

Ankara Üniversitesi
Ziraat Fakültesi Yayınları: 1287

Ders Kitabı: 373

TRAKTÖR ARABALARININ TASARIM ESASLARI

Prof.Dr.Süleyman KADAYIFÇILAR
Tarım Makinaları Bölümü
Öğretim Üyesi

ANKARA
1993

Ankara Üniversitesi
Ziraat Fakültesi Yayınları: 1297

Ders Kitabı: 373

TRAKTÖR ARABALARININ TASARIM ESASLARI

Prof. Dr. Süleyman KADAYIFÇILAR
Tarım Makinaları Bölümü
Öğretim Üyesi

ANKARA
1993

İÇİNDEKİLER

| | |
|---|-----|
| ÖNSÖZ | VII |
| BİRİNCİ KISIM | 1 |
| 1. TAŞIMA | 1 |
| 1.1. Tarımsal Taşımacılıkla İlgili Özellikler .. | 2 |
| 1.2. Ülkemizde Tarımda Taşıma İşi | 2 |
| 1.3. Tarımsal Taşımacılığın Tekniği | 2 |
| 1.4. Taşınan Başlıca Tarım Ürünleri ve Diğer Materyel | 4 |
| 2. TRAKTÖR ARABASI | 5 |
| 2.1. Traktör Arabası Tipleri..... | 6 |
| 2.2. Traktör Arabalarının Sınıflandırılması | 13 |
| 2.3. Traktör Arabası ile İlgili Tanımlar | 14 |
| 2.4. Traktör Arabalarının Önemli Özellikleri ... | 20 |
| 2.4.1. Bir ve iki dingilli traktör arabala- rının özellikleri..... | 22 |
| 2.4.2. Ara tip (iki veya dört tekerlekli) traktör arabası..... | 25 |
| 3. TARIMSAL TAŞIMACILIKTA SAĞLANAN TEKNİK GELİŞME.. | 26 |
| 3.1. Kızaklar..... | 26 |
| 3.2. El Arabaları | 27 |
| 3.3. Keçnilar | 28 |
| 3.4. Dört Tekerlekli Arabalar | 32 |
| 4. TRAKTÖR ARABASI TASARIM ESASLARI VE BUNLARLA İLGİLİ KARAKTERİSTİKLER | 38 |
| 4.1. Traktör Arabalarının Tasarım Yönünden Stan- dartlaştırılması ile İlgili Özellikler | 39 |
| 4.2. Traktör Arabası Tasarım Detayı | 40 |
| 4.2.1. Ölçüler | 41 |
| 4.2.2. Ağırlık merkezi | 41 |

| | | |
|----------|---|----|
| 4.2.2.1. | İki dingilli traktör arabasının ağırlık merkezinin tayini | 43 |
| 4.2.2.2. | Bir dingilli (iki tekerlekli) traktör arabasının ağırlık merkezinin tayini | 47 |
| 4.2.3. | Traktör arabalarının stabilitesi... | 50 |
| 4.2.4. | Traktör arabasının yuvarlanma direnci ve çeki gücü ihtiyacı | 56 |
| 4.2.4.1. | Traktör arabasının yuvarlanma direnci | 56 |
| 4.2.4.2. | Traktör arabası çeki gücü gereksinimi | 59 |
| 4.2.4.3. | Eğimli (meyilli) kasullarda taşımacılık | 61 |
| 4.2.5. | Traktör + araba katarının dönme dairesi | 63 |
| 4.2.6. | Yüksek hızlarda arabanın devrilmeden dönebilmesi | 68 |
| 4.2.7. | Traktör arabalarının fren düzeni ve frenleme karakteristikleri | 69 |
| 4.2.7.1. | Frenleme etkileri | 72 |
| 4.2.7.2. | Çeki oku bası kuvveti..... | 76 |
| 4.2.8. | (Traktör + Araba) Etkinleşmesi | 77 |
| 5. | İKİ TEKERLEKLİ (BİR DINGİLLİ) TRAKTÖR ARABALARI VE KULLANIMLARI İLE İLGİLİ ÖZELLİKLER | 80 |
| 5.1. | Muharrik Aksı-İki Tekerlekli Traktör Arabaları | 82 |
| 5.2. | Bir Dingilli Arabalarda Tekerlek ve Dingil Düzenlenmesi | 84 |
| 5.3. | İki Tekerlekli Traylere Etki Eden Statik ve Dinamik kuvvetler | 86 |
| 6. | TAŞIMADA BİR SEFER İÇİN GEREKLİ ZAMAN | 88 |
| | İKİNCİ KISIM | |
| 7. | TRAKTÖR ARABASININ KONSTRUKSİYON ESASLARI | 89 |
| 7.1. | Çeki Oku | 89 |
| 7.2. | İki Dingilli Traktör Arabalarının Yönlen- dirilmesi | 95 |
| 7.2.1. | Rötlü sistem | 95 |
| 7.2.2. | Merkazden döndürmeli sistem (dönörli mekanizma)..... | 98 |

| | |
|--|-----|
| 7.3. Dingiller | 103 |
| 7.3.1. Dingil hesabı | 104 |
| 7.3.2. Dingile ait konstrüksiyon örnekleri. | 106 |
| 7.3.3. Dingil başı | 108 |
| 7.4. Trayler Sasisi | 109 |
| 7.4.1. Trayler sasinin yapısal özellikleri. | 113 |
| 7.4.2. Makas küpelerinin sasi uzunlama krişine bağlantısı | 123 |
| 7.4.3. Traylerin sasi burulma moment karakteristikleri | 124 |
| 7.5. Trayler Kasası | 126 |
| 7.5.1. Traylerde kullanılan hidrolik kaldırma düzeni | 128 |
| 7.5.2. Kasanın yapısal özellikleri | 132 |
| 7.5.3. Çeşitli materyal ile kasanın yüklenmesi | 132 |
| 7.6. Traktör Arabalarında Kullanılan Lastikler.. | 134 |
| 8. TRAKTÖR ARABASI İLE İNSAN TAŞINMASI | 136 |
| 9. TRAYLER TASARIMINI ETKİLEYEN KARAKTERİSTİKLER (ÖZET) | 137 |
| LİTERATÜR | 151 |

ÖNSÖZ

Tarımda ve askeri alanda gittikçe artan sayıda motorlu ve motorsuz taşıt kullanılması yol dışında hareket probleminin, çeşitli yönleri ile (özellikle bu koşullardaki taşımacılığın) tekrar ön plana çıkmasına neden olmuştur.

Bilindiği gibi taşıma, bir materyalin dayandığı yüzeyden alınarak yer değiştirmesini sağlamaktır. Bu işlem kaldırma prensibine dayanır. Materyalin bünyesinde değişiklik yapmadan bir yerden bir başka yere götürülmesi ise ulaştırma dır.

Tarihi süreç çerçevesinde on binlerce seneden beri insanın karşılaştığı en önemli problemlerden birisi taşıma işi olmuştur. Yiyeceğini, suyunu, barınağı için yapı malzemesini ve nihayet yakacağını çok defa uzun mesafelere taşıma zorunda kalan insan, bu işi önceleri kendisi yapmış daha sonraları ise bu amaçla hayvanlardan yararlanmışır. Bir süre sonra hayvanların taşıyabildiklerinden daha ağır yükleri çektikleri görüp anlaşılınca, bu olgudan yararlanmak için kızıklar imal edilmiştir. Başlangıçta başan ile kullanılan kızıklar, daha sonraları ağır yükler için istenilen kolaylığı sağlayamamış ve bu yükleri hareket ettirebilmek için döndürülebilen ağaç kütüklerinden yararlanılmaya başlanmışır.

Bundan sonraki gelişme döneminde tekerteke keşfedilmiş ve kullanılmaya başlanmışır. Böylece halen bazı ölkelerde kullanılan eski tip ahşap tekerlek şekli ortaya çıkmıştır. Bundan sonra hayvanla çekilen tekerlekli araçlar geliştirilmiş ve kullanılmaya başlanmışır.

Orta çağın sona ermesi ile birlikte insanlar, sosyal ve ekonomik hayatlarını değiştirmek üzere metodlu olarak çalışmaya başlamıştır. Bu dönemde gerçekleştirilen sayısız icat ve keşifler için insan yaşamında yeni gelişmelere yol açmıştır. Bu arada güncellik kazanan taşıma problemi, pek çok araştırmacıyı meşgul etmiş, sonunda kendi motorlu ve ayrıca motorlu araçlarla çekilebilen taşıma araçları geliştirilmiş ve uygulamaya intikal ettirilmiştir.

Tarım kesiminde taşıma konusu ve uygulaması, ticari taşımacılığa nazaran oldukça farklı özellikler göstermektedir. Bu yönü ile tarımsal taşımacılığın ve bu amaçla kullanılan araçların üzerinde durulması gerekli ve yararlı bulunmaktadır.

Ankara 1993

Prof.Dr.Süleyman KADAYIFÇILAR

BİRİNCİ KISIM

1. TAŞIMA

Prensip itibarıyla taşıma, bir maddenin dayandığı yüzeyden alınarak yer değiştirmesini sağlamaktır. Bu işlemin ilk uygulamasını, kaldırma prensibi oluşturur. Bundan sonra ulaştırma uygulaması gelir. Bu prensibin tarım kesimindeki uygulaması ve onunla ilgili özellikler konumuzun esasını oluşturmaktadır.

Tarım ve Sanayi ürünleri, üretildikleri yerde kaldıkları sürece kıymetleri çoğu zaman belirli bir sınırı geçmemektedir. Onların değerinin artırılması ancak üretildikleri yerden başka bir yere taşınmaları ile gerçekleşmektedir. İşte bu ihtiyaç (gereksinim) taşıma araçlarının meydana getirilmesine ve sonradan onların geliştirilmelerine neden olmuştur.

Geçmişte taşıma işleri, insanların çalışma etkinliklerinin ve kültür seviyelerinin yükselmesinde de önemli rol oynamıştır. İnsanlar ilk gelişme dönemlerinde, (kendilerine gıda olmak üzere) buldukları hayvan ve bitkileri toplamışlar ve bunları kendi yaşadıkları yerlere kadar taşımışlardır. Üretim gelişmesinin 2. aşaması olan avcılık döneminde ise, taşıma işleri daha çok toplu olarak yapılmaya başlamıştır. Evvelce gıda ihtiyaçları fertler tarafından perakende bir halde karşılanırken, avcılık döneminde avlanan avların edodinin fazlalığı ve avlanan hayvanın cüssesinin büyük oluşu nedeniyle bir insan tarafından taşınması gerçekleştirilmemiş ve daha çok insanın bu taşıma işinde birleşmesini ve bunun için uygun taşıma araçları kullanımını zorunlu kılmıştır.

Bundan sonraki dönemlerde ve özellikle tarla tarımı başladıktan sonra, taşıma araçları daha çok önem kazanmış ve tarla ile mesken arasında daima ve oldukça büyük oranda bir taşıma işi zorunlu hale gelmiştir. Üretilen maddelerin değişik şekilde ve tabiiatta oluşu, bunların gerek işletme içerisinde ve gerekse dışardaki taşınmalarında, büyük araçlarla beraber değişik şekilde küçük taşıma kap ve araçlarının kullanılmasını da zorunlu kılmıştır.

Tarımın gelişmesi, ürünlerin çeşitlendirilmesi ve ayrıca insanların zaman ve mekan mefhumlarını olabildiğince yenmeye çalışmaları, taşıma araç ve gereçlerinin devamlı gelişmesine ve çeşitlenmesine neden olmuştur. Sonunda yalnız kendi adale kuvveti ile yapabildikleri taşıma ile yetinmeyen insanlar, hayvan kuvveti ile de taşımayı düşünmüşler ve bu kuvvetten de yararlanmaya başlamışlardır. İnsanlar evvelâ hayvanlardan, sırtına yüklemek suretiyle taşıma işlerinde yararlanmışlardır. Bundan sonraki hayvanın çeki kuvvetinden de yararlanmış ve bu iş için özel taşıma araçları geliştirmiştir. Böylece ilk olarak kayak ve kızak, bundan sonraki yuvarlanarak hareket eden araçlar yani iki ve dört tekerlekli arabalar geliştirilmiştir.

Bu araçların gelişmesi, kural olarak tarımın gelişmesi ve gelişen ihtiyaç ile aynı paralelde yürütülmüştür.

Bu kısa açıklamadan anlaşılıyorki, tarımda taşıma ihtiyacı ve araçları ta eski zamanlardan beri gelişmesine devam edegelmıştır. Bu durum, geçmişteki ve günümüzdeki teknik ve ekonomik koşulları gözönüne getirmekle kolayca anlaşılabilir.

1.1. Tarımsal Taşımacılıkta İlgili Özellikler.

Tarım işletmesinde; tohumun tarlaya, ürünün tarladan işletme merkezine, pazara, değırmene taşınması, akaryakıtın işletme merkezine getirilmesi, gübrenin tarlaya götürülmesi, hayvanların kendilerinin, hayvansal ürünlerin ve yemlerin taşınması, işçilerin tarlaya götürülüp getirilmesi vb. işler büyük oranlı bir zamanı gerektirmektedir. Günümüzde motorlaşmış işletmelerde bütün bu taşıma işleri, traktörün arkasına bağlanan arabalar ile yapılmaktadır. Uygulamada bu arabaların diğer tarım alet ve makinelerini de işletme içerisinde her iki yönde (işletme-tarı) taşınması gerekmektedir. Bu nedenle son dönemde traktör arabası, tarım işletmelerinin vazgeçilmez bir aracı durumuna gelmiştir.

Kalkınmakta olan ülkelerde tarımsal üretimde verim arttıkça, başta traktör olmak üzere toprak işleme, ekim ve taşıma ekipmanına talep artmaktadır. Verim arttıkça taşıma ihtiyacı büyümekte ve traktör arabası ile basit yükleyici (halezon tipi ve benzeri) talebi de artmaktadır.

Almanya'da yapılan bir incelemede; 25,50, 100 ha genişliğindeki işletmelerde taşıma işinin zamanı olarak, toplam işlerin % 38 ile % 51'i ve 6 ile 36 ha'lık işletmelerde ise % 44 ile % 52'si kadar olduğu saptanmıştır. Genelde tarım işletmelerinde yaklaşık olarak traktörün kullanılma zamanının % 63 'nü taşıma işleri almaktadır. Ülkemizde bu konuda özel bir araştırma yapılmış olmamakla beraber, yol koşulları ve yerleşim özellikleri ile taşıma işletmelerindeki taşıma araçları durumu gözönüne alınırsa, yukarıda açıklanan rakamların ülkemiz için de geçerli olduğunu söylemek mümkündür.

1.2. Ülkemizde Tarımda Taşıma İşleri.

Ülkemizde 1985 yılı tarım istatistiklerine göre, ekim alanı 21,6 milyon hektar ve üretim miktarı ise 75 milyon ton kadardır. Buna göre elde edilen ürün 3,5 ton/ha civarında olmaktadır. Tarımsal ürünler dışında gerekli diğer taşıma işleri de dikkate alınır (yapılan bir araştırmaya göre) ülkemizde birim hektar ekili alan başına yılda 6 ton materyal taşınmaktadır. Ortalama taşıma uzaklığının da 5 km olduğu kabul edilirse, tarım kesiminde yılda toplam taşıma ise 648 milyon ton-km'yi bulmakta ve hatta aşmaktadır. Bu taşımanın büyük bir kısmı traktör arabası ile gerçekleştirilmektedir.

1.3. Tarımsal Taşımacılığın Tekniğı.

Genelde tarımsal taşımacılığın tekniğı ile ilgili özellikler aşağıdaki şekilde özetlenebilir.

1. Tarımsal taşımacılıkta yol ve arazi koşulları ile taşınan ürünlerin özelliği nedeniyle taşıma hızı düşüktür.

2. Ancak yol müsaitse, taşınan yük ve taşıma hızı artırılabilir. Motorlu araçların engebeâ yolda seyir hızları, ayrıca meyil ve devrilme tehlikesi tarafından sınırlandırılır. Bu nedenle yolun kalitesi ve durumu normal hızı yapmayı müsaade eder veya etmez.

3. İşletme büyüklüğünün taşıma mekanizasyonuna büyük etkisi vardır. Küçük ve orta işletmeler (traktör+normal araba) kombinasyonunu kullanırlar, büyük işletmeler ise ya büyük (traktör+araba) kombinasyonu veya kamyon kullanırlar.

4. Tarımsal taşımacılıkta ortalama taşıma yolu uzunluğu tarlaların dağılımına ve pazar durumuna bağlı olarak yaklaşık 2-10 km olabilir. Yol uzunluğu taşıma için yararlanacak aracın cinsinin ve tipinin tespitinde etkili olur. Avrupa'da (hayvanın kullanıldığı dönemde) 1-2 km mesafe için at, 10 km ye kadar traktör ve 10 km den fazla mesafe için kamyon kullanılması tercih edilmiştir (Ancak, tarımda kamyon kullanılması çok azdır).

5. Hayvancılık işletmelerinin taşıma ihtiyacı yalnızca bitkisel üretim yapan işletmelere nazaran yaklaşık % 40 kadar fazla olmaktadır.

6. Sebze ve meyve üreten işletmelerin taşıma ihtiyaçları hayvancılık işletmelerinkinden daha az ancak, baki üreten işletmelerden % 25-30 kadar daha fazla olmaktadır.

7. Ormancılık işletmelerinin taşıma ihtiyacı daha fazladır.

Tarımda taşımacılık günden güne mekanize olmakta ve tarımsal mekanizasyon ve alanda (geniş kapsamlı olarak) hakimlik kazanmış bulunmaktadır. Çünkü, çalışma koşullarını iyileştiriyor, randımanı yükletiyor ve maliyeti düşürüyor. Yükleme ve boşaltma işlemlerinin mekanik araçlarla yapılması ile mekanize edilmiş taşımacılığın randımanı daha da yükseltebilmektedir.

1.4. Taşınan Başlıca Tarım Ürünleri ve Diğer Materyal

Genellikle tarım ürünlerinin bünyesinde su oranı yüksektir. Tarım ürünlerinin yoğunlukları da farklılık gösterdiğinden, traktör arabaları kasaları (platformlarının) şekil, malzemesi ve ölçüleri değişik olmaktadır. Genelde taşınması gerekli bu ürünleri 6 grupta toplamak mümkündür.

1. Tahıllar, değerli ürünleri (un, buğur) ve hayvan yemleri vb.

Taşımacılık yönünden bunlar, kırılmayan dayanıklı ürünlerdir. Bunlar çuvala veya dökme olarak taşınırlar. Yükleme ve boşaltılmaları kısa sürede sağlanabilir. Sarsıntı nedeniyle dağılmadıklarından (çuval ve torba ile) kötü yol

koşullarında araç hızının azaltılmasına gerek bulunmamaktadır. Taşıp dökülmeyecek şekilde araba kasaı tam olarak bu ürünlerde doldurulabilir.

2. Kök ve yumrular, şekerpancarı küşpesi, sebze ve meyveler.

Bu gruptaki ürünler bir kısım hayvan yemini de kapsamaktadır. Bunlar birinci gruptaki ürünlerden daha az hızla yüklenir ve boşaltılabilirler. Yük stabildir. Arabanın maksimum taşıma kapasitesinden yararlanılacak şekilde yüklenir. Düz yolda araba normal hızla seyredebilir.

3. Yeşil yem, ot saman ve diğer lifler.

Bu grupta, çayır, yeşil ot, tahıl samanı, balya, silaj mısır, mısır sapları, keten, kenevir, karniş ve saz bulunur. Bunların yükleme ve boşaltılması çok zaman gerektirir. Bu ürünlerin taşınmasında da arabanın tam yük kapasitesinden yararlanılabilir. Ancak yük stabil değildir. Engelbeli yollarda hareket hızının az olması gerekmektedir. Bazen yeşil yemler, 2 kategori ürünlerin özelliklerine benzer koşullarda taşınabilir.

4. Çiftlik gübresi, kimyasal gübre, mücadele ilaçları, toprakimsi materyal (kireç gibi), katı yakıt (odun, kömür).

Bunlar kırılabilir materyaldirler. Gereken yükleme ve boşaltma zamanı ikinci grup ürünlerinin kadardır. Bu uygulamada da arabanın tam yük kapasitesi kullanılabilir ve yük stabildir. Bunlar genellikle doğal halde, ancak gübre ve ilaçlar ambalajı içerisinde taşınırlar, yolda normal hızla seyredebilirler.

5. Sıvılar (süt, şarap, su, yakıt, idrar vb.)

Bunlar bidon, tank veya fiçi içinde taşınırlar, bunlar taşıma esnasında sallanırlar. Bu nedenle bu tür taşımacılıkta kötü yolda hareket hızı azaltılmalıdır. Bu gruptaki materyal çok kısa mesafelerde boru ile taşınabilir.

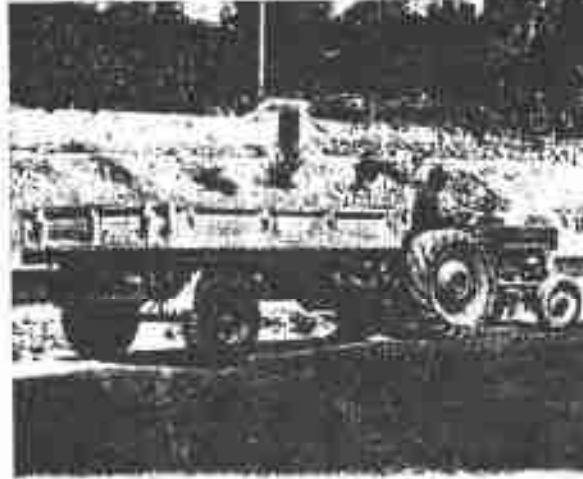
6. Bu beş gruba girmeyen malzeme ve ürünler

Örneğin, canlı hayvan, hayvansal ürünler, ahşap ve metal malzeme vb.

Genellikle uygulamada ürüne göre taşıma koşulları önemli ölçüde değişiklik göstermektedir.

2. TRAKTÖR ARABASI

Bölmizde, traktör arabası deyimi kullanıldığı gibi, İngilizce'den geçen trayer (trailer) ve Fransızca'dan gelen römork (Remorque) kelimeleri de kullanılmaktadır. (Şekil:1) Ayrıca bu amaçla tarım traktörle çekişebilir. Ancak günümüzde hayvan gücü giderek önemini yitirdiğinden halen tarım arabası deyimiyle, sadece traktörle çekilen tipler kastedilmektedir.



Şekil 1: Traktör Arabası

(Tarımsal taşımacılık konusundaki teknik gelişmeyi iyi değerlendirebilmek için, gelişmeyi simgeleyen el arabaları, kağına ve at arabaları üzerinde ilerde kısaca durulacaktır.)

Traktör arabası tarım işletmelerinin taşıma hizmetlerinde kullanılan hızlı ve hareket şekli yönetmeliklerle sınırlanmış bulunan araçtır. Günümüzde, özelliği belirtilmezse tarım arabasından kastedilen traktör arabasıdır. Buna göre, bir tarım traktörü tarafından çekilen ve tarım işletmelerinde üretilen veya işletmeye taşınacak ürün ile diğer materyalin ve ayrıca tarımsal işletmeler için insan taşımada kullanılan, seyir güvenliğini sağlayacak bir fren düzeni ve karayolları trafik mevzuatında öngörülen trafik işaretleri ile donatılmış ve en çok 27 ilâ 32 km/h'lık bir hızla hareket edebilen tekerlekli araca traktör arabası denir.

TS 585 de (tarım römorku; bir dingili, tandem veya iki dingili lastik tekerlekli, çeki oku bulunan, fren düzenine sahip ve tarım traktörü ile çekilen, yük taşıyan, motorsuz bir taşıttır. Römork, (yükü ağırlığının tamamı tekerlekleri tarafından taşınan tarım römorkudur). Yan römork (bir dingilli veya tandem römork) yüklü veya yüksüz ağırlığının bir kısmı traktör tarafından taşınan ve bir veya tandem dingile sahip römorktur) şeklinde tanımlanmıştır.

Ülkemizde 1985 yılı istatistiklerinde 583.974 adet traktör ve 525.790 adet traktör arabası bulunmaktadır. Dolayısıyla her 100 traktöre 90 traktör arabası düşmektedir. Ülkemizde traktör arabası üretimi;

1982 senesinde 27526 adet

1983 senesinde 26805 adet

1984 senesinde 38606 adet

1985 senesinde 26517 adet

1986 senesinde 30331 adet kadar olmuştur.

Ülkemizde de traktör kullanma süresinin yaklaşık yarısından fazla taşıma işlerinde geçtiğinden, tarımda kullanılan her traktör için en azından bir traktör arabası öngörülmelidir. Türkiye'de traktör açığının var ve büyük olduğu dikkate alınrsa, traktör arabası açığının da büyük olduğu kendiliğinden ortaya çıkmaktadır.

Traktör arabaları genel ve özel amaçlı olmak üzere iki gruba ayrılabilir. Küçük tarım işletmelerinde genel amaçlı traktör arabalarının kullanılması ekonomik olmaktadır. Büyük işletmelerde birden fazla traktör arabasının kullanılması gerekebilir. Bu gibi durumlarda dahi her iki arabanın genel amaçlı olmasında (çok kere) ekonomik yönden yarar bulunmaktadır. Özel ve ihlissalaşmış işletmelerde; yeşil yem yükleme arabası, sıvı gübre (tank) arabası, yem kanştırma arabası, ot toplayıcı ve kırıcı arabası, tahıl taşıma arabası, yapay kurutma arabası, taş toplama arabası gibi özel amaçlı traktör arabalarının kullanılması söz konusu olabilmektedir.

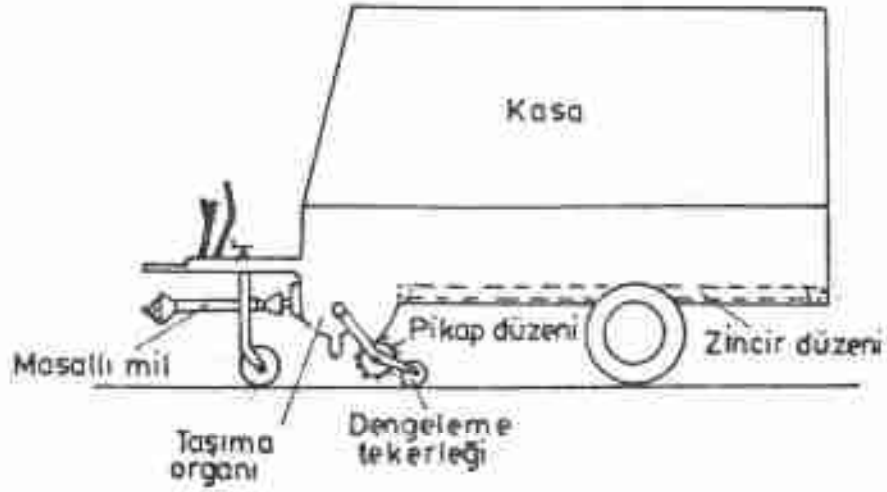
2.1. Traktör Arabası Tipleri

1. Pikap düzenli özel traktör arabası: bunlar genellikle bir dingilli olup hareketli düzenleri kuyruk mil ile tahrik edilirler. (Şekil:2) Araba; mafsallı mil, taşıma organı, pikap düzeni, destek (dengeleme) tekerleği, zincir düzeni ve kasadan oluşmaktadır.

LW3L



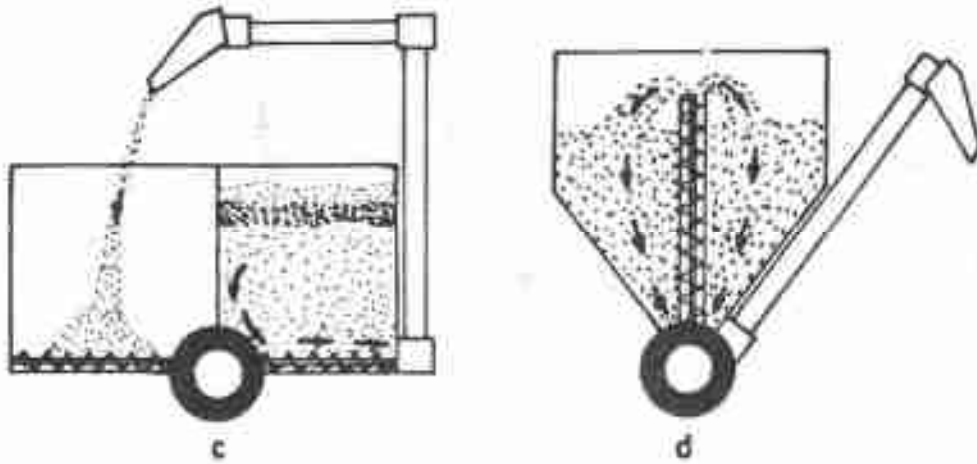
Şekil 2: Pıkap Düzenli Araba



Şekil 3: Pıkap Düzenli Arabanın Yapısal Özellikleri

2. Kurutma amacı ile kullanılan traktör arabaları: bunlar yapay (sunî) ısıtmalı tip araba grubunu oluştururlar. Burada sıvı yakıtlı kurutucu düzen bulunmaktadır. Birimin farı, traktörün kuyruk milinden hareket almakta ve ısıtıcı üniteye üretilen sıcak hava akımı ile kurutma işlemi sağlanmaktadır.

3. Yem karıştırma ve dağıtma işlemini yapan arabalar: Bunlar daha çok taneli materyalin karıştırılması ve boşaltılması için uygun helikon düzenleri ile donatılmış arabalardır.



Şekil 4: Yem Karıştırma ve Dağıtma İşletiminde Kullanılan Traktör Arabası

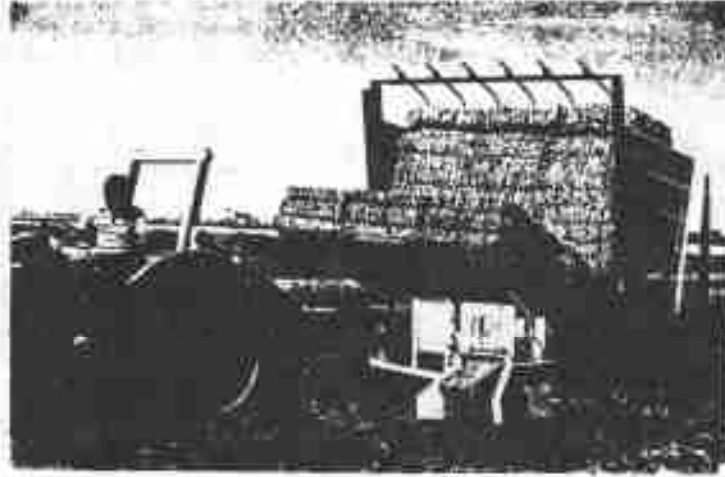
4. Taş toplama amacı ile kullanılan arabalar: Bunlar tarla üst yüzeyinde bulunan taşların toplanmasında kullanılan arabalardır. Örneğin, 2,4 ton taşıma kapasitesine sahip ve hidrolik devirme düzenli bir arabanın genişliği, iş durumunda 6 m, yol durumunda ise 3 m olarak değiştirilebilmektedir.

5. Yüksek devirme düzenli arabalar: Bunların taşıma kapasitesi 10 tona kadar çıkabilmektedir. Çelik kasak tipleri daha çok kullanılmaktadır. Bunlar özellikle gübrenin serpme makinelerinin depolarına ve taneli tahıl tohumunun ekim makinasına boşaltılmasında, ayrıca ambarlara dökme materyalin boşaltılmasında kullanılmaktadır. 2,5 m'den daha fazla yüksekliğe boşaltma yapabilmektedirler. (Şekil:5).



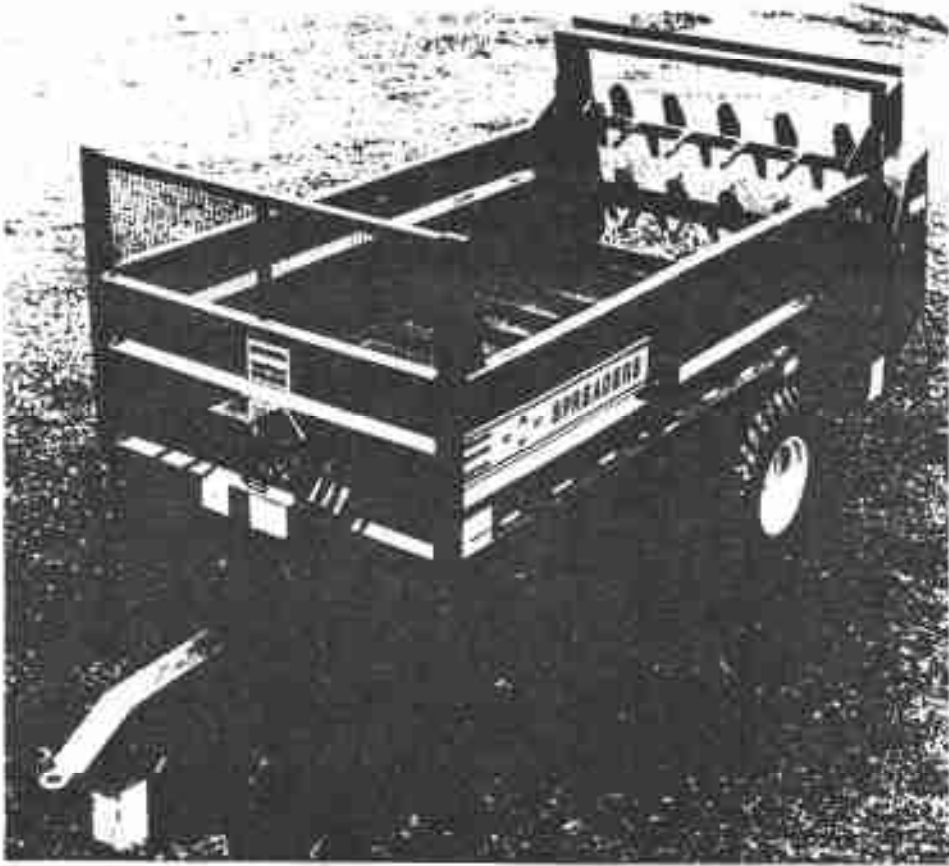
Şekil 5: Yüksek Devirme Düzenli Traktör Arabası

6. Otomatik balya yüklemeli arabalar: Bunlarda çeşitli büyüklükte yüksek basınçlı balyalar, yan tarafta bulunan düzen yardımıyla alınmakta ve özel bir elevatör düzeniyle taşınarak arabaya yüklenmektedir. (Şekil: 6)



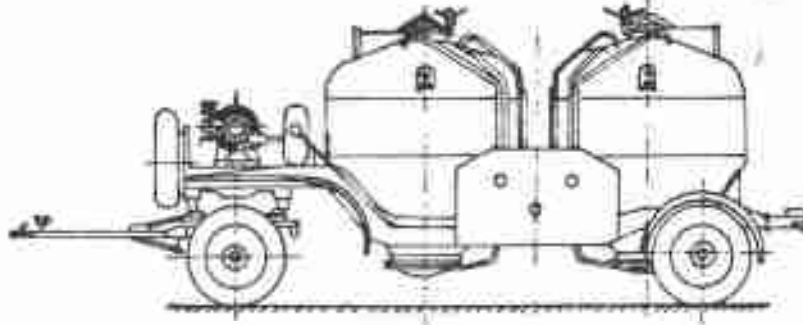
Şekil 6: Otomatik Balya Yüklemeli Araba

7. Çiftlik gübresi serpmeye arabası: Bunlarda platform zemini hareketli olup, ayrıca arabanın arkasına eklenmiş bir serpmeye (dağıtma) düzeni bulunur. Bunlar bir veya iki dingilli olabilmektedir. Bir dingilli olanların taşıma kapasitesi 2 ile 4 ton, iki dingilli olanlar ise 3 ile 5 ton kadardır. (Şekil: 7)



Şekil 7: Çiftlik Gübresi Serpmeye Arabası

8. Özel depolu arabalar; Bunlar su, süt, yakıt, şerbet gibi sıvılar ile çimento, yem vb. materyalin taşınması için özel depoya sahip arabalardır. (Şekil:8)



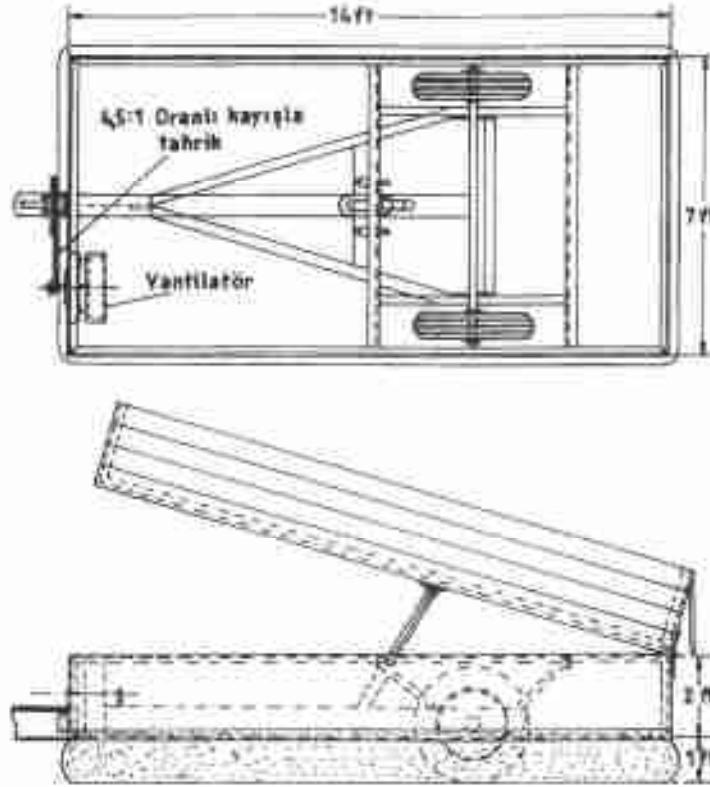
Şekil 8: Özel Depolu (Sarıç) Traktör Arabası

9. Hava Yastıklı Trayler

Havercraft prensibinin tarım makinecilğinde uygulanması ilgi çekici bir olay olmuştur. Bu maksatla başlangıçta çeltik hasat uygulaması öngörülmüş, bundan sonra gübre ve kireç dağıtımında ve daha sonra (trayler + hava yastığı) kombinasyonu üzerinde durulmuştur. (Şekil:9)

Burada (hover+tekerlek) prensibi öngörülmüştür. Sistemde traktörün kuyruk mil vassasıyla çalıştırılan bir fan ile aracın yatağı şişirilmektedir. Normal ve kuru koşullarda ise, tekerlek tüm ağırlığı taşımaktadır. Sistemdeki trayler, normal 5 tonluk trayler şasisine sahip bulunmaktadır.

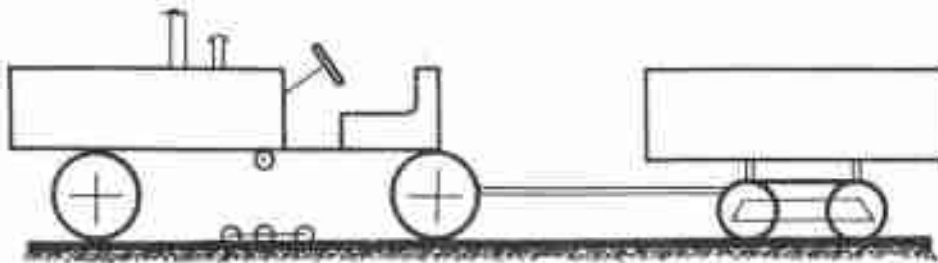
Tekerleksiz höver traylerle 1,5-3 ton yük, kumsal, balçık vb. elverişsiz zemin koşullarında kolaylıkla taşınabilmektedir.



Şekil 9: Hava Yastıklı Trayler

10. Bir dingilli traylerlerin bazı tiplerinde, trayler tekerleği, traktörün hidrolik sisteminden beslenen ve tahrik edilen bir hidrolik motor ile dönmektedir. Tuturma yönünden traktörün zorlandığı koşullarda, bu motor çalıştırılarak, katının kurtarılması sağlanabilmektedir. Burada, bir nevi (geçici olmak üzere) muharrir tekerlekli trayler uygulaması söz konusu olmaktadır.

11. Gerek tekerlekli traktör ve tekerlekli trayler katının çalışmasına uygun olmayan zemin koşullarında (toprağın taşıma kapasitesinin düşük olduğu koşullarda) Tırtılı traktör + tırtılı araba kombinasyonu yararlı olmaktadır. (Şekil: 10)



Şekil 10: Tırtıl Düzenli Traktör Arabası

Arabanın tırtıl düzeni, tırtılı traktörün tırtıl düzenine benzer. Ancak bu düzen esas itibarıyla iki küçük tekerlekten ibaret olup bunların üzerine traktörde olduğu gibi tırtıl geçirilmiştir. Bu küçük tekerlekler bir birine çok yakın olarak yerleştirilmiştir. Bunların arasında traktörlerde olduğu gibi askı ve istinat makaraları bulunmaktadır. tırtıl zincirin değ kısmı tamamen düzdür. Bu küçük tekerleklerin çapı, otomobil tekerleklerin çapı kadar olup, bunlar kalın saçtan prese edilmek suretiyle yapılmıştır. Tırtıl daha geniş olduğundan, toprak ile temas yüzeyi de daha büyüktür. Bu nedenle uygulanması gerekli çeki kuvvetinden önemli bir tasarruf sağlanabilmektedir. Yapılan denemelerde bu tip hareket organının, özellikle yumuşak tarla toprakları üzerinde diğer bütün tekerleklere nazaran daha az çeki direnci gösterdikleri anlaşılmıştır. Bu üstünlük özellikle yumuşak tarla topraklarında ve nemli çayır toprakları üzerinde daha belirgin olmaktadır.

Ancak düzenin arasına kolaylıkla kum dolabilmesi ve bu nedenle çok aşınması ve tamininin daha zor ve pahalı olması bu tip yürüme organının sakıncalarını oluşturmaktadır.

