

Ağırlık merkezinin enine eksen üzerindeki yeri saptanırken, sağ ve sol tekerleklerle gelen toplam ağırlıklar tartı ile bulunur. Genellikle bu ağırlıklar eşit, yani, ağırlık merkezi enine eksenin orta noktasında olmaktadır. Ağırlıklar farklı ise, aşağıdaki yöntemlerle hesaplama yapılır.

G₂ > G₁ koşulu (Şekil 5.2):

Sağ tekerleklerin değme hattına göre moment alınır:

$$\begin{aligned} -G \left(\frac{l}{2} + y \right) + G_2 \cdot l &= 0 \\ -\frac{G \cdot l}{2} - G \cdot y + G_2 \cdot l &= 0 \end{aligned}$$



Şekil 3.2. Ağırlık merkezinin emine eksen üzerindeki yeri.

$$G \cdot y = G_2 \cdot l - \frac{G \cdot l}{2}$$

$$y = \frac{G_2 - 0,5 G}{G} \cdot l \quad (86)$$

bağıntısı elde edilir.

$G_2 = G_1$ koşulu:

Sağ tekerleklerin değme hattına göre moment alınırsa;

$$-G \left(\frac{l}{2} - y \right) + G_2 \cdot l = 0$$

$$- \frac{G \cdot l}{2} + G \cdot y + G_2 \cdot l = 0$$

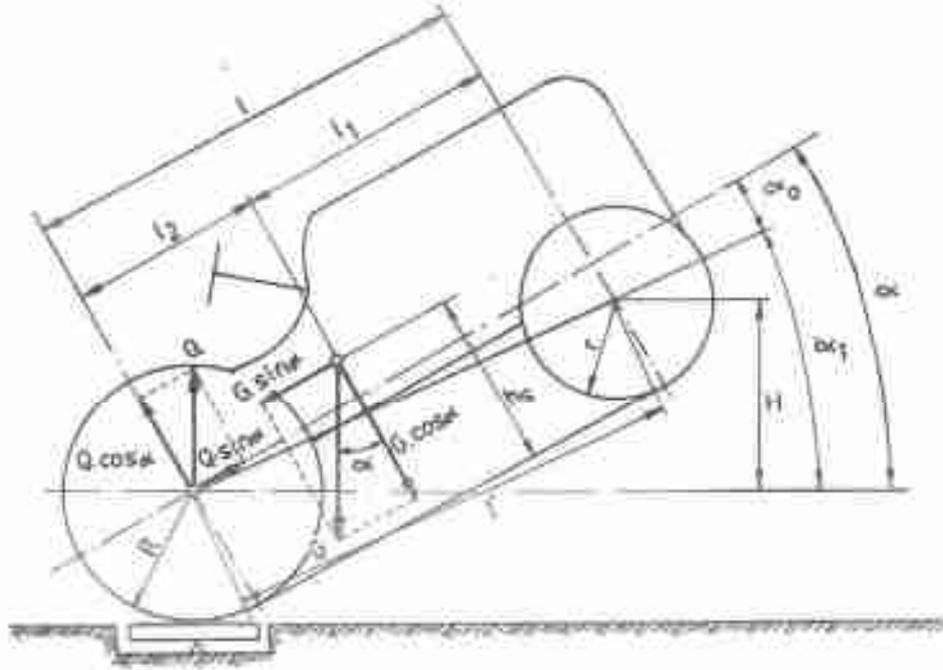
$$G \cdot y = \frac{G \cdot l}{2} - G_2 \cdot l$$

$$y = \frac{0,5 G - G_2}{G} \cdot l \quad (87)$$

sonucuna varılır. Bu bağıntılarda;

- G_1 : Sağ tekerleklere gelen toplam ağırlık, ya da sağ tekerleklere karşı düşey toprak reaksiyonu (N).
- G_2 : Sol tekerleklere gelen toplam ağırlık, ya da sol tekerleklere karşı düşey toprak reaksiyonu (N).
- l : İz genişliği (m).
- y : Ağırlık merkezinin orta ekseninden uzaklığı (m) dir.

Ağırlık merkezinin yerden yüksekliğini saptayabilmek için traktör ön dingili belli bir yükseklikte kaldırılır. Bu durumda arka dingile gelen ağırlık Q ise, aşağıdaki yöntemle h_a ağırlık merkezi yüksekliği hesaplanır (Şekil 5.3):



Şekil 5.3. Ağırlık merkezinin yüksekliği.

Şekil incelenirse,

$$a = a_0 + a_1$$

ve

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{R - r}{l}$$

bağıntılarının varlığı kolayca görülür, Ayrıca,

$$\operatorname{Sin} \alpha_1 = \frac{H}{l'}$$

ve

$$l' = \frac{l}{\operatorname{Cos} \alpha_2}$$

olduğundan,

$$\operatorname{Sin} \alpha_1 = \frac{H \cdot \operatorname{Cos} \alpha_2}{l}$$

bağıntılardan yararlanarak α açısı hesaplanabilir.

Ön tekerlek merkezine göre moment alınırsa;

$$-G \cdot \operatorname{Cos} \alpha \cdot l_1 - G \cdot \operatorname{Sin} \alpha (h_g - r) + Q \cdot \operatorname{Sin} \alpha (R - r) + Q \cdot \operatorname{Cos} \alpha \cdot l = 0$$

$$h_g = \frac{Q [\operatorname{Sin} \alpha (R - r) + \operatorname{Cos} \alpha \cdot l] - G (\operatorname{Cos} \alpha \cdot l_1 - r \cdot \operatorname{Sin} \alpha)}{G \cdot \operatorname{Sin} \alpha} \quad (88)$$

eşitliği elde edilir. Bu bağıntılarda;

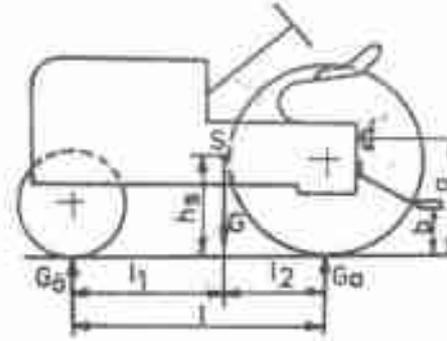
- h_g : Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği (m),
- Q : Ölçme durumunda arka dingile gelen ağırlık (N),
- G : Traktör ağırlığı (N),
- R : Arka tekerlek yarıçapı (m),
- r : Ön tekerlek yarıçapı (m),
- l : Dingiller arası uzaklık (m),
- l_1 : Ağırlık merkezinin ön dingile yatay uzaklığı (m) dir.

5.2. Hareketsiz Durumdaki Traktörde Kuvvetler

5.2.1. Yatay Durumdaki Traktör

Traktör hareketsiz iken, kuyruk mil, kasnak ve hidrolik sistem kullanılıyor olabilir. Bu incelemede bu tip çalışmalardan dolayı doğacak kuvvetler göz önüne alınmamıştır.

Ağırlık merkezinin yeri S ve traktör ağırlığı G kabul edilerek ön tekerin toprağa değdiği yere göre moment alınırsa (Şekil 5.4),



Şekil 5.4. Yatay durumda traktöre gelen kuvvetler.

$$G \cdot l_1 - G_a \cdot l = 0$$

olarak yazılır. Arka dingil yükü,

$$G_a = G \frac{l_1}{l} = X_1 \cdot G \quad (89)$$

olarak bulunur. Aynı şekilde, ön dingil yükü için de,

$$G_0 = G \cdot \frac{l_2}{l} = X_2 \cdot G \quad (90)$$

eşitliği elde edilir. Bu bağıntılarda;

G : Traktör ağırlığı (N),

G_a : Traktör arka dingiline gelen ağırlık (N),

G_0 : Traktör ön dingiline gelen ağırlık (N),

l_1 : Ağırlık merkezinin ön dingile olan uzaklığı (m),

l_2 : Ağırlık merkezinin arka dingile olan uzaklığı (m),

$$X_1 = l_1 / l$$

$$X_2 = l_2 / l \text{ dir.}$$

X_1 ve X_2 değerleri traktör gúcüne bağlı olarak aşağıdaki şekilde verilmektedir:

$N_e \geq 28$ kW olan traktörlerde;

$$X_1 = 0,65 - 0,70$$

$$X_2 = 1 - X_1 = 0,30 - 0,35$$

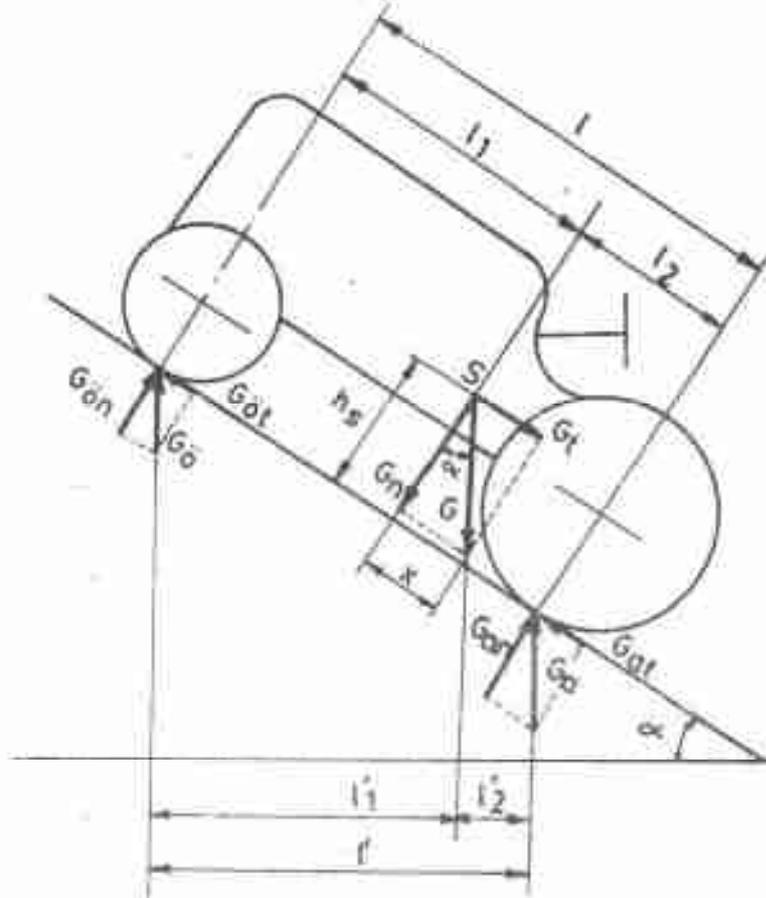
$N_e < 28$ kW olan traktörlerde;

$$X_1 = 0,55 - 0,65$$

$$X_2 = 1 - X_1 = 0,35 - 0,45$$

5.2.2. Meyilli Durumdaki Traktör

Traktör, meyil açısı α olan bir yerde, şekil 5.5 deki gibi meyilli olarak bulunuyor ise, ağırlığı iki bileşene ayrılabilir.



şekil 5.5. Meyilli durumda traktöre gelen kuvvetler.

Zemine dik bileşen,

$$G_n = G \cdot \cos \alpha$$

Zemine paralel bileşen ise,

$$G_t = G \cdot \sin \alpha$$

yazılabilir.

Ayrıca;

$$l' = l \cdot \cos \alpha$$

$$l'_1 = (l_1 + X) \cos \alpha$$

$$l'_2 = (l_2 - X) \cos \alpha$$

olarak yazılır.

Ön dingile gelen kuvvetler, arka tekerleğin toprağa değdiği noktaya göre moment alarak,

$$G_0 \cdot l' - G \cdot l'_2 = 0$$

$$G_0 = G \frac{l'_2}{l'} = G \frac{(l_2 - X) \cos \alpha}{l \cdot \cos \alpha} = G \frac{l_2 - X}{l} \quad (91)$$

şeklinde yazılır.

$$G_{0n} = G_0 \cdot \cos \alpha$$

$$G_{0t} = G_0 \cdot \sin \alpha$$

olduğu şekilden açıkça görülür. Bunun gibi arka dingile gelen ağırlık da;

$$G_a = G \frac{l'_1}{l'} = G \frac{(l_1 + X) \cos \alpha}{l \cdot \cos \alpha} = G \frac{l_1 + X}{l} \quad (92)$$

ve

$$G_{an} = G_a \cdot \cos \alpha$$

$$G_{at} = G_a \cdot \sin \alpha$$

bağıntılarıyla bulunur.

Arka ve ön dingile gelen ağırlıklar, X mesafesine bağlı olarak değişmektedirler.

X = 0 ise, traktör yatay durumdadır.

$X = l_2$ ise, ağırlık vektörünün uzantısı arka tekerlek dayanma noktalarının oluşturduğu hattın üzerine düşmektedir.

Bu durumda, traktör şahlanma başlangıcındadır.

$X > l_2$ ise traktör şahlanır.

$l_2 > X > 0$ koşulunda ağırlık vektörü daima traktör dayanma noktalarının oluşturduğu stabilite dörtgeninin (ya da üçgeninin) içinde kalmaktadır.

Şahlanma anında ($X = l_2$ koşulunda) α açısının değeri bulunmak istenirse,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{X}{h_a} = \frac{l_2}{h_a} \quad (93)$$

olmaktadır. Pratikte bu açının değeri, genellikle $33^\circ \dots 45^\circ$ arasında değişmektedir.

Traktörün öne doğru meyilde şahlanma (öne kapaklanma) durumunda ise,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{l - l_2}{h_a} = \frac{l_1}{h_a} \quad (94)$$

eşitliğiyle hesaplanmaktadır.

5.2.3. Yanlamasına Meyilde Traktör

Yana doğru meyil açısı β ise ağırlığın Zemine paralel bileşeni,

$$G_1 = G \cdot \sin \beta$$

ve diğ. bileşeni ise,

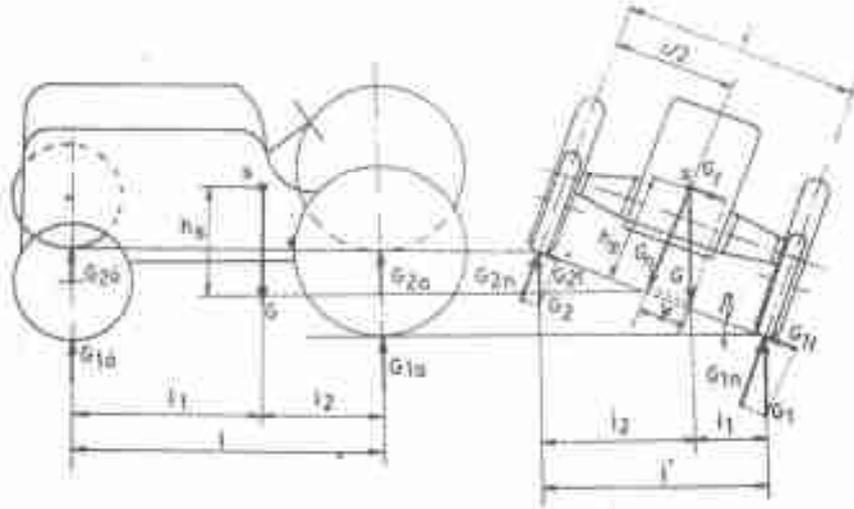
$$G_n = G \cdot \cos \beta$$

yazılır. Bu durum, pullukla sürmede tekerleklerden birisinin çiziye düşmesi durumu için de geçerlidir.

l_1 genişliğini l olarak alır ve sol tekerleklerin toprağa değme hattına göre moment yazarsak,

$$- G_1 \cdot l + G \cdot l_2 = 0$$

elde edilir. Buradan,



Şekil 5.6. Yanlımsızma meyilde traktöre gelen kuvvetler.

$$G_1 = G \frac{l_2}{l} = G \frac{\left(\frac{l}{2} + y\right) \cdot \cos \beta}{l \cdot \cos \beta} = G \left(\frac{1}{2} + \frac{y}{l}\right) \quad (95)$$

bulunur. Şayet $l' = l \cdot \cos \beta$ alınırsa,

$$l_1 = \left(\frac{l}{2} - y\right) \cos \beta$$

$$l_2 = \left(\frac{l}{2} + y\right) \cos \beta$$

olmaktadır. Sağ tekerlek toprak tepkileri (sağ tekerleğe gelen ağırlık) bileşenleri ise,

$$G_{1s} = G_1 \cdot \sin \beta$$

$$G_{1n} = G_1 \cdot \cos \beta$$

olarak yazılır.