Bazı tiplerde bu tırtıl, arabanın arka tekerlek konumunda bulunmaktadır. Ön tekerlekler yönlendirme işini yapmaktadır. Böylece yükün büyük kısmı tırtıl ile taşınmakta ve araba daha yüksek hız ile seyredebilmektedir.

2.2. Traktör Arabalarının Sınıflandırılması

TS 585 Standard kapsamına giren traktör arabaları dingil durumuna göre; römorklar, yani römorklar olmak üzere iki sınıfa

- Römorklar ise boşaltma tertibatına göre, devirmeli, devirmesiz olmak üzere de iki alt sınıfa ayrılmaktadır.

-Tipler; Yan römorklar dingillerin düzenleme şekline göre; bir dingilli, tandem dingilli olmak üzere iki tipe,

- Yan römorklar faydalı (yük) ağırlığına göre; 500 kg'lık, 750 kg'lık, 1000 kg'lık, 1500 kg'lık, 2000 kg'lık, 2500 kg'lık, 3000 kg'lık, 3500 kg'lık, 4000 kg'lık olmak üzere dokuz tipe,

- Römorklar faydalı (yük) ağırlığına göre; 2000 kg'lık, 2500 kg'lık, 3000 kg'lık, 4000 kg'lık, 5000 kg'lık, 6000 kg'lık olmak üzere altı tipe,

- Devirmeli römorklar devirme yönüne göre; bir yana devirmeli, iki yana devirmeli, arkaya devirmeli, iki yana ve arkaya devirmeli olmak üzere dört tipe ayrılmaktadır.

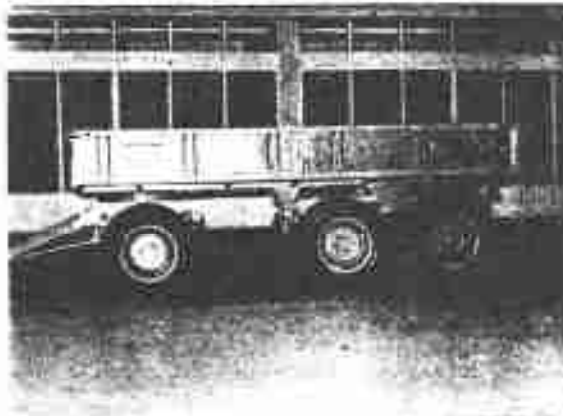
Arabalar ayrıca kasa kısmının yapıldığı malzemeye, kasa zemininin hareketli olup olmadığına ve yönlendirme şekillerine göre de (sabit dingilli

yönlendirmeli traktör arabaları ve merkezden döner yönlendirmeli traktör arabaları olmak üzere sınıflandırılmaktadır.

2.3. Traktör Arabası ile İlgili Tanımlar

(TS-585)'e göre;

Tarım Römorku: (Şekil:11) Tarım römorku bir dingilli, tandem veya iki dingilli lastik tekerlekli, çeki oku butunlan, fren tertibatına sahip, tarım traktörüyle çekilen, yük taşıyan motorsuz bir taşıtır.

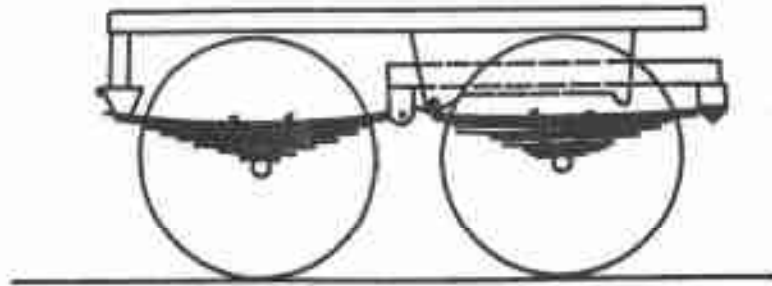
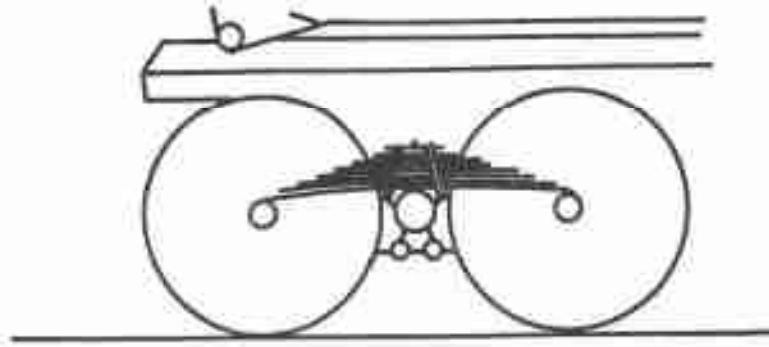


Şekil 11: Tarım Römorkları

Yan Römork (bir dingili veya tandem römork): Yan römork (Bir dingili veya tandem römork) yüklü veya yüksüz ağırlığının bir kısmı traktör tarafından taşınan ve bir veya tandem dingile sahip römorktur.

Römork: Römork, yüklü ağırlığının tamamı tekerlekleri tarafından taşınan tarım römorkudur.

Tandem (ikiz veya ardışık) Dingil: Tandem (ikiz veya ardışık dingil), yan römorklarda, bir dingili yerine görev yapmak üzere ardarda yerleştirilmiş iki dingildir. (Şekil:12)



Şekil 12: Tandem (ikiz veya Ardışık) Dingiller

Faydalı Ağırlık: Faydalı ağırlık, römorkun tipine göre güvenli taşıyabileceği yükün ağırlığıdır (Birimi kg'dır).

Yüksüz Ağırlık (Öz Ağırlık): Yüksüz ağırlık, imalatçı tarafından verilen avadanlık dahil, römorkun kendi ağırlığıdır (Birimi kg'dır).

Yükü Ağırlık: YÜKÜ ağırlık, römorkun faydalı ve yüksüz ağırlıklar toplamıdır. (Birimi kg'dır)

Dingil Ağırlığı: Dingil ağırlığı, yükü ağırlıktan bir dingile veya tandem üzerine düşen ağırlıktır. (Birim kg'dır)

Tam Dönerleme: Tam dönerleme, römorklarda ön dingil ekseninin arka dingil eksenine dik açı yapacak konuma gelmesi durumudur. (Şekil:13)

En Küçük Dönme Dairesi Yarıçapı: en küçük dönme dairesi yarıçapı, tam dönerleme konumundaki römorklarda, ön tekerlek eksenlerinin arka dingil eksenini kestiği nokta; yan römorklarda tekerleklerden birinin zemine değdiği nokta, tandem römorklarda; iki dingil ekseninin orta noktası merkez olmak üzere römorkun en dış noktasının çizdiği dairenin yarıçapıdır. (Şekil:13 a ve b)

En Küçük İz Dairesi Yarıçapı: En küçük iz dairesi yarıçapı tam dönerleme konumundaki römorklarda ön tekerlek ekseninin arka dingil eksenini kestiği nokta; yan römorklarda tekerleklerden birinin zemine değdiği nokta merkez olmak üzere, diğer tekerleğin çizdiği dairenin yarıçapıdır. (Şekil:13 a ve b)

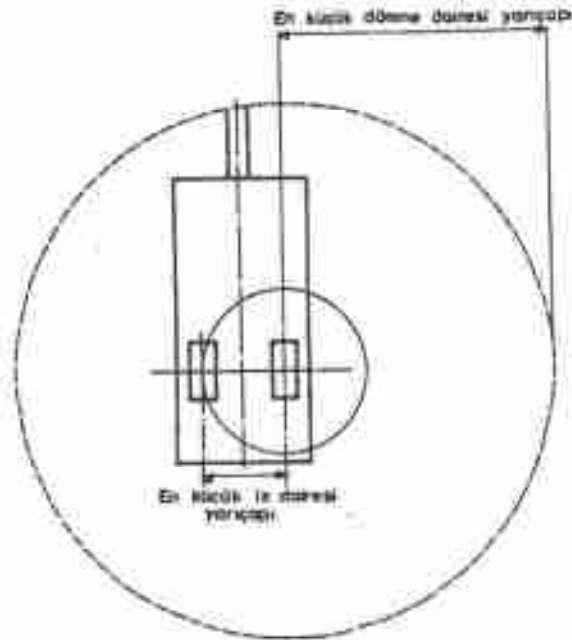
Dönme Genişliği: Dönme genişliği, sert, düz ve yatay bir zemin üzerinde römorkun 180 derece dönebilmesi için gerekli olan en küçük uzaklıktır. (Şekil: 13 a ve b)

İz Genişliği: İz genişliği, bir dingil üzerindeki tekerleklerin durma düzlemine bıraktıkları izlerin eksenleri arasındaki uzaklıktır. (Şekil:14 a)

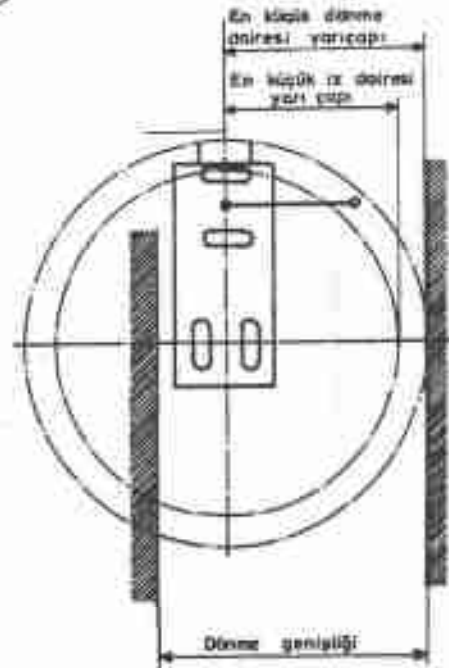
Alt Açıklık (Toprak açıklığı): Alt açıklık, lastikleri anma basıncında şişirilmiş ve faydalı ağırlıkla yüklenmiş, sert, düz ve yatay bir zemin üzerinde duran römorkun zemine en yakın noktası ile zemin arasındaki uzaklıktır. (Şekil:14 b)

Römork Boyuna Orta Düzlem: Römork boyuna orta düzlemi, sert, düz ve yatay bir zemin üzerinde bulunan yan römorklarda, arka dingil orta noktası ile çeki halkası merkezinden, römorklarda ise ön ve arka dingil orta noktalarından geçen bir yatay düzleme dik olan düzlemdir.

Römork Uzunluğu: Römork uzunluğu, çeki oku halkası merkezi römork orta düzleminde ve yatay düzleme paralel durumda iken, çeki oku en dış noktası ve römork en arka noktasına teğet ve römork boyuna orta düzlemine dik iki düzlem arasındaki uzaklıktır. (Şekil:15)



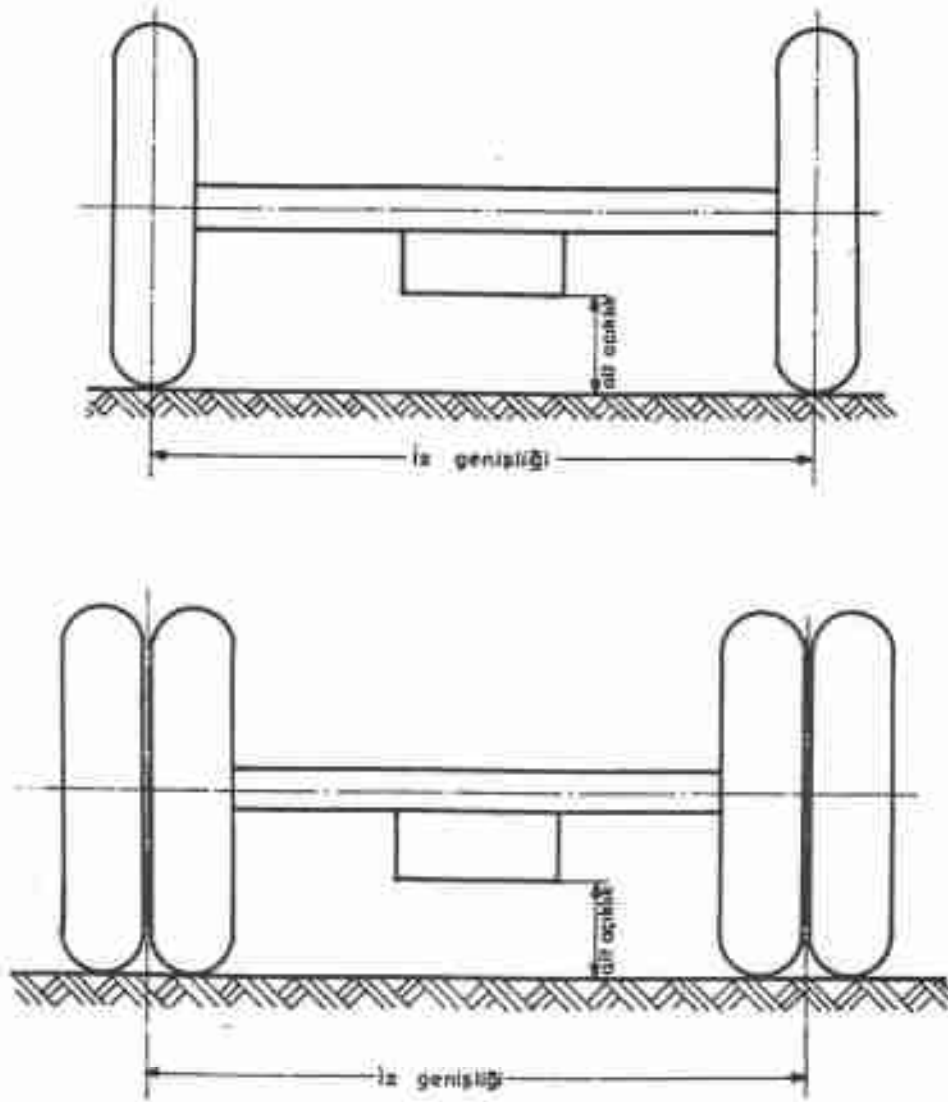
YARI RÖMÖRK



RÖMÖRK

EN KÜÇÜK DÖNME DAİRESİ YARIÇAPI,
EN KÜÇÜK İZ DAİRESİ YARIÇAPI, RÖMÖRK BOYUNA
ORTA DÜZLEMİ VE DÖNME GENİŞLİĞİ

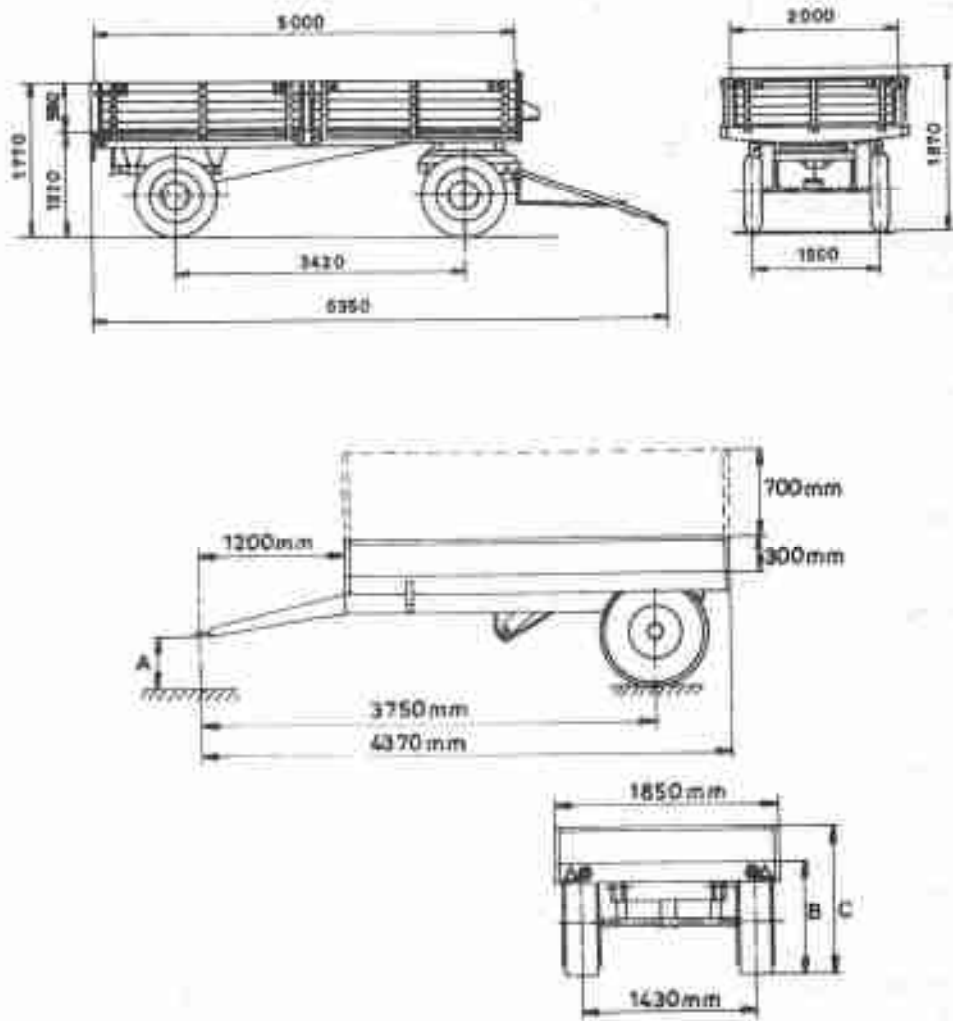
Şekil 13: (a ve b), Arabanın Dönme Karakteristikleri



Şekil 14: Tekerleğin İz Genişliği ve Alt Açıklık

Römork Genişliği: römork genişliği, römorkün en sağ iki yanına teğet ve boyuna orta düzleme paralel iki düzlem arasındaki uzaklıktır.

Römork Yüksekliği: römork yüksekliği, lastikleri anma basıncında şişirilmiş, sert, düz ve yatay bir zemin üzerinde (yan römorklarda kasa yatay durumda) duran boş römorkün en yüksek noktasının zemine olan düşey uzaklığıdır.



Şekil 15: Römork Ölçüleri

Kasa Hacmi: Kasa hacmi, römorkun ilâve kapakları takılmamış durumda kasesinin içten içe, uzunluk, genişlik ve yüksekliklerinin çarpımı ile bulunan değerdir. (Birimi metreküp'dür)

Döner Tertibatı: Döner tertibatı, römorkların yönlendirilmesini sağlayan ve düşey bir eksen etrafında dönebilen çember bir yatak içerisine yerleştirilmiş çelik bilyelerden meydana gelen tertibattır.

Döner Tertibatı Yarıçapı: Döner tertibatı yarçapı, bilye merkezi ile döner tertibatı merkezi arasındaki uzaklıktır.

Işıklar: Traktör arabasının arkasında iki kırmızı stop lambası, iki üçgen reflektör, iki sinyal (dönüş lambası) ve plaka lambası bulunmalıdır. (Trafik tüzüğüne 20 km/h'den az hızla seyreden araçlarda stop lambası aranmamakta ise de güvenlik nedeniyle bu lambanın kullanılması yararlı bulunmaktadır).

2.4. Traktör Arabalarının Önemli Özellikleri

Traktör arabası, traktörle birlikte en rasyonel şekilde ve çok yönlü hizmetlerde kullanılan bir ekipmandır. Kapasite olarak 500 kg'dan 12 tona kadar değişen, saç kasa, ahşap kasa ile geriye veya yana devirmeli tipleri imâl edilip kullanılmaktadır.

Günümüzde, tarımsal mekanizasyon uygulamaları içinde (traktör+araba) kombinasyonu bir taşıma katan oluşturmakta ve bir çok yönden de genel uygulamalar içerisinde ayrıcalık getirmektedir. Bunlar şöyle özetlenebilir.

1. Traktör arabası, tekerlekli bir araç olup tarımsal ekipman içerisinde yıllık çalışma süresi en çok olan araçtır.

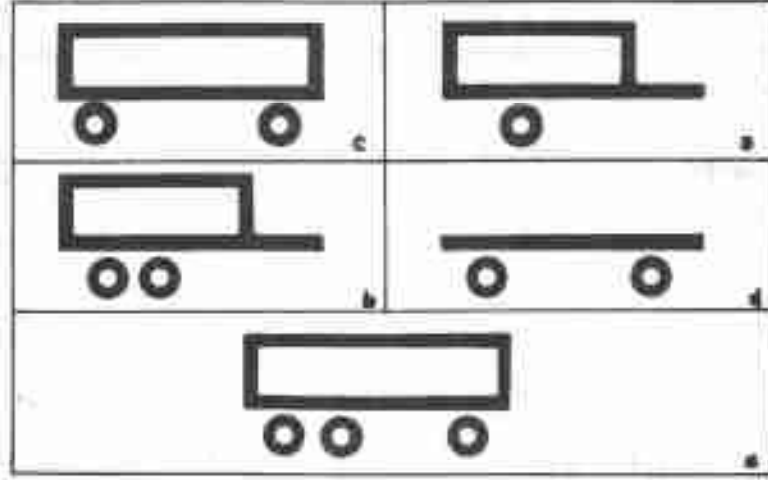
2. İlk hareketinde daha yüksek direnç gösteren ve hızı arttıkça bunun değeri azalan araçlardan birisidir.

3. Seyir hızı en yüksek olan tarımsal araçtır.

4. İnsan, tarım alet ve makineleri dahil, her türlü ürün, malzeme ve materyali taşıyabilen bir araçtır.

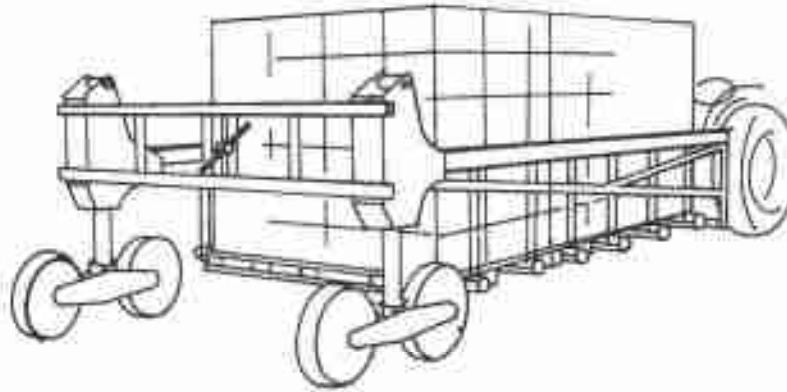
5. Şehirlerarası yollarda seyredebilen bir araçtır. Seyir hızının yüksekliği nedeniyle karayolları trafik nizamnamesinde ön görülen özelliklere sahip olması zorunlu olan bir tarımsal araçtır.

Uygulamada daha çok (Şekil:16) da görülen yapı özelliklerine sahip arabalar kullanılmaktadır. Burada; (a) standard (klasik) bir dingilli araba, (b) tandem dingilli araba, (c) standard iki dingilli araba, (d) kasasız (düz platformlu) araba, (e) tandem dingilli araba görülmektedir.



Şekil 16: Değişik Yapı Özelliklerine Sahip Arabalar

Uygulamada daha başka değişik tip traktör arabaları da kullanılmaktadır. Geniş meyve bahçeleri için geliştirilmiş, sandık taşımaya uygun ve özel amortizasyon düzenli bir araba (Şekil 17) de görülmektedir.



Şekil 17: Özel Amortizasyon Düzenli Araba

2.4.1. Bir ve İki Dingilli Traktör Arabalarının Özellikleri

İki dingilli klasik traktör arabaları (Şekil: 16) aşağıdaki özelliklere sahiptir.

1. Traktörçekir tip ekipman prensibi ile bağlanan bu tip arabalar yüksek taşıma kapasiteleri için daha elverişlidirler.

2. Aynı taşıma kapasitesinde olan bir dingilli tiplere göre daha geniş yük taşıma yüzeyine (platform alanına) sahiptirler. Bu özellik, hacim ağırlığı az olan ot, saman vb. yığın ürünler için önemlidir.

3. Tarlada kolayca tespit edilebilirler.

4. El ile manevra yaptırılması daha az zahmetlidir, yarı daha kolaydır.

5. Traktörün çeki düzenine kolayca bağlanabilirler. Buna karşın;

a) Daha büyük dönme alanına ihtiyaç gösterirler.

b) Traktörle manevra yapmada özellikle geri gidişlerde zorluk gösterirler.

c) Kısa ve keskin dönüş güvencesi daha azdır.

d) Burulmaya karşı esnek şasi ile donatılması gerekmektedir. Bunun için yapılarında genellikle açık ve dışa dönük profiller kullanılır.

e) Şasisinin dingillere yaylı bir düzende bağlanması gereklidir.

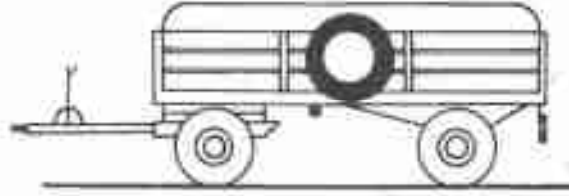
6. İki ve daha fazla arabanın bir biri arkasına bağlanarak bir traktör tarafından çekilmeleri olmaktadır.

7. Ön dingil yönlendirme işini yapar. Arkaya çit dingil konursa kapasite 10 ve hatta 12 tona kadar çıkarılabilir.

8. Bunlarda kasalar üç yöne devirmeli olabilir. Bunlar taneli ürün taşımaya da uygundur.

9. Küçük ve orta kapasitelerinin yan kapakları çıkarılabilirler. Böylece düz bir yükleme platformu durumu sağlanmış olur.

İki dingilli traktör arabaları, oldukça yaygın olan tiplerdir. Özellikle B.Amerika'da çok kullanılmaktadırlar.

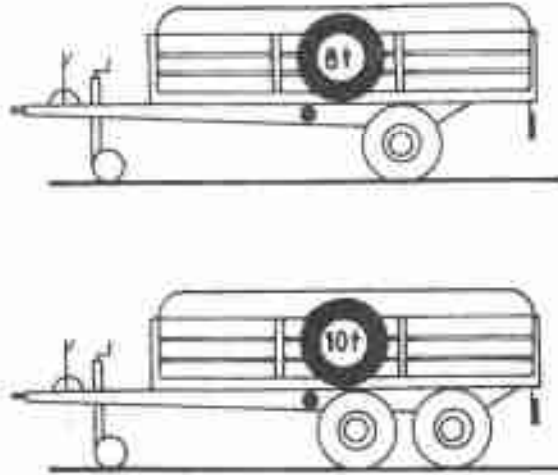


Şekil 18: İki Dingilli Traktör Arabası

Bir dingilli traktör arabası ise (Şekil:19) aşağıda sıralanan özelliklere sahiptir:

1. Traktöre yan asılı tip bağlantı ile bağlanan bu tip araba iki dingilli arabadan daha üstün manevra yeteneğine sahiptir ve küçük çiftlik avlularında dahi traktörle manevra yapılması mümkündür ve daha kolaydır. Küçük tipleri seralarda kullanılabilir.

2. Burulmanın az olması nedeniyle çasisi daha katı yapılabilir ve hafif yapıyı da sağlamak için kapalı profiller kullanılabilir.



Şekil 19: Bir Dingilli Traktör Arabası

3. Genellikle yapısı iki dingilliye nazaran daha rijit, daha basit olup daha ucuzdur. Tek dingilli trayler kural olarak daha hafif yapıdır. Aynı faydalı yük kapasitesi için, bunlar iki dingilli tipten % 30-40 kadar daha az öz ağırlığa sahiptirler.

4. Kasa boyunun kısa olması nedeniyle kasanın devrilir tip yapılması daha kolaydır.

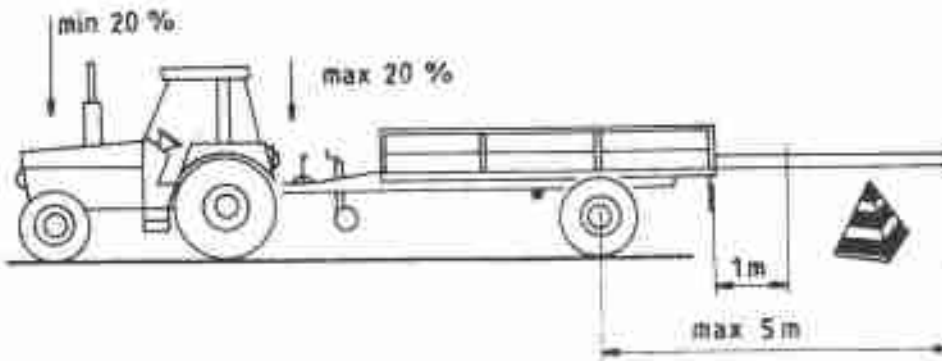
5. Bağlanmış durumda traktörün tutunmasını iyileştirir. Klasik tip bir dingilli arabada, toplam ağırlığın yaklaşık 1/3'ü traktörü etkiler. Ağırlığın yaklaşık 2/3'ü de arabanın iki tekerleği tarafından taşınır. (Şekil:20) Bu nedenle bir dingilli arabanın kullanılması daha gelişmiştir. Buna karşın;

a) Taşıma kapasitesi sınırlıdır.

b) Tarlada tespit edilmesi zordur.

d) Traktörün çeki noktasında arabanın yapım özelliklerine ve yük miktarına bağlı olarak traktörü etkileyen düşey kuvvetler, traktörün arka aksını aşırı derecede yükleyebilir veya traktörün uzunluğuna stabilitesini olumsuz olarak etkileyebilir.

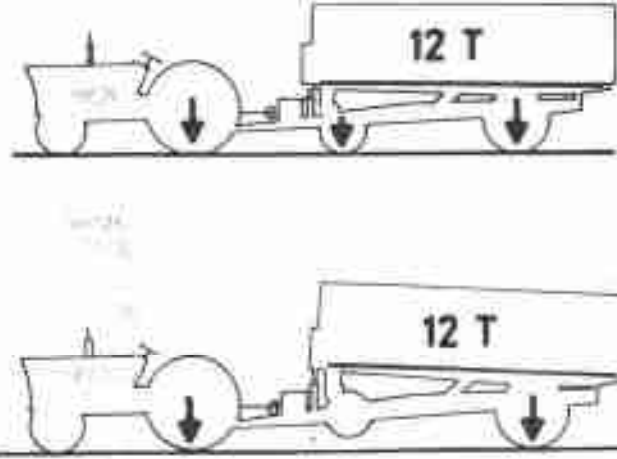
Manevra kabiliyeti çok iyi olan bir dingilli arabalar, taşıma ekipmanının en basit olanlarıdır. Küçük ve orta tarım işletmelerinde ve özellikle Avrupa ülkelerinde çok kullanılmaktadırlar. Genellikle bu tip arabalar, küçük ve orta kapasitelidirler.



Şekil 20: Bir Dingilli Arabanın Traktör Bağlantı Özelliği

2.4.2. Ara Tip (iki veya dört tekerlekli) Traktör Arabası

Bu tip trayler büyük kapasiteli olup, çalışma koşullarına göre, 2 veya 4 tekerlekli duruma getirilebilmektedir. (Şekil 21)



Şekil 21: Ara Tip Trayler

Örneğin 12 tonluk yük, normal koşullarda 4 tekerlek üzerinde güvenle taşınabilir. Bu durumda ve sert yol koşullarında hem araba lastiklerinde ve hem de traktör lastiklerinde fazla aşınma söz konusu değildir. Ancak normal ve klasik bir trayerin iki katı kadar böyle büyük bir yük, nemli toprak koşullarında traktörün aşırı patinaja tutulmasına neden olabilmektedir.

Aynı yükü bu trayerin iki tekerlekli durumunda traktörün aderansı çok iyileştirilir ve bu klasik trayerin 2 katı yük, kumsal koşullarda kuma gömülmeden ve aşırı patinaja tutulmadan aynı traktör tarafından taşınabilir. Şekilde görülen trayerin taşıma kapasitesi (tahtalı yük) 12 ton, taşıma hacmi (normal kapak yüksekliği ile) 11 m³, yükseltilmiş ek kapak ile 14 m³, öz ağırlığı 3400 kg ve dingil çapı 100 mm olup, hidrolik frenle donatılmıştır.

Bu tip trayler traktör güçlerinin ve hasat makinelerinin kapasitelerinin büyümesi karşısında onlara cevap verebilmek için geliştirilmiştir. Bunlar hem tarım sektöründe ve hem de inşaat mühendisliği hizmetlerinde kullanılabilirler.

Yol koşullarında 4 tekerlek durumunda ön tekerlek, traktörü etkileyen ağırlığı azaltır ve bu koşulda traktör yüksek hız ile güvenle seyredebilir. Buna karşın 2 tekerlekli durumda yapılan etki ile traktörün aderansı artırılır ve özellikle tarla koşullarında patinaj azalır.

Bu arabanın fiyatı, klasik 6 tonluk bir dingilli iki arabanın fiyatından daha ucuz olmaktadır. (Büyük traktör+bu tip 12 tonluk araba) fiyatı, tüm tekerlekleri muharrik 12 tonluk bir kamyonun üç defa daha ucuz (yaklaşık) olmaktadır.

Sonuçta bu uygulamada taşımacılık daha ekonomik, (ton-km) maliyeti daha düşük olmaktadır.

3. TARIMSAL TAŞIMACILIKTA SAĞLANAN TEKNİK GELİŞME

3.1. Kızaklar

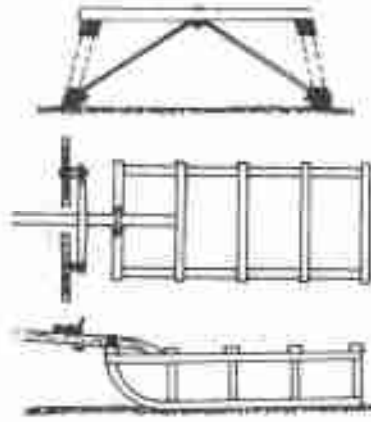
Kızaklar ilk taşıma aracını oluşturmuşlardır. Bunlar tekerleksiz basit araçlardır. İlk defa insanlar taşıyacağı eşyayı sürüklemeyi düşünmüşler ve bunun için de çeki hayvanlarından yararlanmışlardır. Günümüzde dahi, örneğin ağaçların ormanlarda yola kadar taşınması bazen bu şekilde yapılmaktadır. Doğal olarak bu şekil bir taşıma, yükün boyu boyunca ve genişliğince büyük bir sürtünme oluşturmaktadır. İşte bu büyük sürtünmeyi azaltmak amacıyla evvelâ kızaklar ve sonra kızaklar imâl edilmiştir.

Kalın kar tabakaları üzerinde kızaklar, insan ve eşya taşınacılığında (Doğu Anadolu'da kış döneminde) olduğu gibi, hemen yegane taşıma aracı olarak kendini gösterirler. İnsan taşımak için olan kızaklarla genellikle 4 insan taşınır. Eşya için olanlar da yaklaşık buna denk bir ağırlıktaki eşyayı taşırlar. Kızaklar bir çift at ile çekilirler.

Kızakların alt kısmında bir çift kayıcı taban bulunur, kızak ağaçları bunların üzerindedir. Kızağın tümü bunlar üzerinde hareket eder, taban ağaçlarının uç tarafları kavisi bir şekilde bükülmüş olup, bunların sağlamlığını artırmak için yan taraflardan birer kavisi lama demiri ile ayrıca takviye edilmişlerdir.

Taban ağaçlarının alt tarafında kalınca (biçü ve fonksiyon yönünden araba tekerleğinin şurasına karşılık olan) ve yerde sürüklenen bir lama demiri daha mevcuttur ki, bu da hem sağlamlığı artırır ve hem de kaymayı kolaylaştırır.

Kızağın alt kısmı gürgen ağacından yapılmıştır. Çünkü gürgen, sert ağaçları en ucuzudur ve meşe ağacına nazaran daha hafiftir. (Şekil:22)



Şekil 22: Kızak

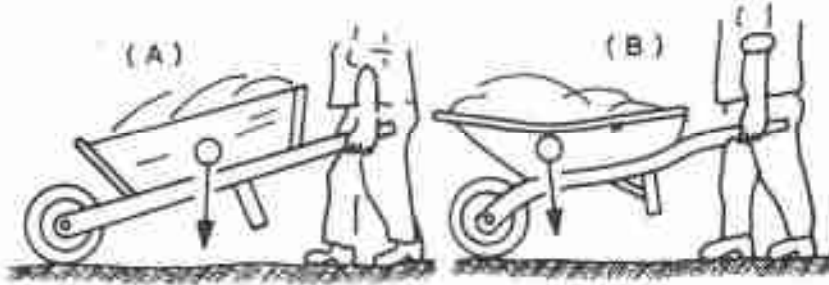
3.2. El Arabaları

Tarım kesiminde insanlar tarafından çekilen ve itilen ilk taşıma araçlarından birisi de el arabaları olmuştur. Bunlar tekerlekler yardımıyla kızaklardaki büyük sürtünmeyi azaltmak ve yükün taşınmasını kolaylaştırmak amacıyla geliştirilmiş araçlardır. Zaten taşınacılık alanında tekerleğin keşfi, en büyük buluşu oluşturmuştur. Tekerlek ilk defa Orta Asya'da, yaklaşık milattan 5000 yıl kadar önce kullanılmıştır. Daha sonra tekerlekten yararlanan bölge Doğu Asya'dan Akdeniz Bölgesine kadar uzanmıştır. Merkezi Avrupa'da ise, ancak Milattan 2000 ile 800 yıl önce tanınabilmektedir. El arabaları, küçük yükler ve kısa mesafeler için uygun taşıma araçlarıdır. Tarım kesiminde genellikle işletme içi taşınacılığında kullanılırlar. Güç kaynağı insandır. İlk meydana getirilen tekerlekli arabalardan sonra 2 ve 4 tekerlekli arabalar da geliştirilmiştir. Hien-Yue isimli Çinli bir kitabın verdiği bilgiye göre, el arabasının mucidi Çinli'dir. Fakat bugün el arabaları bütün dünyaya yayılmıştır. Şekilleri değişik ülkelerde az çok değişirse de, başlıca iki esas tip kabul edilmiştir.

a) Taşınan yükün ağırlığının bir kısmı tekerlek üzerinde ve diğer kısmı insanın kollarına yüklenmiş arabalar (Şekil 23-A)

b) Taşınacak yükün ağırlığının tamamı tekerlek üzerinde bulunan arabalar (Şekil 23-B)

İkinci tip daha ziyade hacimli yükler için, birinci tip ise daha çok yoğun yükler için uygundur. Her iki şekilde de insan, yükü tekerleğin yardımıyla kolayca itmek veya çekmek suretiyle taşıyabilmektedir. Fakat ikinci durumda insanın yükü kaldırmaya sarf ettiği kuvvet azdır. Birincisinde ise uygulanan kuvvet biraz daha fazladır. Çünkü burada yükün ağırlığı tekerlek ve insan kolları arasında taksim edilmiş bulunmaktadır.



Şekil 23 : A ve B El Arabaları

3.3. Kağnılar

Tarım sektöründe hayvanın çeki kuvvetinden yararlanılarak taşımacılıkta kullanılan araçlar, genellikle iki tekerlekli ve dört tekerlekli olarak gruplandırılabilirler. Bunların yapı tarzları farklıdır. Bunlar da, başlıca iki gruba ayrılırlar.

1. Levhavi tekerlekli arabalar (kağni),
2. Tekerlekleri parmaklı olan arabalar.

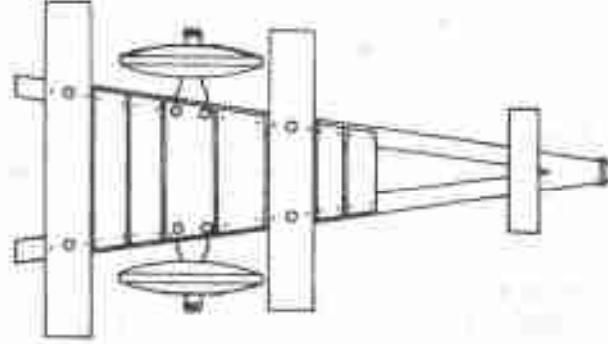
Bu sınıflandırmadan başka bu araçları;

a) Tekerlekleri dingil ile beraber dönenler (dingilli dönebilen tipler);

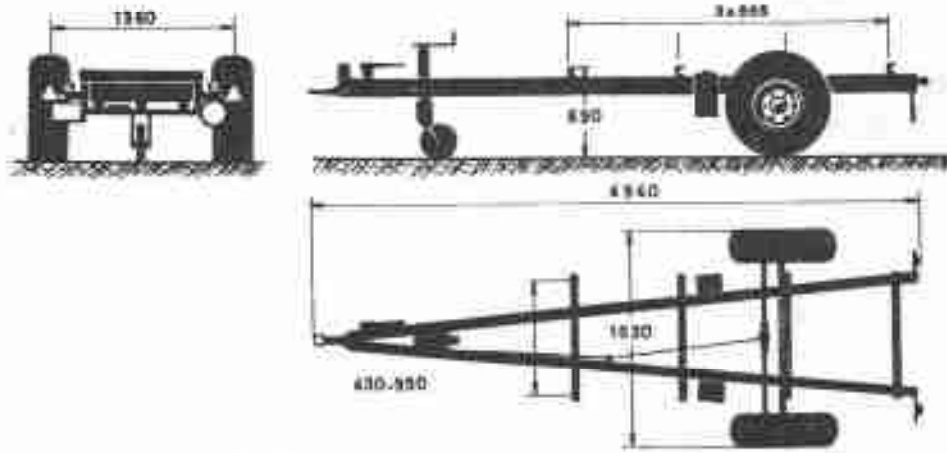
b) Tekerlekleri dingil üzerinde dönenler (dingilli sabit) diye ayrıca iki gruba ayırmak da mümkündür.

Kağnılar tarımsal taşımacılıkta ilk kullanılan araçlardır. Bunlar aynı zamanda günümüzün geliştirilmiş iki tekerlekli traktör arabalarının başlangıç tiplerini oluşturmuşlardır. Eski kağnılar, levhavi tekerlekli ve tekerlekleri dingile sabit olarak bağlanmış, dingilli dönebilen taşıma aracı durumunda idi. Zaman içerisinde dingilli sabit kağnılar da geliştirilmiştir.

(Şekil:24) de bir çiçek dahilinde çizilmiş kağni gösterilmiştir. (Şekil:25) de ise modern bir dingilli traktör arabasının yapısal özellikleri ve başlıca ölçüleri gösterilmiştir ve verilmiştir. Bu şekiller yardımıyla bu iki aracın tasarım özellikleri yönünden bir birine çok benzediği ve yakın olduğu kolayca anlaşılabilir.



Şekil 24: Kağrı



Şekil 25: Bir Dingilli Traktör Arabası

Kağrıların yapımı çok basit ve kolay olup, mevcut arabaların en ucuzudur. Yapısal yönden değerlendirilmede, bir kağrı aşağıdaki üç ana kısımdan oluşmuştur. Şasi, bir çift tekerlek ve dingil.

1. Şasi Kısmı

Şasi, iki tekerlekli kağrılarda A şeklinde (Çatal şeklinde) birleştirilmiş iki kalastan oluşmuştur. Araları tahta, yanları da direklerle bezenmiştir. Yan direkler arası genellikle bez, hasır ya da ağlarla kapatılmıştır. Kağrı oldan çamdan yapılmıştır.

Bu alt şasi aynı zamanda yükleme alanı, kağırı oku ve çeki ağaçları olarak da kullanılmaktadır. Bu çatalvari olarak birbirine birleşmiş olan ve yükleme alanının tabanını oluşturan kısım, Türkiye’de ve Avrupa’da imâl edilen dört tekerlekli at arabalarının yalnız ön ve yalnız arka birimlerine (kısımlarına) çok benzemektedir. Demek oluyor ki ta eski zamanlardan beri bu parçanın şeklini değiştirmemesi, bu yapı tarzının uygun bir biçim oluşturduğu fikrini vermektedir.

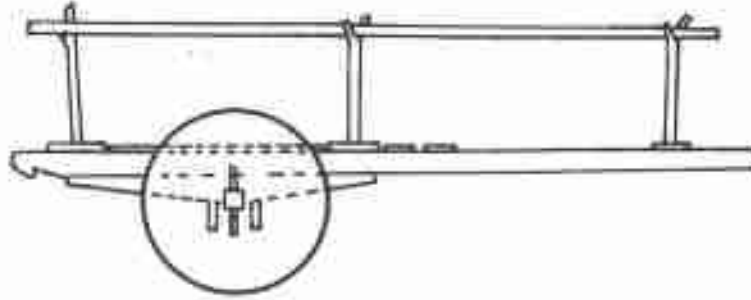
2. Levhavi Tekerlek

Bu tekerlekler 3 ilâ 4 bölmele kalın ahşabın yuvarlak biçimde yanyana eklenmesinden oluşmuştur. Bazı tekerleklerin orta kısmı kalın, kenarlara doğru ise incelmeye görünümü verilmiştir. Orta kısmı, dingilin geçtiği 4 köşe bir deliğe sahiptir. Tekerlek mîlle beraber döner. Meşe ya da gürgen ağacından yapılan tekerleğin çevresine genellikle bir şına demiri geçirilmiştir.

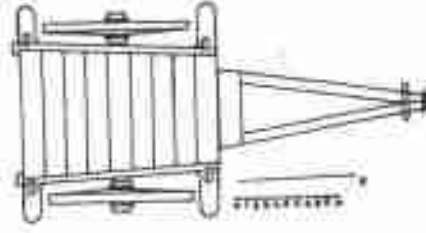
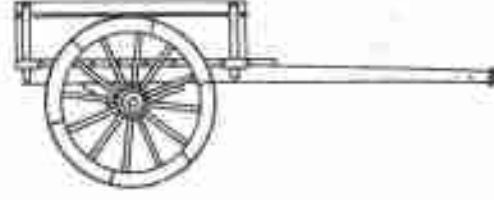
3. Dingil

Kağırı dingili; meşe, gürgen, karaağaç ya da dişbudaktan yapılır. Gürgen dingiller daha ucuz, dişbudak olanlar daha dayanıklı ve daha pahalidir.

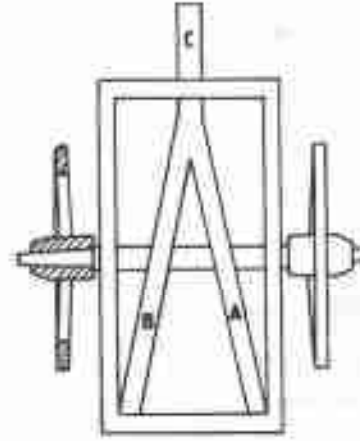
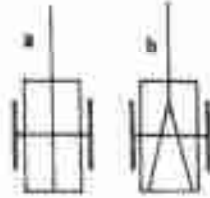
Ülkemizde bölgelere göre farklı kağırı tipleri geliştirilmiştir. Örneğin, Orta Anadolu tipi kağırlarda (Şekil 26), tekerlekler levhavi ise de, dingil demirdendir ve sabittir. Tekerlekler bu dingil üzerinde dönerler.



Şekil 26. Ankara Çevresinde Kullanılan Bir Kağırı



Şekil 27: Adana Civan Kağırsı



Şekil 28: a Süleymaniye Tipi Kağırsı - Şekil 28:b Filyos Tipi Kağırsı

Adana tipi kağırsılarda (Şekil:27) döngüler genellikle demirden yapılmıştır ve sabittir. Tekerleklerdeki parmak sayısı 12 dir. İspitler 6 parçadan oluşmuştur ve üzerine şina demiri geçirilmiştir. Şina genişliği diğer tiplerden daha fazla olup 7 cm kadardır. Bunların tekerlekleri de diğer tiplerden daha büyük olup çapı 1,5 m kadardır. Böylece fazla kili, yapışkan ve ağır toprakların, bol yağışlı koşullarda (çamur halinde) gerek çamurda batmamak ve gerekse döngünün yere sürtünmesine mani olmak maksadıyla tekerlekler büyük çaplı ve şinalar geniş olarak yapılmıştır.

Bu kağınlarda 2,5 ton kadar yükün taşınacağı söylenmektedir. Bunlarda çeki hayvanı olarak hemen genellikle manda kullanılmaktadır, (Şekil: 28.b) de görülen ve Karadeniz Bölgesinde kullanılan Filyos tipi kağınlarda dönebilen ağaç dingil yerine, sabit bir ağaç dingil kullanılmıştır. Parmaklı tekerlekler ağaç dingil üzerinde dönmektedirler. İspitler 4 parçadan müteşekkül olup, diğerlerine nazaran daha genişler (14-15 cm kadardır). Bunlarda da tekerlekler 12 parmaktır. Üzerine şırına demiri geçirilmiş tekerlekleri nadiren tesadüf edilmektedir. Bunların Orta Anadolu kağınlarından bir diğer farkı da yükleme alanının 4 köşe oluşudur. Tekerleklerin çapları, Orta Anadolu kağınından biraz daha büyük ve Adana kağınlarından biraz daha küçük olup yaklaşık 110-120 cm dir. Bu tekerlekler eksenliya kara ağaçtan yapılmıştır. Dingili keza karaağaç veya gürgendir. Ok ise meşedir. Çeki hayvanı olarak öküz ve manda kullanılmaktadır.

İzmir ve Balıkesir bölgesinde kullanılan kağınlarda (Süleymaniye tipi) ok bir tek düz ağaçtan ibarettir. Halbuki Filyos tipinde okun dingil tarafı çatal şeklindedir. Ayrıca Süleymaniye tipinde, üst sepet kısmı 4 köşe bir kutu şeklinde olup, her tarafı tamamen kapalıdır. (Şekil 28.a)

Kağınların en önemli sakıncası dengesiz yükleme oluşturmaktır. Kağınının tam olarak dengeli yüklenmesi ve yükün ağırlık merkezinin olabildiğince tam dingile isabet etmesi gerekir. Bu durumda hayvanın omuzuna gelen yük ve etkisi en az olur. Aksi takdirde, ön tarafa fazla yük gelirse, hayvanların omuzuna fazla yük biner ve hayvanlar yükü yalnız çekmek için uğraşmayıp aynı zamanda, bunun bir kısmını da taşımak zorunda kalırlar ve böylece daha fazla zorlanmış olurlar.

3.4. Dört Tekerlekli Arabalar

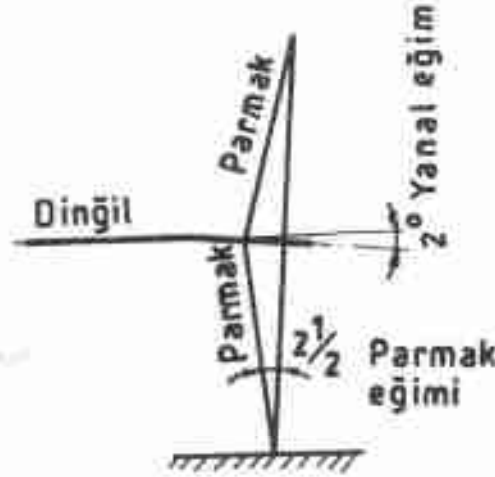
Bu arabalar genellikle parmaklı tekerleklerle ve sabit bir dingile sahiptirler. Tekerlekler bu sabit dingilin üzerinde dönerler. Günümüzde dahi bazı tarım işletmelerinde kullanılan bu arabalarda (daha çok) atlar çeki hayvanı olarak kullanılmaktadır. Bunlar, iki veya dört tekerlekli ahşap, demir veya lastik tekerlekli ve çeşitli kasa tiplerinde olmak üzere çeşitlenirler. Arabaların ait önemli yapısal özellikler aşağıda özetlenmiştir.

1. Arabalarda döndürme düzeninin, araba sandığının-kasasının altından dönebilmesi için ön tekerlek çapları arka tekerlek çaplarından 10 ile 20 cm kadar daha küçük olmalıdır.

2. Kumsal toprak koşulları için, çapları 140 cm'ye ulaşan büyük tekerlekler kullanılmaktadır. Kural olarak demir çemberli tekerleklerde, çapın büyük olması tercih edilmektedir. Demir tekerlekli arabada taşınacak maksimum yük 150 kg/cm (çemberin genişliği) kadar olmalıdır.

3. Normal koşullarda lastik tekerlekler dahil, 80-85 cm çaplı tekerlekler tercihan kullanılmaktadır. Yapılan denemeler, 70,75 ve 80 cm çaplı tekerleklerin geliştirdiği çeki dirençlerinin yaklaşık aynı değerde olduğunu göstermiştir.

4. Araba tekerleklerinde parmaklar tekerlek miline dik olarak değilde yaklaşık 87,5 derecelik bir açı ile bağlanmaktadır. (Şekil: 29) Bu eğim tekerleğin dayanıklılığını ve direncini artırmaktadır.



Şekil 29: Tekerlek Parmak Eğimi

5. Levhavi (dolma) tekerlek, tekerleğin en ilkel şeklini oluşturur. Tekerlek yapısında, dinçilin önemli miktarda yükü desteklemesi ve taşıması gereklidir.

6. Aynı çaplı olmak koşulu ile demir parmaklar ahşap parmaklardan yaklaşık 5 kat daha fazla esnekliğe sahip bulunmaktadır.

7. Tekerleğin aşağıdaki parmakları çeki etkisine maruz değildir. Çeki etkisi üstteki parmaklar tarafından desteklenmektedir.

8. Büyük çaplı tekerleklerde parmaklar, iki düzlemde yerleştirilmişlerdir. Benzer çaplı tekerleklerde ise parmaklar tek bir düzlemde yerleştirilmişlerdir. Bu durumda arazinin eğiminden veya tekerleğin bir taş vb engebeye çarpmasından kaynaklanan yanıl kuvvetlere karşı dayanıklılığı azalmakta ve bu etki ile eğrilebilmektedir. Bu sakıncayı önlemek amacı ile, tekerlek göbeği düz bir demir çemberde çevrilmiş ve parmak uçları sıkıştırılmış olmalıdır.

9. Yapılan deneylerde, demir çaralı ahşap tekerleklerin yuvarlanma direncinin, lastik tekerleklerden yaklaşık 1,5...2,8 kat daha fazla olduğu saptanmıştır. Bilyalı yataklar, çeki direncini % 0,5-1 kadar azaltmaktadır. Buna karşın aşınmış kayma yatakları, iyi durumdaki yataklara nazaran, çeki direncini olumsuz etkilemekte ve onu % 12 ye kadar arttırabilmektedir. Uygulamada saptanan değişik tip yataklar donatılmış değişik tip tekerleklere ait çeki direnci değerleri Çizelge:1 de verilmiştir.

Çizelge 1: Değişik tip tekerleklere ait çeki direnci değerleri

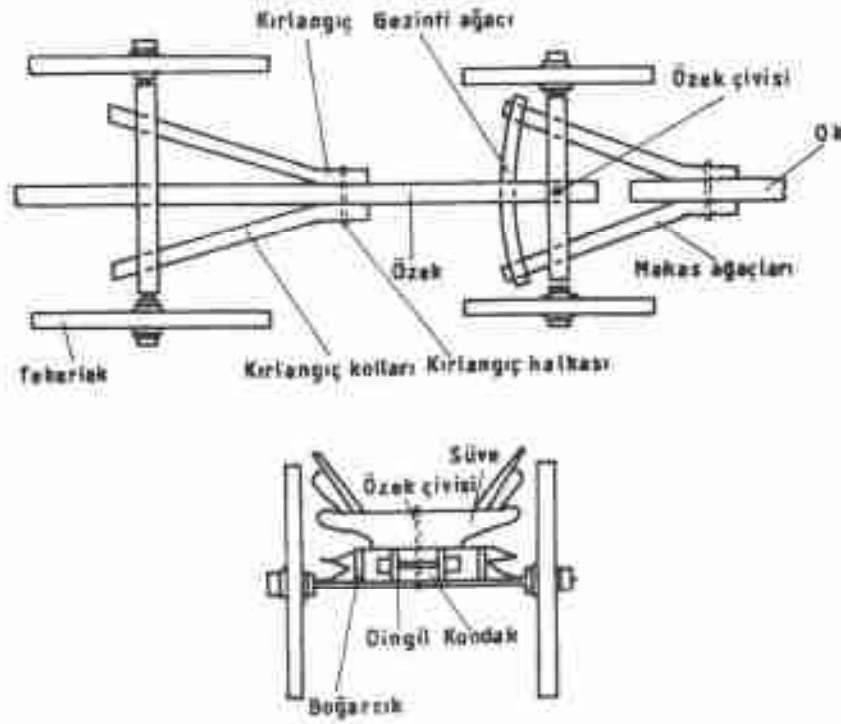
| Toprak Çeşidi | Lastik Tekerlek (kgf) | Demir Çemberli Tekerlek | |
|---------------------|--------------------------|-------------------------|------------------------|
| | | Bıyık Yataklı (kgf) | Kayma Yataklı (kgf) |
| Bıçılmış araz tarla | 100 | 180 | 185 |
| Çayırık | 100 | 172 | 176 |
| Köy yolu | 100 | 168 | 203 |
| Asfalt | 100 | 121 | 164 |

Yapısal olarak at arabaları iki ana kısımdan oluşurlar. A.Alet düzen, B. Üst Düzen (Şekil-30)

A. Alt Düzen

Arabalarda alt düzen, aşağıda sıralanan elementlerden oluşur:

1. Ok (çeki hayvanlarının arabaya koşulmasını ve yönlendirilmesini sağlar).
2. Kırtangıç kolları (arka dingilin özek ağacına sabit (rijit) olarak bağlanmasını sağlayan kollar).
3. Özek ağacı (iki dingil arasında uzanan ve arabanın ana şasisini oluşturan parça).
4. Gezinti ağacı (Makas ağaçlarının uçlarını bağlayan ve özek ağacına sürtünerek okun ucunun aşağıya düşmesini önleyen parça).
5. Makas ağaçları (okun dingile bağlanmasını sağlayarak yönlendirmeye yardımcı olurlar).
6. Özek çivisi (ön dingilli, özek ağacı ve yastıkları birleştiren ve yönlendirme için bir oynağ nokta oluşturan metal bir parçadır).



Şekil 30: Dört Tekerlekli At Arabası

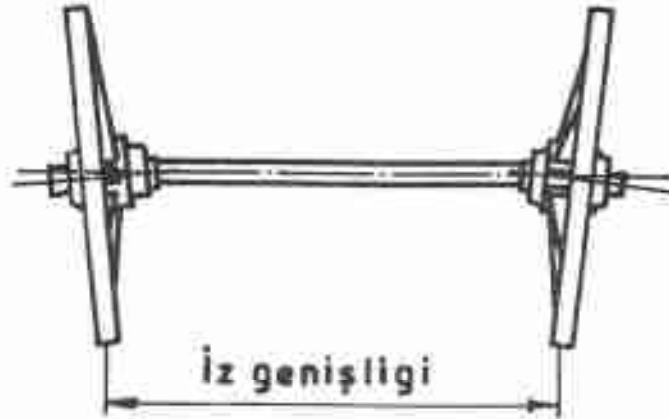
B. Üst Düzen

Üst düzeni çeşitli tip kasalar oluşturur. At arabalarında kasa, sabit ya da yaylı olabilmektedir. Kasa genellikle çam keresteden yapılır. Kasa önünde, genellikle sürücünün oturduğu yer ve alt tarafında takım sandığı bulunur. Ahşap tekerleklerde göbek tek parça olarak düz, budaksız, fırınlanmış gürgen ağacından ya da karaağaç veya meşeden yapılırlar. Bunlar tekerlek parmakları ile donatılırlar. Parmaklar meşe veya dişbudaktan yapılırlar. En dışta çape çevre (Şina) lama demiri geçirilerek burun dayanım süresi uzatılır. Bunlarında lama demiri yerine lastik çemberlerden de yararlanıldığı görülür. Eğer hava basınçlı lastik tekerlekler kullanılmışsa bu lastikler özel jant üzerine geçirilmişlerdir. Dört tekerlekli olan tiplerde dingiller genellikle demirden yapılırlar.

At Arabalarının İz Genişliği

Arabaların iz genişliğinin aynı olmasının önemi vardır (Şekil:31). Aynı iz genişliğine sahip arabalar özellikle toprak yollarda aynı izden faydalanabilirler. Özellikle Almanya'da iz genişliği 1520 mm olarak uygulanmıştır. Bu ölçü lokomotif tekerleklerinin iz genişliğine dayanmıştır. Tren tekerleklerinin iç kenarları arası 1435 mm'dir. Geniş arabalar daha stabillerler ve daha fazla yük alırlar. Dağlık bölgelerdeki yolların dar ve fazla virajlı olmaları nedeniyle, dağ arabalarının iz genişlikleri 1125 mm olarak uygulanmaktadır. Aynı tipteki tekerlekler kendi aralarında istenildiği gibi değiştirilebilir. Çünkü bunların şev durumu (çapları ne

olursa olsun) iz genişliği daima aynı kalacak şekilde seçilmiştir. Tekerlek çapları 50'şer mm'lik farkla 950 ilâ 1400 mm arasında değişmektedir. 2500 kg yük taşıyan ağır arabalarda uygun olan tekerlek çemberinin 60 mm (şın) ve taşıma kapasitesi 2500 kg'dan fazla olan daha ağır arabalarda ise şınanın 100 mm genişlikte ve 16 ve 20 mm kalınlıkta olması gerekmektedir.



Şekil 31: Araba İz Genişliği

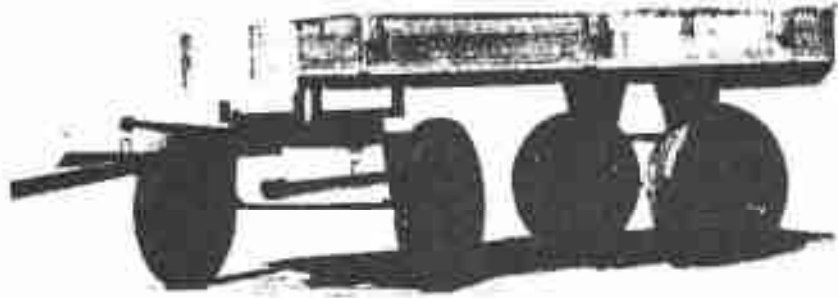
Her ülke ve bölge kendine özgü özelliklerde çeşitli at arabaları yaparak tarımda kullanılmaktadır. Ülkemizde yaygın olarak kullanılan iki tip arabanın başlıca ölçüleri (Çizelge 2) de verilmiştir.

Çizelge 2: Yerli iki tip arabaya ait başlıca ölçüler

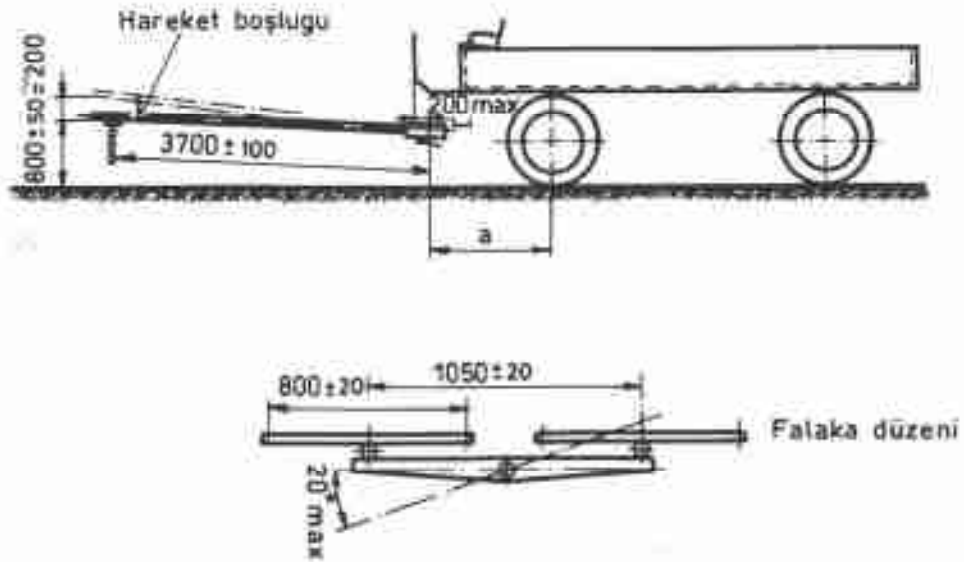
| Ölçü | Sevsiye Zantak (mm) | TZK (Kilogram) |
|----------------------------|---------------------|----------------|
| Tekerlek çapı: | | |
| Ön | 950 | 950 |
| Arka | 1000 | 1100 |
| İz genişliği | 1300 | 1300 |
| Ön Arka (tekerlek arası) | 2500 | 2500 |
| Ön arka (şın) | 3000 | 3000 |
| Kasa ölçüleri: | | |
| Genişlik | 250 | 400 |
| Boy | 2500 | 2500 |
| Genişlik (öncü) | 100 | 200 |
| Genişlik (arka) | 800 | 900 |
| Kasa'nın yerden yüksekliği | 1200 | 800 |
| Arka ağırlığı (kg) | 400 | 300 |

Hafif at arabaları yaklaşık 1-1,5 ton, ağır arabalar ise 1,5-2,5 ton kapasiteli olmaktadır. Kumsal koşullar için hafif arabalar tercih edilirler. Bilyalı yataklık ve lastik tekerlek kullanan koşullarda hayvanların randımanı % 50-60 kadar artabilmektedir.

Son zamanlarda, lastik tekerlekli at arabaları imâl edilmekte ve kullanılmaktadır. (Şekil:32) de böyle bir araba görülmektedir. İki ton kapasiteli olan bu arabaların kasasının uzunluğu 2500 mm, genişliği 1500 mm ve kapak yüksekliği 200 mm. kadardır. Bu tip arabaya ait standart ölçüler (Şekil:33) de gösterilmiştir.



Şekil 32: Lastik Tekerlekli At Arabası:



Şekil 33: Lastik Tekerlekli At Arabasına Ait Standart Ölçüler

4. TRAKTÖR ARABASI TASARIM ESASLARI VE BUNLARLA İLGİLİ KARAKTERİSTİKLER

Traktör arabasının en önemli fonksiyonu, taşıma işini en iyi şekilde yapmaktır. Bu kısa ve sade ifade, traktör arabasının özel tasarım kriterlerinin ve tatmin edici gelişmelerinin temelini oluşturur. Bu özellikleri yani tasarım karakteristiklerini, aşağıdaki şekilde özetlemek mümkündür.

1. Traktör arabasının hafif ve uygun yapıya sahip olması, bir başka deyişle arabanın esnek ve hafif bir yapıya sahip olması gereklidir.

2. Araba ile taşımada seyir güvencesi esası oluşturur. Seyir güvencesi ise başlıca şu faktörlere bağlıdır.

a) Arabanın özellikle yüksek hızlarla kısa ve kesin dönüşlerde savrulmadan ve devrilmeden dönebilmesi gerekmektedir. Bu husus başlıca arabanın hızına ve ağırlık merkezinin yerine bağlı olmaktadır.

b) Yüksek hız koşullarında arabanın yeterli fren güvencesine sahip olması gerekir. Bunun için traktörün ve arabanın frenleme karakteristiklerinin pratik ihtiyaçları karşılaması gerekmektedir.

3. Traktör arabası ile ilgili standart (TS 565) bulunduğuna göre, arabanın standarda uygunluğu gerekli ve yararlı olmaktadır. Zaten seri imalatta, uzun deneyimlerin doğruladığı standartlara uyulması yine güvenle taşıma için gereklidir. Ayrıca köy ve şehirlerarası yollarda seyrederken genel trafik kurallarına uygun işaretlere ve donatıma sahip bulunması da, seyir güvenliği yönünden gerekli ve faydalıdır.

4. Taşınacak yüklerin birim hacim ağırlıklarının farklı olması, önce arabanın ölçülerini etkilemektedir. Uygulamada bir kaç çeşit araba kullanımının çiftçiye getireceği külfeti bertaraf etmek için, bütün taşıma işlerine uygun optimum ölçülere ve özelliklere nazır araba düşünmek gerekli ve yararlı olmaktadır. Genelde çiftçinin satın alma gücü sınırlıdır. Bu nedenle traktör arabasının ucuz ve ekonomik olması da gerekli ve yararlıdır.

5. Kural olarak traktör arabası; çeşitli tarım ürünlerinin taşınmasına uygun, hafif, değişik tip traktörle çekilebilir, ayrıca sağlam ve dayanıklı olmalıdır.

Traktör arabalarında; dingil ağırlığı, taşıyabileceği en büyük faydalı yük (tonaj) ile seyir hızı, yapısal yönden önemli üç tasarım parametresini oluşturur.

Traktör arabası ile taşımada olabildiğince küçük zati (öz) araba ağırlığı ile olabildiğince büyük yararlı yük taşınması (buna yararlanma katsayısı da denilebilir) istenir. Bu husus mekanik randımanı artırmanın ilk koşuludur.

Bir yandan traktör arabası yapımında yüksek kaliteli malzeme kullanılması, öte yandan yapım usullerini ve yeni araba tiplerinin geliştirilmesi sayesinde bu olanak oldukça doyurucu bir düzeye getirilmiştir. Eskiden, zati (öz) ağırlık yaklaşık yararlı yüke eşit bulunuyordu. Ancak arabaların tonajı büyütüldüğünde, hem satın alma bedeli (lira/kg) ve hem de taşıma işi maliyeti (lira/ton-km) oranı daha uygun değerlere ulaştırılmıştır. Ayrıca araba kapasitesi ve onu çeken traktör gücü arttıkça, tarımsal taşımanın verimi de artmaktadır. Son dönemde örneğin, Fransa'da 80-150 BG'ü traktörlere bağlanan 12-22 ton kapasiteli, bir dingilli arabalar kullanılmaya başlamıştır.

Ancak uygulamada, büyük tonajlı arabaların kullanılmasında zorluklara karşılaşılmaktadır. Bu nedenle uygulamada gerek yapım ve gerekse kullanma yönlerinden orta tonajlı 4-6 tonluk arabalar (genellikle) tercih edilmektedir.

Çeşitli koşullara göre 20 km/h seyir hızı, traktör ile taşımacılıkta etkili bir hız olarak kabul edilebilir. Lastik tekerlek kullanmakla bu olanak sağlanmıştır. Modern arabalar, bir yandan tarla koşullarına, öte yandan kaplamalı yol koşullarına (taşıma için) uyum sağlamışlardır. Örneğin, dört tekerlekli traktör arabaları, yumuşak tarla topraklarında ve köy yollarında düşük çeki direncine ve düzgün sert yollarda ise yüksek hız karakteristiklerine sahip modern taşıma araçları durumuna getirilmişlerdir.

İşte bütün bu nedenlerden dolayı traktör arabası tasarımı, fonksiyonu ve kullanıma koşulları yönünden, kapsamlı bir konuyu oluşturmaktadır.

4.1. Traktör Arabalarının Tasarım Yönünden Standartlaştırılması ile İlgili Özellikler

Traktör arabası yapımcılarına ve bunları kullanan üreticilere kolaylık sağlamak, malzeme savurganlığını önlemek ve dış satım olanaklarını gerçekleştirmede yardımcı olmak üzere traktör arabalarının standartlaştırılması gerekli ve yararlı bulunmaktadır. Yukarıda açıklandığı gibi trayler imalatında uzun deneyimlerin doğruladığı standartlara uyulması, güvenli taşımacılık için zaten gerekli bulunmaktadır.

Bu hususla ilgili özellikler, aşağıdaki gibi özetlenebilir:

1. Prensipte itibarıyla arabanın her bir kısmının ve çeşitli elemanlarının kendine yüklenilecek en büyük yüke dayanabilecek kadar dirençli olması şarttır. Bu nedenle araba yapımında kullanılacak malzemenin ve ölçülerinin standartlaştırılması yararlı bulunmaktadır.

2. Genellikle bir traktör arabasının her şeyden önce traktöre kolay bağlanıp çözülebilen güvenli bir bağlantı düzenine sahip olması gereklidir. Bu yönden arabanın çeki okunun ve telferuatının standartlaştırılması yararlı bulunmaktadır.

3. Güvenli seyir için diğer kara yolları araçlarında olduğu gibi traktör arabalarının da yeter etkinlikte bir fren düzeni ile donatılması gerekli ve bu düzenin standartlaştırılması yararlı bulunmaktadır.

4. Suspansiyon düzeni, rahat bir hız yapılmasını sağlar ve dönüşleri kolaylaştırır, insanın konforunu iyileştirir ve araba ile traktör lastiklerinin aşınmasını azaltır. Bu yüzden traktör arabalarının uygun bir yay düzeni ile donatılması gerekli ve onun standartlaştırılması yararlı bulunmaktadır.

5. Hem yana devrilme kritik açısının büyütülmesi ve hem de traktör iz genişliği ile çapa bitkilerinin sıra arası uzaklıklarına uygun olabilmesi için araba iz genişliğinin uygun ölçülerde olması gerekli ve bu mesafenin standartlaştırılması yararlı bulunmaktadır.

6. Güvenli taşıma için arabanın kapasitesine uygun olan dingil için uygun ölçüde malzeme, jant ve lastik kullanılmak gerekli ve bunların standartlaştırılması yararlı bulunmaktadır.

7. Tarım ürünlerinin yoğunluğu değişik olduğundan, traktör arabalarının kasalarının şekli, malzemesi ve ölçüleri de değişik olmaktadır. Ayrıca değişik yükleme ve boşaltma sistem ve uygulamalarına göre kasanın yerden yüksekliği de değişmektedir. Prensipte olarak iki dingilli traktör arabası açık bir kanal oluşturduğundan, uygulamada esneme etkisine maruzdur. Bunların kasaları yoğunluk göstermeden esnemeli veya gayri muntazam ve engebeli yol üzerindeki esnemeye ve eğilmeye dayanıklı olmalıdır. Bütün bunlardan dolayı, bir yanda yükleme ve boşaltma işlemlerinde insana uygun gelmesi yani yoğunluğun minimum olması için, öte yanda yoğunluğu az olan ürünün taşınmasında, güvenlik gereği ağırlık merkezinin gerekli şekilde ve yeter ölçüde aşağıda olabilmesi için, kasa ölçülerinin ve boşaltma düzenlerinin standartlaştırılması yararlı bulunmaktadır.

8. Karayolunda seyreden diğer araçlarda olduğu gibi traktör arabalarının da karayolları trafik kanunu ile ilgili yönetmeliklerin de öngörülen işaret ve ekipmanlarla donatılması zorunlu bir uygulamadır. Bunun da standart bir uygulama durumuna getirilmesi yararlı bulunmaktadır.

9. Yol ve topoğrafik koşullar yönünden, tarımda taşımacılık daha önce açıklandığı gibi, gittikçe büyüyen oranda önem kazanmaktadır. Traktör arabalarının köy yollarında kapasitesine uygun yükün güvenle taşıma durumunun ve ömrünün saptanması amacıyla, Deneme Esaslarının standartlaştırılması yararlı ve gerekli bulunmaktadır.

4.2. Traktör Arabası Tasarım Detayı

Traktör arabası tasarımını etkileyen arabanın yapısal özellikleri ile tasarım bütünlüğünü oluşturan hususlar aşağıda sıralanmıştır.

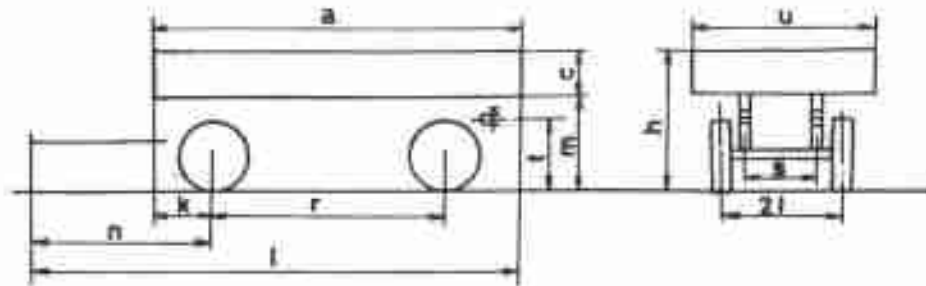
1. Ölçüler, 2. Ağırlık merkezi, 3. Stabilite, 4. Yuvarlanma direnci, 5. (traktör+araba) katınının dönme dairesi, 6. Frenleme karakteristikleri, 7. Arabaların seyir karakteristikleri ve seyir esnasında traktörle etkileşmesi.

Traktör arabasının tasarımı ile ilgili değerlendirmelerin ilk kısmı araba mekaniği oluşturur. Burada güvenli seyirin gerçekleştirilebilmesi ve araba mekaniği ile ilgili diğer konuların değerlendirilebilmesi için, yukarıda sıralanan kriterlerin üzerinde ayrı ayrı durulması gerekli bulunmaktadır.

4.2.1. Ölçüler

Traktör arabalarının işletme tekniği yönünden değerlendirilmesinde en önemli kriteri, ölçüler ve ölçülendirme oluşturmaktadır. Bu ölçülerin bir kısmı standartlaştırılmıştır. Bu konuda genel bir fikir vermek amacıyla, ülkemizde imâl edilen 3 ve 4 tonluk iki traktöre ait genel ölçüler (Şekil:34 ve Çizelge:3) de verilmiştir.

Traktör arabalarının iz genişliklerinin Çizelge:4'de verilen değerlere uygun olması, TS-585 de öngörülmüştür.



Şekil 34: İki Dingilli Traylere Ait Genel Ölçüler

4.2.2. Ağırlık Merkezi

Arabanın mekanik özelliklerini değerlendirebilmek için, ağırlık merkezinin yerinin belirlenmesi gerekir. Zaten yükün dingillere dağılışını ve stabilite durumunu incelemek için, arabanın hem boş iken ve hem de yüklü durumda iken ağırlık merkezinin belirlenmesi ve bilinmesi gereklidir.

Kural olarak tarım işletmelerinde kullanılan iki dingilli traktör arabalarının her türlü yol koşullarına uyabilecek yapıda olması istenir. Bunun için ağırlık merkezinin yerinin önemi bulunmaktadır. Arabanın ağırlık merkezinin yeri, seyir güvenliği yönünden de önem arz eder. İstenen husus, arabanın yüksek hızlarda

Sizeler 3 Ge Webers Tünelü Traktör Modelarına Dik Genel Uygulama

| A (mm) | B (mm) | C (mm) | D (mm) | E (mm) | F (mm) | G (mm) | H (mm) | I (mm) | J (mm) | K (mm) | |
|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | | | | | | | | | U (mm) | V (mm) |
| 2750 | 1800 | 400 | 850 | 1200 | 2500 | 600 | 8250 | 2300 | 520 | 980 | 440 |
| 3300 | 2000 | 500 | 1010 | 1330 | 2800 | 630 | 8700 | 2500 | 650 | 980 | 490 |

Çizelge 4 Faydalı Yünlük İçin Traylar İle Genişliği

| Arabanın faydalı genişliği (mm) | İz genişliği (mm) | |
|------------------------------------|------------------------|----------------|
| | Yerli ölçümler + 50 | Römerk + 50 |
| 500 | 1200 | - |
| 750 | 1200 | - |
| 1000 | 1200 | - |
| 1250 | 1200 | - |
| 2000 | 1500 | 1500 |
| 2500 | 1500 | 1500 |
| 3000 | 1500 | 1500 |
| 3500 | 1500 | 1500 |
| 4000 | 1500 veya 1900 | 1500 veya 1800 |
| 5000 | - | 1500 veya 1800 |
| 6000 | - | 1500 veya 1800 |

kısa ve kesin dönüşlerde savrulmadan ve devrilmekten dönebilmesidir. Arabanın ağırlık merkezi, arka dingil merkezinden olan yatay uzaklığı ve zeminden olan düşey yüksekliği ile belirlenir. Traktör alanının ağırlık merkezinin belirlenmesinde genellikle tartı metodu uygulanır.

4.2.2.1. İki Dingilli Traktör Arabasının Ağırlık Merkezinin Tayini

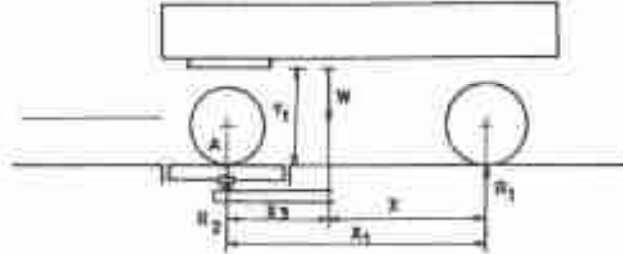
Arabanın mekanik özelliklerini, yükün dingillere dağılımını ve stabilite durumunu incelemek için yukarıda açıklandığı gibi, traylerin hem boş ve hem de yüklü durumda ağırlık merkezinin yerinin bilinmesi gereklidir.