Sol tekerlek için de, aynı yaklaşımla, aşağıdaki bağıntılar yazılabilir:

$$G_2 = G \frac{l_1}{l} = G \frac{\left(\frac{l}{2} - y\right) \cos \beta}{l \cdot \cos \beta} = G \left(\frac{l}{2} - \frac{y}{l}\right) \quad (96)$$

$$G_{2y} = G_2 \cdot \sin \beta$$

$$G_{2x} = G_2 \cdot \cos \beta$$

$y = 0$ koşulunda, yana meyil açısı $\beta = 0$ dir, ya da traktör tekerleği pullukla yapılan sürüm çizisinden çıkmış demektir. $y \geq l/2$ koşulunda traktör stabil değildir, yana devrilir.

Şahlanma başlangıcında ($y = l/2$ koşulunda) β açısının değeri bulunmak istenirse,

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{y}{h_a} = \frac{l/2}{h_a} = \frac{l}{2 h_a} \quad (97)$$

elde edilir.

5.2.4. Hareketsiz Durumdaki Traktörde Stabllitenin Belirlenmesi

Traktörün dört tekerleği zeminle temas halindedir. Tekerleklerle gelen ağırlıklar nedeniyle, lastiğin toprakla temas eden yüzeyi basılmakta ve elips bir yüzeyle toprağa temas etmektedir. Bu dayanma noktaları ön dingili sabit olarak bağlı bulunan tarım traktörlerinde bir dikdörtgen ya da dörtgen, ön dingili salınabilecek şekilde bağlı bulunan tarım traktörlerinde ise, üçgen şeklinde dayanma yüzeyi meydana getirirler (Şekil 5.7).

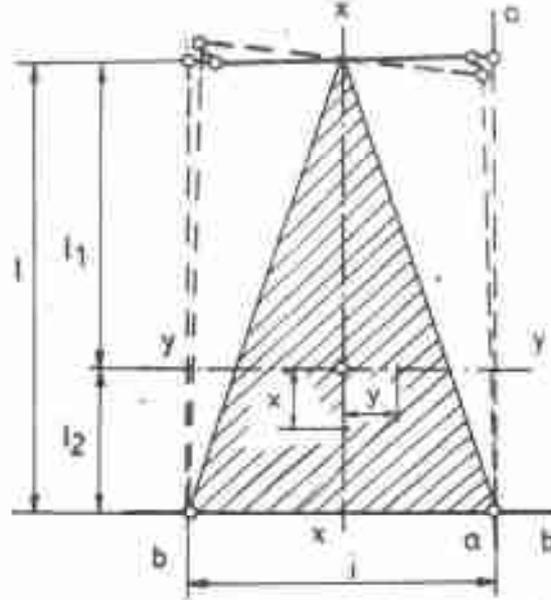
Traktörün statik stabilitesinin sağlanması için, ağırlık merkezinin yatay düzlemdaki iz düşümü bu verilen dörtgenler ya da üçgenin içinde bulunmalı, yani ağırlık vektörü doğrultusu bunların dışına çıkmamalıdır. Geriye ve yana devrilme konumları için stabiliteyi sağlayacak moment değerleri (stabilite momenti) aşağıdaki gibi yazılabilir:

b — b doğrusu için (geriye şahlanma);

$$M_b = G (l_2 - x) \cos \alpha \quad (98)$$

a — a doğrusu için (yana devrilme);

$$M_a = G \left(\frac{l}{2} - y\right) \cos \beta \quad (99)$$



Şekil 5.7. Hareketsiz bir traktörde dayanma yüreyi.

olmaktadır. $x = l_2$ ve $y = l/2$ koşullarında şaflanma başlamıştır. Ya da stabilize momenti sıfır olmaktadır. Bu koşullarda doğmaya başlayan ise devrilme ve şaflanma momentleridir. x mesafesi, yokuş yukarı meyil açısı α ya ve y mesafesi, yana meyil açısı β ya bağlı olmaktadır.

5.3. Arka Dingili Muharrik Traktörlerde Kuvvetler

Motor tarafından geliştirilen M_t dönme momenti muharrik tekerleklerde;

$$M_T = M_t \cdot i \cdot \eta_g \text{ (Nm)} \quad (100)$$

dönme momentini meydana getirir. Burada,

- M_T : Tekerlek dönme momenti (Nm),
- M_t : Motor dönme momenti (Nm),
- i : Toplam transmisyon oranı,
- η_g : Transmisyon toplam tesir derecesi (verimi) dir.

Tekerlek dönme momenti aynı zamanda,

$$M_T = U \cdot R$$

bağıntısı ile de hesaplanabilir. Bu bağıntıdan U çekilirse

$$U = \frac{M_T}{R}$$

yazılır. Burada,

U : Tekerlek çevre kuvveti (N),

R : Etkili lastik yarıçapı (m) dir.

Çeki kuvveti Z ve kendi kendini hareket ettirme direnci W_f olarak alınırsa,

$$U = Z - W_f \quad (101)$$

$$W_f = G \cdot f_r \quad (102)$$

bağıntıları yazılabilir. Burada f_r yuvarlanma direnci katsayısıdır. Ayrıca, motor momentinin bir kısmı, bazı durumlarda, kuyruk mili ve hidrolik sistem tarafından da kullanılabilir. Bu tip kullanılmada verim (tesir derecesi) çok daha yüksek olduğu için, traktörler gün geçtikçe çeki makinası özelliklerini kaybetmektedirler.

Genel olarak dönen bir sistemin gücü, çevre kuvveti U (N) ve çevre hızı V (m/s) alınarak,

$$N = \frac{U \cdot V}{1000}$$

bağıntısı ile kW olarak bulunur. Dönme momenti M_1 ve yarıçap R ise,

$$U = \frac{M_1}{R} \quad \text{ve} \quad V = \frac{2 \pi \cdot R \cdot n}{60}$$

alınarak,

$$N = \frac{M_1 \cdot 2 \pi \cdot R \cdot n}{R \cdot 60 \cdot 1000} = \frac{M_1 \cdot n}{9550} \quad (103)$$

sonucu elde edilir.

Patinajsız çalışma koşullarında, motor gücü, aşağıdaki bağıntı lara göre dönme momenti geliştirebilir:

$$N_e = i \cdot M_T \cdot \frac{n_a}{9550} = i \cdot M_T \cdot \frac{n_{a0}}{159,15}$$

$$N_e = \frac{M_T}{\tau_T} \cdot \frac{n_a}{9550} = \frac{M_T}{\tau_T} \cdot \frac{n_{a0}}{159,15}$$

$$N_e = \frac{U \cdot R \cdot n_a}{\tau_T \cdot 9550} \quad (104)$$

Bu son bağıntılarda,

- N_e : Effektif motor gücü (kW),
- i : Motordan tekerleklere kadar toplam transmisyon oranı,
- n_a : Müharrik tekerlek devir sayısı (d/d),
- n_{a0} : Müharrik tekerlek devir sayısı (d/i),
- M_T : Motor dönme momenti (Nm),
- M_T : Müharrik tekerlek dönme momenti (Nm),
- τ_T : Toplam transmisyon tesirliliği,
- R : Etkili müharrik tekerlek lastik yarıçapı (m) dir.

Traktörün yürüme hızı ise,

$$v_T = \frac{2\pi \cdot R \cdot n_a}{60} \quad (m/s)$$

bağıntısıyla bulunur. Buradan n_a değeri çekilir ve 104 nolu bağıntıda yerine konulursa,

$$N_e = \frac{U \cdot R \cdot \frac{v_T \cdot 60}{2\pi \cdot R}}{\tau_T \cdot 9550}$$

ve buradan,

$$U = \frac{N_e \cdot \tau_T \cdot 9550 \cdot 2\pi}{60 \cdot v_T} = 1000 \cdot \frac{N_e \cdot \tau_T}{v_T} \quad (N)$$

bulunur. Ya da V_T km/h alınarak,

$$U = 3600 \cdot \frac{N_e \cdot \tau_T}{V_T} \quad (N)$$

sonucuna varılır. Diğer yönden; muharrrik tekerlek, bu çevre kuvvetini,

$$U = \mu_k \cdot G_{din} \quad (105)$$

bağıntısına uygun olarak geliştirebilir. Burada,

U : Muharrrik tekerlek çevre kuvveti (N).

μ_k : Tutunma katsayısı (Cetvel 5.1).

G_{din} : Muharrrik dingile gelen dinamik yük (N) dir.

Bu son eşitlikten görüleceği gibi, tekerleğin geliştirebileceği çevre kuvveti, μ_k tutunma katsayısı ile G_{din} dinamik muharrrik dingil yüküne bağlı olmaktadır. Tekerleğin toprağa tutunmasının bir ölçüsü olan tutunma katsayısı pek çok değişkene bağlı bulunmaktadır. Bunların başında; lastikle toprağın temas yüzeyi, lastik profilinin toprakta bıraktığı izlen durumu; lastik profilinin şekli, diziliş, sayısı ve boyutları; lastiğin elastikiyeti ve lastiğin toprağa yaptığı basınç (p_m) gelmektedir.

Cetvel 5.1. Lastik tekerlekli traktörlerde tutunma ve yuvarlanma direnci katsayıları.

Zemin durumu	Tutunma katsayısı (μ_k)		Yuvarlanma direnci katsayısı (f_r)
	% 15 patinaj koşulunda	% 50 patinaj koşulunda	
Beton yol	—	1.05	0.02
İyi tarla yolu	0.7	—	0.05
Kuru, sert toprak	0.55 ... 0.63	0.70 ... 0.80	0.05 ... 0.09
Kuru, sertçe toprak; biçilmiş çayır	0.5	—	0.05 ... 0.10
Kuru, normal tarla toprağı	0.43 ... 0.47	0.60	0.07 ... 0.12
Nemli; fakat halen sertçe toprak, biçilmiş çayır	0.4	—	0.12
Kuru toprak kumu	0.38 ... 0.40	0.50	0.10 ... 0.15
Nemli; toprak kumu, kumlu toprak	0.30 ... 0.38	0.40 ... 0.50	0.12 ... 0.15
Nemli, yapışkan, tıvıl kuru püncür toprak	0.25 ... 0.35	0.33 ... 0.45	—
Çok nemli; kumlu toprak, kili toprak	0.20 ... 0.30	0.25 ... 0.35	0.18 ... 0.25
Nemli balçıklı kumu	0.15 ... 0.25	0.23 ... 0.32	—
Islak kili toprak, yapışkan tarla toprağı	0.10 ... 0.20	0.15 ... 0.25	0.20 ... 0.35
Nemli, gevrek balçık	0.10 ... 0.20	0.15 ... 0.25	—

Lastiğin toprağa yaptığı basınç,

$$p_m = \frac{P_L}{F_a} \quad (106)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Burada,

p_m : Lastiğin basıncı ($N/m^2 =$ paskal),

F_a : Lastiğin toprakla temas yüzeyi (m^2),

P_L : Bir lastiğe gelen dinamik yük (N) dir.

Lastiğe gelen dinamik yük, dinamik dingil yüküne bağlı olmaktadır. Dinamik dingil yükü ise, traktör ağırlığından arka dingile gelen yük, ek ağırlıklar, lastiğe doldurulan su, ekipmandan gelen ağırlık ve çalışma sırasında ön dingiden arka dingile olan ağırlık transferlerinden oluşmaktadır.

Tekerlek çevre kuvvetini oluşturan,

$$U = Z + W_f$$

bağıntısında, yürüme direnci olan W_f ,

$$W_f = G \cdot f_r$$

eşitliğiyle hesaplanmakta idi. Bu son eşitlikte f_r ile gösterilen yuvarlanma direnci katsayısı, hem tekerlekle toprak arasındaki yuvarlanma sürtünmesini (f_1), hem de tekerleğin dingile bağlantısındaki yuvarlanma sürtünmesini (f_2) içermektedir.

Ön ve arka tekerleklerin ölçüleri ve profil şekilleri farklı olduğu için bunlara ilişkin yuvarlanma direnci katsayıları da farklı olabilmektedir.

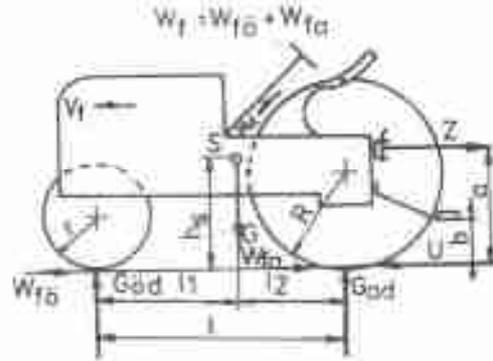
Ne var ki, alçak basınçlı traktör lastiklerinde bu fark % 2 den daha az olduğu için, ön ve arka tekerlere ilişkin yuvarlanma direnci katsayıları birbirine eşit olarak alınabilmektedir (Cetvel 5.1).

5.4. Çeki Kancası ve Çeki Demirine Gelen Kuvvetlerin Stabiliteye Etkisi

Tarım traktörlerine çekili tip iş makinalarının ve taşıma araçlarının bağlanabilmesi için, çeki demiri ve çeki kancası olmak üzere iki önemli nokta bulunmaktadır. Şekil 5.8 de a ve b ölçüleriyle gösterilen çeki kancası ve çeki demiri yükseklikleri, traktöre göre değişmektedir.

Arka tekerleklerin toprağa değme noktasına göre moment alınırsa;

$$Z \cdot a - G \cdot f_2 + G_{od} \cdot l = 0$$



Sekil 5.8. Çeki kuvvetinin stabilizeye etkisi.

yazılır. Z nin yerine daha önce verilmiş olan,

$$Z = U - W_f = \mu_k \cdot G_{sd} - G - f_r$$

değerleri de alınabilir,

Z . a değerinin büyümesi $G_{sd} - l$ değerinin küçülmesine, yani l sabit olduğuna göre, G_{sd} değerinin küçülmesine neden olacaktır. Dümenlemenin sağlıklı olabilmesi için,

$$G_{sd} = 0,20 G$$

olmalıdır. G_{sd} nin $0,20 G$ den ya da $2000 N$ dan daha küçük değer almasına müsaade edilmez. Şu halde $G_{sd} = 0,80 G$ alınabilir. Bütün bu verilenler ilk eşitlikte yerine konulursa,

$$(\mu_k \cdot 0,80 G - G - f_r) a - G \cdot l_2 + 0,20 \cdot G \cdot l = 0$$

$$0,80 \mu_k \cdot G \cdot a - G \cdot f_r \cdot a - G \cdot l_2 + 0,20 G \cdot l = 0$$

$$a (0,80 \cdot \mu_k - f_r) = l_2 - 0,20 l$$

$$a = \frac{l_2 - 0,20 l}{0,80 \cdot \mu_k - f_r} \quad (107)$$

ya da,

$$a = \frac{l (X_{sd} - 0,20)}{0,80 \cdot \mu_k - f_r} \quad (108)$$

elde edilir. Bu bağıntılarda;

- Z : Çeki kuvveti (N),
 a : Çeki kancasının yerden yüksekliği (m),
 G : Traktörün ağırlığı (N),
 l_2 : Ağırlık merkezinin arka dingilden yatay uzaklığı (m),
 G_{0d} : Ön dingile gelen dinamik yük (işletme yükü) (N),
 l : Dingiller arası uzaklık (m),
 U : Tekerlek çevre kuvveti (N),
 W_f : Toplam yürüme (yuvarlanma) direnci (N),
 μ_k : Tutunma katsayısı,
 G_{ad} : Arka dingile gelen dinamik yük (işletme yükü) (N),
 f_r : Yuvarlanma direnci katsayısı,
 x_{2d} : Dinamik (işletme) durumunda l_2 mesafesinin l ye oranıdır.