Traylerin boş durumda iken ağırlık merkezinin yerini saptayabilmek için, arabanın dört tekerleğinin de ölçü platformuna sığabileceği bir yer baskülüne ihtiyaç vardır. Arabanın toplam ağırlığı (W) araba tartılmak suretiyle bulunur. Bu ağırlığın ön ve arka tekerlekler üzerine dağılımını bulmak için, arka tekerlekleri baskül dışına almak suretiyle tekrar tartı yapılır. Böylece ön tekerlekler üzerine isabet eden ağırlık bulunmuş olur. Toplam ağırlıktan bu ağırlık çıkarılırsa arka tekerlekler üzerine gelen ağırlık saptanmış olur. Ağırlık merkezinin arka dingil merkezinden olan (x) yatay mesafesini saptamak için (Şekil.35) de (A) noktasına göre momentler yazılırsa

$$Wx = R_1 x_1 \text{ ve buradan}$$

$$W = R_1 + R_2 \text{ ve } R_2 x_2 = W(x_1 + x) = Wx_1 + Wx$$

$$Wx = Wx_1 - R_1 x_1 \text{ ve } Wx = \frac{R_1 (W - R_1)}{W} = x_1 \left(\frac{R_2}{W} \right) \text{ olur.}$$



Şekil 35: Traylerin Ağırlık Merkezinin Bulunması

Burada (R_2) ve (W), bir yer baskülü vasıtasıyla yukarıda açıklandığı gibi saptanabilir, (x_1) mesafesi de bilindiğine göre, yukarıdaki formülden ağırlık merkezinin arka dingil merkezinden itibaren ne kadar önde olduğu saptanmış olur. Ağırlık merkezinin yerden olan düşey yüksekliğini saptamak için, traylerin ön tekerlekleri basküde kalacak şekilde arka tekerlekler belli bir yüksekliğe kaldırılarak ön tekerlekler (aktarılan ağırlık dahil) gelen ağırlık tartılır. Baskül dışındaki arka tekerlekler bir krika veya bir vinç vasıtasıyla yukarı doğru kaldırılır ve bu durumda baskülün gösterdiği (R_2) ağırlık saptanır. Şekil.36 da (F) noktasına göre momentler alınırsa;

$$\frac{R_2 x_1 \cos \alpha - W(h \sin \alpha + x \cos \alpha) = 0 \text{ ve}}{R_2 x_1 \cos \alpha} = \frac{h \sin \alpha + x \cos \alpha}{W} \text{ olur.}$$

Daha önce bulunan (x) değeri yerine konulursa;

$$R^1 \left[\frac{x_1 \cos \alpha}{W} \right] = h \sin \alpha + \frac{R_2 x_1}{W} \cos \alpha$$

$$h = \left[\frac{R^1 x_1 \cos \alpha}{W} - \frac{R_2 x_1 \cos \alpha}{W} \right] \frac{1}{\sin \alpha} \text{ olur.}$$

$$h = \frac{R^1 - R_2}{W} \frac{x_1 \cos \alpha}{\sin \alpha} = \frac{R^1 - R_2}{W} \frac{x_1}{\tan \alpha} \text{ olur.}$$

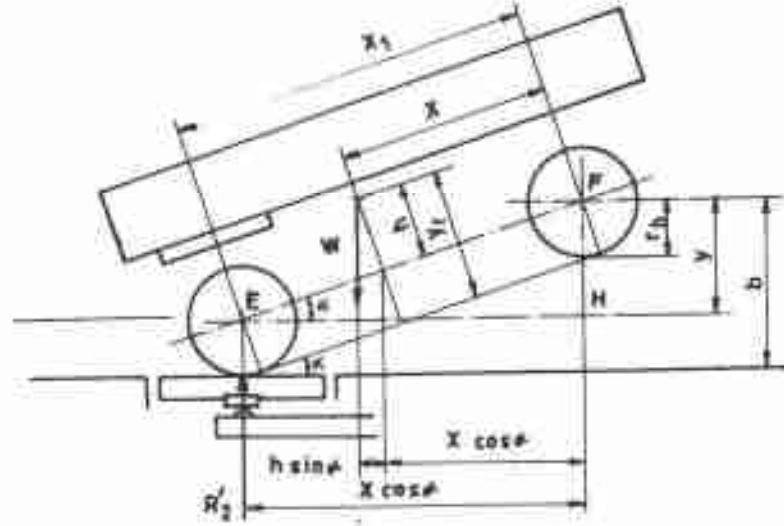
EFH üçgeninden;

$$\tan \alpha = \frac{y}{x_1 \cos \alpha} \text{ ve } x_1 \cos \alpha = \sqrt{x_1^2 - y^2} \text{ ve } \tan \alpha = \frac{y}{\sqrt{x_1^2 - y^2}}$$

$$h = \frac{x_1 (R^1 - R_2) \sqrt{x_1^2 - y^2}}{W y} \text{ olur.}$$

Tekerleğin efektif yarıçapı (r) ise, ağırlık merkezinin yere yüksekliği,

$$y_r = \frac{x_1 (R^1 - R_2) \sqrt{x_1^2 - y^2}}{W y} + r \text{ olur.}$$



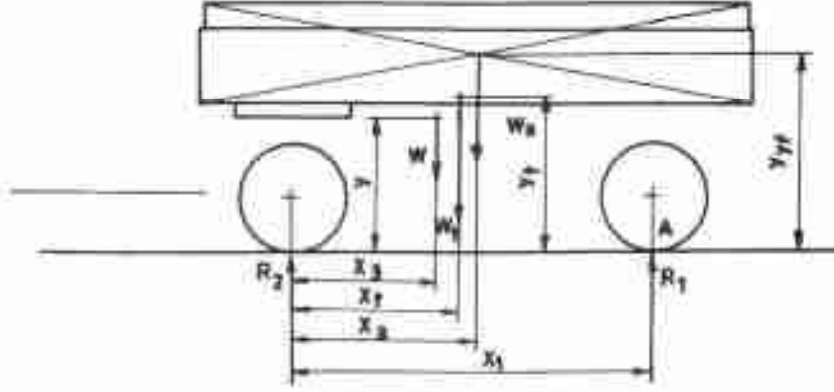
Şekil 36: Yüksüz Traylerin Ağırlık Merkezinin bulunması

Arabanın ağırlık merkezinin simetri ekseninden farkı yani, ön ve arka dingillerin ortasından geçen düşey düzleme olan mesafesi, araba yatay durumda iken sağ veya sol yandaki ön ve arka tekerlekler tartılmak suretiyle saptanır. Arabalarda çok yanlış bir konstruksiyon söz konusu olmadığı zaman bu mesafe sıfırdır. Yani ağırlık merkezi uzunluğuna simetri eksenindedir. Böylece ağırlık merkezini iltiva eden üç düzlem tespit edilmiş olur.

İki Dingilli Arabanın Yüklü Durumda Ağırlık Merkezinin Tayini

Araba yüklü iken stabilize durumunu saptamak için, yüklü durumda iken ağırlık merkezinin bilinmesi gerekmektedir. Yüklü durumda ağırlık merkezinin bulunmasında yukardaki tartma metodunun kullanılması, yükün yer değiştirmesi yönünden (akması nedeniyle) mümkün değildir. Kasa ölçüleri bilindiğine göre bu durumda sadece yükün ağırlık merkezi saptanabilir. Sonunda arabanın boş durumdaki ağırlık merkezi ile yükün ağırlık merkezi bilindiğine göre, hesapla müşterek ağırlık merkezini yani yüklü arabanın ağırlık merkezini bulmak mümkündür.

Şekil:37'den görüldüğü gibi arabanın yüksüz ağırlık merkezinin yerdan yüksekliği (y) ve ön dingil merkezinden olan yatay mesafesi (x_3) dir. Traylere yüklenen yükün ağırlığı (W_y), yükün ağırlık merkezinin yerdan yüksekliği (y_y) ve ön dingil merkezinden olan yatay mesafesi (x_4) dir.



Şekil 37: Trayler ve Yükün Müşterek Ağırlık Merkezinin Bulunması

Arabanın toplam ağırlığı;

$$W_t = W_y + W \text{ dir.}$$

Toplam ağırlık merkezinin ön dingil merkezinden olan (x_1) yatay mesafesi aşağıdaki şekilde saptanabilir. (Şekil.37) de (A) noktasından geçen ordinat eksenine göre arabanın boş ağırlığının ve yükün momentlerinin toplamının, toplam araba ağırlığının momentine eşit olması gereklidir. Buna göre (Şekil.37) den aşağıdaki eşitlik yazılabilir (A noktasına göre momentler),

$$W(x_1 - x_3) + W_y(x_1 - x_2) = W_t(x_1 - x_2)$$

Buradan;

$$x_1 = \frac{W_t x_2 - W(x_2 - x_3) + W_y(x_2 - x_3)}{W_t}$$

bulunur. Toplam ağırlık merkezinin yerdan yüksekliği olan (y_1) mesafesini bulmak için, yukarıdaki şekilde (A) noktasından geçen öp sis eksenine göre momentler alınsa;

$$W_y + W_y \cdot Y_y = W_i \cdot y_i$$

Buradan;

$$y_i = \frac{W_y + W_y \cdot Y_y}{W_i} \text{ bulunur.}$$

Buraya kadar yapılan açıklamalarda, arabanın ağırlık merkezinin saptanmasında ve müşterek ağırlık merkezi hesabında arabanın çeki oku nazarı itibara alınmamıştır. Ağırlık merkezi saptanırken çeki okunun çıkarılmasında (daha az hata yapma yönünden) fayda vardır. Zira seyir esnasında çeki okunun ağırlığının bir kısmını da traktörün çeki kancasının taşıması nedeniyle, çeki oku nazarı itibara alınmadan saptanan ağırlık merkezindeki yapılabilecek hata daha az olacaktır.

4.2.2.2. Bir Dingilli (İki Tekerlekli) Traktör Arabasının Ağırlık Merkezinin Tayini

Bir dingilli traktör arabalarında ağırlık merkezinin yeri; a) traktörün stabilitesi, b) traktörün yönetilmesi, c) traktörün arka lastiklerinin taşıma kapasitesi, d) traktörün çeki şasisinin mekanik zorlanması yönlerinden büyük önem taşır. Bu nedenle güvenli çalışma için, traktörle bir dingilli traktör arabası birbirine uyacak biçimde eşlendirilmiş olmalıdır.

Traktörle bu tip traktör arabasının eşlendirilmesinde iki uygulama sözkonusudur. Birincisi verilen bir traktör için traktör arabasını seçmek, ikincisi verilen bir traktör arabası için hangi traktörlerin uygun olabileceğini saptamaktır. Mafatih her iki uygulamada önemli olan, traktör arabasının çeki okunun halkasına gelen düşey dinamik kuvvetin değeridir. Bu kuvvetin bilinmesi ve yukarıda açıklanan dört hususun değerlendirilmesi mümkün olur.

İki tekerlekli traktör arabalarının ağırlık merkezlerinin tayini yöntemi, bir çok çekilen tip iki tekerlekli tarım makinalarının ağırlık merkezlerini tayini için de uygulanabilir. Bu belirlemenin esasını tartma metodu oluşturur.

Genellikle bu tip arabalar, dingil arasından geçen (yatay düzleme dik olan) düzleme göre simetriklerdir. Diğer birbirini kesen ve ağırlık merkezini ihtiva eden iki düzlem de bulunduğu takdirde, ağırlık merkezi bir noktada halinde belirecektir.

Ağırlık merkezinin tekerlek dingiline olan yatay mesafesi (L_c) ve yerdene olan düşey yüksekliği (Y_3) momentler alınarak saptanabilir. (Şekil:38;A ve B)

Burada evvelâ araba bir baskül üzerine oturtulur ve A noktasından (H) kadar yukarı kaldırılır ve etki eden kuvvetlerin (A) noktasına göre momentleri yazılırsa (Şekil:38;A).

$$Q \cos \alpha L_1 = W \sin \alpha (Y_5 - r) + W \cos \alpha (L_1 - L_c) \text{ olur.}$$

Buradan;

$$Y_5 = \frac{Q \cos \alpha L_1 + W \sin \alpha r - W \cos \alpha (L_1 - L_c)}{W \sin \alpha} \text{ olur.}$$

$$\sin \alpha = \left[\frac{H - r}{L_1} \right] \text{ dir.}$$

Burada;

Q: Çeki oku kaldındığında tekerlekler gelen ağırlık

r: Tekerek yarı çapı

H: (A) noktasının yerden yüksekliği

L₁: Teker merkezinden çeki oku ucuna kadar olan mesafe

W: Arabanın ağırlığı

L_c: Ağırlık merkezinin teker dingilinden olan yatay mesafesi

Y₅: Arabanın ağırlık merkezinin yerden yüksekliği

Arabanın ağırlık merkezinin tekerlek dingilinden olan (L_c) mesafesinin tayini için, arabaya etki eden kuvvetlerin, teker merkezi (0) ya göre momentleri yazılırsa (Şekil: 36; B):

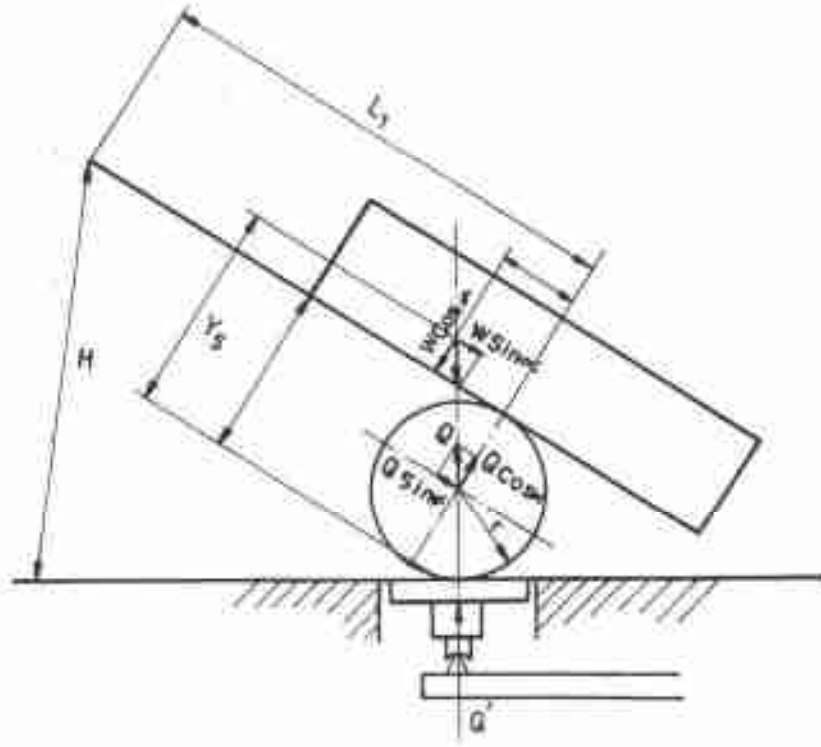
$$W = P_v + Q \text{ ve } P_v L_1 - W L_c = 0 \text{ olacaktır.}$$

Buradan;

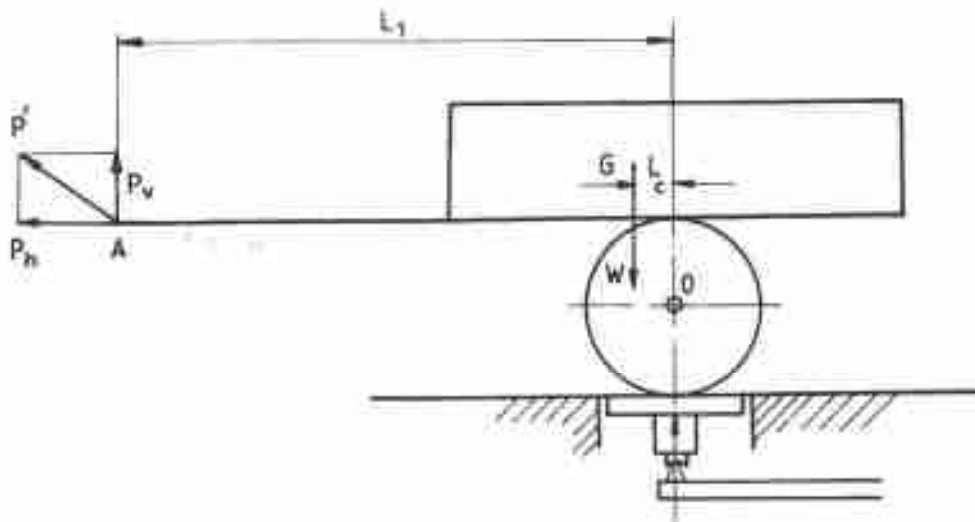
$$L_c = \frac{P_v L_1}{W} \text{ olur.}$$

Burada;

P_v araba okunun bağlandığı noktadaki düşey komponenttir ve P_v = W - Q ye eşittir.



Şekil: 38; A Bir Dingilli Traktör Arabasının ağırlık Merkezinin Tayini



Şekil: 38; B Bir Dingilli Traktör Arabasının ağırlık Merkezinin Tayini

4.2.3. Traktör Arabalarının Stabilitesi

(Traktör+Araba) kombinasyonunda, dönüş alanı ile yatay ve düşey düzlemlerdeki stabilite, önemli konuları oluşturur. Stabilite (kararlılık) ise şahlanma, patınaj, savrulma ve frenleme olaylarını ve etkilerini kapsar.

Daha öncede belirtildiği gibi tarımda kullanılan bir arabanın her türlü yol koşullarında çalışabilmesi ve çeşitli tarımsal ürün ve tarım için gerekli materyalin taşınmasına uygun olması gereklidir. Bu yönden diğer taşıma araçlarına nazaran traktör arabasının güvenliği daha da önemli bulunmaktadır. Bu önemli konulardan biri de stabillitedir. Tasarımda ilk sırada gözönüne alınacak bu konuyu belirleyen ve sınırlayan en önemli faktör de, kritik yana devrilme açısı olmaktadır. Bu açının değerine, yönlendirme şekli ve arabanın ağırlık merkezinin yeri yani yüklenme durumu etkilidir. Traktör arabalarında uzunluğuna stabilliteden çok yanal stabilite daha önemlidir. Özellikle döner dingilli traktör arabalarında yanal stabilite, meyilli yol koşullarında daha da önemli olmaktadır (At arabalarının stabilite karakteristikleri traktör arabalarının karakteristiklerine çok benzemektedir ve hemen hemen aynıdır). Yukarıda açıklandığı gibi yanal stabiliteye yönlendirme şeklinin ve arabanın ağırlık merkezinin yerinin etkisi olmaktadır. Ayrıca yüklenme alanına göre dingillerin yerinin ve şasisin burulmasının da etkisi vardır. Günümüzde tarım (traktör ve at) arabalarında lastik tekerlek ve makasların kullanılması, yanal stabiliteyi iyileşmesine olumlu katkıda bulunmaktadır.

Devrilme, aracın uzunlama eksenine etrafındaki moment dengesinin bozulması demektir. Devrilme; düşey düzlemlerdeki toprak reaksiyonlarının bir kısmının (eğim yukarıdakiler) sıfır olması olarak tanımlanabilir. Bir başka deyimle devrilme, etkili olan ağırlık bileşke kuvveti doğrultusunun, aracın dayanma alanının dışına çıkmasıdır şeklinde de tanımlanabilir. Bir dingilli traktör arabasında dayanma alanı, dönüş açısına bağlı değildir.

Döner dingilli tarım arabalarında ise dayanma alanı, yönlendirme açısı δ 'ya bağlıdır.

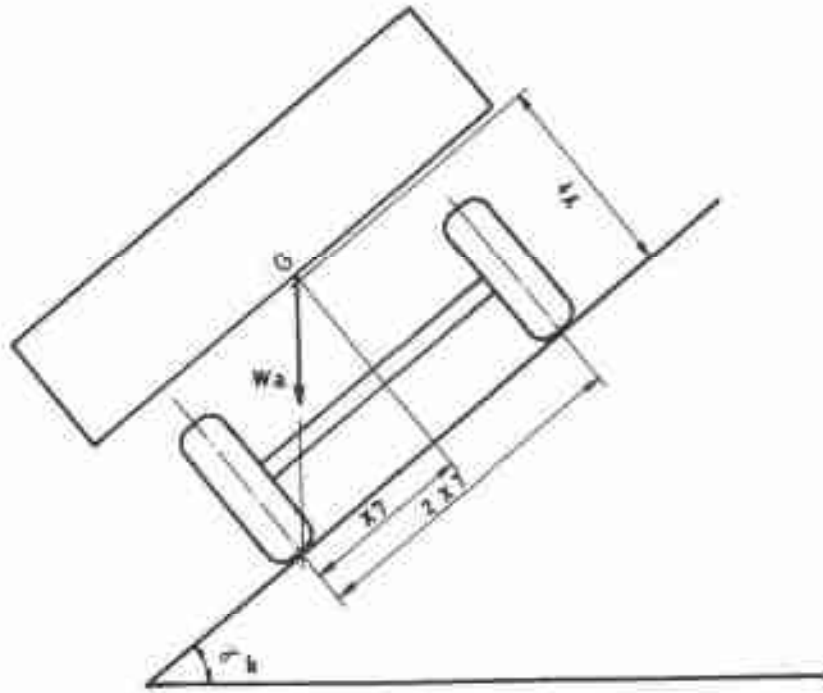
$$\hat{\delta} = \frac{1}{2}$$

olduğunda, yani ön dingil eksenine arka dingile dik duruma geldiğinde dayanma alanı en küçüktür.

Meyilli koşullarda tesviye eğrilere paralel olarak duran bir arabanın yukarı ve aşağı yönlendirme durumları gözönüne alındığında, bu bileşke kuvveti, meyil açısına bağlı olarak kolaylıkla dayanma alanı dışına çıkabilmektedir.

Döndürmeli tip arabaların yönlendirilmesi sırasında ön dingilin dönmesi nedeniyle yana devrimde gözönüne alınacak dayanma noktaları değişir. Ön ve arka tekerlek dayanma noktalarını birleştiren doğruların G ağırlık merkezinden geçen düşey düzleme olan mesafesine X_1 , ağırlık merkezinin yerden yüksekliğine Y_1 denirse, yana devrilme açısı; (Şekil:39)

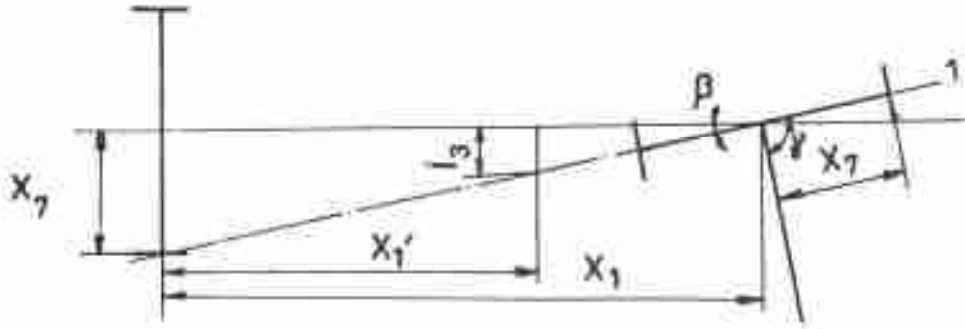
$$\tan \alpha = k = \frac{x_1}{y_1} \text{ olur}$$



Şekil 39: Traylerin Yana Devrilme Açısı

Araba okunun 0° ile, yana devrilme açısının minimum olduğu dereceler arasındaki yana devrilme açısının değeri aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir. (Şekil:40)

$$\tan \alpha = k = \frac{x_1 \sin \delta - x_1 \cos \delta + x_1}{y_1 \left(\sin \delta - \frac{x_1}{x_2} \right)}$$



Şekil 40: Traylerin Yana Devrilme Sınır Doğrusu (1)

Kritik yana devrilme açısının minimum olduğu yönlendirme açısı;

$$\tan \gamma = \frac{x_1}{x_7}$$

olmaktadır. Buna göre, devrilme açısının minimum değeri;

$$\tan \alpha_k = \frac{x_7(x_1 - x_2)}{y_1 - x_1}$$

esitliğinden bulunabilmektedir. Yönlendirme açısının 90° 'lik değerinde kritik yana devrilme açısı aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilmektedir.

$$\tan \alpha_k = \frac{x_7[(x_1 + x_7) - x_2]}{y_1(x_1 + x_7)}$$

Şekil 40'da görüldüğü gibi yönlendirme açısının 0° ile 90° arasında minimum değeri için, ön dingil uzantısının arka tekerlek merkezinden geçmesi gereklidir. Kritik yana devrilme açısı, yönlendirme açısının 0° ile 90° lik değerleri arasında önce küçümekte daha sonra artmaktadır. Çeşitli yönlendirme açısı ve yüklerle ilgili olarak kritik yana devrilme açıları üzerinde yapılan bir araştırmanın sonuçları (Çizelge:6) da verilmiştir.

Çizelge 6: Ağırlik Merkezinin Yerine ve Yönlendirme Açılarına Bağlı Olarak Minimum Kritik Yana Devrilme Açıları.

Çizelge 6. Ağırlik Merkezinin Yerine ve Yönlendirme Açılarına Bağlı Olarak Minimum Kritik Yana Devrilme Açıları

| | | | | | | | | |
|---|-----|-----|-----|------|-----|------|-----|-----|
| Traktör/Araba Kapasitesi (t) | 2 | 2 | 3 | 3 | 4 | 4 | 5 | 5 |
| Ağırlik merkezinin arka dingile uzaklığı (cm) | 102 | 122 | 141 | 126 | 154 | 136 | 118 | 123 |
| Ağırlik merkezinin yerdan yükseklik)(cm) | 64 | 58 | 95 | 109 | 87 | 93,5 | 102 | 91 |
| Yönlendirme açısı (γ°) | 68 | 75 | 74 | 74 | 75 | 76 | 75 | 76 |
| Minimum kritik yana devrilme açısı (α_k°) | 7,1 | 2,5 | 7 | 6,75 | 6,5 | 5,8 | 7 | 8,5 |

Yükleme materyali olarak toprak, kum, buğday, arpa, şekerpancarı, pamuk balyası, çayırotu ve yonca balyası, buğday sapı balyasının ele alındığı bir araştırmada, tüm arabalarda minimum kritik yana devrilme açısı buğday sapında elde edilmiştir. Stabilité yönünden en uygun yükleme uygulamasının doğal olarak toprak ve kumla olduğu saptanmıştır.

Bu araştırmadan elde edilen bulgulara göre; yana devrilme kritik açılarını artırma yönünde, arabaların izgenişliklerinin 3 tondan daha büyük kapasitelerde (Standarda da uyması yönünden) 1500 mm olmasında yarar bulunmaktadır.

Ağırlik merkezinin tekerleklere göre yerini değiştirmek suretiyle arka tekerleklere doğru kaydırılması, devrilme açısına fazla etki etmemekle beraber yönlendirmeyi kolaylaştırmaktadır.

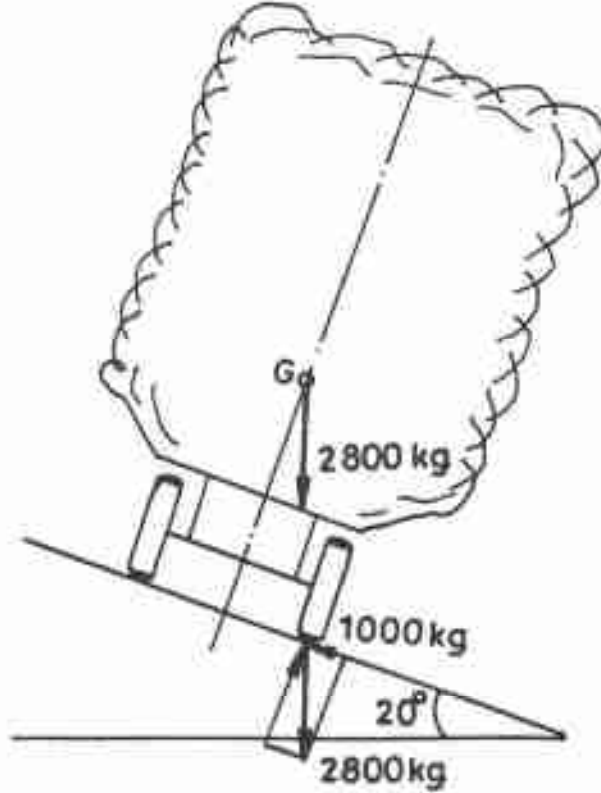
Bu açıklamalardan da anlaşılacağı üzere, yana devrilme kritik açısına yönlendirme şekli ve arabanın toplam ağırlik merkezinin (müsterek merkezin) yerinin etkisi daha fazladır. Dingili sabit olan yönlendirme sisteminde yönlendirme açısının (γ) artışı ile yana devrilme kritik açısı pek az değişmektedir. Dönerli yönlendirme düzeninde ise, dönme açısı 76° ye kadarki durumda kritik yana devrilme açısının küçülmesi daha fazladır ve 76° de bir minimum yaptıktan sonra tekrar artmaktadır. 76° de bir minimuma ulaştıktan sonra yana devrilme açısının

tekrar artmasını nedeni, bu açıdan sonra dıştaki ön tekerleğin mesnet oluştuğudur.

Yapı yönünden elastik olan ve olmayan şasilerin bu kritik açıya etkileri, yönlendirme sisteminin etkilerine nazaran daha azdır. Buna karşın bu durumun arabanın şasisinin zorlanması yönünden etkisi daha fazladır.

Arabanın bir lateral meyildeki hareketi esnasında meyilin aşağı tarafında olan tekerlekler diğerlerinden fazla yükleneceklerdir. Bu fazla yükten dolayı platform eğimi (makas ve lastiklerin sehimine ile ilgili olarak) yolun eğiminden daha fazla olabilecektir. Böyle durumda arabanın stabilitesinin daha çabuk bozulması sözkonusu olabilecektir.

Bir örnek olmak üzere, arabanın yana devrilme sınır açısı yaklaşık olarak 20° alınır ve toplam araba ağırlığı 2800 kg ise, devrilme anında tekerleğe gelen yan kuvvet $2800 \times 0,35 = 1000$ kg olur. (Şekil: 41) O halde dingil ile şasiyi testifi eden bağlantıların bu koşulda, her dingil için 500 kg lık bir yan kuvvete mukavemet edebilmesi gerekir.



Şekil 41: Meyilde Traylar Tekerleğine Gelen Yan Kuvvet

Araba yapraklı makaslarla donatıldığında (yukarıda açıklandığı gibi) meyilin artması ile meyil tarafından olan makaslar daha fazla yüklenecek ve sehim artacaktır. Meyilin yukarı tarafında olan makaslarda ise yük etkisi kalkacağından sehim çok az olacaktır. Ancak bu durumda yana devrilme kritik açısının değerindeki azalma şeklindeki değişikliklerde makasların etkisi, lastiklerin etkilerinden daha fazla olmaktadır.

Arabanın iz genişliğinin azalması ve platform yüksekliğinin artması, yana devrilme kritik açısını olumsuz olarak etkilemektedir. Platform yüksekliğinin değişme sınırları normal arabalarda pek fazla değildir. Bu nedenle iz genişliğinin yana devrilme açısına etkisi daha fazla olmaktadır.

Sabit dingilli ve dönerli yönlendirme düzenli arabalarda düz gidişte dingillerin ağırlık merkezine nazaran yerlerinin yana devrilme açısına etkileri yoktur. (Engelbellekle karşılaşma durumu) Ancak virajlarda bu etki mevcuttur ve değeri büyüktür.

Döner düzenli arabalarda yüksüz ağırlık merkezi, ön dingile daha yakındır. (Ağırlık merkezinin arka ve ön dingile olan uzaklıktan yaklaşık olarak 40 ve 60 oranındadır). Genellikle arka dingilden itibaren kasa sonuna kadar olan mesafe ön dingiledekine nazaran 40 cm fazla olabilir. Bir çoğunda ise bu fark sıfırdır. Yükü ortaya kaydırmak suretiyle ağırlık merkezinin arka dingile yaklaşması ve dolayısıyla virajlarda yana devrilme açısının 2° ile 3° kadar büyümesi mümkün olabilir. Döner düzenli arabalarda yükün dolayısıyla ağırlık merkezinin arkaya kaymasının, elastik yapıya daha fazla imkân vermesi ve yönlendirmeyi kolaylaştırması yönünden faydaları vardır.

Yapılan denemelere göre ürün yükü durumunda platformun 9° eğilmesi yükün kaymasına ve 15° eğilmesi ise tekerleğin kaymasına neden olmaktadır.

Yukarıdaki açıklamalara göre, araba stabilitesi ile ilgili hususlar aşağıdaki şekilde özetlenebilir:

1. Döner düzenli arabaların kritik yana devrilme açısı, sabit dingilliye nazaran daha küçüktür.
2. Döner düzenli arabaların şasisi fazla elastik olmamalıdır. Aksi halde özellikle dönüşlerde yana devrilme tehlikesi artar.
3. Sabit dingilli arabalarda şasinin elastikliğinin yana devrilme açısına etkisi yoktur. Bu tip düzen için elastik şasi daha uygundur.
4. Elastik tekerleklerin ve makas yayların yana devrilme açısına etkileri vardır (Bu nedenle yükte sehim pek fazla artmamalıdır).

5. Platformun yerden yüksekliğinin (normal sınırlar içinde değiştiği takdirde) yana devrilme açısına etkisi çok azdır. Buna karşın iz genişliğinin etkisi daha fazladır.

6. Yükün dölayısıyla ağırlık merkezinin arkaya kaydırılması, döner düzenine sahip arabalarda, yana devrilme açısına pek fazla etki etmemektedir.

4.2.4. Traktör Arabasının Yuvarlanma Direnci ve Çeki Gücü İhtiyacı

4.2.4.1. Traktör Arabasının Yuvarlanma Direnci

Gerek işletme içi gerekse işletme dışındaki taşıma işlerinde kullanılan lastik tekerlekli traktör arabaları, çoğunlukla bozuk ve engebeli tarla yollarında veya bizzat tarla üzerinde ilerleme zorundadırlar. Bu koşullarda traktör arabaları değişik ve bazen büyük ilerleme dirençleri ile karşılaşır. İlerleme direncinin büyüklüğü; yük, lastik çapı, lastik genişliği, lastik hava basıncı gibi faktörlere bağlı olan yuvarlanma direnci ile muylu sürtünme direncinin toplamından ibarettir. Bugün yataklama alanında sağlanan gelişmeler ile ve özellikle tulmalı yatak kullanılmaya muylu sürtünme direnci küçük değerlere düşürülebilmektedir. Genelde traktör arabasının karşılaştığı direnç, konstrüktif önlemlerle kısmen de olsa azaltılabilmektedir. Burada yuvarlanma direnci ile ilerleme direncinin ayrı ayrı tanımlanması yararlı olacaktır. R) yuvarlanma direnci denince düzgün hızla yuvarlanan bir tekerleğe etkiyen ve hareket doğrultusuna zıt olan kuvvet anlaşılır. Yatay bir düzlemde düzgün hareket eden bir tekerleğin çekilmesi için gerekli olan kuvvetin ölçülmesiyle yuvarlanma direnci saptanabilir. (R/W) oranı, yuvarlanma direnç katsayısını (f_r) verir. Bu boyutsuz bir büyüklüktür.

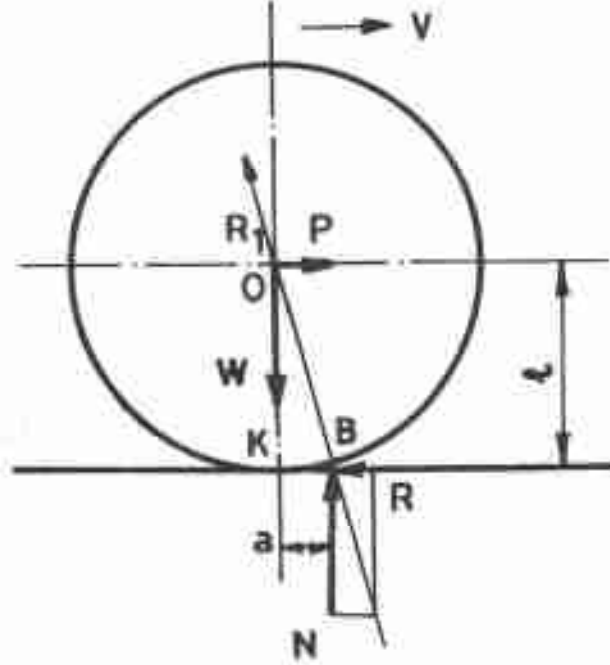
$$\frac{R}{W} = f_r \text{ (yuvarlanma direnci katsayısı)}$$

Burada W: Tekerlek yüküdür.

Buna karşılık (P) arabanın ilerleme direnci örneğin, normal bir tarla üzerinde düzgün hızla çekilen bir arabanın çekilmesi esnasında yenilmesi gereken toplam direnci ifade eder. P oranı, ilerleme direnci katsayısını ifade eder.

$$\left(\frac{P}{W_a}\right)$$

Burada (W_a): arabanın toplam ağırlığıdır. Bir transport tekerleği ile ilgili önemli mekanik özellikler aşağıda özetlenmiştir(Şekil:42).



Şekit: 42 Transport tekerleği ile ilgili mekanik özellikler

Bir transport tekerleği toprak üzerinde okta gösterilen yönde (P) kuvvetinin uygulanması ile harekete geçip ilerlemeye başladığı zaman, tekerleğin ön kısmında toprak ile oldukça geniş bir temas yüzeyi ve pek çok küçük kuvvetler oluşmakta ve onların bileşkesi (R_1) reaksiyon kuvvetini doğurmaktadır (R_1) karşı reaksiyonun yönü, hareketin aksi yönünde (α) açısı kadar yatıyor (gibi) yönündedir. Bu reaksiyon yere ön tarafta (a) mesafesindeki (B) noktasında temas eder. Bu reaksiyonun tekerlek merkezine olan mesafesi (e) ise, bu kuvvet (R . e) momentini oluşturur ki, bu da tekerleğin dönmesine karşı koyan yuvarlanma direncini oluşturur. Bu momentin değeri çok değişiklik gösterir. Başlıca toprak deformasyonuna bağlı kalır. Bu yönden uygulamada bu deformasyonu küçültmek için tekerleğin çapını büyütme ve genişliğini artırmaya gidilmektedir.

(P,W,R₁) kuvvet sisteminin dengede olması için:

1. Her üç kuvvet aynı noktada kesişmeli yani (R_1) kuvvetide (P ile W) nin geçtiği (O) tekerlek merkezinden geçmelidir.

2. Moment eşitliklerinin toplamı sıfıra eşit olmalıdır. Bu durumda:

$P \cdot J - W \cdot KB = 0$ olur, $KB = a$ dir ve (a) yuvarlanma direnç katsayısıdır. Sonuç olarak; $P = W \cdot a / J$ bulunur. Deformasyonun az olduğu koşullar için $l = r$ kabul edilirse;

$$P = W \cdot \frac{a}{r} \text{ olacaktır.}$$

Bu duruma göre; tekerleğin ilerlemesi için uygulanması gereken kuvvet, ağırlık ve yuvarlanma direnç katsayısı ile doğru orantılı ve tekerlek yarıçapı ile ters orantılıdır.

Yük dağılımı ve lastiğin mekanik ve geometrik karakteristikleri ile lastiğin ilerleme hızının, sert yolda yuvarlanma direncini etkilediğini ifade eden Kamrt, yuvarlanma direncini belirleyen yan ampirik bir formül vermiştir. Buna göre;

$$R = 5,1 + \frac{5,5 + 18 W}{P_i} + \frac{8,5 + 6 W \left[\frac{V}{100} \right]^2}{P_i} \text{ (kp) olur.}$$

Burada;

- W : Tekerlek yükü (ton)
- P_i : Lastik hava basıncı (kg/cm²)
- V : İlerleme hızı (km/h)

Bu eşitliğe göre yuvarlanma direnci; lastik deformasyonu ile tekerlek yükünün ve ilerleme hızının bir fonksiyonudur.

İlerleme direnci katsayısı arız tarlada % 5, sürülmüş tarlada % 10, tarla yolunda % 2 ve asfalt yolda % 0,15 kadardır. Değişik koşullarda ve değişik lastik ölçülerine sahip 3 ve 4 tonluk iki traylerde değişik yol ve toprak koşullarında saptanan çeki kuvveti ihtiyaçları ile; yuvarlanma direnç katsayılarının ortalama değerleri Çizelge 7'de verilmiştir.

Çizelge: 7- Üç ve Dört Tonluk İki Traylerde (f_r) ve çeki Kuvveti İhtiyacı

| 3 tonluk | | | 4 tonluk | |
|----------------------------|-----|----------------|----------------------------|----------------|
| Çeki kuvveti ihtiyacı (kp) | | f _r | Çeki kuvveti ihtiyacı (kp) | f _r |
| Asfalt | 57 | 0,014 | 62 | 0,016 |
| Toprak yol | 188 | 0,048 | 205 | 0,040 |
| Arız tarla | 314 | 0,081 | 348 | 0,070 |
| Sürülmüş Tarla | 322 | 0,096 | 385 | 0,075 |

Uygulamada:

1. Lastik çapı büyüdükçe yuvarlanma direnç katsayısı azalmaktadır.
2. Trayer ilk harekete geçerken normal hızdaki çeki kuvvetinin 1,5 katına yakın bir çeki kuvvetine ihtiyaç göstermektedir.

4.2.4.2. Traktör Arabası Çeki Gücü Gerekliğini

Yukarıda açıklandığı gibi arabanın çeki direnci; yol cinsine, meyil durumuna ve taşınan yük miktarı ile yuvarlanma direnci katsayısına bağlı olmaktadır. 4- tekerlekli bir traktör arabası sabit hızda, yatay bir yolda ve yatay bir çeki kuvveti uygulaması ile traktörle çekildiğinde uygulanan güç;

$$N_c = \frac{(W_a + W) \cdot f \cdot v}{270 \cdot \eta_{tr}} \text{ olur. Burada;}$$

W_a : Tarım arabası ağırlığı (kg)
 W : Traktör ağırlığı (kg)
 v : Seyir hızı (km/h)
 f : Yuvarlanma direnç katsayısı
 η_{tr} : Transmisyon etkinliği

Eğer eğimli koşul söz konusu ise yani eğer meyilde traktör arabayı çekiyorsa, bu durumda uygulanacak motor gücünün hesabında meyil çıkma direncinin eklenmesi gerekir. Yani;

$$N_c = \frac{(W_a + W) \cdot (f + m) \cdot v}{270 \cdot \eta_{tr}} \text{ olur. Burada;}$$

m : Meyil direnci katsayısıdır.

Arabanın seyrettiği yol çoğu zaman dalgalı ve arzalı olabilmektedir. Bu yüzden yuvarlanma direncinden başka bu dalgalı yoldaki meyilden dolayı olan ilâve direnci de hesaplamalarda nazarı itibara almak gereklidir. Uygulamada traktör ve arabanın müşterek yuvarlanma direnci katsayısı $f_r \cong 0.02$ kabul edilebilir. Dalgalı olan yolda ortalama meyil % 3 alınırsa toplam $f_r = 0.05$ olur. Hesaplamalar bu esasa göre yapılır. Taşıma belirli bir yükü belirli bir uzaklığa götürme işlemidir. Taşıma içinde enerji gereksinmesine ilişkin ve uygun bir değerlendirme; bir ton yükün bir (km) uzaklığa taşınması esasına (ton-km) göre yapılmaktadır. Enerji birimi için kWh olarak motor işi seçilirse (kWh/t-km) esası

oluşturur. Ayrıca özgül yakıt tüketimi yardımıyla (g/t-km) veya (cm³/t-km) olarak bir başka değerlendirilmede yapılabilir. Taşıma işinde enerji gereksinmesinin azaltılması için; araba ile taşınan yükün hareketli toplam ağırlık (araba ağırlığı + traktör ağırlığı + yük) içerisindeki payı olabildiğince büyük olmalıdır. Bunun için arabanın taşıma kapasitesi traktörün özelliğine uygun seçilmeli ve ayrıca araba kapasitesi iyi kullanılmalıdır. Oto yandan seyir hızı, motor yükleniş (olarak dahilinde) büyük olacak şekilde seçilmelidir. Çünkü motor yükleniş arttıkça bir kWh motor işine karşılık tüketilen yakıt miktarı yani özgül yakıt tüketimi (g/kWh) azalmaktadır. Dolayısıyla motorun tesir derecesi yükselmektedir.

Rehri yayımlarında, traktör ağırlığı ile araba yükü arasında aşağıdaki ilişkileri vermiştir, $f = 0,05$, denemelerde ve tasarım çalışmalarında bu değer esas alınır.

- Tarıda % 5, yolda % 10 meyile kadar $M=2 W$

- Tarıda % 15, yolda % 20 meyile kadar $M=W$

Burada;

M : Faydalı yük (kg)

W : Traktör ağırlığı (kg)

Zehetnar çalışmasında, teknolojinin bugünkü düzeyinde arabanın kendi ağırlığının, taşınabilmesine müsaade edilen faydalı yükün % 40'ı kadar olduğunu belirtmektedir. Taşınan yük ile traktörün ağırlığı arasında hesapla bulunduğu ilişkiler Çizelge: 8'de verilmiştir.