Örnek: Dingiller arası uzaklığı 1800 mm olan bir traktörde $x_{2d} = 0,38$, $\mu_k = 0,65$, $f_r = 0,05$ olduğuna göre, ön dingile gelen yükün en az $G_{0d} = 0,20 G$ olabilmesi için a ne kadar olmalıdır.

$$a = \frac{l (x_{2d} - 0,20)}{0,80 \cdot \mu_k - f_r} = \frac{1,8 (0,38 - 0,20)}{0,80 \cdot 0,65 - 0,05} = 0,689 \text{ m.}$$

Çeki kancasının a yüksekliği yukardaki başıntıya göre hesaplandıktan sonra, traktörün tutunma koşulları iyileşirse (örneğin asfalt yol, iyi lastik profili gibi) traktörün şahlanma tehlikesi (yani ön dingile gelen yükün sıfıra yaklaşması) ortaya çıkmaktadır.

Şahlanma anında, $G_{0d} \geq G$, $G_{ad} = 0$ ve $W_f = 0$ dir. Normal çalışma koşullarında arka tekerlek merkezine göre moment yazılırsa (Şekil 5.8),

$$Z(a-R) + U \cdot R - G \cdot l_2 - W_f \cdot R + G_{0d} \cdot l = 0 \quad (109)$$

olmaktadır. Şahlanma anındaki değerleri yazarak,

$$\begin{aligned}
 Z(a-R) + U \cdot R - G \cdot l_2 &= 0 \\
 \mu_k \cdot G(a-R) + \mu_k \cdot G \cdot R - G \cdot l_2 &= 0 \\
 \mu_k \cdot G \cdot a - \mu_k \cdot G \cdot R + \mu_k \cdot G \cdot R - G \cdot l_2 &= 0 \\
 \mu_k \cdot G \cdot a - G \cdot l_2 &= 0
 \end{aligned}$$

$$\mu_k = \frac{l_2}{a} = 1 \cdot \frac{x_{2d}}{a} \quad (110)$$

ya da,

$$z = \frac{l_2}{\mu_k} = l \frac{x_{20}}{\mu_k} \quad (111)$$

elde edilir.

Örnek: Dingiller arası uzaklığı 1800 mm olan bir traktör tarlada çalışırken tutunma katsayısı 0,75 olmakta ve yolda çalışırken ise bu değer 0,85'e ulaşmaktadır. $x_{20} = 0,34$ olduğuna göre, bu traktörün jantlanabilmesi için çeki kuvvetinin tatbik noktası yerden ne kadar yüksekte olmalıdır.

$$z_1 = \frac{x_{20} \cdot l}{\mu_k} = \frac{0,34 \cdot 1,8}{0,75} = 0,816 \text{ m.}$$

$$z_2 = \frac{x_{20} \cdot l}{\mu_k} = \frac{0,34 \cdot 1,8}{0,85} = 0,72 \text{ m.}$$

Görüldüğü gibi; çeki kuvvetinin tatbik yüksekliği, dingiller arası uzaklık, ağırlık merkezinin arka dingile olan yatay mesafesi ve tutunma katsayısına bağlı olmaktadır. Traktörün ağırlığı ise, doşaylı olarak, bu noktanın yüksekliğini etkilemektedir. Şu halde, belirli yapı ve tekerleklerin toprağa tutunma koşulları için, geniş bir çeki kuvveti uygulanma alanı saptanabilmektedir.

5.5. Tekerlek Çevre Kuvvetinin Bellelanması

Tekerlek çevre kuvveti, belli bir yükseklikte tatbik noktası bulunan çeki kuvvetinin oluşturulmasını sağlar. Aynı zamanda yürüme direnci de tekerlek çevre kuvveti tarafından yenilmektedir. Yürüme direnci ile, tekerlek çevre kuvveti aynı eksen üzerinde fakat birbirine ters yönde etki yapmaktadır. Buna göre,

$$U - W_f - Z = 0$$

olmalıdır. Çeki kuvvetinin bölünmediği

$$Z = 0 \text{ koşulunda,}$$

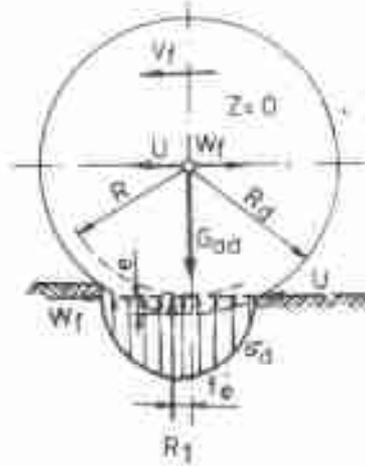
$$U = W_f = G_{\text{aer}} \cdot f_r \quad (112)$$

olur.

Şekil 5.9 dan yararlanarak yürüme direncinin yarattığı momenti,

$$W_f \cdot R = R_2 \cdot f_r \quad (113)$$

şeklinde yazabiliriz. Burada; L_e , yuvarlanma sürtünmesi için bir moment kolu imiş gibi düşünülebilir. Çeki kuvvetinin bulunmaması ($Z = 0$) durumunda, toprakta bir kayma gerilmesi meydana gelmeyecek, yani $\tau = 0$ olacaktır.



Şekil 3.9. Çeki kuvveti sıfır iken, tekerlek çevre kuvvetinin belirlenmesi.

Düey kuvvetlerin belirlenmesinde ise, tekerleğin toprağa oturma yüzeyi F_s (m^2) ve özgül basınç p_m (N/m^2) olarak alınırsa,

$$R_1 = G_{dif} = F_s \cdot p_m \quad (114)$$

yazılır. Bu bağıntılarda;

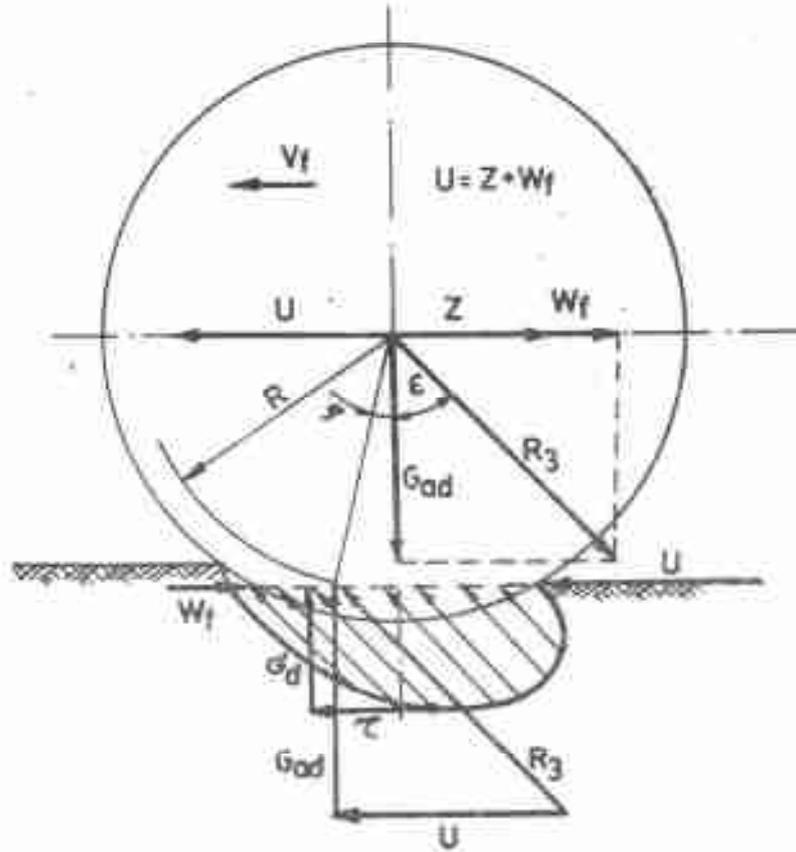
- U : Tekerlek çevre kuvveti (N),
- W_f : Yürüme direnci (N),
- G_{dif} : Dinamik arka dingil yükü (N),
- f_e : Yuvarlanma direnci katsayısı,
- R : Etkili lastik yarıçapı (m),
- R_1 : Zeminin lastiğe tepki kuvveti (N),
- L_e : Yuvarlanma sürtünmesi için düşünülen moment kolu (m),
- F_s : Tekerleğin toprağa oturma yüzeyi (m^2),
- p_m : Özgül basınç (N/m^2) dir.

Oturma yüzeyinde dış etkilerin yarattığı, normal gerilmeler σ_d (N/m^2) ile gösterilebilir.

Sekil 5.10 dan yararlanarak,

$$\text{tg } \tau = \frac{U}{G_{ad}} = \frac{Z + W_f}{G_{ad}} = \mu_k \quad (115)$$

yazılabilir. Çeki kuvvetinin geliştirilebilmesi, tutunma katsayısı μ_k ya bağlı olmaktadır. $\text{tg } \tau$ nun yani μ_k değerinin büyümesi R_3 bileşkesinin, Z nin bulunduğu eksene doğru dönmesine neden olur. Bu durumda τ kayma (kesme) gerilmesi de artmaktadır. Kayma gerilmesi, zeminin c kohezyon kuvvetine ve μ iç sürtünme katsayısına bağlı bulunmaktadır.



Sekil 5.10. Çeki kuvveti varken, tekerlek çevre kuvvetinin belirlenmesi.

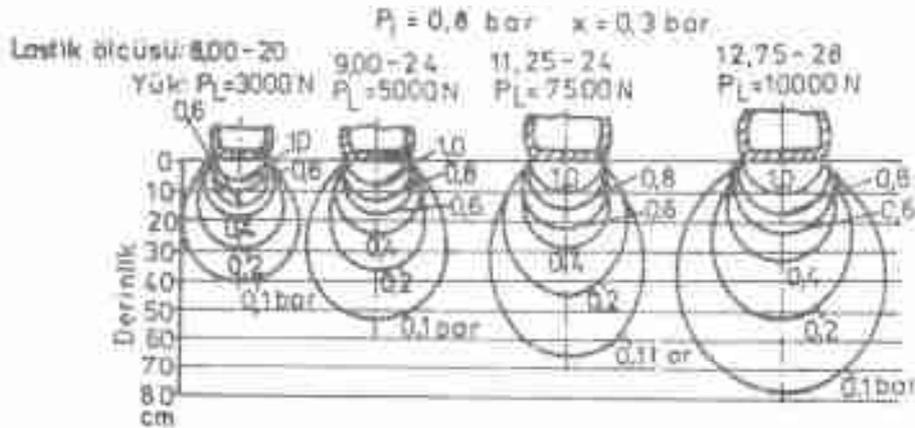
Düsey olarak toprağı etkileyen kuvvet, arka dingi yüküne ek olarak, önden arkaya, işletme koşulları nedeniyle transfer edilen ağırlıklar, lastiklere doldurulan su ve çeki kuvvetinin düsey bileşenlerinin de etkisi altındadır. Bütün bunların toplamı, lastiğin toprağı temas yüzeyinde düsey yük olarak kendini gösterir.

Tekerlekle zemin arasındaki p_{m1} özgül basınç değeri paletli (profilli) yüzeylerde paletin bulunduğu noktada 4-5 kat daha fazla olmaktadır. Çok ince yapılı ve kendi öz dayanımı olmayan bir lastik düşünülse, bu lastiğin iç basıncı (p_i) ile özgül toprak basıncı (p_{m1}) birbirine eşit, yani $p_{m1} = p_i$ olmalıdır. Ne var ki, lastiğin karkas yapısının şekil değiştirmesi ve profillerin toprağı ayırma nedeniyle ortaya çıkan ek kuvvetler, toprak ortalama basıncının, bir x (N/m^2) değeri kadar iç basınçtan daha büyük olmasını sağlamaktadır:

$$p_{m1} = p_i + x$$

Yazılabilir, x değeri lastik iç basıncına ve lastik profilinin açık, ya da kapalı olmasına bağlı olarak değişmektedir. Traktör lastiklerinde iç basınç 0,8 bar ($bar = 100.000 N/m^2$) iken, açık profillerde $x = 0,5 p_i$ ve kapalı profillerde $x = (1,0 \dots 1,2) p_i$ olmaktadır. x değerinin bu derece farklı olmasının nedeni, açık profillerde oturma yüzeyinin, kapalı profillere oranla, çok daha geniş olmasıdır. Özgül basınç, toprak derinliği ile de, Şekil 5.11 de olduğu gibi değişmektedir.

Basıncın, toprak içinde soğan başına benzer biçimdeki, bu dağılımı, zeminin elastik ve kalıcı şekil değiştirmesine neden olur. Elastik



Şekil 5.11. Özgül toprak basıncının toprak derinliğiyle değişimi.

şekil değiştirme kalıcı şekil değiştirmeye oranla oldukça küçüktür. Kalıcı şekil değiştirme sonucu, toprak içindeki gözenekler küçülmektedir (porozite azalmaktadır).

Zeminin sıkıştırılmasının bitki büyümesine olan etkisi araştırmalarla kesin olarak ortaya konmuş değildir. Bu sorun zeminin toprak yapısına, toprağın nem, işlenme durumuna ve üzerinde yetiştirilecek bitki çeşidine bağlı olmaktadır. Genel olarak normal toprak neminde, $p_m = 2,50$ bar koşulunda topraktan zararlı sıkışma meydana gelmemektedir. Ne var ki, nemliliğin artması ile bu sınır değer $p_m < 1,0$ bar'a düşmektedir.

Tarım traktörlerinin muharrrik lastikleri, çeki kuvveti geliştirme yeteneği, patinajı, toprak sıkıştırma ve stabilite yönlerinden aşağıdaki özelliklere sahip olmalıdır:

a) Tarım traktörü lastiği, traktörün kendi ağırlığı yanında işletme koşullarından dolayı gelecek ek ağırlıklara da dayanabilecek durumda, ağır yük koşullarına uygun olmalıdır.

b) Büyük çevre kuvveti geliştirebilmek için, lastik profili kuvvetli ve derin yapılı olmalıdır.

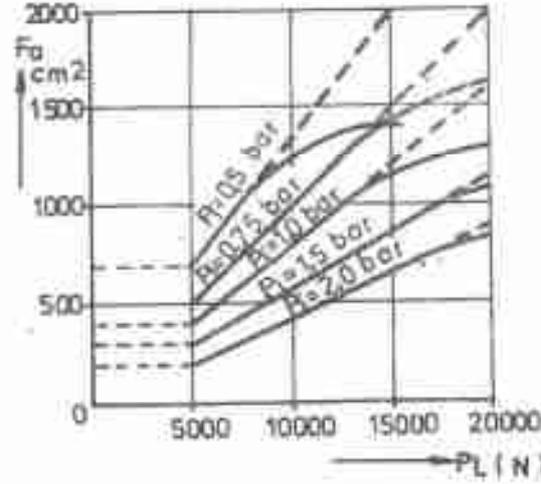
c) Yumuşak zeminlerde bile, taşıma yükünün fazla olabilmesi ve özgül toprak basıncının düşük kalabilmesi için, lastik hacminin büyük olması gerekmektedir.

d) Dönüşlerde ve yürümelere, yanlamasına stabilitenin yüksek olabilmesi için, lastik genişliği büyük olmalıdır.

Düsey lastik yükü, $P_L = F_a \cdot p_m$ (N) bağıntısıyla hesaplanmaktadır. Düsey lastik yükü P_L 'nin sabit olduğu koşullarda, F_a oturma yüzeyi kesit alanını değiştirerek, p_m zemin basıncı değiştirilebilir. Elips biçiminde olan bu alanın boyutları (a ve b elipsin eksen boyutları olmak koşuluyla),

$$F_a = \frac{P_L}{p_m} = \frac{\pi}{4} \cdot a \cdot b \quad (116)$$

bağıntısıyla göre değişir. Belirli lastik iç basınçlarında, lastiğe gelen düsey yüke bağlı olarak, lastiğin toprakla temas yüzeyi kesit alanı değişimi Şekil 5.12 de görülmektedir. Verilen doğruların, belli bir yük değerinden sonra, doğrusalıktan saptasının nedeni; çok büyük yük değerlerinde, lastiğin esneme yolu e nem giderek azalmasıdır.



Şekil 5.12. Lastik iç basıncı ve dişey lastik yüküne bağlı olarak toprakla temas yüzeyi geniş alımının değışimi.

5.6. Traktör Çeki Kuvveti ve Yürüme Direnci

Tekerlek çevre kuvveti $U = Z + W_f$ bağıntısı ile belirlenebilmektedir. Diğer yandan tutunma katsayısı bulunurken, 115 numaralı eşitliğe göre;

$$\mu_n = \frac{U}{G_{ad}} = \frac{Z + W_f}{G_{ad}}$$

bağıntısı kullanılmaktadır. Traktör ağırlığından ön ve arka dingile gelen yükler G_a ve G_b ile gösterilirse $G = G_a + G_b$ dır. İşletme sırasında ise ön dingilden arka dingile bir ΔG kadar ağırlık transfer olmaktadır. Buna göre dinamik arka dingil yükü;

$$G_{ad} = G_a + \Delta G \quad (117)$$

dır. Traktör şahtlanma başlangıcında ise, $\Delta G = G_a$ olmaktadır.

115 numaralı eşitlik,

$$\mu_n = \frac{U}{G_{ad}} = \frac{Z + W_f}{G_a + \Delta G}$$

şeklinde yazılarak, Z çeki kuvvetine göre düzenleme yapılırsa,

$$Z_c = \mu_k (G_k + \Delta G) - W_f \quad (118)$$

elde edilir. Önden arkaya transfer olan ağırlığın yaratacağı moment $\Delta G \cdot l$ aşağıdaki bağıntıyla bulunabilir:

$$\Delta G \cdot l = Z_c \cdot a + W_f \cdot R$$

Buradan ΔG çekilirse,

$$\Delta G = Z_c \frac{a}{l} + W_f \frac{R}{l}$$

yazılır, ΔG nin değeri Z çeki kuvvetini veren bağıntıda yerine konur ve $W_f = G \cdot f_r$ yazarak düzenlemeler yapılırsa,

$$Z = \mu_k \left(G_k + Z_c \frac{a}{l} + W_f \frac{R}{l} \right) - W_f$$

$$Z = \frac{\mu_k \cdot G_k \cdot l - G \cdot f_r (l - \mu_k \cdot R)}{l - \mu_k \cdot a} \quad (119)$$

sonucuna varılır. Maksimum çeki kuvveti için ise, $G_k = 0,8 \cdot G$ koşulu göz önünde bulundurularak,

$$Z_{max} = \frac{G [0,8 \cdot \mu_k \cdot l - f_r (l - \mu_k \cdot R)]}{l - \mu_k \cdot a} \quad (120)$$

esitliği elde edilir. Bu bağıntılarda:

- μ_k : Tutunma katsayısı,
- U : Tekerlek çevre kuvveti (N),
- G_{tot} : Arka dingil dinamik yükü (N),
- Z : Çeki kuvveti (N),
- W_f : Traktörün yürüme direnci (N),
- G_k : Arka dingil statik yükü (N),
- ΔG : Ön dingilden arka dingile transfer edilen ağırlık (N),
- l : Dingiller arası uzaklık (m),
- a : Çeki kancasının yüksekliği (m),
- R : Etkili muharrik lastik yarıçapı (m),
- f_r : Yuvarlanma direnci katsayısı,
- Z_{max} : Traktör tarafından geliştirilebilecek en büyük çeki kuvveti (N) dir.

Örnek: Ağırlığı 18000 N olan bir tarım traktörü, kumlu toprak yolunda tarım arabaını çekmektedir. Çeki kancasının yüksekliği $a = 0,7$ m olduğuna göre geliştirebileceği maksimum çeki kuvveti ne kadardır.

Verilenler:

$$\begin{aligned} \mu_k &= 0,65 & R &= 0,68 \text{ m} & l &= 1,95 \text{ m} \\ f_r &= 0,2 & a &= 0,7 \text{ m} & G &= 18000 \text{ N} \end{aligned}$$

Çözüm:

$$Z_{\max} = \frac{18000(0,8 - 0,65 \cdot 1,95 - 0,2(1,95 - 0,65 \cdot 0,68))}{1,95 - 0,65 \cdot 0,7}$$

$$Z_{\max} = 8577,4 \text{ N}$$

$W_f = U - Z$ bağıntısı ile verilen yürüme (yuvarlanma) direnci, bir dingilli traktörlerde, dört tekerleği muharrik traktörlerde ve tırtıllı tarım traktörlerinde tüm ağırlık dağılımı için aynıdır. Dört tekerleği muharrik traktörlerde, eşitliğin değişmemesi için, tekerleklerin aynı boyutta olması koşulu vardır. Muharrik tekerlekler farklı büyüklükte ise, ya da sadece bir dingil muharrik ise ön ve arka dingil ayrı olarak incelenmelidir:

$$W_f = W_{f0} + W_{fa}$$

$$W_f = G_{0d} \cdot f_{r0} + G_{ad} \cdot f_{ra} \quad (121)$$

eşitlikleri yazılabilir. Bu bağıntılarda,

W_f : Toplam yürüme (yuvarlanma) direnci (N),

W_{f0} : Ön dingilin yürüme direnci (N),

W_{fa} : Arka dingilin yürüme direnci (N),

G_{0d} : Ön dingil dinamik (işletme) yükü (N),

G_{ad} : Arka dingil dinamik (işletme) yükü (N),

f_{r0} : Ön dingile ait yuvarlanma direnci katsayısı,

f_{ra} : Arka dingile ait yuvarlanma direnci katsayısıdır.

Pratikte f_{r0} ve f_{ra} değerleri birbirine çok yakın olduğu için ayrı ayrı düşünülmez ve bir ortalama f_r değeri alınır. Genel olarak $f_r = 0,02 \dots 0,15$ arasında değişir.

3.7. Traktörün Ağırlığı

$\mu_k = U / G_{\text{d}}$ eşitliğinden yararlanarak, traktör ağırlığı aşağıdaki gibi hesaplanabilir. Tarla çalışmalarındaki maksimum meyil açısı α olarak alınır. Bu açı değerinde, geriye çalınma ve en büyük tutunma katsayısını sağlayan belirli patıraj sınırları erişildiği kabul edilirse,

$$\mu_k = \mu_{\text{maks}} \text{ ve } G_{\text{d}} = 0$$

yazılır. Bu sırada, traktörün tüm ağırlığı arkadaki muharrik dingile gelmektedir. Muharrik tekerleklerin çevre kuvveti,

$$U = U_{\text{maks}} = \mu_{\text{maks}} \cdot G_{\text{d}} = \mu_{\text{maks}} \cdot G \cdot \cos \alpha \quad (122)$$

olmaktadır. Teorik (konstrüktif) hareket hızı V (km/h) ve transmisyon toplam verimi η_g alınarak,

$$N_e = \frac{U_{\text{maks}} \cdot V}{3600 \cdot \eta_g} = \frac{\mu_{\text{maks}} \cdot G \cdot \cos \alpha \cdot V}{3600 \cdot \eta_g} \quad (123)$$

yazabiliriz. Şu halde traktör ağırlığı olarak,

$$G = \frac{3600 \cdot N_e \cdot \eta_g}{\cos \alpha \cdot \mu_{\text{maks}} \cdot V} \quad (124)$$

bağıntısı elde edilir.

$$C = \frac{3600 \cdot \eta_g}{\cos \alpha \cdot \mu_{\text{maks}}} \quad (125)$$

alınırsa,

$$G = C \cdot N_e \cdot \frac{1}{V} \quad (126)$$

elde edilir. Bu bağıntılarda;

- N_e : Etkel motor gücü (kW),
- U_{maks} : En büyük tekerlek çevre kuvveti (N),
- V : Teorik (konstrüktif) hareket hızı (km/h),
- η_g : Aktarma organlarının toplam verimi (0,88 ... 0,92),
- μ_{maks} : En büyük tutunma katsayısı,
- G : Traktörün ağırlığı (N),

α : Traktörün geriye çablanması açısı (traktörün çalışabileceği en büyük meyil açısı) dir.

Örnek: $\alpha = 42^\circ$, $\eta_g = 0,85$, $\mu_{\text{maks}} = 0,9$, $V = 7$ km/h ve $N_e = 35$ kW olduğuna göre G ne olmalıdır?

$$G = \frac{3600 \cdot 35 \cdot 0,85}{\cos 42 \cdot 0,9 \cdot 7} = \frac{107100}{4,682} = 22874,8 \text{ N}$$

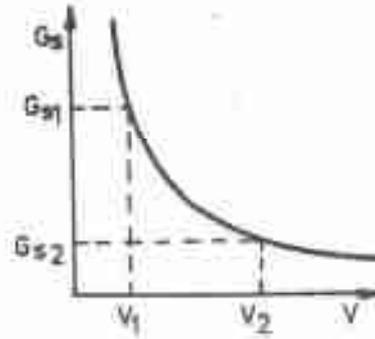
Özgül traktör ağırlığı, traktörün toplam ağırlığının efektif motor gücüne oranı olmaktadır. O halde,

$$G_g = \frac{G}{N_e} \text{ (N/kW)} \quad (127)$$

$$G = G_g \cdot N_e = \frac{C}{V} \cdot N_e$$

$$C = G_g \cdot V = \text{Sabit} \quad (128)$$

sonucuna varılır. Özgül traktör ağırlığı ile, teorik hız arasındaki ilişki tek taraflı bir hiperbol olmaktadır (Şekil 5.13).



Şekil 5.13: Teorik hız (hız) olarak traktör özgül ağırlığının değişimi.

Örnek: %30 meyilde çalışma koşulları için $\alpha = 17^\circ$, $\eta_g = 0,89$, $\mu_{\text{maks}} = 0,68$ olarak C hesaplanırsa,

$$C = \frac{3600 \cdot \eta_g}{\cos 17 \cdot \mu_{\text{maks}}} = \frac{3600 \cdot 0,89}{0,9563 \cdot 0,68} = 4927$$

$$C = G_s \cdot V = 4927$$

$$G_s = \frac{C}{V} = \frac{4927}{V} \text{ ya da } V = \frac{4927}{G_s}$$

sonucu elde edilir.

Traktörlerin teorik hızları özgül ağırlıklarına ve çalışma koşullarına bağlı olmaktadır. Ya da, teorik hızı belirlenmiş olan traktörün özgül ağırlığı çalışma koşullarından bulunabilir. Genel olarak traktörlerin özgül ağırlıkları $G_s = 500 \dots 1300 \text{ N/kW}$ arasında değişmektedir. Buna göre, $G_s = 660 \text{ N/kW}$ olarak teorik hız hesaplanırsa,

$$V = \frac{4927}{660} = 7,5 \text{ km/h}$$

bulunur. Teorik hızı $6,4 \text{ km/h}$ olarak, özgül traktör ağırlığı bulunmak istenirse,

$$G_s = \frac{4927}{6,4} = 770 \text{ N/kW}$$

elde edilir. Bu traktörün efektif gücü, 20 kW olarak alınırsa, toplam traktör ağırlığı,

$$G = G_s \cdot N_s = 770 \cdot 20 = 15400 \text{ N}$$

Sonuçuna varılır. Bu durumda, traktör hızı $6,4 \text{ km/h}$ değerinin altına doğru indikçe hem patinaj artar, hem de motor gücünden yararlanma oranı azalır.

Traktör, küçük hız ve büyük çeki kuvveti isteyen pullukla sürüm gibi işlerde çalışırken, ek ağırlıklar takılarak ve lastiklere su doldurulularak toplam ağırlık artırılır. Böylece, hem patinaj azaltılır, hem de motor gücünden yararlanma oranı artırılır.

6. TRAKTÖR GÜCÜ

Traktör motorunun efektif gücü, traktör tarafından aşağıdaki şekilde pay edilerek kullanılır. Bu güçlerin oranları çalışma koşullarına göre değişir.

$$N_e = N_c + N_k + N_y + N_p + N_t + N_m + N_b + N_h \quad (129)$$

Bu bağıntıda,

- N_e : Effektiv motor gücü (kW),
- N_c : Çeki gücü (kW),
- N_k : İş makinaları için çıkış gücü (kuyruk milinden çıkış gücü) (kW),
- N_y : Yürüme direnci gücü (kW),
- N_p : Putinaj kayıp gücü (kW),
- N_t : Transmisyon kayıp gücü (kW),
- N_m : Meyil çıkma gücü (kW),
- N_b : Hızlanmada atalet (ivmelenme) kayıp gücü (kW),
- N_h : Hava direnci gücü (kW) dir.

Effektiv motor gücü, OECD, Deney Kodu'na göre ölçülmektedir. Bu standarda göre, motor işletme durumunda (eksoz ve emme manifoldları, susturucu, hava filtresi, soğutma ve yağlama donanımı, şarj dinamosu bağlı iken) ölçme yapılmaktadır. Deney sırasında, hava basıncı 966 milibar (725 mm Hg) dan daha az olmamalı ve hava sıcaklığı 15 ... 27 °C arasında bulunmalıdır. Deney raporlarında, ölçüm sonuçları, hava koşulları belirtilerek, fakat normal koşullara göre düzeltme yapılmadan verilir. Değişik koşullarda denen traktörleri, deney raporlarından yararlanarak, güc yönünden karşılaştırabilmek için, aşağıdaki bağıntılar yardımıyla normal koşullara dönüştürme yapılabilir.

İçten patlamalı motorlar için:

$$N_n = N_e \cdot \frac{760}{p} \cdot \frac{273 + t}{273 + 20} \quad (130)$$

İçten yanmalı motorlar için:

$$N_n = 2 N_e \cdot \frac{760 (273 + t)}{760 (273 + t) + p (273 + 20)} \quad (131)$$

Bu bağıntılarda,

N_n : Normal koşullara dönüştürülmüş güç (kW),

N_e : Ölçüm sırasındaki efektif güç (kW),

p : Ölçüm sırasındaki hava basıncı (mm Hg),

t : Ölçüm sırasındaki hava sıcaklığı ($^{\circ}$ C) dir.