Çizelge: 8. Taşıma yük ve traktör ağırlığı ilişkisi

| Traktör | İki dingilli araba | Bir dingilli araba $\frac{Y_a}{I_a} = 0,2$ için |
|-----------------------------|--------------------|--|
| 4- tekerli mubarrık traktör | $W = 0,5 M$ | $W = 0,5 M$ |
| Standart traktör | $W = 0,7 M$ | $W = 0,5 M$ |

Burada;

Ya : Ağırlık merkezinin dingilden uzaklığı (cm)

İa : Asma noktasının dingilden uzaklığı (cm)

W : Traktör ağırlığı (kg)

M : Taşınan yük ağırlığı (kg)

Dreissig, taşıma işinde her ton hareketli toplam ağırlığı için 8 BG (5.9 kW) motor gücünün uygun olacağını belirtmiştir. Rehr, araba ile taşınan faydalı yükün (M) kg olarak değerinin, (kW) olarak traktör motor gücünün 80 katı olmasının uygun olacağını belirtmiştir. Taşımada tüketilen yakıt miktarı genelde (cm³/ton-km) olarak seçilmektedir. Yakıt tüketimi ayrıca l/100 km şeklinde de verilmektedir.

Genelde traktörün gücü büyüdükçe ton/km taşıma işi için enerji gereksinimi azalmaktadır. Genelde ortalama olarak, uygun araba seçimi ve uygun çalışma koşullarında arabanın tam kapasitesi ile yüklenmesi halinde dolu gidiş için enerji gereksinimi 0.343 kWh/t-km ve dolu gidiş ve boş dönüşte her (km) yer uzaklığı için ise 0.518 kWh/t-km olmaktadır.

Yukarıdaki açıklamalar, aşağıdaki şekilde özetlenebilir

Rehr'e göre: $M(\text{kg}) = 80.N_e (\text{kW})$

Zehetmer'e göre: $G = 0,4 M$ ve $W = 0,7.M$
 $100.N_e (\text{kW})$

Dreissig'e göre: $Q = \frac{M}{5,9} (\text{kg})$

Burada;

G : Araba ağırlığı (kg)

W : Traktör ağırlığı (kg)

M : Taşınan yük ağırlığı (kg)

Q : Hareketli toplam ağırlık (kg)

4.2.4.3. Eğimli (Meyilli) Koşullarda Taşımacılık

Eğimli koşullardaki taşımacılık, özellik arzeden ve oldukça zor bir uygulamayı oluşturur. Örneğin, % 10 eğimli bir yolda (yani 1 m yatay mesafede, başlangıç ve son noktalar arasındaki yükseklik farkı 10 cm dir) 100 kg'lık bir ağırlığın taşınması için yapılan iş:

- (% 2 yuvarlanma direnci esas alınır) $0,02 \times 100 \times 1 = 2 \text{ kgm}$

- 10 cm kaldırmak için $0,1 \times 100 = 10 \text{ kgm}$

toplam 12 kgm olur.

iş 12 kgm

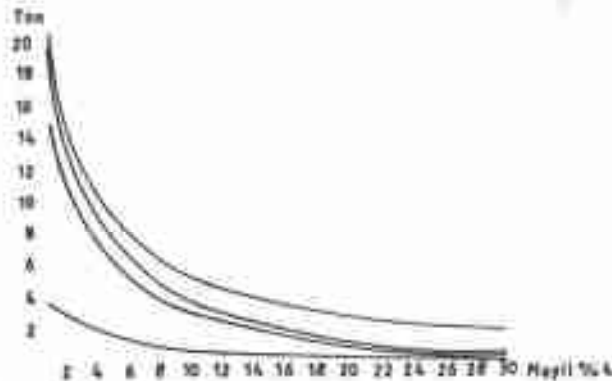
Bu işin yapılması için uygulanması gereken kuvvet = $\frac{\text{iş}}{\text{yol}} = \frac{12 \text{ kgf}}{1 \text{ m}} = 12 \text{ kgf}$

(ağırlığın % 12 si kadar) olacaktır.

Şimdi toplam ağırlığı 1500 kg (1000 kg arka muharrak aks üzerinde yani aderant ağırlık) olan bir traktör nazarı itibara alındığında, bunun geliştireceği normal çeki kuvveti yaklaşık, $1000 \times 0,60 = 600 \text{ kgf}$ (traktörün kendi yuvarlanma direnci hariç) olacaktır. Eğer traktör için de yuvarlanma direnç katsayısı yine % 2 kabul edilirse: $1500 \times 0,02 = 30 \text{ kgf}$ olur. Böylece traktörün geliştireceği toplam çeki kuvveti: $600 + 30 = 630 \text{ kgf}$ olması gerekir.

Eğer çekilen arabanın öz ağırlığı 750 kg, taşınan faydalı yük 3250 kg ise traktör ağırlığı 1500 kg olduğuna göre, toplam katar ağırlığı (hareket eden toplam ağırlık) 5500 kg. edecektir. Burada 630 kgf ($630/5500 = \% 11,5$) toplam ağırlığın % 11,5 etmektedir. Yuvarlanma direnci % 2 olduğuna göre, $11,5 - 2 = 9,5 (\%)$ eğimi bu katar çıkabilir. Eğer traktör ağırlığı hesaba katılmaz ise ($100/4000 = \% 15$) $15 - 2 = 13 (\%)$ meyilli bu katar çıkabilir.

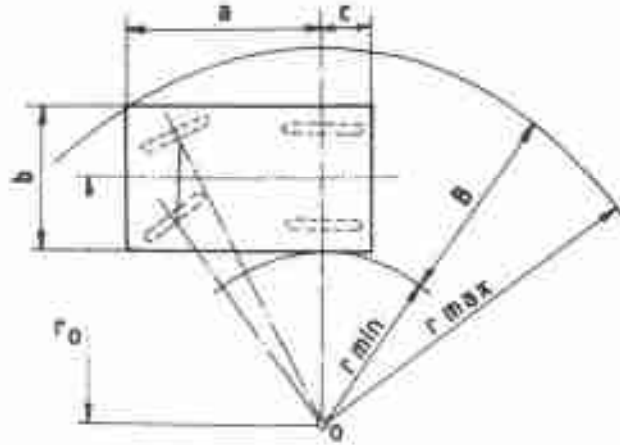
Şekil: 43' de meylin fonksiyonu olarak, yük miktarları eğriler halinde gösterilmiştir. Burada; a- eğrisi: katarın toplam ağırlığını b- eğrisi: traktör ağırlığı hariç, taşınan ağırlık (araba öz ağırlığı + faydalı yük), c- eğrisi: taşınan faydalı yük, d- eğrisi: yalnızca araba öz ağırlığı ile ilgili değişen karakteri göstermektedir.



Şekil: 43 Meylin fonksiyonu olarak değişik yük eğrileri.

4.2.5. Traktör+Araba Katarının Dönme Daîresi

(Traktör+Araba) katar için en önemli kinematik özellik, dönüş alanıdır. Kural olarak (traktör+araba) katarının 360° lik dönüş esnasında tahtın en dış noktası 12 m'lik bir daire üzerinde hareket ettiğinde, en küçük iz daîresi çapı ile en büyük iz daîresi çapı arasında en fazla 5,5 m mesafe olmalıdır. Yani katar, dış çapı 12 m ve iç çapı 6,5 m olan bir dairesel alan içerisinde kalmalıdır. Yine kural olarak (traktör+araba) katar, teğetten (düz yoldan) daîreye hareket ediyorsa, katarın hiç bir kısmı teğet doğrultusunda dışa doğru 8 m'den daha fazla taşmamalıdır. Bu isteklerin ve dereceye kadar gerçekleşebileceği aşağıda açıklanan hesap yöntemiyle değerlendirilebilir.



Şekil: 44 Tahtın Dönme Alanı

Sınırları Şekil 44 de şematik olarak gösterilen bir taht, eğrilik yarıçapı r_0 olan bir dönmeçten geçebilmek için en küçük değeri B olan bir dönüş alanına ihtiyaç vardır. Bu değer şekilde görüldüğü gibi;

$B = r_{max} - r_{min}$ eşit olmaktadır. Yine şekil yardımıyla;

$$r_{min} = r_0 - \frac{b}{2} \quad \vee \quad r_{max} = \sqrt{\left(r_0 + \frac{b}{2}\right)^2 + a^2} \text{ dir.}$$

Burada (a) uzunluğu, daima iki dingil arası uzaklıktan daha büyük olduğundan bu değerlendirmede dönüş alanının, dingiller arası uzaklığa bağlı olmadığını söylemek mümkündür. Traktörlerde (b) değeri için ön iz genişliği ve

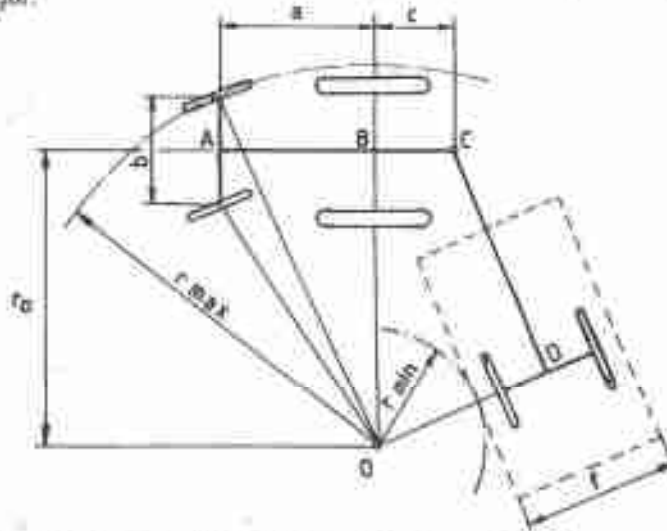
(a) değeri için de dingil uzaklığı alınabilir. Bu durumda doğal olarak, dönüş alanı traktörün aks açıklığına da bağlı olacak ve bu mesafe büyüdükçe gerekli dönüş alanı (B) de büyüyecektir (Şekil:44). Buna göre, trayer için en küçük dönme dairesi çapı ve dönme genişliği, doğrudan onun ölçülerine bağlıdır denebilir. Çizelge 9 farklı tonajlı fakat en küçük dönme dairesi çapı aynı olan iki arabanın dönme genişliği verilmiştir. Burada görüldüğü gibi araba ölçüleri büyüdükçe dönme genişlikleri de büyümektedir.

Çizelge 9. Üç ve Dört Tonluk Arabaların Dönme Genişliği

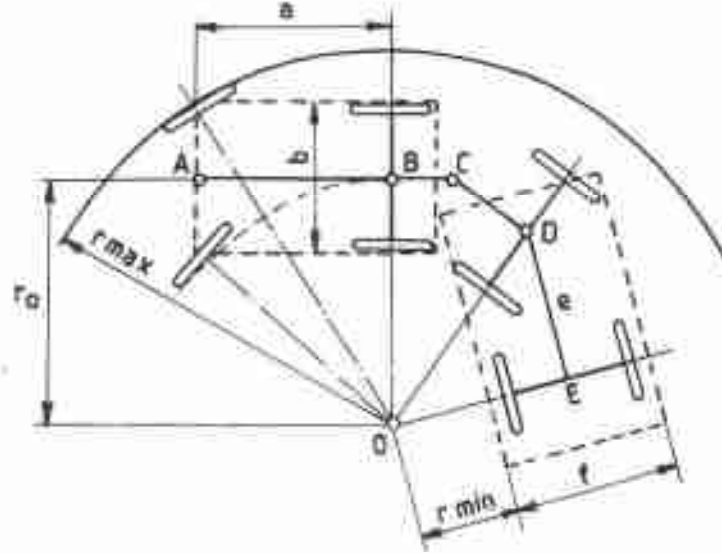
| Araba | En küçük dönme dairesi çapı \varnothing (m) | Dönme genişliği (m) |
|----------|---|---------------------|
| 3 tonluk | 6,06 | 7,10 |
| 4 tonluk | 6,06 | 7,30 |

(Traktör+araba) kombinasyonunda dönme dairesinin çapı, arabanın dönme dairesi çapına göre oldukça farklılık göstermektedir. Kombinasyonun dönüş hareketinde daha büyük çaplı daire çizileceğinden bu kombinasyonu, stabilize yönünden daha olumlu durumda olmaktadır.

(Traktör+Bir dingilli traktör arabası) katarının dönüş alanı (Şekil : 45) de ve (Traktör+iki dingilli traktör arabası) katarının dönüş alanı (Şekil: 46) da gösterilmiştir.



Şekil : 45 Bir dingilli traktör arabası katarının dönüş alanı



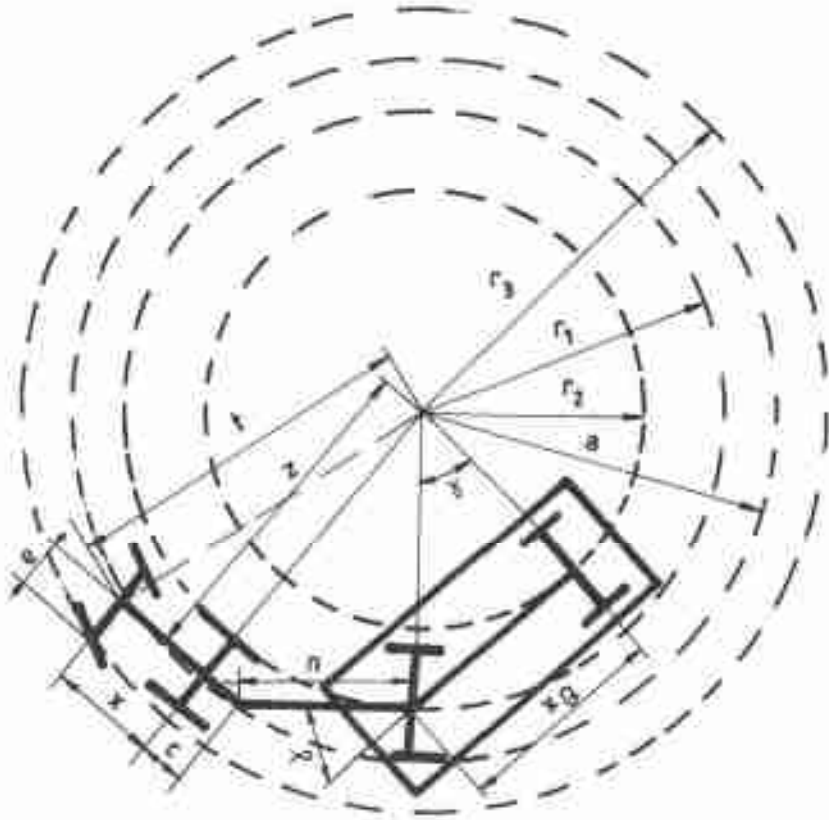
Şekil: 46 İki dingilli traktör arabalı katarın dönme alanı

(Traktör+Araba) Kombinasyonunun Dönme Dairesi Çapı

Şekil: 47'de, (a) traktör çekikancasının dönme dairesi merkezine olan uzaklığı, (n) traktör çeki kancası ile araba ön dingil arası uzaklık, (f) arabanın dingilleri arasındaki uzaklık, (r₁) döner merkezinin dönme dairesi merkezine olan mesafesi, (r₂) arka dingil orta noktasının dönme dairesi merkezine olan uzaklığı, (r₃) traktör ön dış tekerleğinin çizdiği dairenin yarıçapı, (c) traktör çeki kancasının traktör arka aksına olan uzaklığı, (x) traktör aks merkezleri arası uzaklık, (e) traktör ön iz genişliğinin yarı, (z) traktörün orta noktasının dönme dairesi merkezine olan uzaklığı ve $t = r_2 - e$ dir.

δ : Arabanın dönme açısıdır.

(Traktör+trayler) bir daire üzerinde döndüğünde aşağıdaki ilişkiler sözkonusudur. (Buradaki trayler, merkezden döndürmeli tipdir.)



Şekit: 47 Traktör ve Arabanın Bir Daire Üzerinde Dönmesi

$$r_1 = \sqrt{a^2 + n^2}$$

$$r_2 = \sqrt{a^2 + n^2 + c^2}$$

$$\sin \delta = \frac{r_1}{\sqrt{a^2 + n^2}}$$

$$a = \sqrt{n^2 + \frac{r^2}{\sin \delta}}$$

$$Z^2 = a^2 + c^2$$

$$Z^2 = n^2 + \frac{r^2}{\sin \delta} + c^2$$

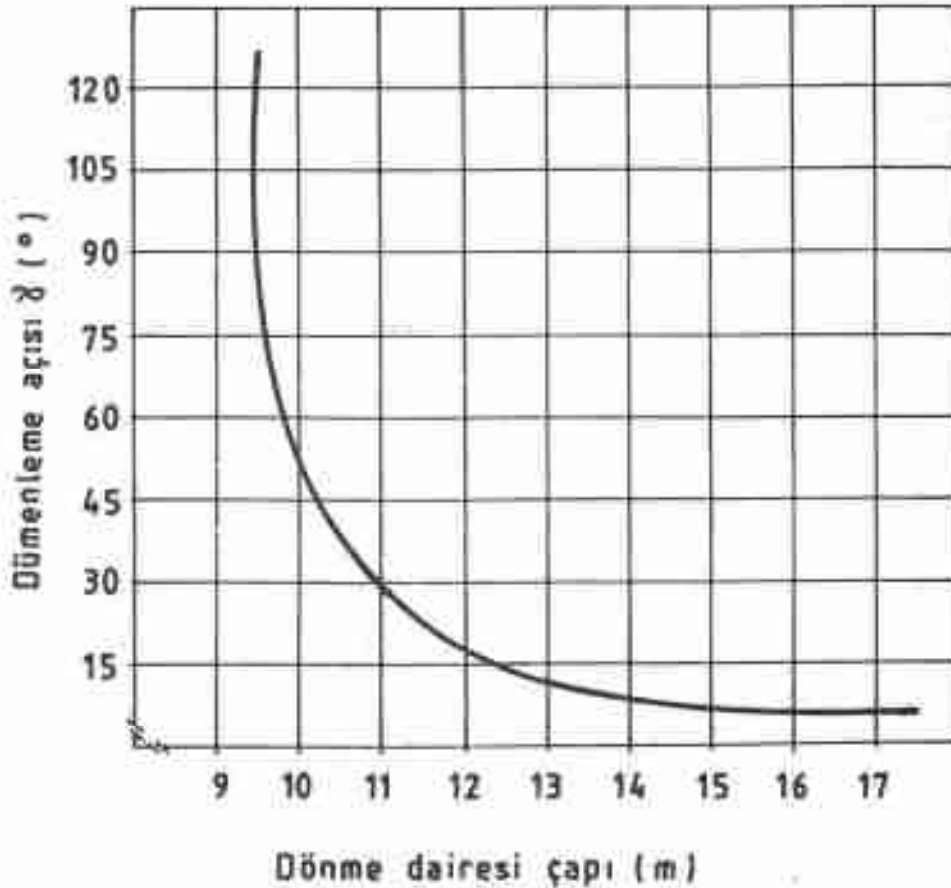
$$r^2 = Z^2 + x^2$$

$$t = \frac{n^2 + \frac{c^2 + x^2}{r^2}}{\sin \delta}$$

$$r_3 = \frac{t + c}{r^2}$$

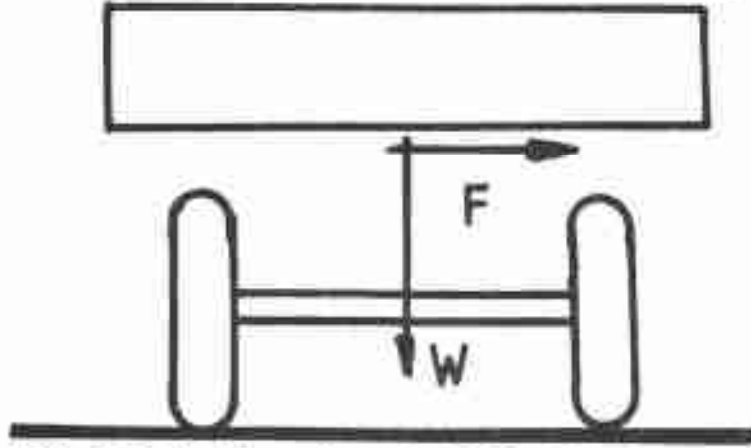
$$r_3 = \frac{n^2 + \frac{c^2 + x^2}{r^2} + c}{\sin \delta}$$

Bir denemede (Şekil: 48)'de görüldüğü gibi traylerde çekil kancası ile ön dingil arasındaki mesafe $n = 2,3$ m ve traylerin dingilleri arasında mesafe $r = 2,5$ m olduğunda, yönlendirme açısı ile dönme dairesi çapı arasında belirlenen ilişki şekilde gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi yönlendirme açısının artışı ile dönme için gerekli genişlik arasındaki ilgi doğrusal değildir.



Şekil: 48 Traylerin dönmesi için gerekli dönme dairesi çapı

4.2.6. Yüksek Hızlarda Arabanın Devrilmeden Dönebilmesi



Şekil: 49 Traylere Dönme Esasında Etki Eden Kuvvetler

Trayler dönüş halinde iki kuvvetin etkisi altında kalır (Şekil: 49). Bunlardan birisi ağırlık merkezine atki eden merkezkaç kuvvet (F), diğeri ise (W) arabanın ağırlığıdır. Dönüş esnasında merkezkaç kuvvet arabayı dışarı doğru itecek, arabanın ağırlığı ise buna engel olacaktır. Eğer bu (F) merkezkaç kuvveti ile (W) trayler ağırlığının bileşkesi, traylerin oturma alanının (dayanma düzlemi) dışına düşerse trayler yana devrilir. Bu alanın sınırının minimum değeri, traylerin arka ve ön dingil merkezlerinden geçen düşey düzleme uzaklığı (x_2) ile ilgilidir.

Araba (r) dönme yarıçaplı bir daire çizdiği zaman, ağırlık merkezini etkileyen santrifüj kuvvet dış tekerleğin A temas noktası etrafında devirme yapmak isteyen bir moment doğuracaktır. Burada; araba ağırlığı (W), arabanın hızı (v) olduğuna göre, (F) merkezkaç kuvvetinin değeri;

$$F = \frac{W}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \text{ olur}$$

Bu (F) kuvvetinin moment kolu (Y_y) ağırlık merkezi yüksekliğidir.

Bu durumda devirme momenti (M_d);

$$M_d = \frac{W}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot Y_y \text{ olacaktır}$$

Öte yandan, arabayı dengeleyen stabilite momenti ise, arabanın ağırlığının neden olduğu (M_s) momentidir. Burada momentin kolu (x_y) yarı arka izi genişliğinin yansıdır. Bu durumda; $M_s = W \cdot x_y$ olur.

Şayet bu dönüşte $M_d > M_s$ olursa, araba devrilecektir. Bu durumda bileske kuvveti, temas ve dayanma yüzeyinin dışına düşecektir. Bu yönden stabilitenin devam edebilmesi için, $M_d = M_s$ olma zorunluluğundadır. Bu durumda;

$$\frac{W}{g} \frac{v^2}{r} = Y_y = W \cdot x_1 \text{ ve buradan; } v = \sqrt{\frac{xy \cdot g \cdot r}{Y_y}} \text{ olur.}$$

Bu eşitlikten de görüldüğü gibi, arabanın devrilmekten dönebileceği daire çapı arabanın seyir hızına, ağırlık merkezinin yüksekliğine ve iz genişliğine bağlı bulunmaktadır. Bu ilişkide arabanın ağırlığının etkisi yoktur.

4.2.7. Traktör Arabalarının Fren Düzeni ve Frenleme Karakteristikleri

TS- 585 de fren düzeni için aşağıda açıklanan özellikler ön görülmüştür. (Traylerin frenleme kuvveti iletim tertibatı; mekanik, hidrolik pnömatik, elektrikli sistemler veya bunların kombinasyonu olan fren tertibatlarından biri ile donatılmış olmalıdır. 5000 ve 6000 kg'lık römorkların fren tertibatı bütün tekerleklerle, diğerlerinde ise en az bir dingile bağlı tekerleklerle tesir etmelidir. 750 kg (dahil) dan aşağı faydalı ağırlıktaki yan römorklarda (iki tekerlekli) yalnız elle kumanda edebilen bir fren tertibatı kullanılabilir. Römorklarda fren tertibatı faydalı ağırlıkla yüklenmiş römorku düz, kuru ve yatay bir zemin üzerinde çekilirken en az $2,5 \text{ m/s}^2$ lik negatif ivme ile yavaşlatabilecek özellikte yapılmalıdır. Römorklarda fren tertibatı, çeki halkasının traktörden kurtulması durumunda ok yere değmeden otomatik olarak çalışacak yapı ve özellikte olmalıdır. Bu tertibat aynı zamanda park freni olarak kullanılabilir. Bu durumda frenleme tertibatı % 15 eğimde römorku durduracak kadar frenlemelidir.

Yan römorklarda ayrıca park freni bulunmalıdır.

Römork traktöre takılı durumda, geri manevra yapılırken frenlemeyi engellemek için, geri manevra kilidi konulmalıdır.

Fren kampanaları ve fren kaplama yüzeylerinin standard ölçüleri Çizelge:10 da verilmiştir.

Günümüzde traylerlerde fren kullanılması lüks olmayıp temel bir zorunluluktur. Traylerin yüksek hız koşullarında fren güvenliğine sahip olması gereklidir. Bunun için traktörün ve traylerin frenleme karakteristiklerinin pratik ihtiyaçları karşılaması gerekmektedir.

Traktör arabalarında kullanılan fren tipleri ve fonksiyonları aşağıda belirtilmiştir.

Çizelge 10: Fren Kampanaları ve Fren Kaplama Yüzeylerinin Standard Ölçüleri

Çizelge 10. Fren Kampanaları ve Fren Kaplama Yüzeylerinin Standard Ölçüleri.

| Kampana iç çapı | | Fren kaplama yüzeyinin | | | |
|------------------------------|---------------------------|------------------------|-------------|-----------------------------|-----------------------------|
| Yarı Römork | Römork | d (mm) | Tolerans | Genişliği (b) (mm) ± 0,3 | Kalınlığı (e) (mm) ± 0,3 |
| 500-750 1000-1500 2000 | 2000 | 250 | +0,185 0 | 40 | 5 |
| 2500 3000 3500 4000 | 2500 3000 - 4000 | 300 | +0,210 0 | 60 | 6 |
| - - | 5000 6000 | 350 | +0,230 0 | 60 | 6 |

- Seyir freni: $2,5 \text{ m/s}^2$ lik ortalama bir gecikme (negatif ivme) sağlayabilmelidir.

- Tespit (el) freni: % 20 lik bir eğimde arabayı tespit edebilmelidir.

- Kopma freni: Arabanın traktörden ayrılması durumunda arabayı % 20 ye kadar olan eğimlerde frenleyerek durdurabilmelidir.

İki tonluğa kadar olan trayerlerde el freni aynı zamanda seyir freni olarak kullanılabilir.

Maksimum yükü ağırlığı 750 kg dan fazla olan trayerler, tekerlek sayısının en az yarsına kumanda edecek fren düzeri ile donatılmış olmalı ve bu düzen araç eksenine göre simetrik tekerleklerde bulunmalıdır. Seyir freninin sadece bir dinge etkimesi yeterli olmaktadır.

Bütün tekerleklerinde fren bulunan trayerlerde 4 m/s^2 ve hepsinde bulunmayanlarda $2,5 \text{ m/s}^2$ ortalama negatif ivme sağlanabilmelidir. TS 585 de trayerin frenleme ivmesinin $2,5 \text{ m/s}^2$ olması görülmektedir.

Bir ve iki dingilli traylerlerde hangi tip frenlerin ne zaman bulunacağı, Avrupa ülkelerinde aşağıdaki genel kurallara bağlanmıştır. (W : traktörün ilâve ağırlıksız öz ağırlığı, W_a : traylerin yüklü ağırlığı)

1. durum

$W_a \leq 1,5$ ton ve $W_a \leq W$ ise,

bu durumda trayler frenine ihtiyaç yoktur. Bu koşullardan, herhangi birisinin yerine gelmemesi halinde traylerde bulunması gereken fren 2 durumda olduğu gibidir.

2. durum

$W_a = 1,5, \dots, 5$ ton ve $W_a \leq W$ ise,

bu durumda traylerde, traktör üzerinden kumanda edebilen bir seyir frenine ihtiyaç vardır. Eğer $W_a > 3,5 W$ ise trayler üzerindeki frenin 3. durumda belirtilen tipten olması gerekir.

3. durum

$W_a > 5$ ton ve $W_a < 4,5 W$ ise,

bu durumda trayler, hidrolik bir seyir freni ile donatılmadır.

Yukarıda açıklandığı gibi seyir güvenliği yönünden (traktör + araba) kombinasyonunun frenleme düzeninin ve frenleme karakteristiklerinin istenilen değerlerde ve özelliğe olması gerekir. Bu kombinasyonda araba ağırlığının frenleme ivmesine etkisi vardır. Bu ivme arabanın fren tipine bağlıdır. Eğer araba frensiz olarak yapılmış ise tüm frenleme etkisi yalnızca traktör freni tarafından sağlanacaktır. Bilindiği gibi frenleme uygulamasında frenleme zamanı (t):

$$t = \frac{v}{b}$$

t : Frenleme zamanı (s)

v : Seyir hızı (m/s)

b : (Traktör + araba) kombinasyonunun ivmesi (m/s^2)

Öte yanda;

$$s = \frac{1}{2} b t^2 \text{ dir. Burada;}$$

l: frenleme mesafesi, durma mesafesidir.

$$l = \frac{v^2}{2b} \text{ eşitliğine göre (l) nin minimum değeri için, (b) nin maksimum}$$

$$\text{değeri olması gerekir. Yani } l_{\min} = \frac{v^2}{2b_{\max}} \text{ olur}$$

Frenleme ivmesi değeri, traktör yönünden traktörün ölçüleri ile ilgilidir. Tutunma katsayısı (μ) arttıkça traktörün geliştirdiği frenleme ivmesi artar. Uygulamada traktörün frenleme ivme değerlerinin 2 ile 3,5 m/s² arasında değişmekte olduğu saptanmıştır (TS 585 de trayler frenleme ivmesinin 2,5 m/s² olması öngörülmektedir) (Traktör+frensiz traktör arabası) kombinasyonunda katarrn frenleme ivmesi en az olmakta ve 0,5 ile 2,2 m/s² arasında değişmektedir. Arabanın ağırlığı arttıkça katarrn frenleme ivmesi azalmakta yani traktörün katarrn durdurabilmesi için daha fazla zamana gereksinim duyulmaktadır. Bu yüzden frensiz arabanın kullanılması sakıncalı olmaktadır. Uygulamada gerek toprak ve gerekse asfalt yol koşullarında yapılan deneylerde (traktör+frenli araba) kombinasyonunda ise ivmenin 2,5 m/s² nin altında olmadığı saptanmıştır. Özet olarak; (traktör+frensiz araba) kombinasyonu, karayollarında ancak araba yüksüz iken sefere çıkabilir. Şayet araba yüklü durumda ise (frensiz), yalnızca traktörün freni katarrn istenilen şekilde frenlemeye yeterli olmamaktadır. Zira traylerin ağırlığı arttıkça katarrn frenleme ivmesi azalmakta ve traktörün yalnız başına geliştirdiği frenleme ivmesinin ancak yarısı kadar olmaktadır. Bu nedenle katardaki trayler yüksüz iken, ancak kara yollarında seyredebilir.

Frenleme donanımı yönünden (traktör+araba) katarrnda üç durum sözkonusudur.

- frenli traktör+frensiz araba
- frenli traktör+ frenli araba
- frensiz traktör+ frenli araba

4.2.7.1. Frenleme Etkileri

1. Traktörün frenleme ivmesi ve etkisi

Frenleme esnasında bir kısım traktör ağırlığı arka tekerleklerden ön tekerleklere transfer olmaktadır. Bu ağırlık miktar traktörün ölçülerine ve frenleme ivmesine bağlıdır.

2. Transfer ağırlığının değeri

$$\Delta W = W \cdot \frac{y_3}{x_1} \cdot \frac{b}{g}$$
 olarak ve bu transfer ağırlık ön aksa ilâve edilecektir.

3. Küçük olan yuvarlanma direnç katsayısı ihmal edilirse, aşağıdaki eşitlikler yazılabilir. Traktör ön aksının toplam ağırlığı (W_2):

$$W_2 = W \left(1 - \frac{(x_1 - x_2)}{x_1} \right) + \Delta W \text{ olur.}$$

Bu durumda arka aksın toplam ağırlık miktar (W_1):

$$W_1 = W \left(\frac{(x_1 - x_2)}{x_1} \right) + \Delta W \text{ olur.}$$

4. Frenleme kuvveti (F) frenleme ivmesine neden olduğundan, frenleme etkisi arka tekerleklerle uygulandığında;

$$F = \frac{W}{g} \cdot b = \mu \cdot W_1 = \mu \cdot \left(W \cdot \frac{(x_1 - x_2)}{x_1} + W \cdot \frac{y_3}{x_1} \cdot \frac{b}{g} \right) \text{ olur.}$$

$$\text{Burada: } h = \mu \cdot g \left(\frac{x_1 - x_2}{x_1 + \mu y_3} \right) \text{ bulunur.}$$

Burada;

b : Frenleme ivmesi (m/s^2)

g : Yerçekimi ivmesi (m/s^2)

μ : Tutunma katsayısı

μ 'nin yaklaşık değeri:

| Zemin durumu | μ değeri |
|------------------------|--------------|
| Beton yol | 0,8 |
| İyi tarla yolu | 0,7 |
| Kuru toprak | 0,4 |
| Nemli toprak | 0,3 |
| Çok nemli kumlu toprak | 0,2 |
| Yapışkan tarla toprağı | 0,1 |

kadar olmaktadır.

Yukardaki eşitlikte görüldüğü gibi maximum frenleme ivmesi, traktörün ağırlığına bağlı değildir. Sadece onun linear ölçüleri ve tutunma katsayısı ile ilgili bulunmaktadır.

5. (Traktör+Araba) kombinasyonunda ise traylerin ağırlığının frenleme ivmesine etkisi vardır. Bu nedenle en ciddi durum, trayler frensiz olduğu zaman ortaya çıkmaktadır. Bu durumda bütün frenleme etkisi yalnızca traktör freni tarafından sağlanmaktadır.

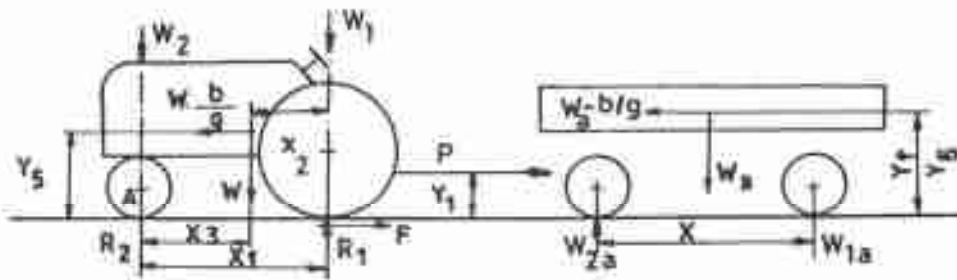
6. Fren düzeni bulunmayan trayler ile katarın frenleme ivmesi uygulamada $0,5-2,2 \text{ m/s}^2$ civarında bulunmuştur. Bilindiği gibi traylerin traktöre etkisi, çeki oku tarafından iletilir (Şekil:50) de traktör ön tekerleğinin yola temas ettiği A noktasına göre alınan moment denklemleri yardımıyla arka tekerleğe gelen yük hesaplanabilir.

$$W_1 x_1 = W (x_1 - x_2) \cdot \frac{V}{g} \cdot b \cdot y_1 - W_a \cdot \frac{b}{g} \cdot y_1 \text{ ve buradan}$$

$$W_1 = \frac{1}{x_1} \left(W (x_1 - x_2) \cdot \frac{V}{g} \cdot b \cdot y_1 - W_a \cdot \frac{b}{g} \cdot y_1 \right) \text{ olur.}$$

Burada transfer olan ağırlık;

$$\left(\frac{W_a \cdot y_1 \cdot b}{x_1 \cdot g} \right) \text{ ile artmaktadır.}$$



Şekil 50 Fren Düzeni Bulunmayan Trayler ile Frenlemede İvme

Buna göre, frenleme sırasında traktörün ön tekerleklerine transfer olan ağırlığın önemli olduğu görülmektedir.

7. $(m = \frac{W_a}{W})$ kabul edilirse, W_1 eşitliği

$$W_1 = \left[\frac{W}{x_1} (x_1 - x_2) + (y_5 + m \cdot y_1) \cdot \frac{b}{g} \right] \text{ olur.}$$

Frenleme kuvveti (F_1)

$F = \mu \cdot W_1$ ve frenleme ivme kuvveti $(W + W_a) \cdot \frac{b}{g}$ yerine konularsa;

$$\mu \cdot \frac{W}{x_1} \left[(x_1 - x_2) + (y_5 + m \cdot y_1) \cdot \frac{b}{g} \right] = W \cdot (1 + m) \cdot \frac{b}{g} \text{ ve}$$

Buradan;

$$b = \frac{\mu \cdot g \cdot (x_1 - x_2)}{x_1 + \mu \cdot y_5 + m \cdot (x_1 + \mu \cdot y_1)} \text{ olur. (Bu eşitliklerde } y_5 > y_1 \text{ dir)}$$

Bu eşitlikten faydalanılarak (m) oranının değişen değerleri için, katam teorik frenleme ivmeleri hesaplanabilir.

8. Traktör ve traylerde fren bulunması durumunda kombinasyonun frenleme ivmesi:

Yalnız trayler frenlendiğindeki ivme;

Frenleme esnasında arabanın arka tekerleklerinden ön tekerleklere transfer olan ağırlık aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir.

$$\Delta W = \frac{W_a \cdot b \cdot y_6}{g \cdot x}$$

Bu durumda ön dingile gelen yük: (çünkü yalnız ön tekerlekler frenle donatılmışlardır).

$$W'_{20} = \frac{W_a}{g} + \frac{W_a \cdot b \cdot y_6}{g \cdot x} \text{ olacaktır.}$$

Öte yandan; $\mu \cdot W'_{2a} = (W + W_s) \cdot \frac{h}{g}$ olduğundan, (W'_{2a}) nın yukarıdaki değeri yerine konulursa;

$$h = \frac{\mu \cdot g \cdot W_s}{2 \cdot (W + W_s \cdot \frac{W_s - \gamma_0}{x})}$$

4.2.7.2. Çeki Oku Bası Kuvveti

(Traktör + trayler) kombinasyonunun her iki biriminde de fren bulunduğu çeki oku bası kuvveti meydana gelmektedir. Çeki oku bası kuvveti, tekerlekteki frenleme kuvvetinin değerine bağlıdır. Genelde traylerlerde yalnız ön tekerleklerde frenleme sistemi bulunduğu için, frenleme kuvveti de frenleme esnasında ön tekerlere gelin kuvvete bağlı bulunmaktadır. Ön tekerlere transfer olan ağırlık da unutulmamalıdır. Traylerin (m) nın değişik oranlarına (yani traylerin değişik yüküne) bağlı olarak geliştirildikleri çeki oku bası kuvvetleri (Çizelge:11) de verilmiştir.

Çizelge-11: Traylerin Yüküne Bağlı Olarak Ölçülen Çeki Oku Bası Kuvveti

| Traylerin yükü | Bası kuvveti (kgf) | m |
|-----------------------|--------------------|------|
| 1 tonla yüklendiğinde | 210 | 0,7 |
| 2 tonla yüklendiğinde | 340 | 1,08 |
| 4 tonla yüklendiğinde | 380 | 1,78 |

Traktör ve traylerin her ikisi de frenlendiğinde toplam frenleme kuvveti (F);

$$F = \mu \cdot (W'_{2a} + W_1) \text{ olur.}$$

Traktörün frenlenerek durduğu andaki yatay kuvvetler gözönüne alınırsa;

$$F = W_s \cdot \frac{h}{g} - W'_{2a} \cdot \mu$$

(W'_{2a}) nın değeri yerine yazılırsa;

$$F = W_a \cdot \frac{b}{g} \cdot \left(\frac{W_a}{Z} + \frac{W_a \cdot b \cdot y_0}{g \cdot x} \right) \mu \text{ bulunur.}$$

Normal koşullarda kuru yollarda genellikle $\mu > \frac{b}{g}$ ve bası kuvveti (P) negatiftir. (F=P olarak değerlendirilebilir). Bu nedenle traktör trayler tarafından geri çekilir ve frenleme traktörünkünden daha iyidir.

Bu kombinasyonun frenleme ivmesi;

$$b = b_0 - g \cdot \frac{F}{W} \text{ bulunur.}$$

Burada; b_0 : traylersiz traktör ivmesidir.

Traktör+Trayler Kombinasyonunda Seyir ile İlgili Özellikler

4.2.8. (Traktör +Araba) Etkileşmesi

Yatay koşullarda iki dingilli ve yüklü arabanın traktör tarafından çekilmesinde etkileşme yönünden sözkonusu olabilecek mekanik özellikler, normal olarak arkadan çekilen ekipmanlarla çalışmadaki özelliklerin hemen hemen aynısı olmaktadır. Yani;

1. Bir yatay (P) çeki kuvveti geliştirildiğinde ve uygulandığında,

$$\frac{P \cdot y_1}{x_1} \text{ (1) normal transfer ağırlık etkisi sözkonusudur.}$$

Burada (y_1) değeri büyük olursa (yuvarlanma direnci büyük olan koşullarda) traktörün uzunluğuna stabilitesine olumsuz etki yapabilir.

2. İvmeli hızlanmada ($W \cdot \frac{b}{g} \cdot \frac{y_2}{x_1}$) (2) hızlanma kuvveti doğmakta ve arka aksın yükünü artırıcı etki yapmaktadır.

$$3. (\beta_2) \text{ yukarı meyilli koşullarda seyredilirken } \left(\frac{W \cdot \sin \beta_2 \cdot y_2}{x_1} \right)$$

(3) kadar bir ağırlık değeri, yine arka aksın yükünü artırıcı etki yapacaktır. (Yokuş aşağı seyirlerde 3 nolu eşitlikteki ağırlık etkisi, ön aksı yükleyici yönde etki yapacaktır).