129 no.lu bağıntıda verilen N_n hava direnci gücü, düşük hız tarım traktörlerinde önemsenmeyecek derecede küçük olmaktadır.

6.1. Çeki Gücü

Traktörün çeki kancasındaki gücüdür. Düz bir zeminde çeki gücü,

$$N_c = \frac{Z \cdot v_f}{1000} = \frac{Z \cdot V_f}{3600} \quad (132)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Bu bağıntıda;

N_c : Çeki gücü (kW),

Z : Çeki kuvveti (N),

v_f : Yürüme hızı (m / s),

V_f : Yürüme hızı (km / h) dir.

6.2. İş Makinaları İçin Çıkış Gücü

İş makinaları için traktörün köyruk milinden, kasnağından, hidrolik sisteminden ve çayır biçme makinası özel çıkışından hareket alınabilmektedir. İş makinası için gerekli dönme momenti,

$$M_{10} \leq \eta_b \cdot M_i \cdot i_k = \frac{\eta_b \cdot M_i \cdot \eta_m}{\sigma_b} \quad (133)$$

bağıntısıyla bulunur. Bu eşitlikte,

- M_{ik} : İş makinası için gerekli dönme momenti (Nm),
- η_{ik} : Kuyruk mili transmisyon sistemi verimi ($\approx 0,96$),
- M_m : Traktör motoru dönme momenti (Nm),
- i_{ik} : Transmisyon oranı,
- n_m : Motor devir sayısı (d / d),
- n_{ik} : İş makinası için, çıkış noktasındaki (kuyruk mili) devir sayısı (d / d),

İş makinası için gerekli güç,

$$N_k = \frac{M_{ik} \cdot n_{ik}}{9550} \text{ (kW)} \quad (134)$$

olmaktadır.

6.3. Yürüme Direnci Gücü

Bu güç, traktörün tekerlekleri ile toprak arasındaki sürtünmelerin ve aks yataklarındaki sürtünmelerin yenilmesi için kullanılmaktadır.

Yürüme direnci gücü,

$$N_y = \frac{W_f \cdot V_f}{3600} = \frac{G \cdot f_r \cdot V_f}{3600} \quad (135)$$

eşitliğiyle hesaplanır. Bu bağıntılarda;

- N_y : Yürüme direnci gücü (kW),
- W_f : Yürüme direnci (N),
- V_f : Yürüme hızı (km / h),
- G : Traktör ağırlığı (N),
- f_r : Yürüme direnci katsayısıdır.

6.4. Patlama Kayıp Gücü

Bu güç,

$$N_p = \frac{U (V - V_f)}{3600} = \frac{U \cdot V_p}{3600} \quad (136)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Burada,

- N_p : Patınaj kayıp gücü (kW),
- U : Tekerlek çevre kuvveti (N),
- V : Teorik yürüme hızı (km/h),
- V_f : Gerçek (pratik) yürüme hızı (km/h),
- V_p : Patınaj kayıp hızı (km/h) dir.

6.5. Transmisyon Sistemi Kayıp Gücü

Transmisyon sistemlerindeki kayıplar, dişli sürtünmeleri, yağlama yağının sirkülasyonu ve yataklardaki sürtünmeler gibi değişik nedenler sonucu ortaya çıkmaktadır. Bu kayıplar, dişlilerin ve millerin çevre hızı ile iletilen güce de bağlı olmaktadır.

Transmisyon sistemindeki kayıp güc,

$$\begin{aligned} N_g &= N_p - N_n & N_n &= N_e \cdot \tau_g \\ N_g &= N_e - N_e \cdot \tau_g = N_e (1 - \tau_g) \end{aligned} \quad (137)$$

bağıntılarıyla hesaplanır. Bu bağıntılarda,

- N_g : Transmisyon kayıp gücü (kW),
- N_e : Effektif motor gücü (kW),
- N_n : Transmisyon sistemi çıkış gücü (kW),
- τ_g : Transmisyon verimidir ($\tau_g = 0,88 \dots 0,92$).

6.6. Meyil Çıkma Gücü

Traktör meyil çıkarken, meyilden dolaysı bir ek yüklenme söz konusudur. Bu yüklenmenin değeri, α meyil açısı ve G traktör ağırlığına bağlı olarak,

$$W_{mz} = G \cdot \sin \alpha \text{ (N)} \quad (138)$$

bağıntısıyla bulunabilir. Hareket hızı V_f (km/h) alınarak, meyil çıkma gücü,

$$N_m = \frac{G \cdot \sin \alpha \cdot V_f}{3600} \text{ (kW)} \quad (139)$$

eşitliğinden bulunur. Burada, $\sin \alpha$ yerine yaklaşık değer olarak $t_g \alpha$ (% meyil) alınabilir.

6.7. Hızlanmada Atalet (İvmelenme) Kayıp Gücü

Tarım traktörleri yük altında her viteste kalıcı yaparlar ve hızlanırlar. İvmelenme sırasında traktör organlarının doğrusal ve dairesel hareketi söz konusudur. Doğrusal İvmelenmede,

$$W_{kt} = \frac{G}{g} \cdot \frac{d_v}{d_t} = m \cdot b \quad (140)$$

bağıntısından ve dairesel İvmelenmede ise,

$$W_{kt} = \frac{I_1 \frac{dw_1}{dt} + I_2 \frac{dw_2}{dt} + \dots + I_n \frac{dw_n}{dt}}{r_A} = m_b \frac{d_v}{d_t} = m_b \cdot b \quad (141)$$

bağıntısından İvmelenme kuvvetleri hesaplanabilir. Bu bağıntılarda;

W_{kt} : Doğrusal hareket için İvmelenme kuvveti (N),

G : Traktör ağırlığı (N),

g : Yer çekimi İvmesi (9,81 m/s²),

$\frac{d_v}{d_t}$: Hızın zamana göre türevi (İvme; m/s²),

W_{kt} : Dairesel hareket yapan traktör parçaları için İvmelenme kuvveti (N),

I_1, I_2, \dots, I_n : Traktör muharrik dingili esas alınarak hesaplanan dinamik atalet momentleri (Nm. S²),

$\frac{dw}{dt}$: Açılal hızın zamana göre türevi (açılal İvme = 1/s²),

m_b : Tüm dönen organların atalet momentlerinin yarattığı bileşke kütle (traktör için, standart lastikleri takılı durumda iken, $m_b = 0,2$ m alınabilir),

r_A : Muharrik tekerlek etkili yarıçapı (m) dir.

Toplam İvmelenme (atalet) kuvveti,

$$W_k = W_{kt} + W_{kt} = \frac{d_v}{d_t} (m + m_b) = \frac{d_v}{d_t} \cdot 1,2 \cdot m$$

yazılabilir. $m = \frac{G}{g}$ koyarsak,

$$W_s = \frac{d_c}{d_t} = 1,2 \frac{G}{g} \quad (142)$$

elde edilir. İyelenme (atalet) kayıp gücü ise,

$$N_b = \frac{1,2 G}{g} \cdot V_t \cdot \frac{d_c}{d_t} \cdot \frac{1}{3600} = \frac{1,2 G \cdot V_t \cdot b}{3600 \cdot g} \text{ (kW)} \quad (143)$$

olarak yazılır.

6.8. Traktörlerde Verim

Traktörlerin toplam verimi η ile gösterilirse,

$$\eta = \frac{N_s + \Sigma N_k}{N_e} \quad (144)$$

olmaktadır. Bu bağlamda,

- η : Traktörün toplam verimi,
- N_s : Çeki gücü (kW),
- ΣN_k : Traktörün çeşitli noktalarından iş makineleri için çıkan güçlerin toplamı (kW),
- N_e : Effektif motor gücü (kW) dir.

Traktör verimi η nın büyük olabilmesi için ΣN_k nın büyük olması gereklidir. Çünkü, bilindiği gibi, traktörlerin çeki tesirliliği oldukça düşüktür. $\Sigma N_k = 0$ olması durumunda,

$$\eta = \frac{N_s}{N_e} \quad (145)$$

olmaktadır. Bu koşullar altında,

$$N_e \cdot \eta_e = N_s + N_b + N_p$$

olur. Buradan,

$$N_e = \frac{N_s + N_b + N_p}{\eta_e}$$

$$\eta = \frac{N_s}{N_s + N_b + N_p} \cdot \eta_e$$

$$\eta = \frac{\eta_g}{1 + \frac{N_y + N_p}{N_c}} \quad (146)$$

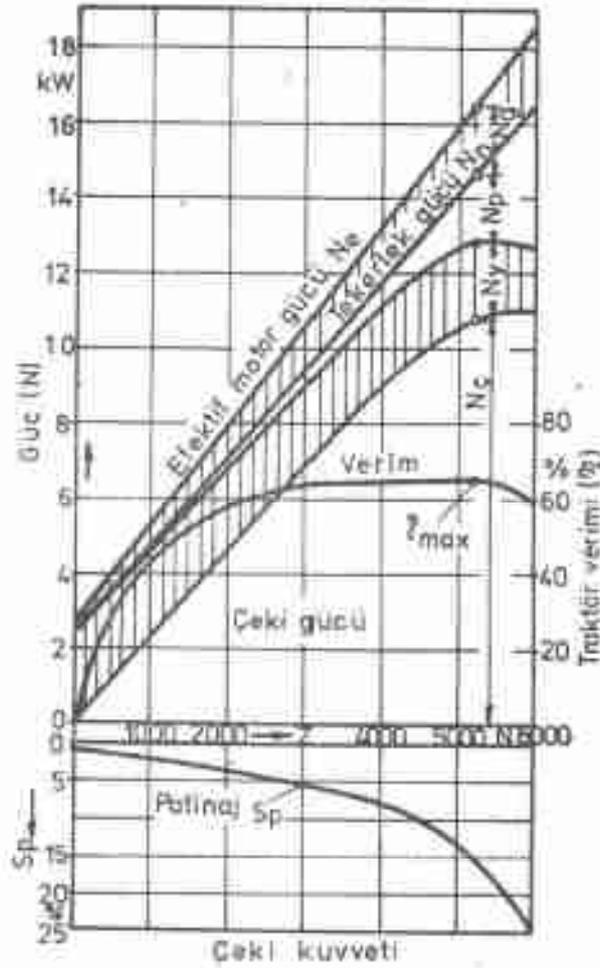
sonucuna varılır. Görüldüğü gibi, traktör verimine η_g transmisyon verimi ve $\frac{N_y + N_p}{N_c}$ oranı etkili olmaktadır. Düşük traktör hızlarında ve yüksek çeki kuvveti koşullarında N_p patinaj kayıp gücü yüksek ve yüksek traktör hızlarında N_y yürüme direnci gücü yüksek olmaktadır. En etkili durum 6 ... 10 km/h yürüme hızlarında ortaya çıkmaktadır. Traktörler için genel verim değerleri Cetvel 6.1 de verilmiştir.

Cetvel 6.1. Traktörlerde verim.

Verim	İki dingilli arka dingilli muharrir traktör	Bir dingilli ve dört tekerleği muharrir traktör	Tettili traktör
$\frac{N_y + N_p}{N_c}$	0,25	0,22 ... 0,23	0,20
$\eta_{\max} = \frac{1}{1 + \frac{N_y + N_p}{N_c}} \eta_g$	0,80 · η_g	0,816 · η_g	0,833 · η_g
η	(0,65 ... 0,75) η_g 0,80 ... 0,70	(0,68 ... 0,78) η_g 0,62 ... 0,72	(0,70 ... 0,80) η_g 0,64 ... 0,755

6.9. Traktör Karakteristikleri

Traktörün teorik hızı sabit tutularak N_p , N_p , N_y ve N_c güçlerinin çeki kuvvetine bağlı olarak değişimi bir grafikte gösterilebilir (Şekil 6.1). Şekilde görüldüğü gibi, çeki kuvveti arttıkça, patinaj ve çeki gücü artmaktadır. Belli bir değere kadar, η verimi (teşir derecesi) de artış göstermektedir. Patinajın çok yükselmesi, hareket hızını düşürdüğü için, çeki gücü ve teşir derecesi belli bir noktadan sonra artmamaktadır. Patinaj kayıp gücü ve transmisyon kayıp gücü de, çeki kuvvetinin artması ile, artış göstermektedir.



Şekil 6.1. Çeki kuvvetinin değişimine bağlı olarak patınaj ve güçlerin değişimi.

Traktör güc dağılımının muharrir tekerlek çevre hızına bağlı olarak değişimi, Şekil 6.2 de görülmektedir. Şekilden anlaşılacağı gibi, yüksek tekerlek çevre hızı değerlerinde patınaj ve patınaj kayıp gücü düşük olmaktadır, buna karşın yürüme direnci gücü fazla olmaktadır. Tekerlek çevre hızı düştükçe, çeki gücü artarak belli bir hızda maksimum olmaktadır. Tekerlek çevre hızı daha da düşürülürse, patınaj çok arttığı için, çeki gücü iyice azalmaktadır.

OECD'ye üye ülkeler, deneyleri gereği gibi yürütebilecek ve deney sonuçlarını yayınlayacak resmi bir deney istasyonu bulundurmak zorundadırlar. Türkiye'de bu koşullara sahip deney merkezi, Tarımsal Mekanizasyon Araştırma Enstitüsü, Ankaradadır.

7.1.2. Traktörün Seçilmesi

Deney traktörü, üretici kuruluşun isteğiyle ve kuruluşun kendisi tarafından, seri üretimden alınarak, deney merkezine getirilir. Traktör her yönden kendi serisinin özelliklerine sahip olmalıdır. İmalatçı firma tarafından belirtilen ve daha sonra deney raporunda verilen, ölçü ve özellikleri, üzerinde taşınmalıdır. Traktörün seçim şekli, deney raporunda belirtilmelidir.

Traktör gücünde değişiklik yapılmış ise, başka bir değişiklik olmasa (tip değişmese) bile deney yeniden yapılır. Sadece isim değişiklikleri için, yeniden deneye gerek yoktur. Yeniden deney için karar verildiğinde, modelde yapılmış bulunan değişiklikler önceden saptanır.

7.1.3. Deneyin Ön Hazırlıkları

Deney için getirilen traktör yeni olmalı ve deneyden önceki alıştırmaya çalışmaları, imalatçı firma ile deneyi yapan kuruluşun kontrolü altında yapılmalıdır. Deneyi yapan kuruluş ile imalatçı firma ayrı ülkelerde ise, firmanın kabul etmesi koşuluyla, ön çalıştırmayı deneyi yapan kuruluş kendi başına yapabilir. Deney raporunda, ön çalıştırma yeri ve süresi belirtilmelidir.

Karbüratör, yakıt pompası ve regülatör ayarları imalatçı firmanın verdiği değerlere kesinlikle uymalıdır. Yakıt hava karışım oranı sürücünün kontrolü altında bulunan, içten patlamalı (Otto) motorlarda karışım oranı imalatçının tavsiye ettiği değere ayarlanmalı ve bu tüm denemelerde kontrol edilmelidir.

İmalatçı firma, ön ayarlamalar sırasında; karbüratör, yakıt pompası ve regülatör ayarlarında değişiklik yapabilir. Deneyler sırasında, bu ayarların değiştirilmesine müsaade edilmez.