4.1.2.3. nolu eşitliklerdeki etkiler nedeniyle bu yukan meyilli koşullarda traktörün ön aksının önemli ölçüde hafiflemesi sözkonusudur. Bu nedenle taşımacılıkta kullanılan traktörlerin baş tarafının ağır olması istenir ve gerekir.

Bir Dingilli Arabanın Traktörle Etkileşmesi

Bir dingilli traylerin çekilmesinde önemli olan husus, arabanın çeki okunun çeki halkasındaki düşey dinamik kuvvetin değeridir. Bu kuvvetin bilinmesiyle; traktörün stabilitesi, traktörün yönetilmesi, traktörün arka tekerleklerine isabet eden ağırlık ve bu tekerleklerin taşıma yeteneği, traktörün çeki yönünden mekanik zorlanması gibi sorunların cevabını vermek mümkün olur. Bu kuvvetin değişik koşullardaki değeri aşağıdaki eşitliklerle saptanabilir.

a) Yatay yolda sükûnet hali: Bu durumda çeki halkasındaki düşey kuvvet, statik düşey kuvvet adını alır ve değeri P_0 dir. (Şekil:51)

$$P_0 = W_a \cdot \frac{L_1 - l_1}{L_1} \text{ ye eşittir.}$$

Burada;

l_1 : Arabanın ağırlık merkezinin çeki oku halkasının merkezine olan yatay mesafesi

L_1 : Arabanın tekerlek merkezinin çeki oku halkasının merkezine olan uzaklığıdır.

b) Yatay yolda seyir esnasında yalnızca traktör frenlendiğinde çeki halkasına gelen düşey kuvvet (P_2) dir.

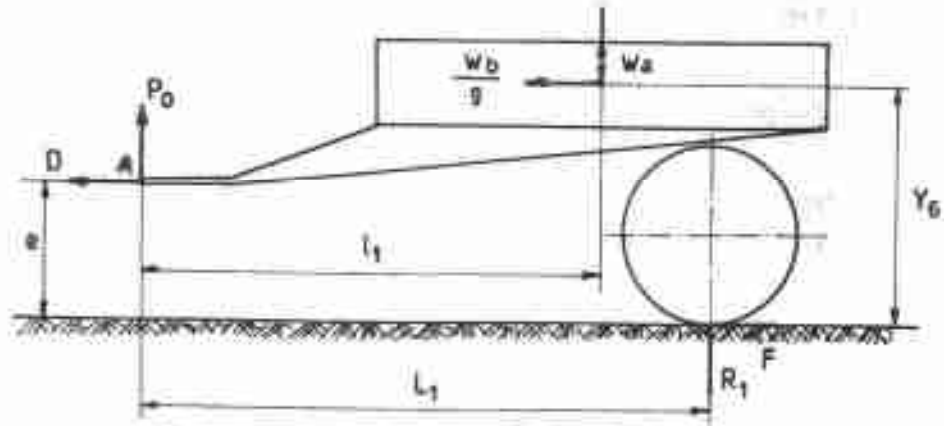
$$P_2 = P_0 + \frac{W_a}{g} \cdot b \cdot \frac{y_0}{L_1} \text{ ye eşittir. Burada;}$$

y_0 : Arabanın ağırlık merkezinin yerdan olan düşey mesafesidir.

(Kural olarak A noktasına gelen ağırlık, toplam ağırlığın % 20 ile % 30'u kadardır).

c) Yatay yolda seyir esnasında sadece araba frenlendiğinde çeki halkasına gelen düşey kuvvet (P_3);

$$P_3 = P_0 + \frac{W_a}{g} \cdot b \cdot \left(\frac{y_1 + m \cdot y_0}{L_1} \right) \text{ olur. Burada;}$$



Şekil 51: Bir Dingilli Traylerin Geometrik Boyutları ve Etkiyen Kuvvetler

$(n = \frac{W_b}{W})$ olup, W : arabanın ağırlığı ve W_b : traktörün ağırlığıdır.

d) Yatay yolda seyir esnasında traktör ve arabanın birlikte frenlenmesi durumunda çeki halkasına gelen düşey kuvvet (P_4):

$$P_4 = P_0 + \frac{W_b}{g} \cdot h \cdot \frac{y_6}{L_1} \text{ olur.}$$

e) Eğik düzlemde sükunet halinde söz konusu kuvvet (α -eğimli yokuşta) (P_5),

$$P_5^{(+)} = P_0 (C_1 \cos \alpha - C_2 \sin \alpha) \text{ olur.}$$

Burada;

α = eğim açısı ($^\circ$) dir.

$$C_2 = \left| \frac{y_6 \cdot y_1}{L_1 \cdot l_1} \right| \text{ e eşittir.}$$

Eğim aşağı ise;

$P_5^{(-)} = P_0 (C_1 \sin \alpha + C_2 \cos \alpha)$ dir.
Buradaki $P_5^{(+)}$ ve $P_5^{(-)}$ statik düşey kuvvetlerdir.

f) Katanın eğimli bir yolda ve yokuş yukarı seyrederken frenleme durumunda, çeki halkasındaki düşey kuvvet (P_6):

$$P_6 \cong (P_5)^{(+)} + \frac{W_1}{g} \cdot b_1^{(+)} + \frac{y_1}{L_1} \quad \text{olarak Burada;}$$

b_1 : Traylor'siz traktör için b1dir.

Yatay bir yolda (traktör+araba) katari ile erişebilen frenleme yavaşlamasının en büyük değeri

$$\frac{b_1}{g} \cong 0,5 \text{ kabul edilmektedir.}$$

g) Yokuş aşağı seyir esnasında frenlemelerde P_7 :

$$P_7 \cong (P_5)^{(-)} - \frac{W_1}{g} \cdot b_1^{(-)} - \frac{y_1}{L_1} \quad \text{bu cşit olur.}$$

Eğimier için oldukça ekstrem bir değer olan $\alpha = 15^\circ$ alınırsa $\cos \alpha \geq 0,96$ ve $\sin \alpha \leq 0,26$ kabul edilebilir. Buna göre;

$$b_1^{(+)} \cong 0,74 \cdot g \\ b_1^{(-)} = 0,04 \cdot g \text{ bulunabilir.}$$

Uygulamada karşılaşılan eğimler için $P_5 > P_4$ olmaktadır. Buna göre bir dingilli traktör arabası ile traktörü eğlendirirken, traktörün arka lastiklerinin taşıma kapasitesi, çeki şasisinin direnci ve ön dingilin yönlendirilmesinin kontrolü en kritik kuvvet olan $P_5^{(+)}$ kuvvetine göre yapılır. Bu kuvvet; $P_{max} = C \cdot P_5$ şeklinde ifade edilebilir. Burada C katsayısı, uygulamada karşılaşılabilen durumlar için;

$$C = 0,96 + \left[\frac{0,11 + 0,48 \cdot y_1}{L_1 - l_1} \right] \quad \text{olarak ifade edilebilir.}$$

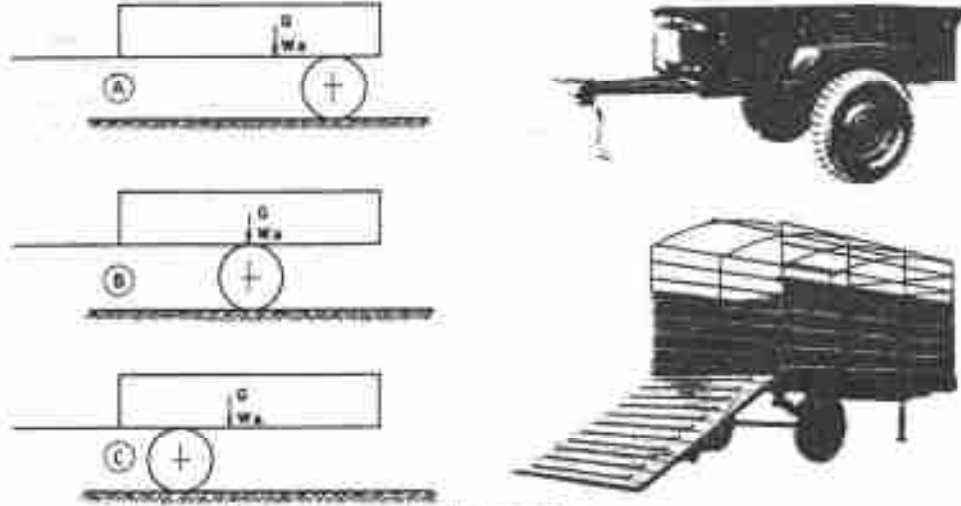
5. İki Tekerlekli (Bir Dingilli) Traktör Arabaları ve Kullanmaları ile İlgili Özellikler

1. Yapısal özellikler yönünden üç tip iki tekerlekli traktör arabası sözkonusudur (Şekil 52).

Bu arabalardan, (A) tipinde, ağırlık merkezi dingilin ön kısmında bulunmaktadır. (B) tipinde, ağırlık merkezi dingilden geçen düşey düzlemin üzerinde yerleştirilmiştir. (C) tipinde ise, ağırlık merkezi dingilin gerisinde

yerleştirilmiştir. (A ve C) tipine dengelenmemiş, (B) tipine ise dengelenmiş trayler denir. (A) tipinde toplam ağırlığın bir kısmı traktöre bağlantı noktasında etkili olur. Eğer iyi değerlendirilirse bu etki traktörün muharrik tekerleklerinin tutunma yeteneğini iyileştirir. Ancak meyilli koşullarda veya engebeilerin aşılmasında traktörün uzunluğuna stabilitesine olumsuz etki yapar. Dengelenmiş (B) tipinde ise, (ve bir de yük dengeli yüklenmiş ise) arabanın traktörün tutunma yeteneğine ve stabilitesine herhangi olumlu veya olumsuz bir etkisi sözkonusu değildir. Hafif araçlara örneğin otomobil veya hafif yapıli traktörle taşımacılıkta bu tip araba tercih edilir, kullanılır. (C) tipindeki araba daha çok arkadan yükleme ve boşaltma için uygun bir tiptir. Ancak bağlantı noktasında sağladığı yukarı yönde kaldırma etkisi ile traktörün tutunma yeteneğine olumsuz etki yapar. Bu nedenle bu tip araba çalıştırılmasında arkası ağır traktörler tercih edilir.

Bir dingilli arabalar hayvan taşımacılığında da kullanılmaktadır. Böyle bir araba, (Şekil 52 D) de gösterilmiştir.



Şekil 52: Değişik tip bir dingilli arabalar

2. Bir dingilli arabalar özel bir uygulama olarak gübre dağıtıcı olarak da değerlendirilir. Böylece arabanın yıllık yararlanma süresi uzatılmış olur. Arabanın kasa (platform) zemini, kuyruk mili tahrikli ve hareketli bant oluşturur. Bu hareketli zemin yalnızca gübre için değil aynı zamanda patates, pancar, kıyılmış yem bitkileri vb. nin taşınmasında ve boşaltılmasında da kullanılabilir.

Bu uygulamadaki mekanik özellikler genel karakterlidirler yani;

Kuyruk mili tahrikli çekilir tip ekipman ile çalışmadaki mekanik özellikler, burada da aynen geçerlidir.

Günümüzde gübre dağıtıcılar da, dış görünüş itibarıyla göze hoş gelebilecek yapımlar özelliklerine sahip bulunmaktadır (Şekil 7).

5.1. Muharrik Akslı İki Tekerlekli Traktör arabaları

Bir dingilli traylerin bir kısmında tekerleklerin hareketi kuyruk milinden alınmaktadır. Böylece uygun olmayan yol koşullarında traktörün muharrik arka tekerlekleri ile traylerin tekerlekleri arasındaki çap ve patinaj farkları dolayısıyla oluşan hız farkları, bu tip traylerin kullanılmasını sınırlamakta ve hatta bazı koşullarda engellemektedir. Bu tip traylerde taşınan ağırlığın tamamı aracın aderansını olumlu yönde etkilemektedir. Bu uygulamaya, özellikle arızalı arazilerde ve ormancılık işletmelerinde iyi sonuç vermektedirler. Günümüzde İngiltere'de, Almanya'da ve İsveç'te çok kullanılıyorlar. Norveç'te (süt bidonlarının taşınmasında) kullanılmaktadırlar. Ancak bunların bakım ve işletme masrafları biraz daha yüksek olmaktadır. Bu arabaların lastikleri, traksiyon tip yarı tutunma tırmakları ile donatılmış çeki tipi lastiklerdir.

Muharrik Akslı Traylerin Çekilmesi

Bu tip çalışmada, dengelendirilmiş tek akslı traylerle çalışmaya nazaran oldukça önemli farklar bulunmaktadır. Her ne kadar buradaki trayler tekerlekleri iki adet ise de, bunlar motordur. Bu tip traylerin çekilmesinde traktörün faydalı gücü, bir yandan traktörün kendisi ve öbür yandan trayler için olmak üzere iki yönde kullanılmaktadır. Genel olarak traylere hareket, traktörün kuyruk mil vitesini iletilir. Bu yönden traktör-motor gücü (N_m) = (Traktörün çeki gücü (N_c) + kuyruk mil gücü (N_k)) olarak ifade edilebilir. Ancak uygulamada normal çalışma koşullarında yaklaşık % 5-8 kadar patinaj bulunduğunu kabul edildiğinden burada çeki ve kuyruk mil güçleri hesaplanmasında ve ifade edilmesinde, hızların aynı değeri değerlendirilmesi gerekli bulunmaktadır.

Yukarıda açıklandığı üzere:

(N_m) traktörün faydalı motor gücünü, (N_c) çeki gücü ve muharrik aks tahrik eden (N_k) kuyruk mil gücünün toplamı şeklinde göstermek mümkündür.

$$N_m = \frac{P_t \cdot V_t}{270 \cdot \eta_t} + \frac{P_r \cdot V_r}{270 \cdot \eta_r}$$

Burada;

P_t : Traktörün muharrik tekerleğinin çevre kuvveti,

P_r : Traylerin (muharrik) tekerleğinin çevre kuvveti,

V_t : Traktörün ilerleme hızı,

V_r : Traylerin ilerleme hızı,

η_t : Traktör transmisyon sisteminin etkinliği,

η_r : Traylerin tahrik mekanizmasının tesir derecesidir.

Yukarıda açıklandığı üzere traktör ve traylerin hızını gösteren (V_t) ve (V_r) birbirine eşit değildir. Traktörün patinaj miktarı % de olarak (δ) ile ifade edilirse;

$$V_r = V_1 \left(1 - \frac{\delta}{100}\right) \text{ olacaktır.}$$

Yapılan bazı kabullenmeler yardımıyla, gücü ve ağırlığı belli bir traktör için çekebileceği muharrik akslı yükü bir traylerin ağırlığı (W_a), aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanabilir.

$$W_a = \left[\frac{270 \cdot N_e \cdot \eta_f \cdot W \cdot f_r \cdot V_1}{f_r \cdot V_1 \left(1 - \frac{\delta}{100}\right)} \right] \eta_r \text{ olur.} \quad (6)$$

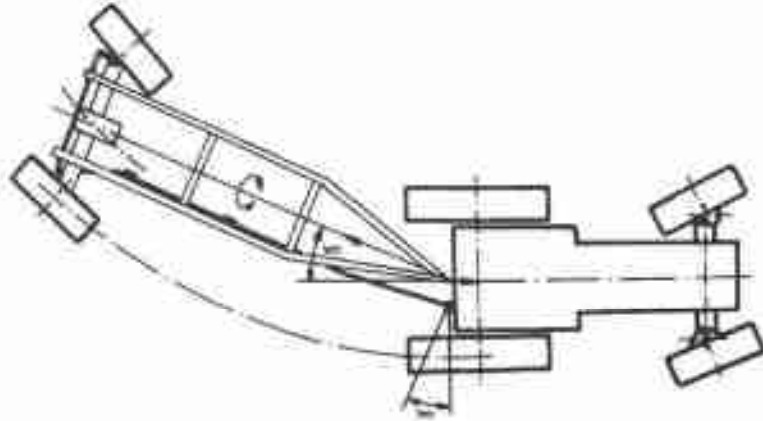
Burada;

W: Traktör ağırlığı fr: yavaşlatma sürtünme katsayısı.

Son zamanlarda, iki muharrik tekerlekli arabaların yönlendirilmesi ile ilgili Bucher-Letran isimli yeni bir teknik geliştirilmiştir. (Şekil 53)

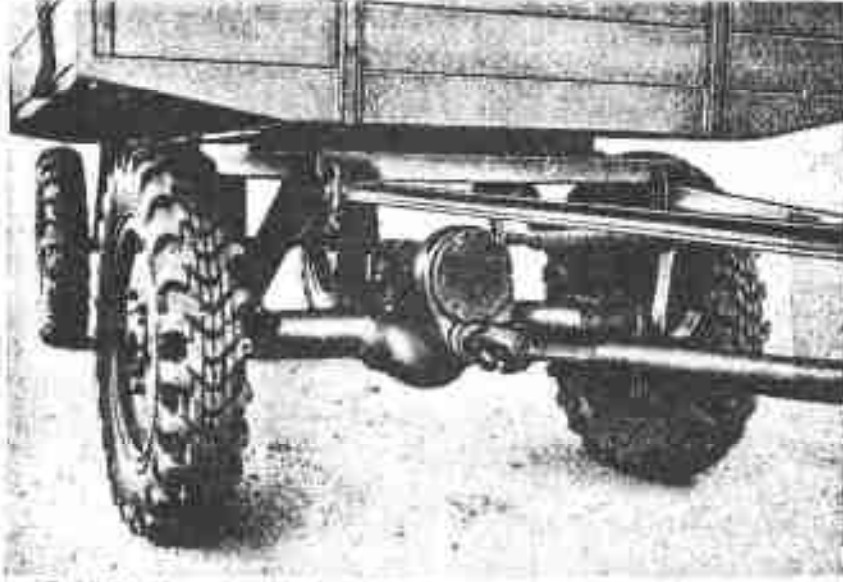
Burada, araba tekerlekleri muharrik tekerlek olup, aynı zamanda yönlendirme fonksiyonunu da yapmaktadır. Özellikle dik meyilli koşullarda güvenli çalışmayı gerçekleştirmek için ya Terra tipi geniş lastikler veya ikiz lastikler kullanılmaktadır. Bu uygulamada arabanın tekerleği traktör tekerlek izini takip etmektedir.

Bucher-Letran tekniği, özellikle ot toplama ve yükleme düzenli arabalarında, gübre dağıtıcılarında, basınçlı sarnıç arabalarında uygulanmaktadır.



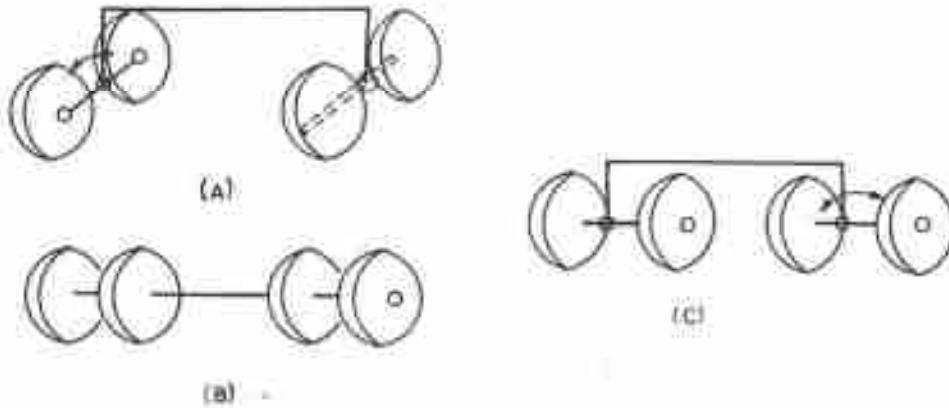
Şekil 53: Bucher-Letran tekniğinin uygulanması

Öte yanda çok az da olsa, uygulamada iki dingilli traktör arabalarının (Şekil 54) de görüldüğü gibi, kuyruk mili ile tahriki sağlanabilmektedir. Ancak bu uygulama geçişme sağlanamamıştır.



Şekil 54: Kuyruk mili tahriki iki dingilli araba

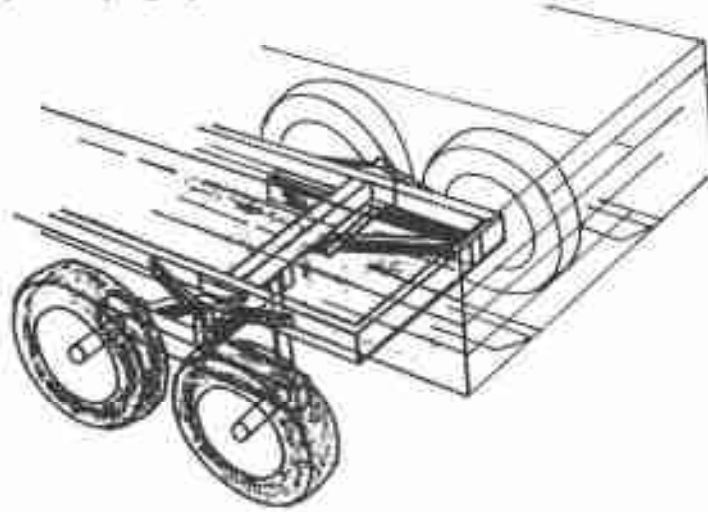
5.2. Bir Dingilli Arabalarda Tekerlek ve Dingil Düzenlenmesi



Şekil 55: Bir dingilli arabalarda tekerlek ve dingil düzenlenmesi

Ağır arabalarla yumuşak tarla topraklarında hareket edilirken derin izler meydana gelir ve bu nedenle toprak aşırı derecede sıkıştırılmış olur. Genelde sonuç bu olacağına göre, bu istenmeyen etki acaba hangi teknik önlemlerle ve ne dereceye kadar önlenebilir. Yapılan etüdiere göre bu konuda uygun lastik seçiminin yanında, tekerleklerin ve dingillerin sayısı ve yerleri etkili bir rol

oyunmaktadır. Örneğin iki izli tekerlek düzenlemeleri (iki veya üç dingilli olabilir) birbirini izleyen tekerleklerin üst üste aynı yerden geçişi nedeniyle toprak altında büyük bir sıkıştırma etkisi oluşturmaktadır. Öte yandan rijit tandem (yaysız bağlantı) tekerlek uygulamasında (Şekil 55) de görüldüğü gibi, tekerleklerin yanıl kuvveti virajlarda toprağı oymaktadır.



Şekil 55: Rijit tandem dingil uygulaması

(Şekil 55 A) ve (Şekil 56) da görülen Rijit Tandem uygulamasında yanıl kuvvet diğer düzenlemelere nazaran biraz daha fazladır. Bu nedenle tandem dingil düzenlemesi optimal bir tıal şekli oluşturmamaktadır. Zira aynı izden iki defa geçildiği için büyük derinliklerde dahi toprak aynen toprağı bozmakta (yani otlu tabakayı tahrip etmekte ve toprağı karıştırmakta), yol üzerindeki seyirlerde ise bu yanıl kuvvetler büyük bir aşırıma meydana getirmektedir. (Şekil 12) de yaylı tandem dingil uygulaması gösterilmiştir.

Eğer tekerlekler birbiri ardına değil de yanyana yerleştirilmiş ise yani iki iz yerine dört izli düzenleme yapılmış ise, tekerlek izi iki katına çıkmış ve dolayısıyla yuvarlanma direnci de o oranda büyümüş olmaktadır. (Sarkaç dingil düzeni). Ancak bu uygulama ile toprak sıkıştırması tandem dingilli düzenlemeden daha düşük olmaktadır. Bilindiği gibi dört izli düzenleme için farklı iki uygulama bulunmaktadır.

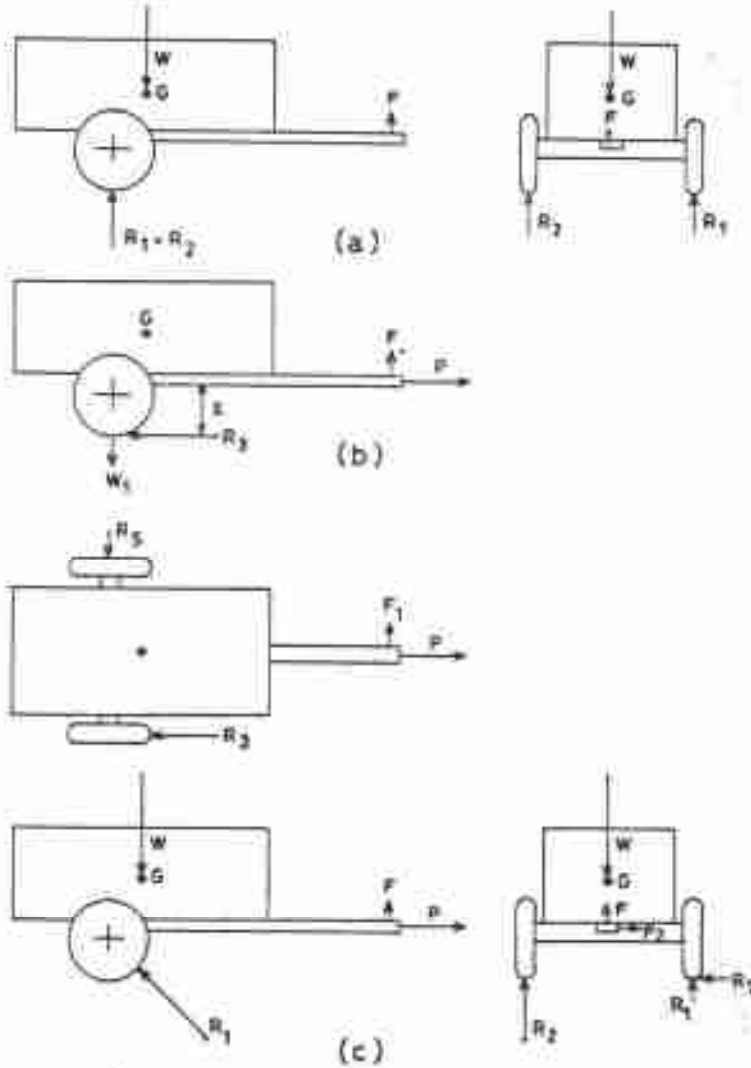
1. Ya ikiz lastikli bir dingil kullanılır (Şekil 55-B)
2. Veya bunlar sarkaç dingilleridir (Şekil 55-C).

Bu açıklamalara göre sarkaç dingil, esas itibarıyla toprak basıncını azaltma için iyi bir çözüm oluşturmaktadır. Ancak tandem dingile göre yuvarlanma direnci yüksek olup, dolayısıyla daha büyük çeki kuvveti gerektirmektedir.

5.3. İki Tekerlekli Traylere Etki Eden Statik ve Dinamik Kuvvetler

İki tekerlekli traktör arabaları, taşıma ekipmanının en basit formunu oluştururlar. İki tekerlekli arabaya etkiyen statik ve dinamik kuvvetlerin etüdü ve değerlendirilmesi, bir çok çekilen tip iki tekerlekli tarım makinalarının tekerleklerine ve çabına da uygulanabilir. Söz konusu etüd, aşağıdaki şekilde özetlenebilir.

1. Bu tip arabayı etkileyen statik kuvvetler (Şekil 57-a) da gösterilmiştir. Burada; (R_1) ve (R_2) tekerleklere etkiyen düşey dayanımın toprak reaksiyonları, (W), (G) ağırlık merkezini etkileyen ağırlığın etki hattı, (F) ise, traktöre bağlantı noktasında, oka uygulanan kaldırma kuvvetidir.



Şekil 57: İki tekerlekli traylere etki eden statik ve dinamik kuvvetler

2. Trayler hareket halinde iken gelişecek dinamik kuvvetler, bunlara ilâve edilecektir (Şekil 57-b) de yuvarlanma direncinin başlıca etkisi gösterilmiştir. Burada; (W_1) beher tekerleğe isabet eden ağırlık miktarı, (P) traylere uygulanan çeki kuvveti, (R_2) yuvarlanma direncidir. Şekilde görüldüğü üzere (R_2) yuvarlanma direnci, çeki oku bağlantı noktasına göre bir ($R_2 \cdot x$) momenti oluşturur ki, bu moment tekerleğe isabet eden ağırlığın etkisinin bir kısmını bağlantı noktasına transfer eder (Ağırlık transferi).

3. Trayler ileri hareket esnasında bir tekerleği taş vb bir engebeye rastlar ise (Şekil 57-c) de görüldüğü üzere, çeki okunun bağlantı noktasını ve tekerlekleri etkileyen ilâve yan kuvvetler doğar. Örneğin sağ tekerlek engebeye rastlandığı anda (R_1) düşey dayanım toprak reaksiyonunun tatbik noktası ileri fırlar ve engebeyi tırmanırken düşey dayanım toprak reaksiyonları arasında $R_2 > R_1$ eşitsizliği meydana gelir. Bu arada yukarıda açıklandığı gibi, tekerleğe (R_2) ve bağlantı noktasına (F_1) etkileri ve bilahere bunlara zıt (R_2) ve (F_2) karşı reaksiyonlar gelişirler. Eğer hız fazla ve engebe büyük ise, bu durumda tekerlekler geri ve yukarı yönde ilâve ve büyük değerlerde kuvvetler etkili olurlar.

4. Traktör hızını artırdığı dolayısıyla trayler hızlandığı zaman oluşan moment, bağlantı noktasından tekerlekler ağırlık transfer ettirici etki yapar. Traktör yavaşlatılmak suretiyle traylerin hızı (çeken araç tarafından) azaltılırsa, oluşan ters moment, tekerleklerden bağlantı noktasına ağırlık transfer edici etki yapar.

5. Şayet trayler kendi frenlerinin etkisiyle hızı azaltılırsa (yavaşlatılırsa bu durumda moment kolu daha uzun olduğundan) traktörün yavaşlatılmasında (4.madde de sözü edilen) gerçekleşenden daha büyük değerlerde tekerleklerden bağlantı noktasına ağırlık transfer ettirici bir moment doğar.

6. Trayler keskin dönüş yaptığında (eğer ağırlık merkezi tam dینگil üzerinde değilse), bağlantı noktasına uygulanan yan reaksiyona ilâve olarak, bir devirme momenti doğar ve bu noktaya etki eder.

7. Traylerin çekilme karakteristikleri yol koşulları yönünden önemlidir. Trayler kısa platformlu ise veya trayler kesif yük ile yüklenmiş ise, en küçük yarı çaplı dönmelerde, bağlantı noktasına olan yarı kuvvet etkisi daha az olur ve yanal stabilitenin bozulma eğilimi azdır.

Traylerin genişliği arttıkça devirmeye direnç artar ve fakat iki tekerlek beraberce bir engebeye çarpınca, bağlantı noktasına daha büyük yarı kuvvet etkisi olur.

8. Traylerin her bir kısmının kendine yüklenecek maksimum yüke mukavemet edebilecek kadar mukavim olması şarttır. Trayler oku bir başka ifade ile, araba dینگilinden itibaren çeken araca uzanan bağlantı çatısı, bir tekerlek bir engebeye rastlayınca yatay düzlemde, trayler kendi frenleri vasıtasıyla yavaşlatılıncaya düşey düzlemde çok zorlanır. Ayrıca traylerin iki tekerleği beraberce bir engebeye çarparsa, dینگil ve tekerlek milleri aşırı derecede zorlanırlar. Bu

kısımların bu zorlanmalara karşı yeter derecede mukavemet edebilmesi gereklidir.

9. Traylerin makasları (yayları) hem engebelerden gelen ve hem de traktöre ulaşarı şokları absorbe eder ve azaltır, faşat trayler platformunun yataylığının bozulmasını ve ileri harekette traylerin sağa sola yalpa yapmasını artırabilir.

6. Taşımada bir Sefer İçin Gerekli Zaman

(Traktör+araba) kombinasyonunda, taşımada bir sefer için gerekli zamanı;

$$T = a + b + M \frac{c}{d} + M \frac{e}{c} \text{ (dak) eşitliği ile bulunabilir.}$$

Burada;

- a: Arabayı doldurmak için geçen süre (dak)
- b: Arabayı boşaltmak için geçen süre (dak)
- c: Boş gidis hızı (km/h)
- d: Dolu gidis hızı (km/h)
- e: Taşıma yarıdan uzaklık (km) dir.

Taşımacılıkta yapılan iş (ton-km) olarak belirlendiğine göre, verimin artırılması için;

1. Doldurma ve boşaltma sürelerinin azaltılması (stabildiğince bu işlerin makina ile yapılması);

2. Taşınacak yükün ve taşıma hızının artırılması gerekmektedir.

Gerek ekim makinası ile ekim için tohum taşınmasında, gerekse biçerdöverle hasat işinde ürünün taşınmasında aksaksız çalışmayı sağlamak için gereken araba sayısı;

$$n = \frac{T}{t} \text{ eşitliğinden bulunabilir.}$$

Burada;

- T: Arabanın bir sefer yapması için geçen zaman (dak)
- t: Taşınan tohumun ekim makinası tarafından röketilme süresi ya da taşınan tohumun biçerdöver tarafından tekrar hazırlanma zamanı (dak).

İKİNCİ KISIM

7. TRAKTÖR ARABASININ KONSTRÜKSİYON ESASLARI

Traktör arabası tarla ve köy yolları gibi engebeli zeminlerde seyreden bir taşıttır. Bu nedenle traktör arabasının konstrüksiyonunun ana fikrini burulmaya karşı esneklik oluşturur.

Kural olarak traktör arabası hafif olmalıdır. Toprağı fazla sıkıştırmadan daha fazla yük taşıyabilmesi için, arabanın öz ağırlığı olabildiğince az olmalıdır.

Tarım arabası dayanıklı ve ucuz olmalıdır. Her ne kadar dayanıklılık ve ucuzluk bir birinin zıddı olan iki özellik ise de, uygun kalitede malzemelerin seçimi ve imalatın rasyonelleştirilmesi ile bu konuda uygun bir çözüm sağlanabilir. Kaynak konstrüksiyon traktör arabası imalatının ağırlık noktasını oluşturur.

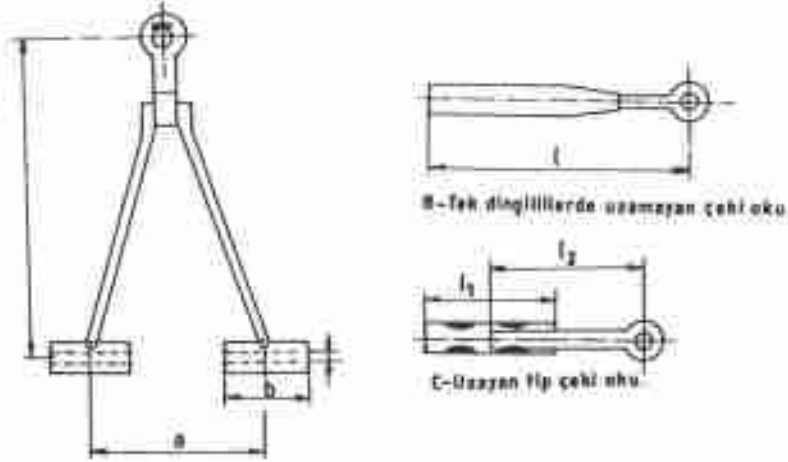
Arabanın çeki oku, şasisi (çerçevesi), döndürme düzeni, kasa ve dingilleri ile tekerlekleri, araba bütünlüğünü oluşturan en önemli organlardır.

Bunların ayrı ayrı yapısal özellikleri, arabanın konstrüksiyon özellikleri hakkında genel bir fikir verebilmektedir.

Traktör arabalarının deneyleri TS 3413'e göre yapılmalı ve deneyler esnasında veya sonunda arabada çatlama, kırılma, kopma, eğilme ve benzeri kalıcı biçim değişiklikleri görülmemelidir.

7.1. Çeki Oku

Çeki oku, traktörle trayler arasındaki bağlantıyı sağlayan elemandır. Çeki oku genellikle çatal şeklindedir ve çatalın kapalı ucu çeki halkasına, diğer uçları ise traylere tespit pernosuna bağlanır. Çeki okuna ait bir kırım konstrüksiyon örnekleri (Şekil 58) de gösterilmiştir.



A- İki dingillilerde uzamayan çeki oku.

Şekil 58: Çeki okuna ait konstrüksiyon örnekleri.

TS 585 de çeki oku ve halkasının f6y-1 ve f6y-2 de verilen boyutlara uygun olması ve kaynaklız olarak imâl edilmesi öngörülmektedir.

Çeki oku, traylerin çekilmesine karşı gösterdiği mukavemete bağılı olarak bir gerilime maruz kalacaktır. Çeki okuna gelen kuvvetler, sürtünme ve atalet kuvvetlerinden doğmaktadır. Bu kuvvetlerin bileşkesi, daima çeki veya bası gerilmesi olarak değer ve yön değiştirmektedir. Bu nedenle çeki oku değişken yüke göre hesaplanmakta ve çeki okunun sürekli dayanımı önemli bulunmaktadır.

Çalışma süresince çeki okuna etkileyen kuvvetler, çalışma koşullarına bağılı olarak çok değişmektedir. Harekete geçme, hız değiştirme ve durma süresinde çeki okuna etkileyen kuvvetler, yoldaki engebelerin neden olduğu çarpmalardan daha da büyük ve etkin olmaktadır.

Yapılan deneylerle çeki okuna etkileyen kuvvetlerin, hesaplanarlardan yaklaşık iki kat daha fazla olabildiği saptanmıştır. Frenleme ve ivmeleme sırasında çeki okuna gelen kuvvetler (lastik tekerlek ile toprak arasındaki sürtünme katsayısının kritik değeri için);

$$P_{\text{e}} = \frac{W \cdot W_0}{W + W_0} \text{ olmaktadır.}$$

Burada;

- P_e: Teorik çeki oku kuvveti
- W: Traktör ağırlığı
- W₀: Yüklü trayler ağırlığıdır.

Uygulamada, etkileyen bu kuvvetler çok defa teorik çeki oku kuvveti P_e nin 1,8-2 katına çıkabilmektedir. Bu nedenle darbe (çarpma) faktörü 1,8-2 alınmalıdır.

Çeki oku için önemli olan, yorulma mukavemeti veya sürekli mukavemetlerdir. Çeki oku için yapılan hesaplamada çeki okunun hangi kuvvet altında koptuğu değil, kopmadan sürekli olarak çalışabilmesi için hangi boyut ölçülerine sahip olması gerektiği gözönünde bulundurulmalıdır. Adıman normlarına göre, yorulma deneyine tabi tutulan çeki oku, D=70,6 P_e ile belirlenen değişik yükün altında denenmektedir.

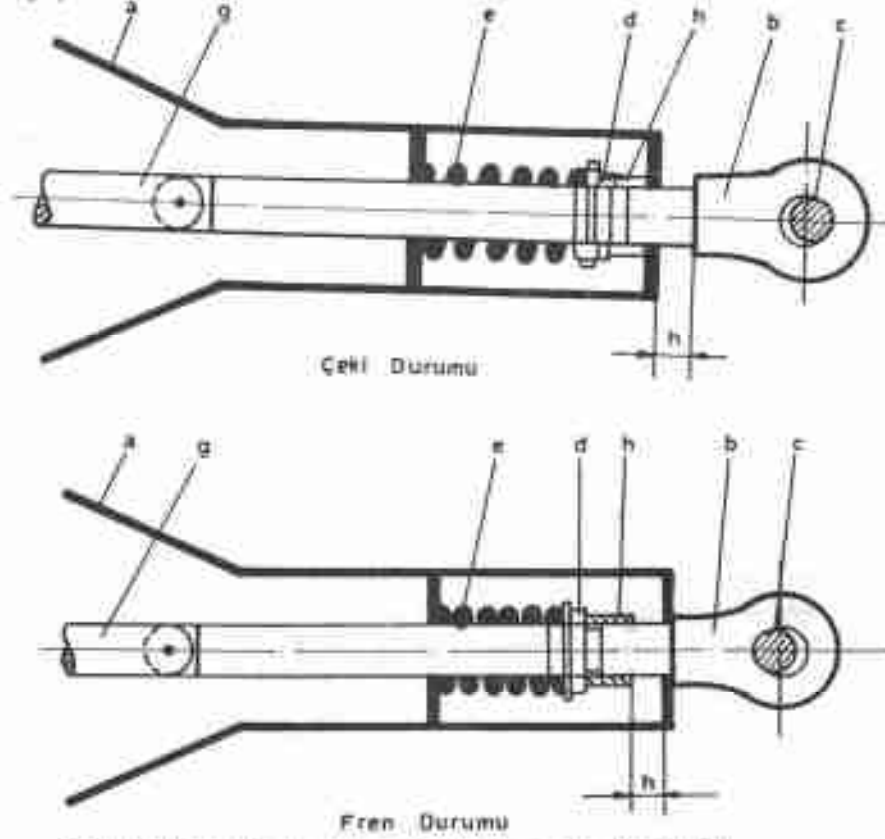
Öte yanda çeki okunun uzun olmasından dolayı, flambaja göre de kontrol edilmesi gerekir. Çünkü eğim aşağı inişlerde çeki oku, bası gerilmesinin etkisi altında kalabilmektedir. Bu durumda, flambajdan dolayı oluşan gerilimin, izin verilen flambaj geriliminden küçük olması gerekir.

Traylerin çeki oku yapısal özellikleri ile tasarım yönünden önemli olan hususlar aşağıdaki şekilde özetlenebilir.

1. Standardta çeki oku ve halkasının yapımı için malzeme olarak genel yapı çeliği (Fe-52)(Ç 52) öngörülmüştür. Atışsız çelikler daha ucuz ve kaynakları daha kolay olduğundan genellikle daha çok kullanılmaktadır.