Traktörlerin tekerlek, tırtıl gibi yürüme organlarına, ya da gövdelerine ek ağırlıklar bağlanabilir. Havalı lastiğe sahip traktör tekerleklerine, ek ağırlık olması için su da doldurulabilir. Bu ek ağırlıklar, su ve 75 kg ağırlığındaki sürücü ile traktörün toplam ağırlığından bir

lastiğe gelen ağırlık, o lastiğin normal koşullarda taşıyabileceği yükten daha fazla olmamalıdır.

Deneye geçmeden önce, imalatçı firma tarafından hazırlanarak deneyi yapan kuruluşa getirilmiş bulunan, traktör ölçü ve özellikleri kontrol edilir. Bu kontroller sırasında, traktör sert ve düz bir zemin üzerinde bulunmalı, havalı lastikli traktörlerde, lastik basıncı, sürüm için verilen değere uygun olmalıdır.

Deney sırasında kullanılan yakıt ve yağların özellikleri, imalatçı firma tarafından verilen minimum koşulların altında olmamalıdır. Yakıtın yoğunluğu, setan sayısı, ya da oktan sayısı verilmelidir. Özellikle yağların tip, numara, vizkozite gibi nitelikleri ve nerelerde kullanıldıkları detaylı olarak belirtilmelidir.

Deney sırasında yapılan tamir ve ayarlamalar da deney raporuna, nedenleriyle birlikte geçirilmelidir.

Deney sonunda, deneyler sırasında bulunan değerlerde, atmosfer koşullarından dolayı hiç bir düzeltme yapılmaz. Hava basıncı 966 milibar (725 mmHg) dan daha az olmamalıdır. Deney merkezinin bulunduğu yer bunu engelliyor ise, imalatçı firma yakıt pompası ayarını değiştirebilir. Ölçme yerinin sıcaklığı 15 ... 27°C arasında olmalıdır. Tüm bu koşullar deney raporunda belirtilir.

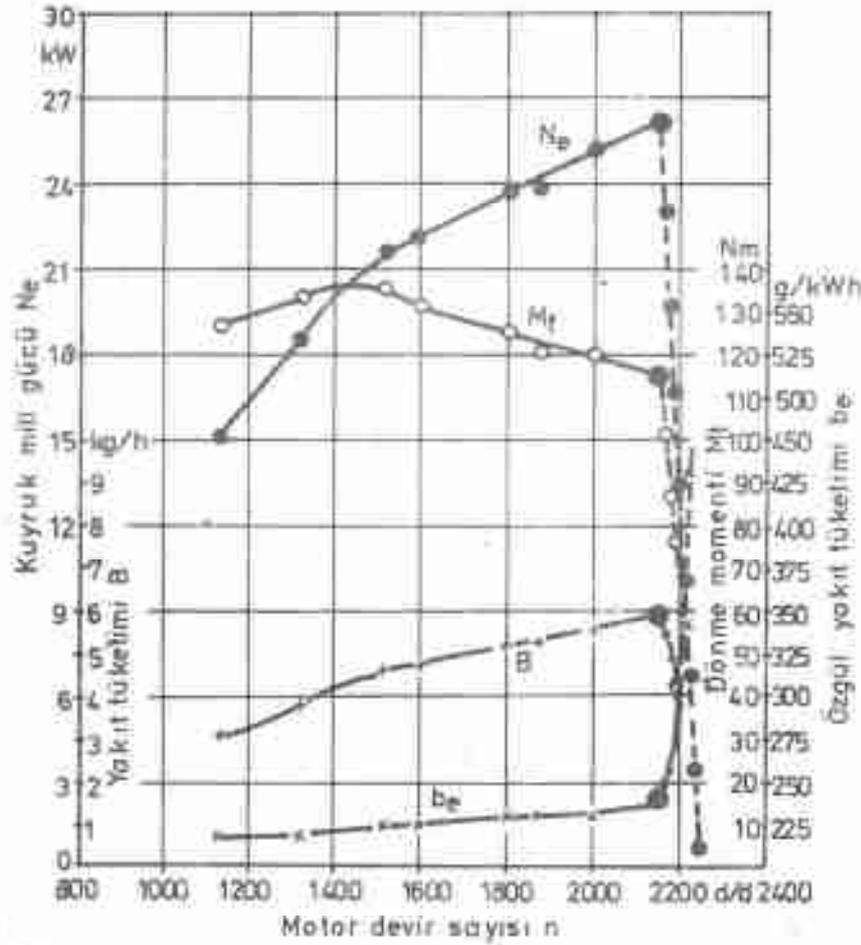
Yakıt tüketimi hacim olarak ölçülmektedir. Deney raporu hazırlanırken, ölçüm değerleri 20°C deki yakıt yoğunluğu göz önüne alınarak, ağırlığa dönüştürülmüş durumda verilmektedir.

7.1.4. Kuyruk Mili Gücü Ölçmeleri

Dönme momenti ve güc ölçmelerinde, güc freninde ölçülen moment ve devir sayısı değerlerinde düzeltme yapılmadan, güc hesaplanmaktadır. Ölçme düzeninde kaybolacak güc değerini en aza indirebilmek için, mafsallı şaft açısı yapmamalıdır. Motor eksoz gazının atılması için gerekli donanım, ölçme sırasında güc kaybına neden olmayacak yapıda olmalıdır.

Tüm ölçmelerde gaz kolu sonuna kadar açık bulundurulmalı ve ölçüm yapılmadan önce, motor aynı yük koşullarında 15 ... 20 dakika çalıştırılarak düzenli bir çalışma sağlanmalıdır.

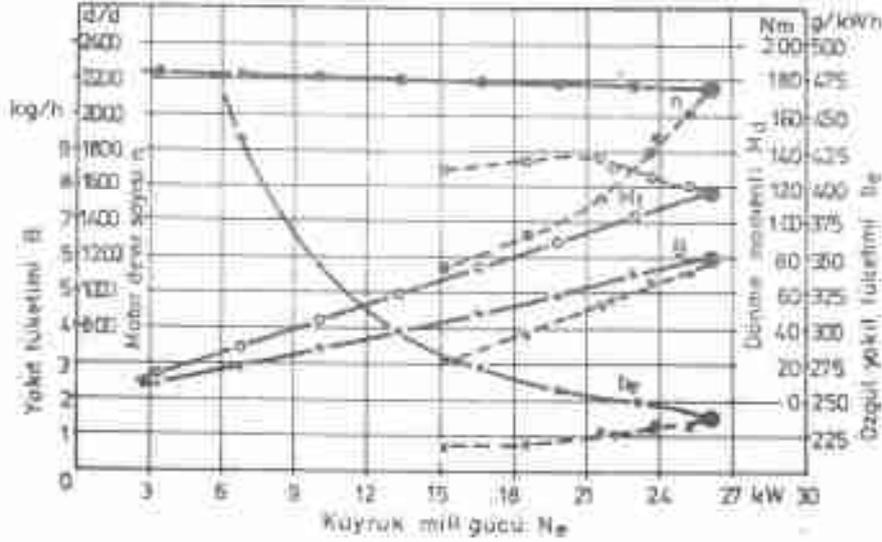
Deney raporu, kuyruk mili gücü ölçümlerine ilişkin aşağıdaki eğrileri içermelidir (Şekil 7.1).



Şekil 7.1. Kuyruk milî gücü ölçme sonuçlarının, motor devir sayısına bağlı olarak, eğrilerle gösterilmesi.

- Devir sayısına bağlı olarak güç eğrisi.
- Devir sayısına bağlı olarak motor dönme momenti eğrisi.
- Devir sayısına bağlı olarak saatlik yakıt tüketimi ve özgül yakıt tüketimi eğrileri.
- Güce bağlı olarak özgül yakıt tüketimi, saatlik yakıt tüketimi, dönme momenti ve devir sayısı eğrileri (Şekil 7.2).

Bu eğrilere ek olarak, yakıt sıcaklığı, motor yağı sıcaklığı, soğutma suyu sıcaklığı, ya da hava soğutmalı motorlarda silindir kafası sıcaklığı, hava sıcaklığı, nem ve basınç kaydedilmelidir.



Şekil 7.2: Kuyruk milii güç ölçme sonuçlarının, güç başı eğriler şeklinde gösterilmesi.

Kuyruk milii güç ölçmelerinde aşağıda sıralanan ölçmelerin yapılması zorunludur:

Maksimum Gücün Ölçülmesi: Ölçüme geçmeden önce, çalıştırılarak motorun yeterli şekilde ısınması sağlanır. Deney süresi iki saat olup, bu süre içinde düzenli bir çalışma rejiminde kalınmaya özen gösterilir. İki saatlik çalışma süresinde, en az altı ölçme yapılır. Deney raporunda, bu ölçüm değerlerinin ortalaması verilir. Ölçme sonuçları, ortalamadan \pm % 2 den daha fazla sapmamalıdır. Daha büyük sapmalar varsa, deney tekrarlanmalıdır.

Değişen Devir Sayısında - Tam Yükte Deneme: Motor gazı sonuna kadar açılmış durumda iken, devirin değiştirilmesi yük ile sağlanmaktadır. Yüksüz durumda, maksimum motor devrinden başlayarak, deney freninde motorun yükleniş yavaş yavaş arttırılır. Yük arttıkça, motor devri azaltarak ve geliştirilen güç önce artacak, bir maksimumundan geçtikten sonra, o da azalacaktır. Ölçümlere, maksimum motor dönme momentinin elde edildiği devir sayısının % 15 altındaki devir sayısına kadar, devam edilmelidir. Ölçüm sırasında, her bir ayar kademesinde en az 20 dakika çalıştırdıktan sonra, dönmeye momenti, yakıt tüketimi ve devir sayısı değerleri kaydedilmelidir.

Kısmi Yükleme Denemeleri: Motor dönme momenti, devir sayısı ve saatlik yakıt tüketimi değişik güç koşulları için ölçülür. Motorun

yüksüz olarak çalışmasındaki maksimum devir sayısı da saptanır. Kısmi yükleme deneyleri aşağıdaki sıra ile yapılırlar:

1. Maksimum gücün elde edildiği noktadaki motor dönme momentinin % 85 değerindeki dönme momentinde ölçme.
2. Yüksüz ölçme.
3. (1) numaralı ölçmede elde edilen gücün % 50'ünde yapılan ölçme.
4. Maksimum güçde ölçme.
5. (1) numaralı ölçmede elde edilen gücün % 25'inde yapılan ölçme.
6. (1) numaralı ölçmede elde edilen gücün % 75'inde yapılan ölçme.

Çizel 7.1. Kayrak milî gücü ölçme sonuçlarının toplama verilmesi.

Güç (kW)	Devir Sayısı		Yakıt Tüketimi		Birim Yakıtın elde edilen iş kWh / t
	Motor d / d	Kayrak Milî d / d	Saatlik Yakıt Tüketimi	Özgül Yakıt Tüketimi g / kWh	
2 SAATLİK MAKSİMUM GÜC DENEYİ SONUÇLARI					
STANDART KUYRUK MİLİ DEVİR SAYISINDA (540 ve 1000 d / d) YAPILAN DENEYİN SONUÇLARI					
STANDART KAYIŞ HIZINI KARŞILAYAN DEVİR SAYISINDAKİ DEĞERLER					
İMALATÇI FİRMA TARAFINDAN SÜREKLİ ÇEKİ ÇALIŞMALARI İÇİN TAVSİYE EDİLEN DEVİR SAYISINDAKİ DEĞERLER					
KİSMİ YÜKLEME DENEYLERİ SONUÇLARI					
1.				
2.				
3.				
4.				
5.				
6.				
Maksimum motor devir sayısı d / d				
Maksimum motor gücündeki dönme momenti Nm				
Maksimum dönme momenti Nm				
Ortalama hava koşulları	Sıcklık	:	°C	
	Basınç	:	mmHg	
	Nisbi nem	:	%	
Maksimum sıcaklıklar	Soğutma suyu	:	°C	
	Motor yağı	:	°C	
	Yakıt	:	°C	

Standart Kuyruk Mili Devrinde Deneme: Maksimum gücün elde edildiği motor devir sayısında, traktör standart kuyruk mili devir sayısını vermiyor ise (pratikte genellikle böyledir) bu deney yapılır. Motorun devir sayısı yükleme ile düşürülerek, traktör kuyruk milinin 540 d / d vermesi sağlanır. Bu ölçüme de dönme momenti, devir sayısı ve yakıt tüketimi değerleri saptanır.

Kuyruk mili güc ölçme sonuçları, Cetvel 7.1 de olduğu gibi topluca verilir.

Traktör kuyruk mili yok ise, ya da mevcut kuyruk mili motor gücünün tümünün ölçülmesine elverişli yapıda değil ise, traktör motoru ayrıca zorunlu olarak denenmelidir. Bu koşullar dışında motor denemelerinin yapılması zorunlu değildir.

7.1.5. Çeki Gücü Ölçmeleri

Tüm ülkelerde yapılan çeki denemesi sonuçlarını birbiriyle karşılaştırabilmek için, deneylerin üzerinde yapıldığı pistin özellikleri birbirine uygun olmalıdır. Çeki deneyleri, lastik tekerlekli traktörlerde, yatay, kuru ve temiz durumdaki beton yol üzerinde yapılmalıdır. Demir tekerlekli, ya da tırtıllı traktörlerin çeki denemeleri ise, yatay, temiz ve kuru durumdaki biçilmiş veya hayvanlara otlatılmış çayır arazisi üzerinde sürdürülmelidir. Yukarıda verilen koşulları sağlayabilen, yol simülatörlerinden de yararlanılabilir. Deney pistinin durumu, raporda tam olarak belirtilmelidir.

Genel ve Temel Koşullar: Tüm çeki denemelerinde traktör gaz kolu sonuna kadar açık bulunmalıdır. Emniyet yönünden sakıncalar doğuracak yüksek hızlarda ölçme yapılmamalıdır. Çeki hattı yatay olmalı ve çeki kancasının yerden yüksekliği tüm denemelerde değiştirilmeyecek şekilde ayarlanmalıdır. Bu yükseklik, imalatçı firmalar tarafından aşağıda verilen sınırlar içinde kalınacak şekilde ayarlanmalıdır:

— Traktör en büyük çeki kuvvetini geliştirdiği sırada, ön tekerleklere dümenleme için yeterli minimum ağırlığı sağlayan çeki yüksekliğinin üstüne çıkılmamalıdır.

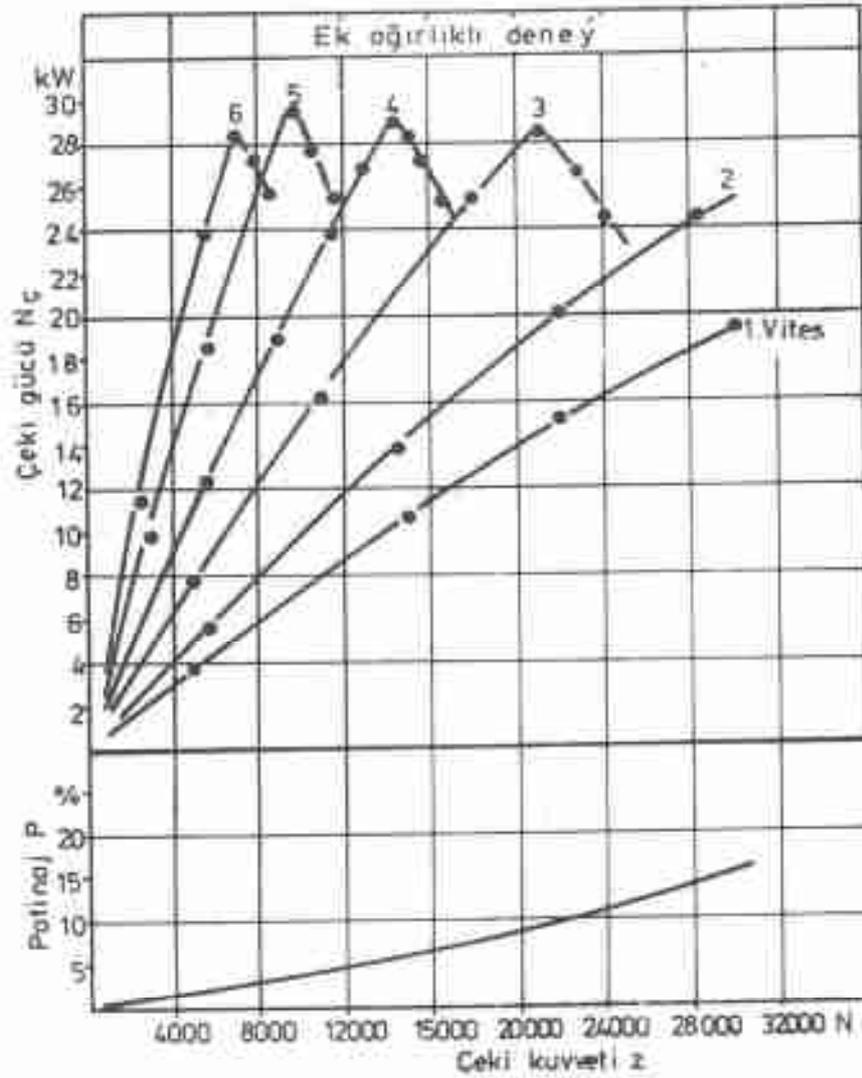
— Ön dingile gelen statik yük G_0 , dingiller arası uzaklık l , maksimum çeki kuvveti Z ve çeki hattının zeminden yüksekliği a ise;

$$Z \cdot a \leq 0,8 \cdot l \cdot G_0$$

olmalıdır.

Çeki deneylerinin başlangıcında, lastik profillerinin yüksekliği, yeni durumdaki yüksekliğin % 65 inden daha az olmamalıdır. Bu kontrol lastiğin orta noktasında yapılmalıdır.

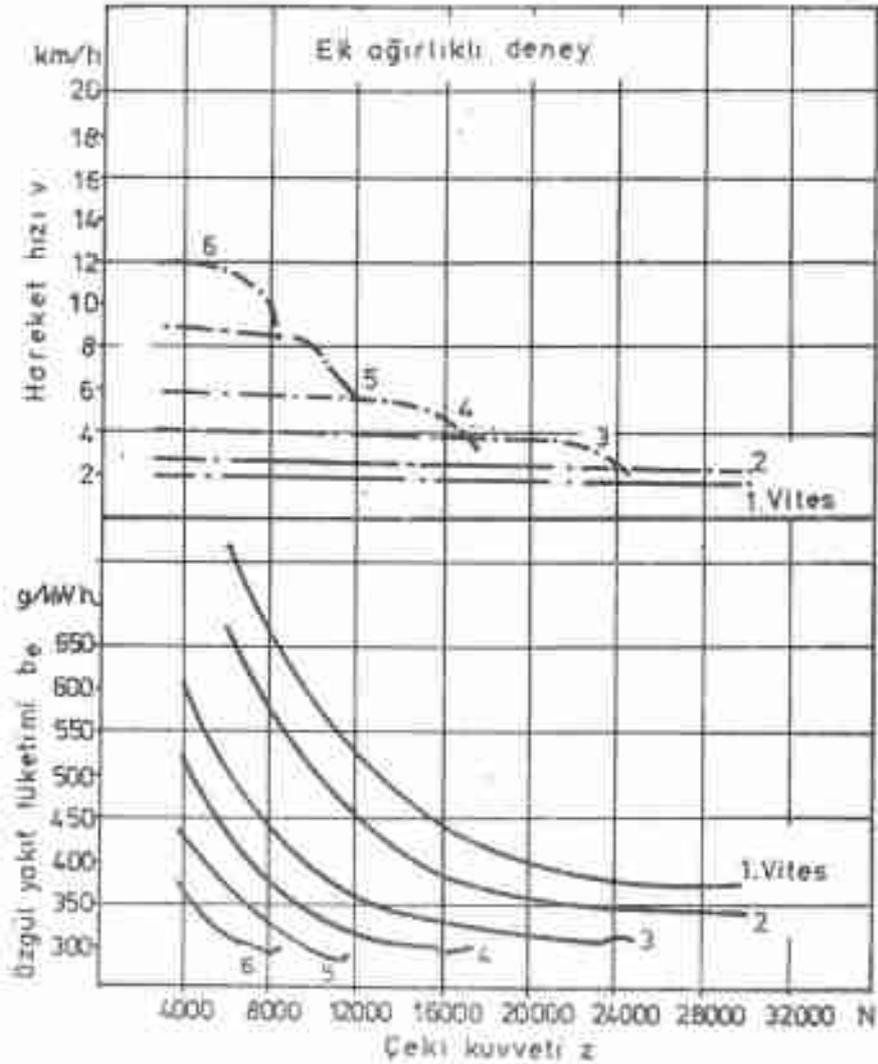
Kararlı bir çalışma koşulu sağlanmadan çeki kuvveti, hız ve patinaj değerleri ölçülmemelidir.



Şekil 7.3. Çeki gücü ve patinajın çeki kuvvetine bağlı olarak değişimi.

Ölçme Yöntemleri: İlk ölçmeler, traktöre ek ağırlıklar imalatçı firmanın önerdiği şekilde bağlanarak yapılmaktadır. Bu ölçmeler, en düşük vitesten başlayarak, maksimum çeki gücünün elde edildiği vitese kadar tüm vitelerde yapılmalıdır.

Lastik tekerlekli traktörlerde, ek ağırlıklar sökülmeden 5 saatlik sürekli çeki deneyi yapılmaktadır. Bu deney için seçilecek vites, imalatçı firmanın da önerisi ile, tercihen pullukla sürüm hızının sağ-



Şekil 7.4. Hız ve özgül yakıt tüketiminin çeki kuvvetine bağlı olarak değişimi.

landığı bir kademe olmalıdır. Deneyde çeki kuvveti, maksimum çeki gücünün elde edildiği vitesdeki çeki kuvvetinin % 75 i seviyesinde tutulmalıdır. Çeki gücü, çeki kuvveti, hız, patinaj ve yakıt tüketimi değerleri raporda belirtilmelidir.

Değişik viteslerde yapılan ilk denemelerde elde edilen patinaj değerleri incelenerek % 15 patinajın elde edildiği en yüksek vites bulunur. Bu vitesde, 5 saatlik bir sürekli deney daha yapılır. 10 saat süren bu iki deney arasındaki, motor yağı tüketim değerleri gram olarak verilmelidir.

Tırtıllı ve demir tekerlekli traktörlerde sürekli dayanım deneyi pullukla sürüm hızında ve 10 saat süre ile yapılmaktadır.

Traktöre ek ağırlıklar takılmadan yapılan çeki denemelerinde, en büyük çeki kuvvetinin elde edildiği düşük vites ile en büyük çeki gücünün elde edildiği yüksek vitesi içeren tüm viteslerde ölçme yapılmalıdır.

Ölçme Sonuçlarının Değerlendirilmesi: Çeki denemesi yapılan tüm vitesler için, çeki kuvvetine bağlı olarak çeki gücü, patinaj, hız ve özgül yakıt tüketimi eğrileri verilmelidir (Şekil 7.3 ve 7.4).

Verilen grafiklere ek olarak, denemesi yapılan tüm viteslerde, maksimum çeki gücünün elde edildiği nokta için, çeki kuvveti, hareket hızı, patinaj, özgül yakıt tüketimi, yakıt sıcaklığı, soğutma suyu ve motor yağı sıcaklığı, hava koşulları cetveller halinde verilmelidir (Cetvel 7.2).

7.1.6. Dönme Özellikleri ve Ağırlık Merkezi Yerin Saptanması

En küçük dönme alanı yarıçapının saptanması: Çeki deneylerinin yapıldığı pist üzerinde ölçülür. İz genişliği, deney enstitüsünde sürekli olarak benimsenen değere ayarlanmalı ve değeri raporda belirtilmelidir. Traktör ek ağırsız olmalı ve yürüme hızı 2 km / h civarında seçilmelidir. Deneyler sağa ve sola dönüş için frenli ve frensiz olarak yapılmalıdır.

En küçük iz dairesi yarıçapının saptanması: Yukarıda bahsedilen koşullar sağlanarak, sağa ve sola dönüşler için frenli ve frensiz olarak ölçüm yapılır.

Çevre 7.3 Çeki düzeyi sonuçları.

Vites No	Güç kW	Çeki Kavitesi N	Motor Devir Sayısı d / d	Çeki Kavitesi %	Ortal Yakt Tüketimi UWh / t g / kWh	Isınaklıklar			Hava Koşulları		
						Yakt	Kaplanma Sayısı	Motor Vajtı	Sıcaklık	Nemli Nem %	Basınç mmHg
						°C	°C	°C	°C	%	mmHg

A. Ek ağırlıklı düzeyde maksimum güc koşulları
1. Vites
2. Vites

B. Bey standart deney-Maksimum çeki gücündeki çeki koşulları % 75 inde (herik tekerlekli traktörler için)
C. Bey standart deney- % 15 minimum eldi sürüşüğü en yüksek vitesle (tekli tekerlekli traktörler için)
D. Orta standart deney-Maksimum çeki gücündeki koşulları % 75 inde (tutulu traktörler için)
E. Ek ağırlıklı düzeyde maksimum güc koşulları
1. Vites
2. Vites

Sıralıklı deneylerdeki toplam yağ tüketimi: g / h

7.1.9. Hidrolik Kaldırma Düzeni Deneyi

Hidrolik yağın tipi, viskozitesi, viskozite indeksi imalatçı firmanın verdiği değerlere uygun olmalıdır. Deney sırasında motor tam gazda çalıştırılmalıdır. Hidrolik yağın, depoda ölçülen yağ sıcaklığı $65^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ sınırları içinde olmalıdır.

Kaldırma Düzeni Deneyi: Traktör ek ağırlıkta durumda denemeye alınmalı ve hidrolik kaldırma kuvveti maksimum iken dümenleme (ön) tekerlerine gelen ağırlık saptanmalıdır. Kaldırma kuvveti, önce her iki alt bağlantı kollarının ucunda ölçülür. Daha sonra hidrolik düzene üç noktadan özel bir çatı bağlanır. Alt bağlantı kollarının yüksekliği 460 mm iken, üst bağlantı kolü ile çatının yere dik durması sağlanır. Hidrolik sistem, üç nokta askı sisteminden 610 mm daha uzaktan yüklenerek kaldırma kuvveti tekrar ölçülür.

Deney raporunda maksimum kaldırma kuvveti, kaldırma yolu uzunluğu ve kaldırma sırasındaki yağ basıncı değerleri verilmelidir. Ayrıca alt bağlantı kollarının, en düşük ayardaki yüksekliği belirtilmelidir.

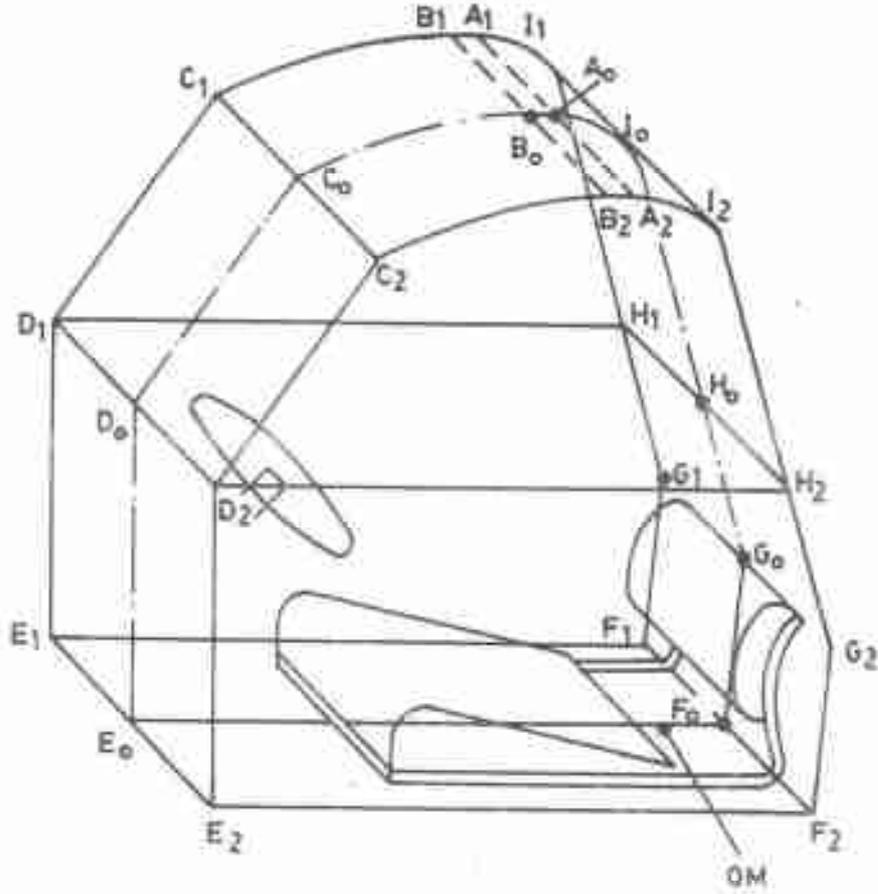
Hidrolik Pompa Karakteristiklerinin Saptanması: Hidrolik sistemde dışı çıkış ventili varsa, bu deney yapılır. Bu deneylerde, yüksek basınç emniyet sübahının açılma basıncı, pompanın debisi (normal motor devrinde) ölçülmeli ve bunlardan hareketle hesaplanan pompa gücü raporda belirtilmelidir.

Buraya kadar bahsedilen zorunlu deneyler dışında, motor gücü deneyi, kasnak deneyi, tarla deneyi, sıcak hava koşullarında çalıştırma deneyi ve soğukta ilk hareket deneyi gibi deneyler isteğe bağlı olarak yapılabilir.

7.2. Tarım Traktörleri İçin Koruyucu Çerçeve ve Kabinlerin Denemesi

Traktör kabin ölçüleri ve denemeleri OECD tarafından 1974 yılında standartlaştırılmıştır. Bu konuda ülkemizde yapılan çalışmalar sonunda Türk standardı da hazırlanmış ve 1979 yılında TS 3412 yayınlanmıştır.

Bu standarda göre; denemeler sonunda, sürecü için asgari bir güvenlik bölgesinin kalması öngörülmektedir. Bu bölgenin yüksekliği 900 mm ve genişliği 500 mm olarak verilmektedir (Şekil 7.5 ve Şekil 7.6).