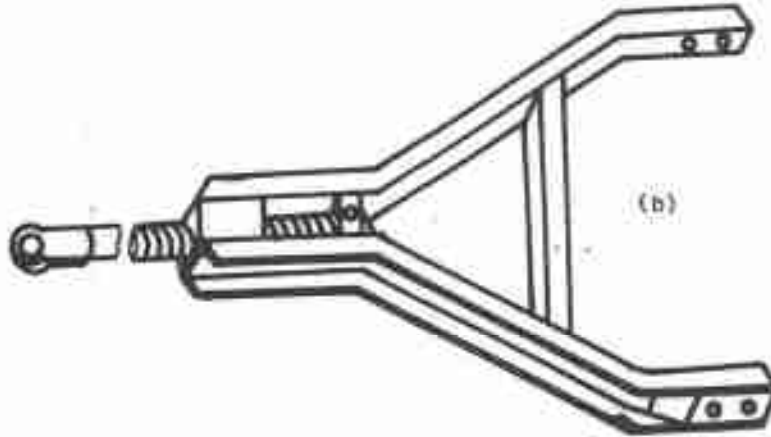
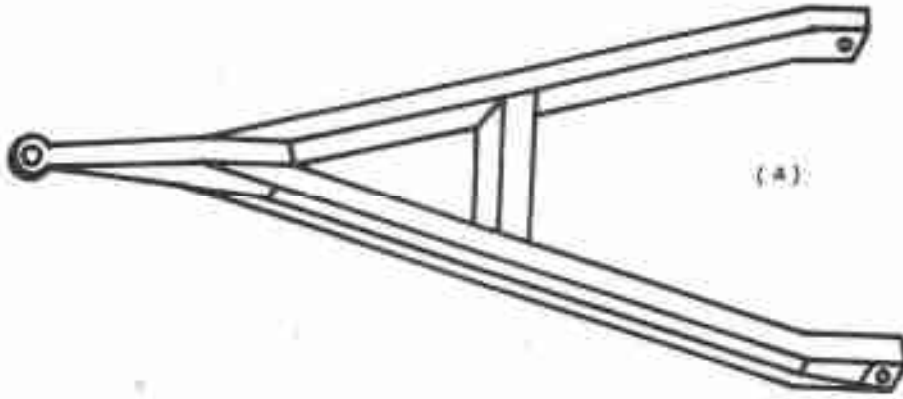
2. Çeki oku kalkışlarda, frenleme sırasında ve benzeri kararsız çalışma durumlarında darbelerle maruz kalır. Darbelerin hafifletilmesi için kuvvet ileten elemanların yaylı olarak yapılması isterir. Bu nedenle ve özellikle iki dingilli traktör arabalarının çeki okuna bir burulma yayının konulması, okun ömrü yönünden de büyük yarar sağlayabilmektedir. (Şekil 59) Bir dingilli traktör arabasında çeki görevini yapan giriş boyuna kuvvetleri yanında ve aynı zamanda düşey kuvvetlere de maruz kaldığından, problemin helisel bir yayla çözümü olanağı yoktur. Bu nedenle helisel bir yay kullanarak darbelerin kısmen önlenmesi, pratik olarak ancak, iki dingilli traktör arabalarında uygulanabilmektedir.

3. Çeki oku tasarımında, burulmaya karşı direnç göstermesi istendiğinde genellikle U- profil kullanılmaktadır. Çeki okunun burulmaya karşı az mukavemet göstermesi için, U- profilin açık tarafı dışarı gelecek şekilde konmalıdır. Burulmaya karşı fazla mukavemet göstermesi istendiği takdirde, çeki oku kapalı profilden yapılabilir.



Şekil 59: Bir yayla donatılmış çeki oku için frenleme yayı

Şekil.60-a'da döner düzenli traylerlerde en çok kullanılan standard yaylı çeki oku çeki gösterilmiştir. Profilin açık tarafları dışarıya getirildiğinden, burulmaya karşı az mukavemet gösterirler ve esnekler. Şekli 60-b'de ise profilin açık tarafları içeri getirilmiştir. Ancak burada, çeki halkasının U- profiline bağlantısı kaynak tekniği yönünden uygun değildir.

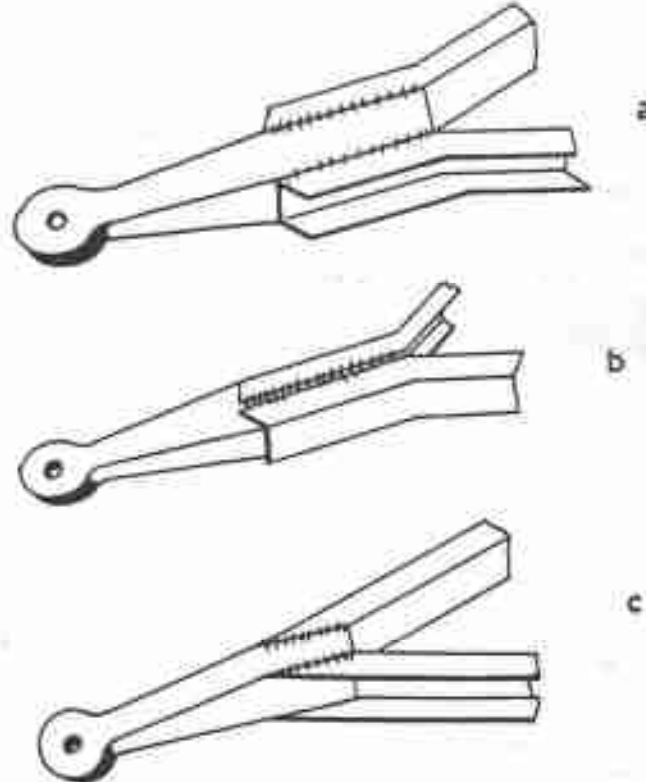


Şekil 60; Döner düzenli trayler oku

4. Kaynak bağlantılarında kerkik etkisinin olmamasına dikkat edilmeli, kaynak bağlantılarının olabildiğince bağlanan parçaların nötr eksenine gelmesine çalışılmalıdır. Destek parçalarının nötr eksene yakın ve iyi kaynak edilebilecek durumda olmasına dikkat edilmelidir.

5. Çeki halkası genel yapı çeliği (Fe-52) (dövülebilir) çelikten imâl edilmeli ve çeki oku ucuna frenleme etkisini uygulayabilmek ve çeki vuruntularını söndürmek üzere helis şeklinde bir yayta ve serbest olarak dönebilecek biçimde bağlanmalıdır. Frenlere komuta başka bir yolla yapılıyorsa, çeki halkası uzantısına takılan yaylar genellikle frenleme ve çeki yayları olarak kullanılmaktadır. Frenleme yayları 50 mm lik bir sıkıştırma durumunda fren düzenini blok durumuna dönüştürebilmektedir. Çift yay kullanılarak hem çeki ve hem de frenleme darbeleri hafifletilebilir.

6. Çeki oku, çeki halkasında yatay düzlem içinde 50° ye kadar, kendi uzunlamasına eksenini etrafında sağa ve sola doğru 10° lik salınımlar yapabilmelidir. Çeki halkasının çeki oku kollarına bağlanışına ait örnekler (Şekil 61) de gösterilmiştir. Bu örneklerden en uygunu (c) örneğidir. Burada çetal kolları, profilin açık tarafı dışarıya geldiği için, bu konstrüksiyon esnekliğin fazla olmasını mümkün kılar. Kesit değiştirmeleri çok ani değildir. Halkanın profile intibak sorunu yoktur.



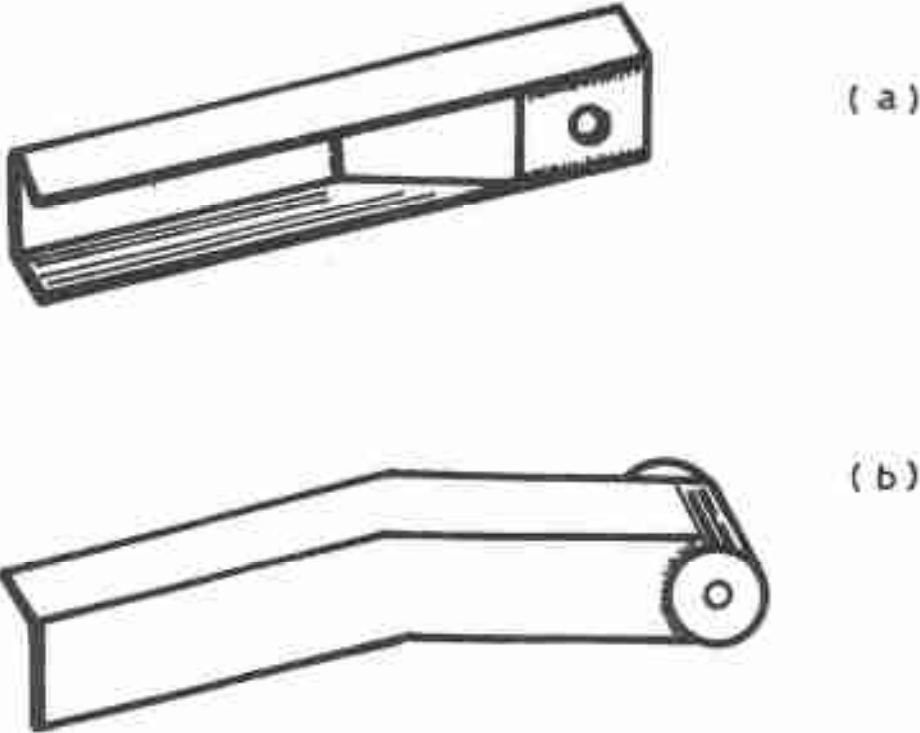
Şekil 61: Çeki halkasının ok kollarına bağlantısına ait örnekler

7. Çeki oku kollarının traylere yataklanmasında, çeki oku kolları için en çok kullanılan U- profil nihayetine (Şekil 62) dek şekiller verilebilmektedir. Burada (b) örneği en uygun çözümü oluşturmaktadır. Profilin gözün etrafını sarması, hem kaynak tekniği yönünden, hem yeterli uzunlukta bir kaynak dışı sağlama yönünden faydalıdır.(a) örneği kesit ve atalet momentlerinin sürekli seyretmesi yönünden iyi ise de, hem kaynağın iç köşelerde iyi gerçekleştirilememesi, hem de matsal yüzeyinin yeterli bir genişlikte yapılamaması nedeniyle (b) kadar iyi değildir.

8. Bir dingilli traylerde çeki görevini yapan kiriş, boyuna kuvvetlerin yanı sıra, aynı zamanda düşey kuvvetlerin de etkisi altında olduğundan helisel yaylarla donatılması gerekmektedir. Yine bu tip traylerde çeki oku, trayler traktöründen ayrıldığında ok ucunu yerden en az 300 mm yukarıda tutacak biçimde yüksekliği ayarlanabilir taşıyıcı ayakla donatılmalıdır. Taşıyıcı ayakta tekerlek bulunmamalıdır.

Bir dingilli traylerde çeki halkasına gelecek ağırlık 1200 kg geçmemek üzere, yükü ağırlığın % 20 si ile % 30 u arasında olmalıdır.

9. Çeki oklarında kırılma, çentik etkilerinin olduğu bölgelerde vuku bulmaktadır. Okun iki kolunun birleştiği bölge, genellikle kritik yerlerden birisini oluşturmaktadır.



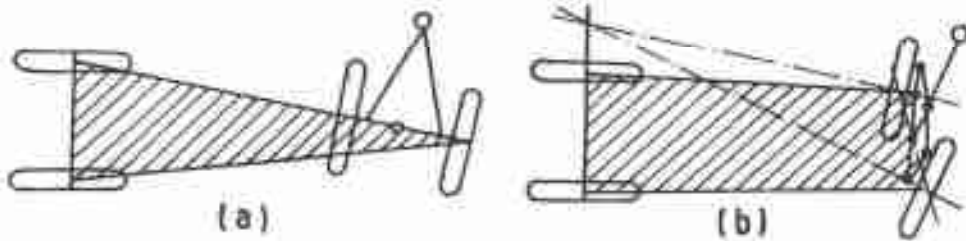
Şekil 62: Çeki oku kollarının traylere bağlantı örnekleri

7.2. İki Dingilli Traktör Arabalarının Yönlendirilmesi

Bu tip traktör arabalarında en önemli düzeni, yönlendirme (döndürme) mekanizması oluşturur. Genel olarak iki dingilli traktör arabalarında iki tip döndürme sistemi uygulanmaktadır. (Şekil 63).

1. Otomobildekine benzer Rotlu sistem (Rotlu yönlendirme),
2. Merkezden döndürmeli sistem (Dönerli yönlendirme)

Bu duruma göre iki dingilli arabanın ön dingilli, ya merkezden döndürmelidir veya oto yönlendirme inşa tarzına (rotlu sisteme) sahiptir.

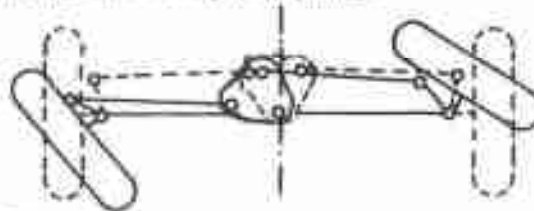


Şekil 63: İki dingilli traktör arabalarının döndürme düzenleri

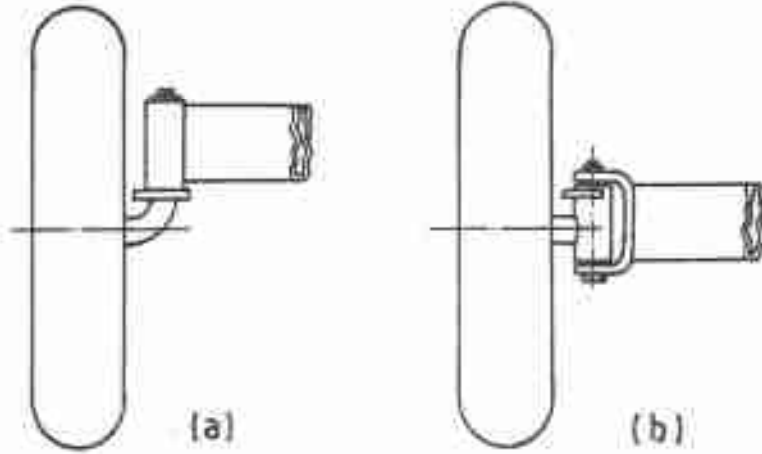
7.2.1. Rotlu Sistem

Dingilli sabit yönlendirme şekli diye söylenen rotlu yönlendirmede, ön tekerlekler müstakil olarak ön dingilin nihayetindeki düşey mihverler etrafında dönerler. Bu düzende çeki okunun hareketi, rot mili ve rot başları vasıtasıyla dingil başlarına verilmekte ve böylece tekerleğin dönmesi sağlanmaktadır. (Şekil 64) Bu sistemde yönlendirme açısının artışı ile yana devrilme kritik açısı pek az değişmektedir.

Bu sistemin iki farklı uygulaması bulunmaktadır (Şekil 65) de görülen (L) tipi daha basit olup, daha çok kullanılmaktadır. (T) tipi ise, daha küçük toprak arabaklı trayerler için uygun olan bir yapıdır.

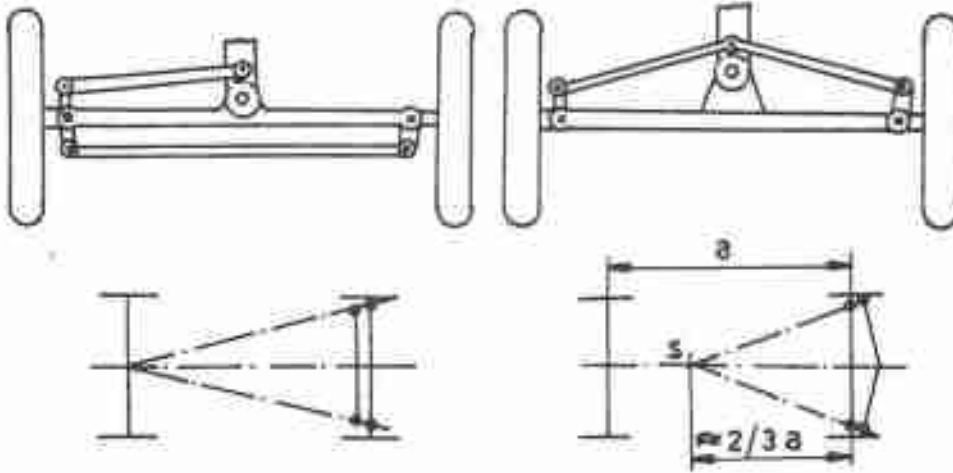


Şekil 64: Sabit dingilli (rotlu) yönlendirme düzeni



Şekil 65: (L) tipi ve (T) tipi rotlu yönlendirme uygulaması

Uygulamada rotlar değişik şekilde düzenlenebilmektedir. (Şekil 66) da diğilin arkasına ve önüne yerleştirilen rotalar görülmektedir.



Şekil 66: Rotlu yönlendirmede rotaların düzenlenmesi

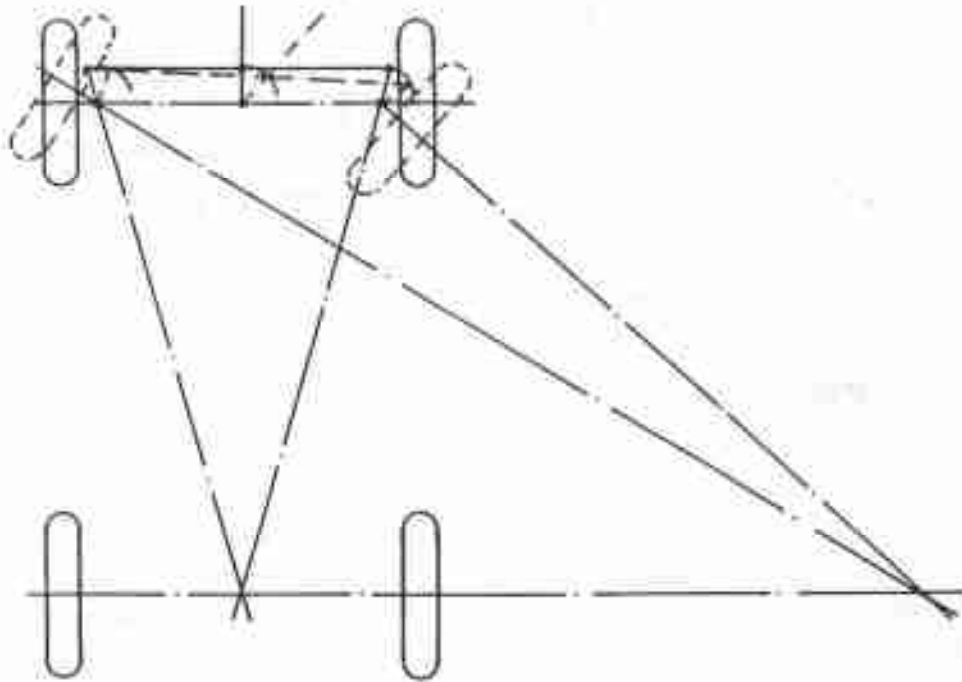
Düzen diğilin arkasına yerleştirildiğinde kısa rotanın uzantıları arka diğil merkezinde kesişmektedir. Diğilin ön tarafında yerleştirilmiş bulunan düzende ise kısa rotanın uzantıları, diğiller arası mesafenin $2/3$ 'ü kadar uzaklıkta kesişmektedir.

Rotlu yönlendirme sisteminde kolay ve doğru yönlendirme için sistem üzerinde daha çok hassasiyet göstermek gerekmektedir. Böyle bir mekanizma için, Ackerman yönlendirme diyagramı (Şekil 67) de gösterilmiştir. İdeal yönlendirme geometrisinde, her hangi bir açı ile dönüş yapmada, ön tekerlek millerinin uzantıları (projeksiyon çizgileri) bir birini, arka dingil uzantısında kesmelidir. Uygulamada bu geometrik durum mükemmel olmasa bile, uygun yönlendirme bağlantıları ile buna çok yakın bir durum yaratılabilir.

Yönlendirme geometrisine en çok etkisi olan faktör, ön-arka dingil mesafesidir. Ön tekerlekler düz yönde ve o konumda oldukları zaman, bunların yönlendirme kollarının uzantıları, arka dingilin ortasında kesiştikleri zaman, normal dönme yarı çapı için en iyi sonuç sağlanmış olur.

Bu tip yönlendirme mekanizmasına sahip olupta kısa dönüş imkânı traylerlerin, yüksek kasa platformlu olmaları gerekir veya döndürme esnasında içteki tekerlek 90° dönecek şekilde, normalden daha geniş bir ön dingile sahip olmak zorundadırlar. Burada ayrıca ön ok yatağının dar ve sıkı olarak tespit edilmesi ve özel bir yönlendirme bağlantısı gerekir.

Bu tip yönlendirme bağlantıları daha çok aşınmaya maruzdurular ve aşınmaları halinde (veya ayarlarının bozulması durumunda) trayler hareket esnasında yalpa yapar. Bu nedenle arızaların zamanında giderilmesi gereklidir.

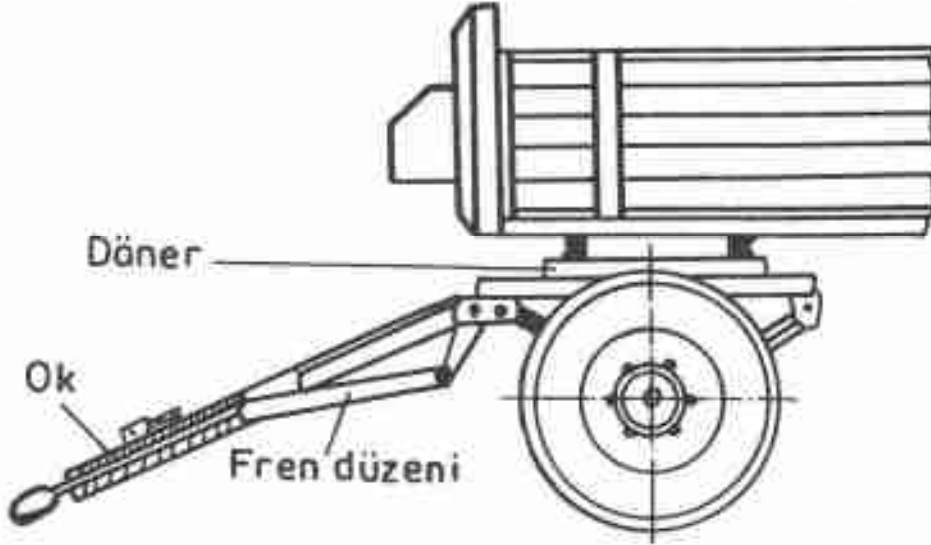


Şekil 67 Ackerman yönlendirme diyagramı

7.2.2. Merkezden Döndürmeli Sistem (Dönerli Mekanizma)

İki dingilli traylerlerin yönlendirilmesinde en çok kullanılan şekil, döner dingilli yönlendirmedir. Böylece traylerin dönme yeteneği de azamiye çıkarılmış olmaktadır. Bu düzen için en basit şekil, at arabalarının özelliklerinde (olduğu gibi) kullanılan yönlendirme şeklidir. Yani bu tip yönlendirme, at arabalarında kullanılan yönlendirme düzeninin geliştirilmiş bir şeklidir. Teorik olarak sadece tek bir ekseninde yani düşey ekseninde dönme serbestliğine sahip olan bu tip yönlendirme, traktör arabalarının dönme yeteneğini en yüksek düzeye çıkarmıştır. Burada dingili sabit olmayıp, tekerleklerle beraber dönmektedir. Fakat traylerde faydalı yükün ve hızın fazla olması ve bu yüksek hız nedeniyle daha büyük kuvvetlere maruz kaldığından, trayler için at arabalarındaki özek şeklindeki yönlendirme yetersiz, hatta sakıncalı olmaktadır.

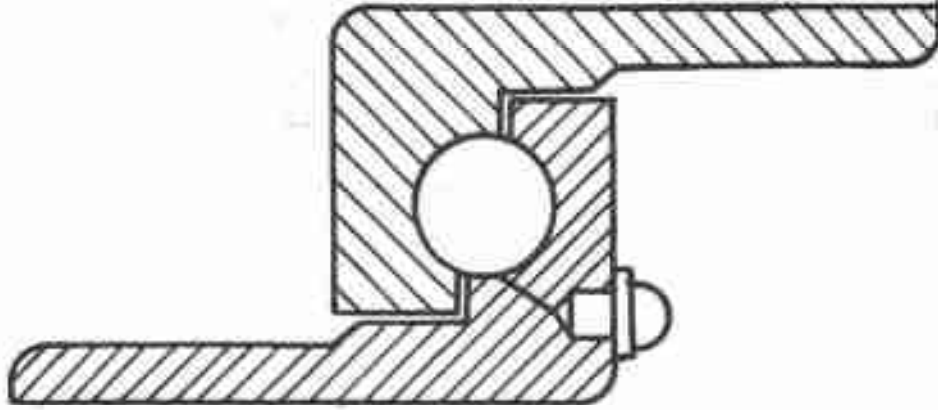
Günümüzde kullanılan dönerler, (Şekil 68) de görülmektedir. Bu sistemde, ön tekerlekler kasanın altından geçebilme serbestisine sahip oldukları zaman (ki, bu düzen nedeniyle kasa platformu biraz yüksek olduğundan bu imkân ekseriya mevcuttur) çok kısa ve kesin dönüş yapabilirler. Ancak bu durumda bilindiği gibi, ön dingilin yanıl stabilitesi azalır. Bu sistemde rotlu yönlendirme sistemine nazaran ayarlanması gereken ve ayrıca aşırı az parça bulunmaktadır.



Şekil 68: Döner dingilli yönlendirme düzeni

Döner düzenin esasını alt ve üst kısım oluşturur. Burada ön dingilin orta noktasının üst kısmına bir çember mekanizması ilâve edilmiştir. Üst kısım sabit ve şasiye bağlanmıştır. Ön dingil bu merkez noktası etrafında döner. Döner (hareketli olan) alt kısım çeki okununu ve (makaslar vasıtasıyla) dingilin bağlı olduğu çatiya tesbit edilmiştir. İki parça arasına dönmeyi kolaylaştırmak için, çapraz çevre çelik bilyalar yerleştirilmiştir. Bu bilyaların yeterli çalışma boşluğu bırakacak şekilde

çevreyi tam olarak doldurması ve uygun şekilde yağlanmaları gerekmektedir. (Şekil 69) Burun için çevrede eşit aralıklı en az dört adet gresörlük bulunmalıdır.



Şekil 69: Döner düzenin yapısal özeliği

Bazı konstrüksiyonlarda bilye yerine yuvarlak çabuk, ya da köşegeni dik duran kare çabuk da yerleştirilebilmektedir. Yani yatak yüzeylerinin iyi oturmasını kolaylaştırmak için yuvarlak kesit yerine dört köşe kesitte seçilebilmektedir.

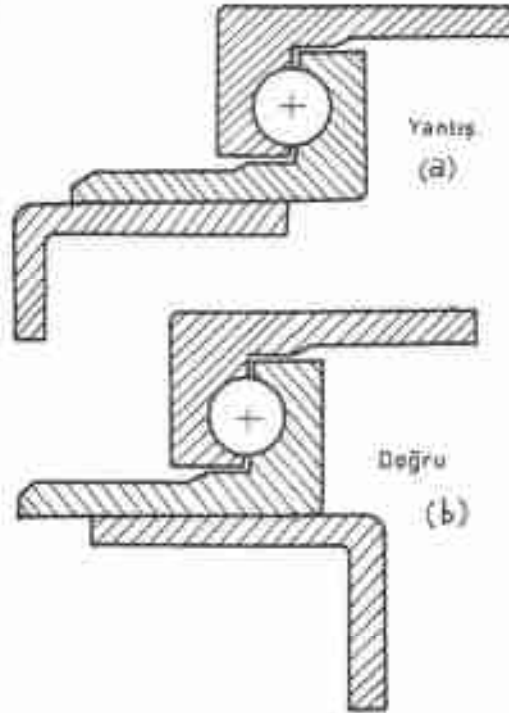
Döner düzenini oluşturan parçaların alt ve üst şaseye bağlantıları civata ile yapılır. TS-565 de, döner düzeninin çevresinin şasiye bağlantısında kaynak kullanılmaması ön görülmüştür. Kaynak konstrüksiyonu, ön gerilim ve zorlanmalara neden olarak dönerin çalışmasını zorlaştırabilir. Bir başka ifade ile döner çemberi ile şasinin birbirlerine kaynakla bağlanmasından kaçınılmalıdır. Zira kaynak işlemi çemberin şekil değiştirmesine yol açabilmektedir. Yine bu standartta, döner düzeninin yarıçapı ve çelik bilye çapının (Çizelge 12) ye uygun olması öngörülmüştür.

Yükün fazla olması nedeniyle daha geniş bir yüzeye yayılmasını sağlamak için, kasa ve dingilin birbirine nazaran hareketini sağlayan dönerin çapının olabildiğince büyük olması tercih edilir. Böylece yol yüzeyinden kaynaklanan ve dingilden gelen kasma momentlerinin bilye yüzeylerine küçük kuvvetler halinde etkimesi gerçekleştirilebilir ve bu momentlerin yatak yüzeylerinde büyük basınçlar doğurması önlenir.

Dönerdeki yatak yüzeylerinin aşınmasını azaltmak için, ya yatak yüzeyine gelen basıncı düşürmek ya da yatak malzemesini daha yüksek yüzey basıncına dayanır duruma getirmek gerekir. Bu nedenle döner çemberini çelik döküm olarak yapmak (çemberlerdeki yatak yüzeylerinin aşınmasını çok azaltır) en iyi yol olmakta beraber, pahalı ve her yerde gerçekleştirilmeyecek bir işlem olması nedeniyle uygulamada yaygınlaşamamıştır.

Uygulamada döner çemberleri, ya profil demiri (putrel) düzgün bir şekilde kıvrımak suretiyle veya (GG 26) ayanında dökme demirden yapılabilmekte ve yeter derecede başarılı olmaktadır.

Döner düzeninde yük kural olarak, yatak yüzeyinin her tarafına eşit şekilde dağılımı olmalıdır. Bunun için alt çemberin bağlandığı profil, (Şekil 70a) daki gibi değil, (b) deki gibi olmalıdır. Yani dönerin üzerine bağlandığı şasinin esnek olması gereklidir. Bunun için şasinin profil demiri dışarıya doğru açık yerleştirilmelidir.



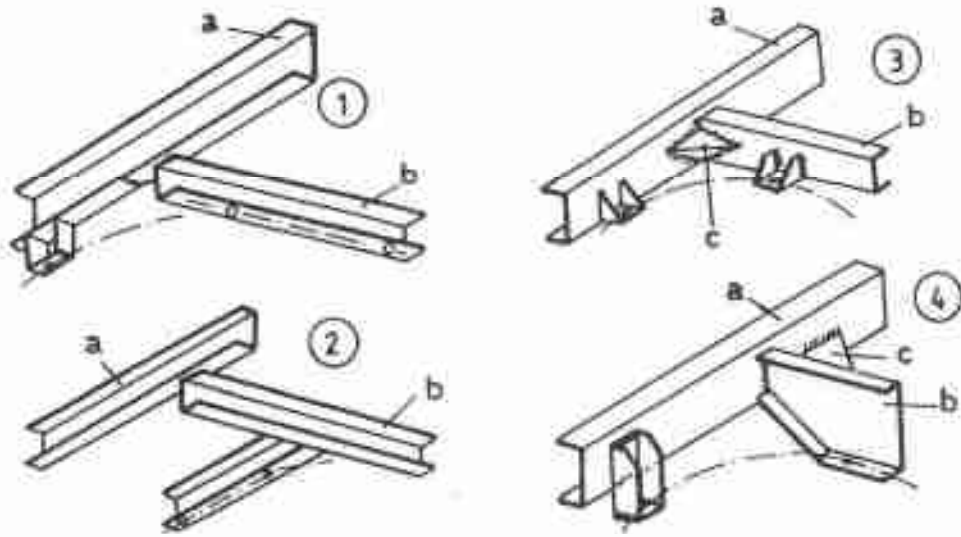
Şekil 70: Döner çemberinin alt şasiye yataklandırılması

| Trayler faydası yük ağırlığı (kg) | Döner düzeni yarıçapı (mm) (en az) | Çelik bilye çapı (mm) (en az) |
|-----------------------------------|------------------------------------|-------------------------------|
| 2000 | 325 | 12 |
| 2500 | 325 | 12 |
| 3000 | 375 | 12 |
| 4000 | 375 | 12 |
| 5000 | 425 | 14 |
| 6000 | 425 | 14 |

Çizelge 12: Traylerde döner düzeni yarıçapı ve çelik bilye yarıçapı.

Döner Düzenin Şasiye Bağlanması

Döner düzeni ile şasinin birleştirilmesine özellikle dikkat etmek gereklidir. TS-585 de, döner düzeninin şasiye bağlantısında kaynak kullanılmaması öngörülmüştür. Prensipte olarak döneri taşıyan enine kiriş ile şasinin uzunlamasına kirişleri, kirişlerin flanşı üzerinden bağlanmalıdır. Aksi halde flanşta gerilme zirvesi ve çatlama kaçınılmaz olur. Döner kısmının birbirini üzerinde az bir sürtünme ile çalışmasını ve traylerin çekilmesi esnasında kasadan kurtulmamasını sağlamak için değişik konstrüksiyon şekilleri uygulanmaktadır. (Şekil 71) de, dönerin şasisinin uzunlamasına kirişine bağlanışına ait bazı örnekler verilmiştir.



Şekil 71: Dönerin şasiye bağlantı şekilleri

Şekilde:

(1) durumunda; döner, taşıyıcı (b) kirişine flanş üzerinden bağlanmıştır. (Yanlış)

(2) durumunda; aynı hata-burada da yapılmıştır. Ayrıca fazla malzeme tüketimi söz konusudur.

(3) durumunda; kuvvet nakli her iki kirişin kaynak merkezleri üzerinden yapıldığından, kuvvet nakli nedeniyle ilâve bir burulma meydana gelmektedir. (C) köşe elemanının kullanılması esnekliği olumsuz etkilemeyi önler. (a) ve (b) elemanının bağlandığı şöke ile dönerin bağlandığı civata yerleri arasında uzunca bir mesafe olmalıdır. Böylece esneklik korunmuş olur. (Doğru)

(4) durumunda; (a) uzunlamasına kirişleri esnek olmalı, (b) enine kirişleri basınçta dayanabilmelidir. Döndürülen (yönlendirilen) tekerin yeterli bir serbestiye malik olması için, dönerin bağlama yerleri (a) kirişine göre, yeterli aralığa malik olmalıdır. Fazla malzeme de kullanılmamalıdır. Bu istek ve gereklere en uygun çözüm olarak bu örnek daha sık kullanılmaktadır.

(Şekil 71) de gösterilen şekillerden pahalı olmakta beraber, doğru olan konstrüksiyon şeklini seçmekte yarar vardır.

Dönerli yönlendirme düzeninde yaklaşık olarak dönme açısı 75° ye kadar büyüdüğünde, yana devrilme açısı küçülmekte ve 78° de minimuma ulaşmaktadır.

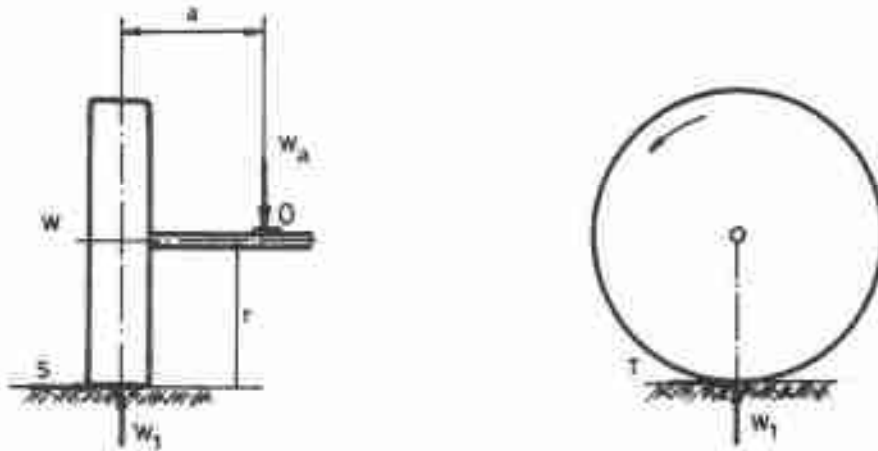
7.3. Dingiller

Trayler şasisi, (platformu) makaslar vasıtasıyla (yaylı) veya doğrudan doğruya (yaysız) dingile tesbit edilir. Bu uygulamaya traylerin tekerlek asılışı da denir. Yükün platforma düzgün yayıldığı kabul edilirse, ön ve arka dingilere etkileri eşit olacaktır. Ancak dingilin traylerin kendi öz ağırlığı ve faydalı yükten başka yolda karşılaşılan kuvvetleri de taşıması gerekir.

Tekerlek üzerine gelen kuvvetler, yol düzlemi içerisinde iki ve bu düzleme dik doğrultuda bir bileşene ayrılabilir (Şekil: 72) de görüldüğü gibi, tekerleğe etkileyen kuvvet; tekerlek üzerinde bir çevre kuvveti (T), bir düşey kuvvet (W_1) ve bir de yan kuvvet (S) olmak üzere üç tepki doğurur. Tekerlekere gelen çevre ve yan kuvvetlerinin en büyük değerleri, düşey kuvvet ve sürtünme katsayısı ile verilmektedir. Traylerin frenlenmesinde sürtünme katsayısı için ortalama bir değer olarak $\mu = 0,6$ alınabilir. Buna göre yan kuvveti (S) ve çevre kuvveti (T), dingil yükü (W_1) olduğuna göre;

$$S \leq \mu W_1$$

$$T \leq \mu W_1 \text{ olur.}$$



Şekil: 72 Tekerlek üzerine gelen kuvvetler

Trayler dingili, tekerleği etkileyen bu üç kuvvetin yanı sıra; düşey kuvvetin, çevre kuvvetinin ve yan kuvvetin müşterek etkisi altında zorlanır. Dingile ait kontrol hesapları, bu üç kuvvetin doğurduğu bileşik gerilmeye göre yapılır.

Prensip itibarıyla tekerlek asılışı ve dingil, bu kuvvetlere dayanacak konstrüksiyona haiz olmalıdır. Dingil, geneli olarak bu kuvvetlerin en büyük değerlerine ve statik yükleme durumuna göre hesaplanır.

Dingilin mukavemet yönünden en kritik kesit, yastıkların bulunduğu kesittir. İster yaylı, ister yaysız olsun, şasi üzerindeki yük yastıklar üzerinden dingile geçer.

Dingil yükü, tekerleklerin altına yerleştirilen bir baskül vasıtasıyla ölçülen ağırlıktır. Dingil yükü düşey doğrultuda etkiyen bir kuvvet olup, yastığa şasiden gelen yük ile dingil ve tekerleklerin ağırlığının toplamına eşittir. Yani:

$W_A = W_T - A$ dir. Burada;

W_A : Dingil ve tekerlekler hariç, toplam trayler ağırlığı,

W_T : Toplam trayler ağırlığı

A : Dingil ve tekerleklerin ağırlığı

Dingil yükü (W_1), düşey doğrultuda etkiyen bir kuvvettir. İki dingilli traylerlerde; $W_1 = \frac{W_T}{4}$ ve bir dingilli traylerde; $W_1 = \frac{W_T \cdot P_o}{2}$ dir. Burada (P_o), çeki halkasındaki statik düşey kuvvettir.

7.3.1. Dingil Hesabı

Tekerleğe ait (W_1), (T) ve (S) kuvvetleri hesaplandıktan sonra, dingile ait geometrik boyutlar bulunur. Bu üç kuvvetin altında zorlanan dingil, yastığın bulunduğu yerde bağlanmış serbest bir kiriş gibidir.

Dingil hesabı için, dingilerden biri nazarı ilbara alınırsa, (O) noktasına gelen düşey eğilme momenti; (Şekil: 72)

$$M_o = (W_1 \cdot a)$$

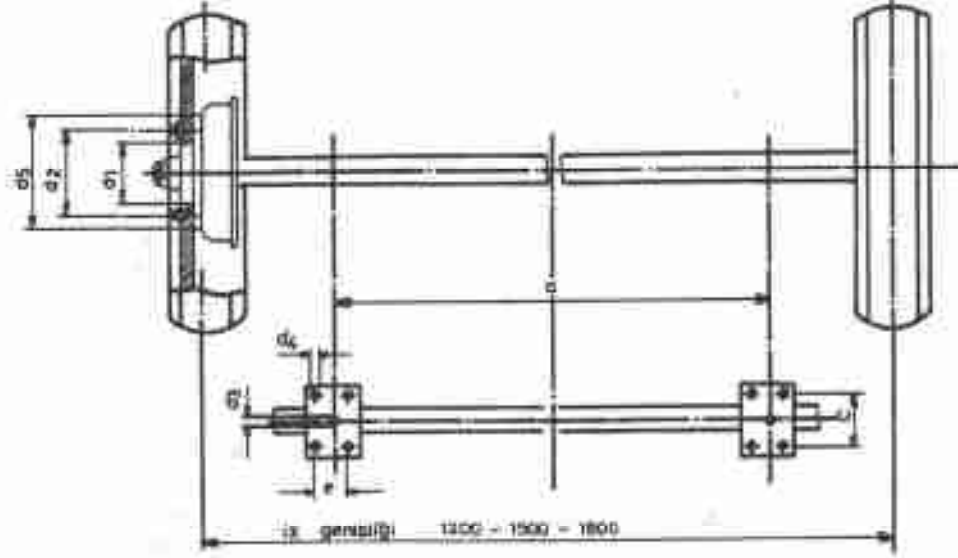
Burada; W_1 - tekerleğe etkiyen düşey kuvvet, a - dingile makasın bağlandığı nokta ile tekerlek merkezi arası uzaklığıdır. Yalnız bu formülden (C_s) çarpma faktöründe nazarı ilbara alınmasında güvenli bir seçim yönünden yarar vardır. Bu durumda; $M_{max} = M_o \cdot \phi$ olacaktır.