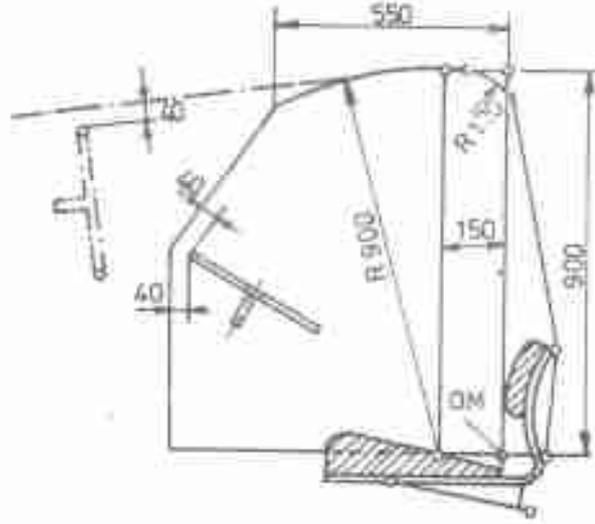


Şekil 7.5. Sürücü güvenlik bölgesi.

TS 3412 Tarım Traktörleri İçin Koruyucu Çerçeve ve Kabin Deney Esaslarına Göre; deneyler, kabin hangi traktöre monte edilmiş ise onun üzerinde yapılır. Deney sadece deneyde kullanılan marka ve modeller için geçerlidir.

Deneyler, çarpma deneyi ve sıkıştırma deneyi olmak üzere iki grup altında yapılmaktadır.

Çarpma deneyinde, kabine sarkaç şeklinde hareket eden bir ağırlıkla çarpılır. Sıkıştırma deneyinde ise kabinin en üstündeki parçaya dikey statik yük uygulanır.



Şekil 7.6. Sürücü güvenlik bölgesi kesitleri.

Standart deney ağırlığının % 50'den daha azı ön dingile gelen traktörlerde aşağıdaki her deney sırasıyla uygulanır:

- 1- Arkadan çarpma,
- 2- Arkadan sıkıştırma,
- 3- Önden çarpma,

- 4- Yandan çarpma,
- 5- Önden sıkıştırma.

Standart deney ağırlığının % 30 ve daha fazlası ön dingile gelen traktörlerde ise şu deneyler sırasıyla uygulanır:

- 1- Önden çarpma,
- 2- Yandan çarpma,
- 3- Arkadan sıkıştırma,
- 4- Önden sıkıştırma.

Çarpma deneyinde, ağırlığı 2000 daN ve çarpma yüzeyi boyutları 680 x 680 mm olan bir kütle yerden itibaren en az 6 metro yükseklikteki bir noktaya zincirle asılmaktadır. Çarpma ağırlığının serbest durumda yerden yüksekliği traktör emniyet kabini yüksekliğine göre ayarlanmaktadır (Şekil 7.7).

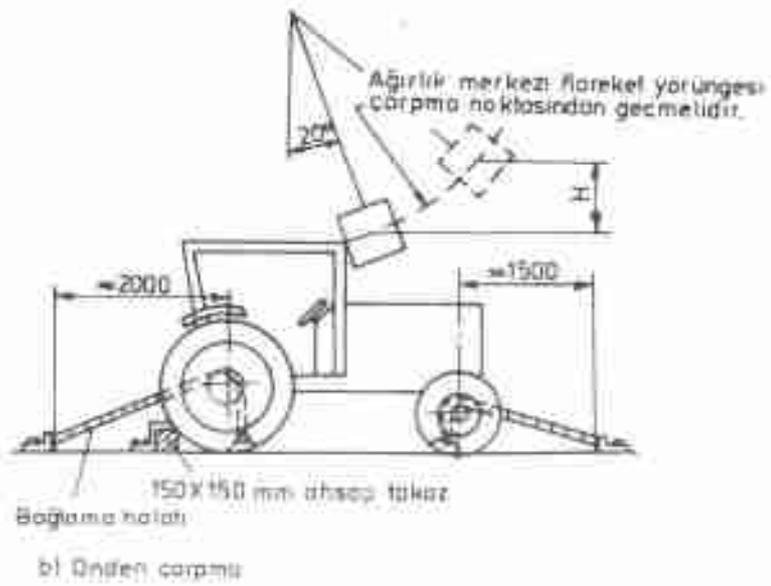
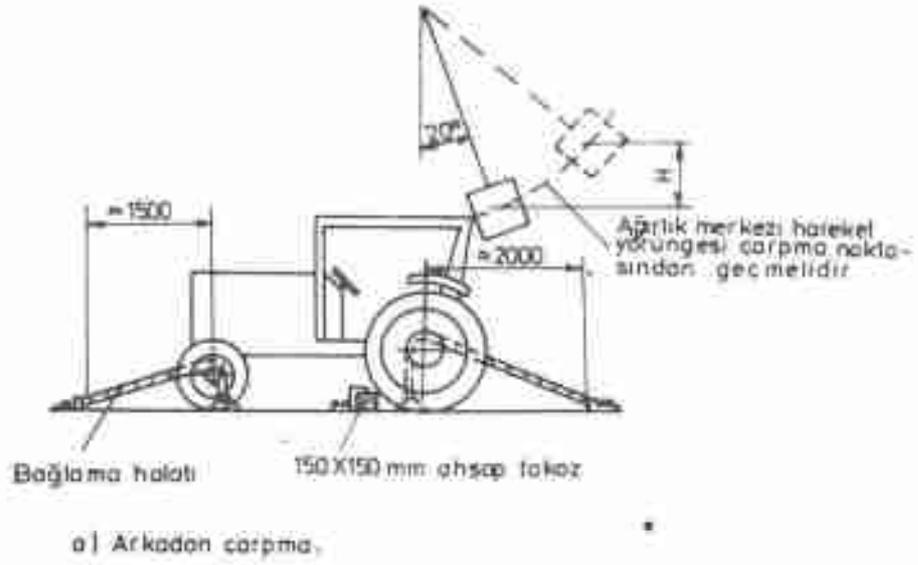
Çarpma ağırlığının kaldırma yüksekliği, çarpma işleminin yapılacağı yöne ve traktör büyüklüğüne bağlı olmaktadır.

Sıkıştırma deneyinde traktör dingilleri krika ile kaldırılarak, uygulanan sıkıştırma yükünün tekerlekler tarafından taşınması önlenir. Sıkıştırma, arkadan ve önden sıkıştırma olmak üzere iki noktaya uygulanır. Arkadan sıkıştırma, kabinin arka tarafındaki en üst kenarına uygulanır. Sıkıştırma kuvveti traktör ağırlığının iki katı olmalıdır. Önden sıkıştırma kabinin ön taraftaki en üst kenarına uygulanır. Sıkıştırma kuvveti bunda da traktör standart ağırlığının iki katıdır (Şekil 7.8).

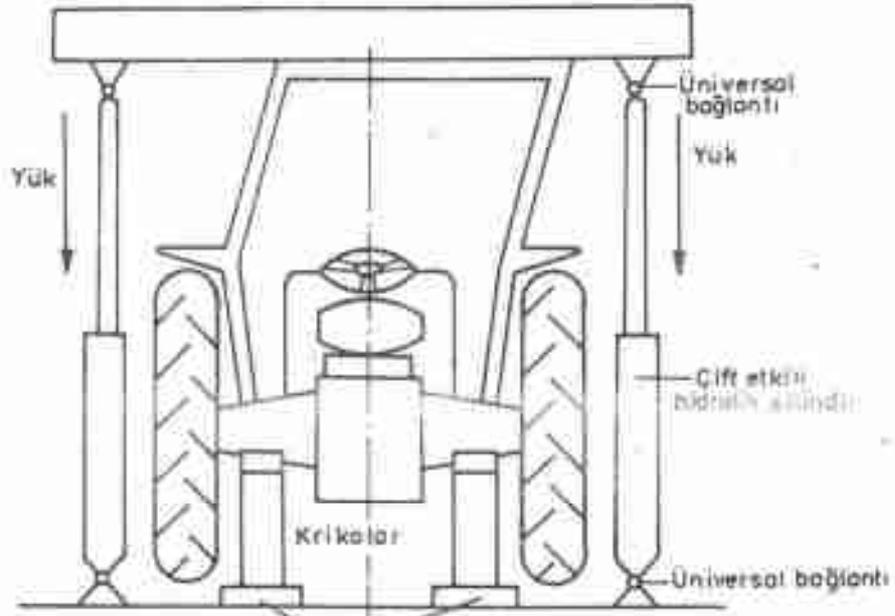
Uygulanan her sıkıştırma ve çarpma deneyinden sonra kabin gözden geçirilir. Kabin elemanlarının bağlantı kısımları ve köşelerinde herhangi bir çatlama, ayrılma, eğilme olup olmadığına bakılır. Deney sonunda herhangi bir kabin parçasının güvenlik bölgesine girip girmediği kontrol edilir.

Aynı şekilde, deneme sonunda güvenlik bölgesinin herhangi bir parçasının koruyucu çerçeve dışına çıkıp çıkmadığına bakılır.

Traktör, çarpmanın geldiği yönde devrildiğinde, koruyucu bölgenin herhangi bir parçasının yere değmesi söz konusu ise, koruyucu bölgenin koruyucu çerçevesinin dışına çıktığı kabul edilir.



Şekil 7.7. Çarpma denesi.



Ön ve arka dingil taşıyıcıları
Şekil 7.8. Sıkıştırma deneyi.

YARARLANILAN KAYNAKLAR

- Anonymous, 1981. *Tarım İstatistikleri Özeti*. Başbakanlık Devlet İstatistik Enstitüsü, Ankara, 22 s.
- Anonymous, 1966. *O.E.C.D. Standard - Code für die offizielle Prüfung von Ackerschleppern (Übersetzung aus dem englischen Original Text)*. KTL 45 s.
- Barger, E.L., W.M. Carleton, E.G. McKibben und R.Bainer. 1952. *Tractors and Their Power Units*. John Wiley Sons, Inc. New York, 496 s.
- Blumenthal, S.R. 1961. *Traktoren*. VEB Verlag Technik, Berlin, 476 s.
- Böinghoff, O. und D. Hoffmann, 1975. *Einführung in die Ölhydraulik - Bauelemente*. Landtechnik: 30 / 10, S. 445-452.
- Dencker, C.H. 1961. *Handbuch der Landtechnik*. Verlag Paul Parey, Hamburg und Berlin, 1046 s.
- Dinçer, H. 1977. *Ergonomi ve Tarım Tekniğindeki Yeri*. TZDK Mesleki Yayınları, Ankara, 44 s.
- Dohse, E. und F. Feldmann, 1969. *Landtechnik 1 Feldwirtschaft*. Verlag Eugen Ulmer, Stuttgart, 318 s.
- Feldmann, F. 1963. *Der Schlepper betriebsgerecht ausgewählt*. Verlag Eugen Ulmer, Stuttgart, 165 s.
- Gerschler, H. 1980. *Fachkunde Kraftfahrzeug technik*. Verlag Europa - Lehrmittel, Wuppertal, 448 s.
- Goldbeck, G. 1965. *Automobiltechnisches Handbuch*. Zweiter Band. Technischer Verlag Herbert Cram, Berlin, 1436 s.
- İpek, Ş. 1969. *Tarım Mekanigi*. ODTÜ Mühendislik Fakültesi Yayınları: 23, Ankara, 203 s.

- Kadayıfçılar, S., A. Saral ve D. Erdoğan, 1983. *Tıradlı Traktörler*. TZDK Mesleki Yayınları, Ankara, 260 s.
- Kadayıfçılar, S. ve D. Erdoğan, 1977. *Tarımsal Anaçlı Önyükleyicilerin Mekanik ve Yapısal Özellikleri*. TZDK Mesleki Yayınları, Ankara, 36 s.
- Kadayıfçılar, S. 1972. *Ziraat Traktörlerinde Görülen Güç Gelişimleri*. Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayınları: 458, Ankara, 27 s.
- Kadayıfçılar, S. 1969. *Ziraat Traktörleri (I)*. Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayınları, No: 359, Ankara, 380 s.
- Krinner, L. 1974. *Hofschlepper zur Mechanisierung der Innenwirtschaft*. Landtechnik: 29 / 7. S. 294-301.
- Kut, T. 1984. *Traktörlerde Sürücü Kabınlarının Konstrüksiyon Esasları*. TZDK Mesleki Yayınları Yayın No: 31, Ankara, 112 s.
- Kückelhaus, R. 1968. *Landtechnik Bauwesen*. Landwirtschaft verlag GmbH Hiltrup (Westfalen), 306 s.
- Lwow, E.D. 1954. *Thesise des Schleppers*. VEB Verlag Technik, Berlin, 386 s.
- Özemir, Y. 1981. *Traktörler*. İTÜ Kütüphanesi Sayı: 1208, İstanbul, 244 s.
- Pellizzi, G. 1967. *Meccanismi Agraria*, Edizioni Agricole. Bologna, 263 s.
- Renius, K.T. 1969. *Stufenlose Drehzahl Drehmoment-Wandler in Ackerschlepper getrieben*. Grundlagen der Landtechnik, S. 109-118.
- Renius, K.T. 1968. *Grund Konzeptionen der Stufengetriebe Moderner Ackerschlepper*. Grundlagen der Landtechnik, S. 93-104.
- Runnäck, S. 1962. *Der Schlepper und sein Gerät*. BLV Verlagsgesellschaft München, 264 s.
- Saral, A. 1982. *Tarım Traktörlerinin Seçimi*. TZDK Mesleki Yayınları, Ankara, 27 s.
- Saral, A. 1982. *Tarım Traktörleri ve Kocuyucu Kabınlarının Deney Esasları*. Köylüleri ve Kooperatifler Bakanlığı Toprakın Genel Müdürlüğü, Ankara, 29 s.

- Saral, A. 1981. *Tarım Makinelerinde Sürücü Oturma Yerleri, Verimlilik* (MPM), Sayı: 1981 / 3, s. 52-70, Ankara.
- Saral, A. 1977. *Traktör Kullanma ve Bakımı - "Kuyruk Mili" Köyümüz*, Sayı: 17, Türkiye İş Bankası Halkla İlişkiler Md.lüğü Ankara.
- Saral, A. 1977. *Traktör Kullanma ve Bakımı - "Otomatik Hidrolik Kaldırma Sistemi"*, Köyümüz, Sayı: 16, Türkiye İş Bankası Halkla İlişkiler Md.lüğü Ankara.
- Saral, A. 1977. *Traktör Kullanma ve Bakımı - "Traktörlerin Kavvet Verme Teribatları"*, Köyümüz, Sayı: 15, Türkiye İş Bankası Halkla İlişkiler Md.lüğü Ankara.
- Saral, A. 1975. *Hidrolik Kaldırma Sistemlerinde Otomatik Uyarma Düzenleri*, Ziraat Mühendisliği, Sayı: 113, s. 12-18, Ankara.
- Schilling, E. 1955. *Landmaschinen, 1. Band Acker-Schlepper*, Luthé Druck, Köln, 440 s.
- Southwell, P.H. 1953. *The Agricultural Tractor*, Temple Press Limited, London, 170 s.
- Stone, A.A. and H.E. Galvin, 1967. *Machines For Power Farming*, John Wiley Sons, Inc. New York - London - Sydney, 559 s.
- Tekelioğlu, Y. 1983. *Türkiye'de Tarımsal Makinalaşmanın Temel Sorunu: Traktör*, TZDK Mesleki Yayınları, Ankara, 175 s.
- Yavuzcan, G. ve A. Saral, 1979. *Terzik Motorlar Uygulama Örnekleri*, Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayınları: 725, Yardımcı Ders Kitapları: 204, Ankara, 77 s.
- Yetkin, Ş. 1981. *Tarım Traktörlerinde Kuyruk Millinin Önemi, Kuyruk Millinde Gelişmeler ve Kullanılmalarına İlişkin Bazı Örnekler*, TZDK Mesleki Yayınları, 16 s.