(S) kuvvetinin neden olduğu yatay eğilme momenti,

$M_s = (S \cdot r) = (W_1 \cdot r)$ bağıntısı ile verilmiştir (Şekil: 72) de görüldüğü gibi, (T) kuvveti dingili buraya çalışmaktadır. Dingili buran momentin değeri;

$$M_d = (T \cdot r) \text{ dir.}$$

Yukarıda açıklanan düşey ve yatay eğilme momentlerinden, bileşke moment (M_b) bulunabilir. $M_b = \sqrt{M_o^2 + M_s^2}$ olur.



| RÖMÖRK FAYDALI AĞIRLIĞI (KG) | a ≥ 50 | | PORNİ ÖLÇÜLERİ | | YAPRAK VAY BAĞLANTI ÖLÇÜLERİ | | FLANS ÇAPLI d5 +5 -0 |
|---------------------------------------|----------------|----------|----------------|------------|---------------------------------|----|----------------------------------|
| | YARİ RÖMÖRK | RÖMÖRK | d1 max | d2 ±0.2 | d3 | d4 | |
| 500-750-1000 | 660 | - | 160 | 205 | 18 | 18 | 250 |
| 1500-2000-2500 | 940 | 860 | | | | | |
| 3000-3500 | 940 | 860-940 | | | | | |
| 4000 | 940-1060 | 860-940 | | | | | |
| 5000 | - | 940-1060 | | | | | |
| 6000 | - | 940-1060 | | | | | |

YAPRAK VAY GENİŞLİĞİNE GÖRE "e" ÖLÇÜSÜ

| YAPRAK VAY GENİŞLİĞİ (mm) | 45 | 50 | 57 | 60 | 62 | 70 |
|---------------------------|----|----|----|----|----|----|
| "e" (mm) +2 -0 | 63 | 66 | 75 | 78 | 81 | 88 |

NOT : Yayıncı dıngile boşluk bıcını bir fâir vermek üzere gösterilmiştir.Yayıncı verilen ölçülere uymak şartıyla başka bir tip yapı tarzı kullanılabilir

Şekil 73: Standard Dıngil Ölçüleri

Bleşke (müşterek) eğilme momentı hesaplandıktan sonra ve kullanılan malzemenin devamlı mukavemet için emniyetle çatışabileceği eğilme gerilimi bilindiği takdirde, dıngilin mukavemet momentı hesaplanabilir ve $W = \frac{M_b}{\sigma_{max}}$ olur.

Dingiller içi dolu yuvarlak, karelerden ve buralardan yapılabilir. Yaylanmayan kütlelerin azaltılması için dingilin ya yüksek kalite çelikten imâl edilmesi veya içi boş yapılması gerekir. TS-585 de, traylerlerde kullanılan dingil boyutlarının Şekil 73 de verilen ölçülere uygun olması öngörülmekte ve belirtilmeyen boyut ve biçimlendirmede imalatçının serbest olduğu bildirilmektedir.

Dingilin en önemli kısımlarından birisini yastıklar oluşturur. Şasi çerçevesi veya yaylar bu yastıklar üzerinden dingil üzerine oturur. Dingile makasın tespit edileceği yüzey daha önceleri döverek elde edildiği halde, günümüzde kaynak tekniği çok ilerlemiş olması nedeniyle, artık yastıklar dingilin dövme bir parçası olarak değil, kaynakla birleştirilen bir parçası olarak yapılmaktadır. Böyle bir yastık da yeterli bir mukavemet ve emniyeti halindedir ve en ucuz şekildedir.

7.3.2. Dingile Alt Konstrüksiyon Örnekleri

Bazı yastık kaynak örnekleri, Şekil 74 de verilmiştir. Şekil 74- (1) durumunda kesiti dörtgen olan dingile yastığın bu şekilde kaynatılması durumunda, kayma kuvvetlerini sadece kaynak tutmaktadır. Yeni buraya gelen yatay kuvvetlerin tamamını kaynak dikişlerinin taşıması gerekmektedir. Yastık, dingile en yüksek gerilmelerin olduğu bölgelerde kaynak edilmiştir. Kaynağı başladığı ve bittiği yerlerde fazla bir kertik etkisinin bulunması (çentik hasil olması) dolayısıyla bu kısımlarda dingil zayıflar ve dingilin kırılmasına etki eder. (yanlış)

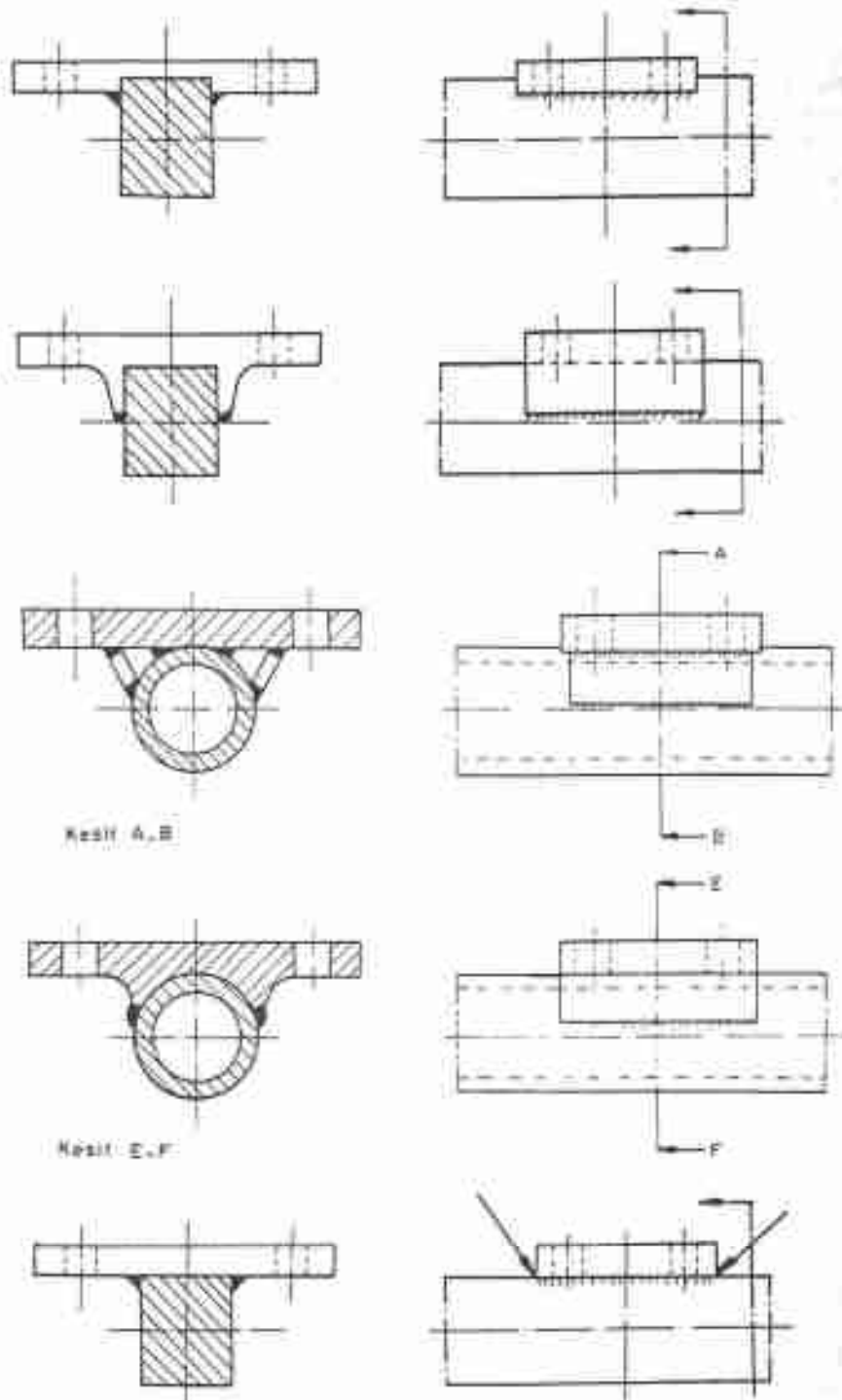
(Şekil: 74 -(2) durumunda daha uygun bir tesbit şekli görülmektedir. Burada, yastık bir miktar planya edilerek, dingilin yastık içine bir miktar girmesi sağlanmıştır. Artık kaynak dikişleri kayma kuvvetlerine maruz kalmaz. Kaynak yerleri en yüksek gerilme bölgelerinden uzaklaştırılmıştır. Yalnız yastığın dingile iyi alıştırmaması durumunda yanıl kuvvetlerin yine kaynak dikişinin üzerine alması gerekecektir. (iyice)

Şekil: 74-(3) durumunda görülen bağlantı şekli pahalı olmakla beraber en idealdir. Burada yastık, kalıpta dövülerek elde edilmiş ve dingil profiline intibak ettirilmiştir. Kayma kuvvetleri kaynak dikişine gelmez. Dikişler nötr ekseninde bulunmaktadır. Bu nedenle gerilme zirveleri yoktur.

Yastığın sıcak şekillendirilmiş olması nedeniyle, fazla miktardaki imalat için bu şekil tercih edilebilir. (iyi)

Şekil: 74- (4) durumunda görüldüğü gibi dingilin boru olması halinde yastığın dingile bağlanmasına daha fazla dikkat etmek gerekmektedir. Yastık ile dingil borusu arasında temiz ve kusursuz bir kaynak dikişi yapmak çok zordur. Yan desteklerin kaynak yeri iyi kaynakı yapmaya müsaade etmeyecek kaçır meyilli bir durum göstermektedir. Şekilde görülen bu konstrüksiyon, kuvvetleri tamamen kaynak dikişlerinin taşıması yönünden uygun değildir. (Yanlış)

Aynı zamanda kaynak dikişleri başlangıçta ve nihayette kertik etkileri doğurduğundan (yanık çentikle yol açtığından) dingilin buralardan kırılması kolaylaşmaktadır.

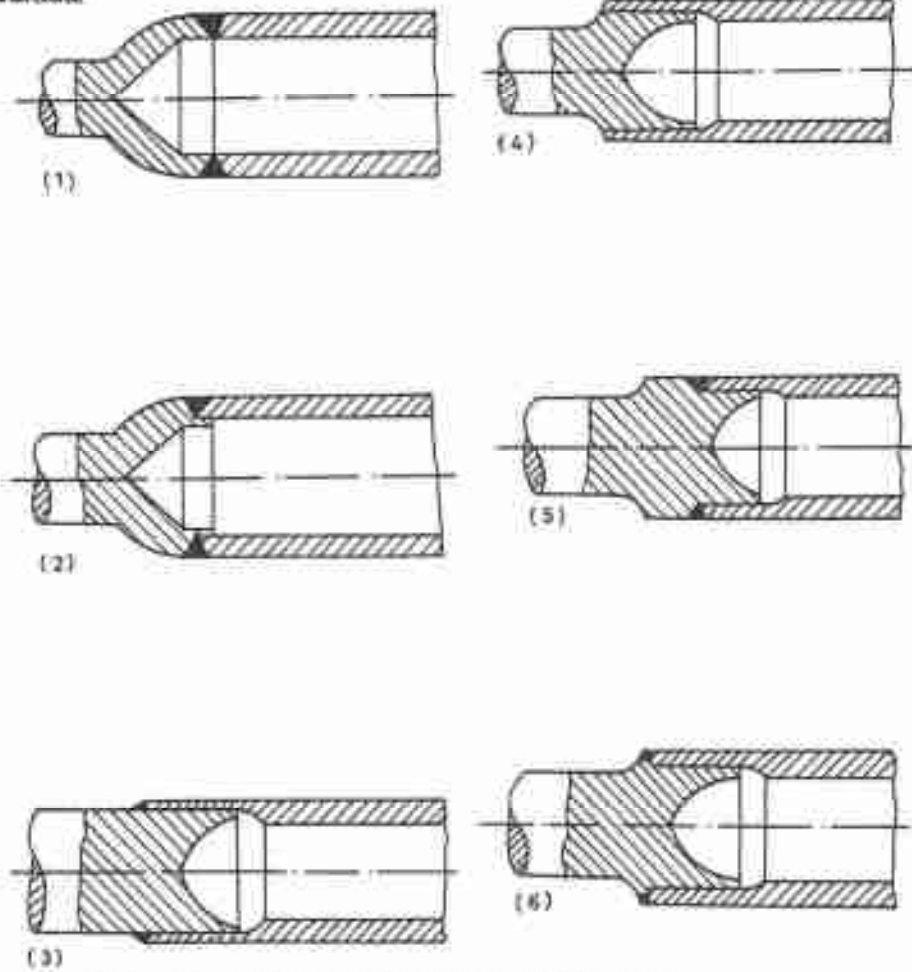


Şekil: 74 Yastığın Dinglele Bağlanması Ait Örnekler

Şekil: 74- (5) durumu; Boru dingile yastık bağlantısının en uygun şekli Şekil: 74-(5) de görülmektedir. Yastığın sıcak demir işi olması, biraz daha pahalı olmasını gerektirmekle beraber hatasız çalışması, biraz daha pahalı olmasını gerektirmekle beraber hatasız çalışma yönünden iyi bir konstrüksiyondur. Kayma kuvvetleri yastık üzerindedir. Bu kuvvetler, yüzey ile karşılanmaktadır. Kaynak nötr bölgeye getirilmiştir. Bu konstrüksiyonda en önemli husus, yastığın dingile iyi itibak ettirilmesidir.

7.3.3. Dingil Başı

Dingilin önemli elemanlarından biri de dingil başıdır. Hafiflik ve sağlamlık için dingilerin genellikle içi boştur. Boru konstrüksiyonda dingil başları ayrı bir parça olarak imal edilir ve boruya kaynaklıdır. Bu bağlantıya azami dikkati göstermek gerekir. Bu uygulamaya ait bazı örnekler (Şekil: 75) de gösterilmiştir. Burada:



Şekil: 75 Dingil Başının Boru Dingile Bağlanması.

(1) durumunda, dingil başı, dingile bir V- dikişi ile alından kaynak edilmiştir. İyi kaynak yapılmadığı takdirde kopmalara neden olabilir. Ucuz olmakla beraber, kaynağın çekmesini önleme ve dingil eksenlerinin üst üste getirilme zorluğu bu konstrüksiyonunun mahzurlarındandır.

Dingil başının dingile bir V-dikişi ile alından kaynak yapılması, çok temiz ve kaynak yapılmadığı sürece kopmalara neden olur.

Dingil başlarının boruya bağlantıları için en iyi olan iki konstrüksiyon şekli Şekil 52'de görülmektedir. (A) durumunda dingil başı, dingile sıkı geçirilmiştir. V-kaynağı yapılmıştır. Buradaki mahzur sıkı geçme sırasında kaynak yerinin olumlu büyüklükte tutulmasındaki zorluktur.

(B) durumunda, dingil başı dingile sıkı geçmiştir. Baştaki fatura, temiz bir sıkı geçmeyi mümkün kılar. Kaynak yeri, daima aynı miktar ve mükemmellikte elde edilir.

7.4. Trayler Şasisi

Traylerin ana yapısını oluşturan şasi, ağırlığın etkisi ile eğilmeye, yoldaki düzensüzlükler nedeniyle de burulmaya maruz kalır. Frenleme ve darbe nedeniyle de ilâve gerilmeler meydana gelir. Trayler şasisinin projelendirilmesinden ve kertiklerinden kaçınmak gereklidir. Aksi halde, özellikle değişken yüklerden kırılma tehlikesi kendini gösterir.

İki dingilli trayler şasisinin kirişleri, aşağıda açıklanan esaslara göre hesaplanır.

Şasinin mukavemeti için, genel olarak sadece boyuna kirişlerin kontrolü yeterli olmaktadır. Genellikle yük, traylerin kasasına (platform alanına) düzgün olarak yayıldığından, hesaplarda bu husus esas alınır.

Şasi kirişleri, Şekil 76 da görüldüğü gibi iki noktadan, (A) ve (B) noktalarından mesnetlendirilmiş bir kiriş gibi düşünülebilir. Yükün de düzgün dağıldığı kabul edilirse, kiriş için özgül yük:

P

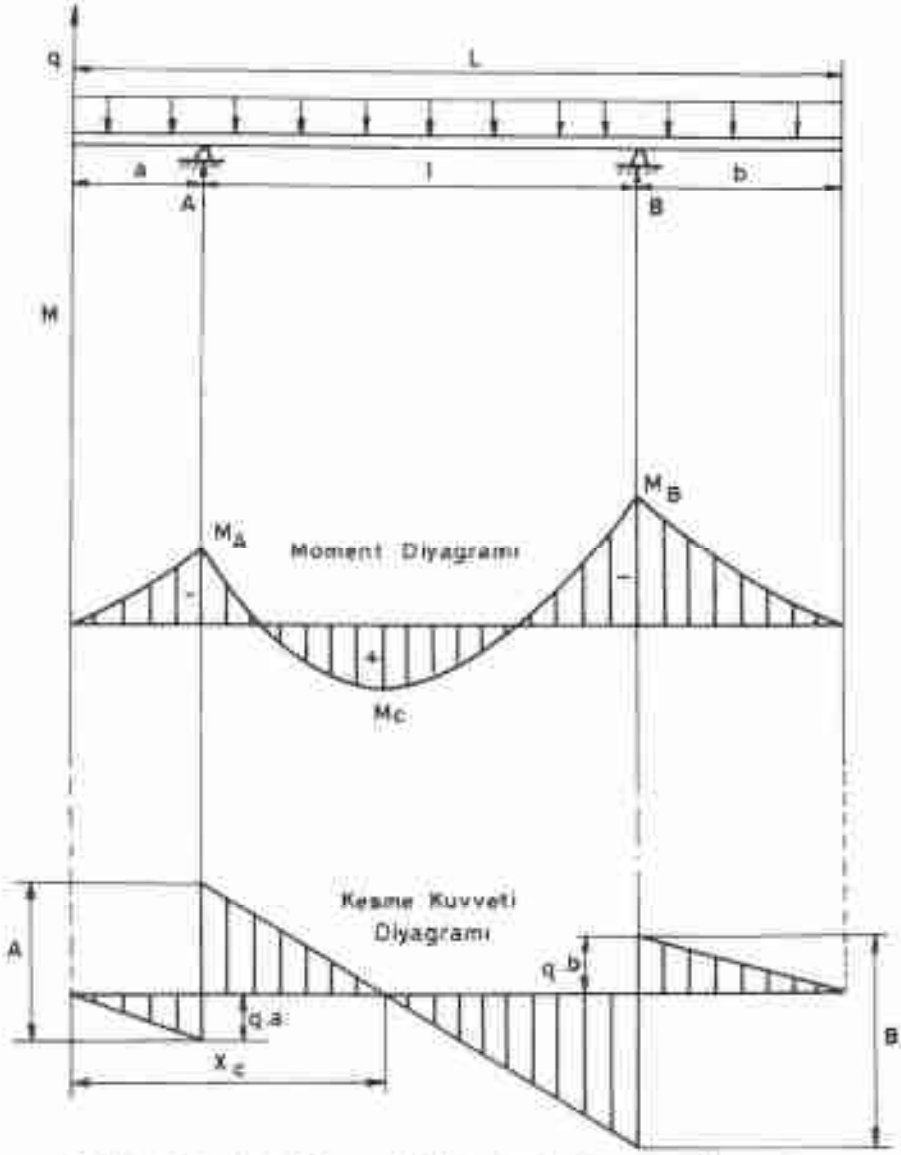
$q = \frac{P}{L}$ olur. Burada;

L

q : Özgül yük (kg/cm)

P : Kirişlerin taşıyacağı yük (kg)

L : Kiriş uzunluğu (cm)



Şekil: 76 Şaşisinin Boyuna Kirşine Gelen Kuvvet ve Momentler

Buradaki (A) ve (B) mesnet kuvvetleri, aşağıdaki formüllerden hesaplanabilir.

$$A = \frac{P}{2L} \frac{(a+l)^2 - b^2}{2} \text{ ve } B = \frac{q}{2L} \frac{(l+b)^2 - a^2}{2} \text{ ve } B = P \cdot A \text{ dir.}$$

Burada;

a: (A) noktasının kiriş ucundan uzaklığı

b: (B) noktasının kiriş ucundan uzaklığı

l : (A) ve (B) noktaları arası uzaklık

(A) ve (B) noktalarındaki (mesnet noktalarındaki) eğilme momentleri;

$$M_A = \frac{q \cdot a^2}{2} \quad M_B = \frac{q \cdot b^2}{2}$$

denklemleri yardımıyla hesaplanır.

Mesnetler arasındaki maksimum eğilme momenti (kritik moment), (x_c) noktasındadır ve değeri;

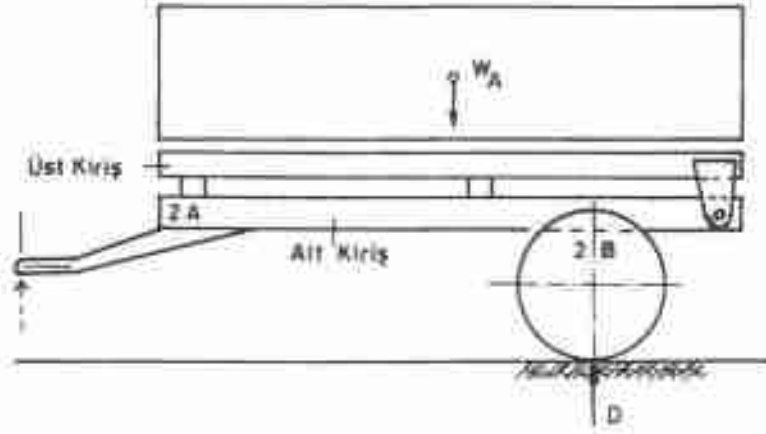
$$M_c = \frac{q \cdot l^2}{8} \text{ olur.}$$

Mesnetler arasındaki momentin maksimum ve sıfır olduğu noktaların yerleri (koordinatları) aşağıdaki bağıntılardan bulunabilir.

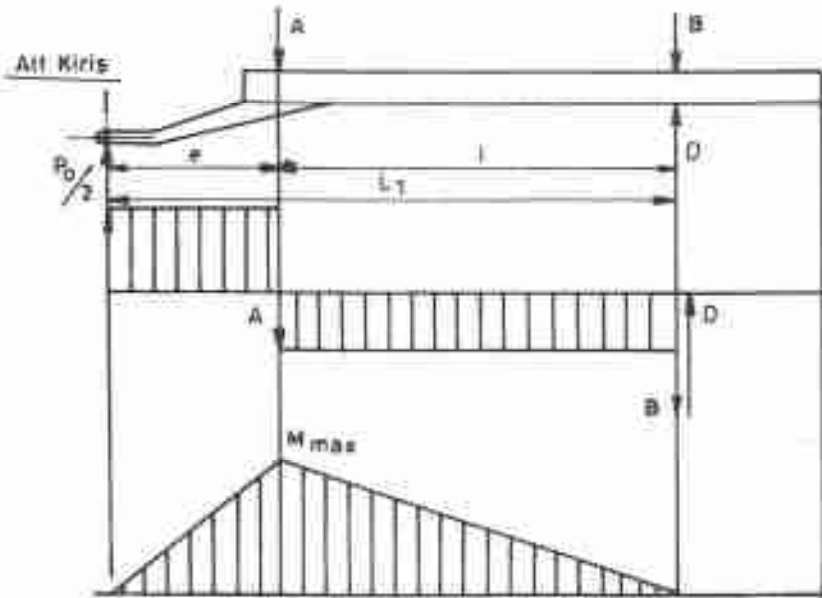
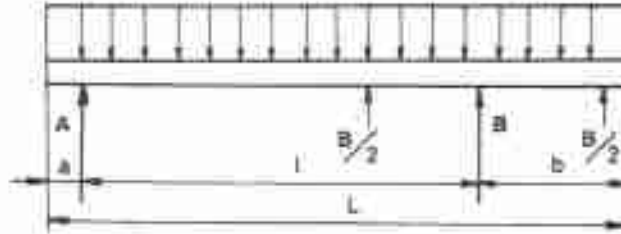
$$x_{c1} = \frac{a}{3} \text{ veya } x_{c2} = \frac{l}{3} \cdot \frac{(a+l)^2 - b^2}{2l} \text{ ve } x_{c1} = x_{c2} + \sqrt{x_{c2}^2 - 2a \cdot x_{c2}}$$
$$x_{c2} = x_{c1} \cdot \sqrt{x_{c1}^2 - 2a \cdot x_{c1}} \text{ olur.}$$

Kritik momentlerin değerleri bulunduktan sonra kiriş kesintinin mukavemet momenti bulunabilir. (o'em, kiriş için emniyetle çalışabileceği gerilim değeri) olduğuna göre;

$$W = \frac{M_{\max}}{\sigma'_{em}} \text{ olur.}$$



Üst Kiriş



Şekil: 77 Bir Dingilli Traylerde Üst ve Alt Şasi Boyuna Kirişlerin Eğilmeye Zorlanması

Mukavemet momentinin bu değerine göre, şasi için gerekli kirişin geometrik boyutları tablolardan seçilir.

Trayler hareket durumundayken (dururken) statik duruma göre daha fazla zorlanmalara maruz kalır. Hareket halindeki dinamik durumda darbe (çarpma) faktörü göz önüne alınmalıdır. Genellikle bu faktör 2 olarak alınabilir.

(Şekil: 77) bir dingilli traylerlerde şasi kirişlerinin zorlanmalarını göstermektedir. Buna göre, bir dingilli traylerin üst çerçevesini yukarıda iki dingilli trayler için açıklanan esaslara göre hesaplamak mümkündür.

Alt şasi kirişi ise, üst çerçeveden gelen nokta kuvvetleri ile yüklenmekte ve bu yük, dingil eksenini ve çeki noktasındaki mesnet kuvvetleri ile karşılanmaktadır. Şekil 77 de görüldüğü gibi (B) nokta kuvveti, dingil eksenini üzerine düşürüldüğü takdirde, en büyük moment (A) nokta kuvveti altında meydana gelir ve değeri,

$$M_{max} = \frac{P_o \cdot e}{2} \text{ olur.}$$

Burada çeki halkasına gelen dikey kuvvet,

$$P_o = \frac{2 A \cdot l}{L_1} \text{ denklemini kullanılmak suretiyle A nokta kuvvetine bağlı olarak hesaplanır. Buna göre en büyük moment,}$$

$$M_{max} = \frac{A \cdot l \cdot e}{L_1} \text{ olur.}$$

7.4.1. Trayler Şasisinin Yapısal Özellikleri

Şasi, traylerin ana yapısını oluşturur. TS-585 de Şasi U,I,L ve benzeri profil ve borulardan yapılmalıdır. Yeni bir profil meydana getirmek üzere iki veya daha fazla profil birleştirilerek kullanılmalıdır. Şasi profilleri, çelik sacdan yapıldığında, kalıpla biçimlendirilmiş olmalıdır denilmektedir.

Şasi ağırlığın etkisi ile eğilmeye, yoldaki çukur ve engebeler nedeniyle burulmaya maruz kalır. Frenleme ve darbe nedeniyle ilâve eğilme gerilmeleri oluşur.

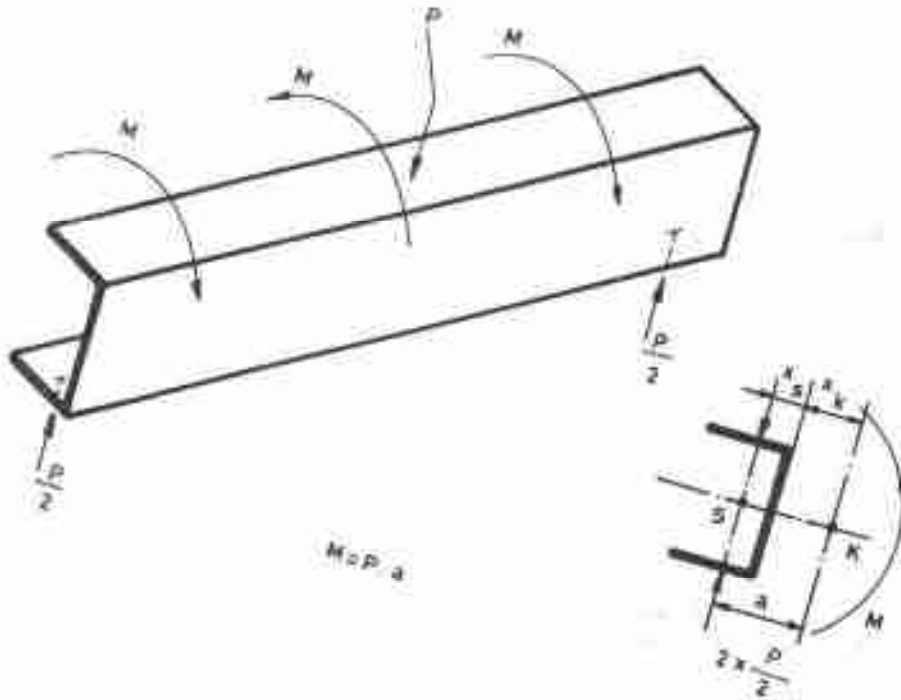
Kural olarak taşıt şasislerinde olduğu gibi, trayler şasilerinin de kullanılacak malzemelerin, yeterli mukavemete sahip kolay ve iyi kaynak edilebilir olması gereklidir. Bu nedenle en uygun malzeme çelik özellikle çeliğin C_s 34, C_s 37, C_s 42 ve C_s 52 türleridir.

Kapalı kesitli profiller, özellikle bir dingilli traylerler için uygundur. Böylece hafif bir konstrüksiyonu gerçekleştirmek mümkün olur. Bu durumda lastik tekerlekler ve devirme sistemi daha az yüklenir, aşınmaları az olur ve traylerin yük taşıma kapasitesi artırılabilir.

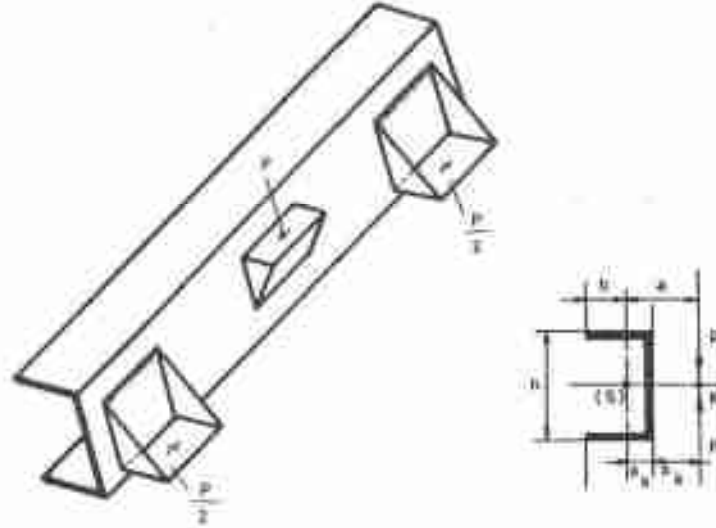
Aslında trayler yapımında kullanılan haddeden sıcak çekilmiş açık profiller ucuzdur, fakat ağırdır. Kaynağı kolay olur fakat mukavemeti düşüktür.

Buna karşın, soğuk kavrılmış ve birleştirme yerinden kaynak edilmiş kapalı kesitli profil, yüksek mukavemetli ve hafiftir, deformasyona mukavimdir fakat imalatı pahalıdır.

Şasi konstrüksiyonunda, şasiye kuvvet ileten elemanların bağlantı şekline yani, örneğin şasiyi oluşturan uzunluğuna olan kirişlerin, enine kirişlerle birleştirilmesine ve şasi ile dingiller arasındaki bağlantılara özellikle dikkat etmek gereklidir. (Şekil: 78)



Şekil: 78 U-Profilinin Uygun Şekilde Mesnetlendirilmesi



Şekil: 79- U Profilinde İlâve Burulma Momentine Neden Olmayan Kuvvet Uygulaması

Şaside, U- profilinin taşıyıcı bir kiriş olarak kullanılmasında yük ve mesnetlerin etki hatlarının durumu önemli olmaktadır. Şekil: 78 de görüldüğü gibi (örneğin, dingilin şasiye bağlanışında olduğu gibi) kuvvetin doğrudan doğruya kiriş profilinin alan ağırlık merkezi üzerinden nakledilmesinde (bu durumda yük ve mesnetlerin tesir hatlarının uzantısı ağırlık merkezinden geçer) kirişin eğilme gerilmesine ilâveten, değeri $(M = P \cdot a)$ ile belirtilmiş bulunan ayrıca bir burulma momenti ile de zorlanmasına yol açar. Kirişin bu momente maruz kalmaması için şekil 79 daki mesnat durumunu tercih etmek gerekir. Burada (P) kuvveti doğrudan doğruya (K) kayma noktası üzerinden uygulanmakta, kiriş yalnızca eğilmeye maruz kalmakta ve ilâve burulma momenti söz konusu olmamaktadır. Zira (M) burulma momentinin değeri bu durumda sifira eşittir.

Kayma merkezinin, profilin alan merkezine olan uzaklığı (a) şekil 79 a göre:

$a = x_s + x_k$ bağıntısı ile verilmiştir. Burada;

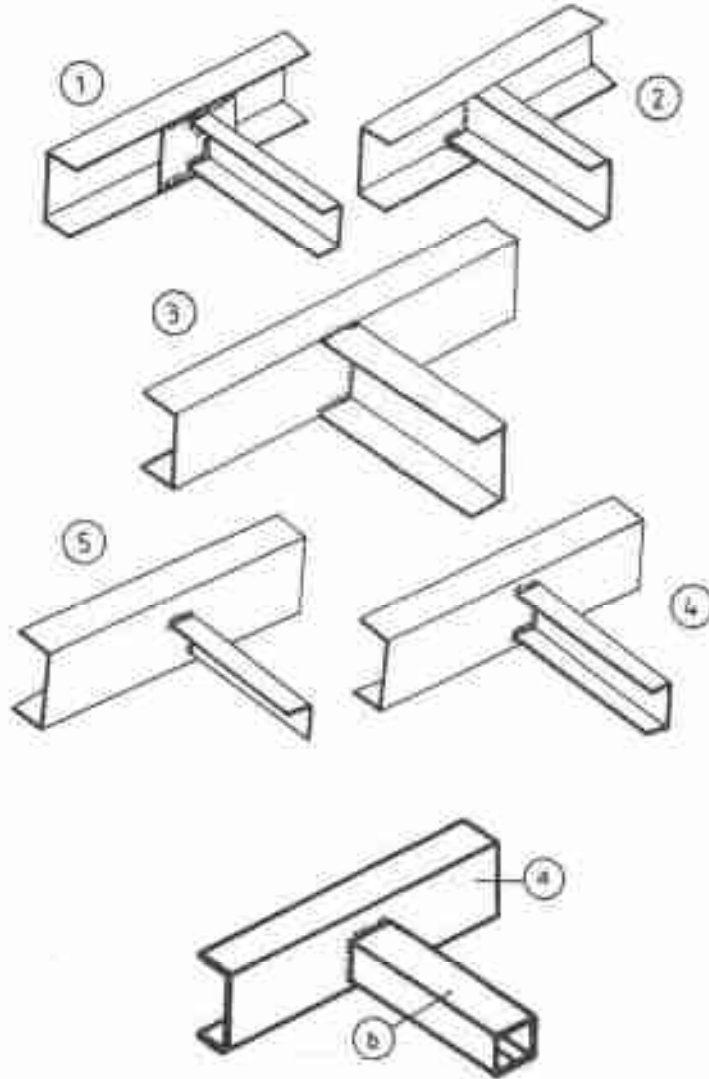
x_s : Alan merkezinin profil kenarına olan mesafesi

x_k : Kayma merkezinin profil dış kenarına olan mesafesidir. (x_k) mesafesi;

$$x_k = \frac{b}{2 + \frac{h}{3b}} \text{ bağıntısı ile hesaplanabilir.}$$

Eğilmeye maruz kalan kirişlere, nötr eksene dik doğrultuda nakledilen kuvvetin, ek bir burulma gerilmesine yol açmaması için U- profilinin dış kenarından (x_x) mesafesi kadar dışarıdan etkilenmesi gereklidir. Bu mesafe, malzemenin ölçüleri ve yukarıdaki bağıntılar yardımıyla kolayca hesaplanabilir.

Yukarıda uzunluğuna ve enine kirişlerin birleştirilmesinde, birleştirme noktalarına özellikle dikkat edilmesi gerektiği belirtilmiş idi.



Şekil: 80 Ana Eleman (a) ya Kuvvet Nakleden Yan Eleman (b) nin Kaynakla Bağlanması

Şasi oluşturulmasında, U-profil ile fiince bütün kesiti ile dik olarak kaynakıldığında, burulmaya ve eğilmeye karşı fazla mukavemet gösterir. Bunun sonucu olarak zorlanma daha fazladır ve çatlama dolayısıyla kırma tehlikesi vardır. Bu hususu nazarı itibare alarak (doğru ve yanlış konstrüksiyonlar) uzunlamasına seyreden ana şasiye yapılan bazı bağlama şekilleri (Şekil: 80) de gösterilmiştir.

(1) durumda; yan elemanın ana elemana bağlandığı kesitte esneklik yoktur (Gerilme zirvesi- yanlış).

(2) durumunda; yan elemanın flanç üzerinden bağlanmış olması, esnekliğini önlemektedir (yanlış).

(3) durumunda; yan eleman, ana elemanın frenlerine kaynak edildiği için esnekliği önlenmiştir (yanlış).

(4) durumunda; yan eleman ana elemana bir evvelki konstrüksiyondan daha sağlam kaynak edebilir. Ancak yan elemanın kaynak yerinde esnekliği alınmış olduğundan, gerilme zirvesi hasil olur (orta).

(5) durumunda; yan eleman esnekliğini korumaktadır. Kaynak yüzeyi azdır. Yan eleman, ana elemanın eğilme-nötr eksenine yakın bölgededir (iyi).

(6) durumunda sonuç (4) durumundaki konstrüksiyonun benzeridir.

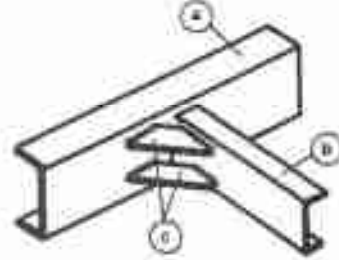
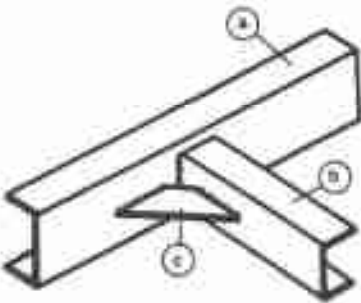
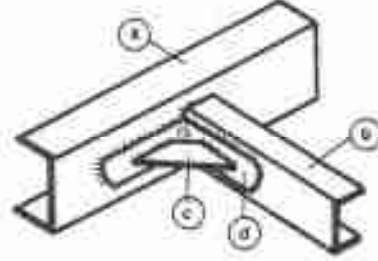
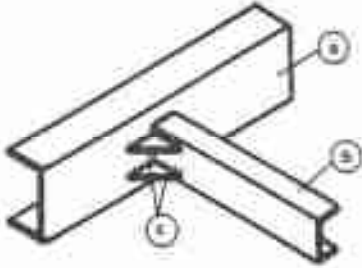
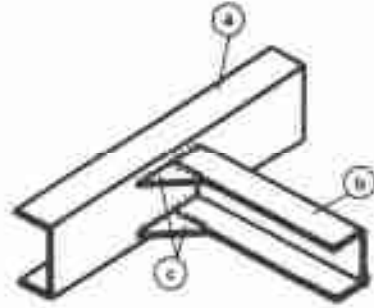
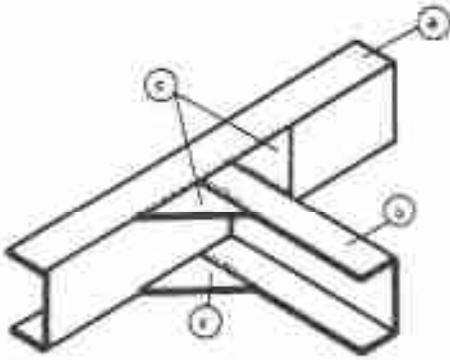
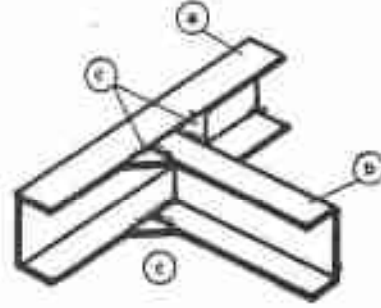
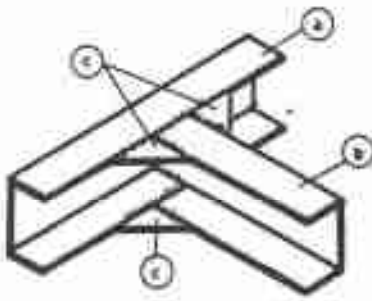
Bu birleştirme yerlerinde, özellikle çekilmeye karşı mukavemetin artırılması için, konulacak parçalarda da, çatlama tehlikesi göz önüne alınmalı ve ek yerinin burulmaya karşı az mukavemet göstermesi sağlanmalıdır. Bu ana ve yan elemanların bağlantısını, üçgen şekilli bir eleman ile sağlamlaştırmak ve böylece yan elemandan ana elemana daha büyük kuvvetler aktarmak mümkündür. Doğru ve yanlış takviye bağlantıları şekil: 81 de gösterilmiştir.(1) durumunda, (c) köşe elemanları gerilme zirvelerinin sadece yerini kaydırır. Gerçekten burulma halinde, gerilme zirveleri (c) elemanlarının dış köşelerine kayar. (yanlış).

(2) durumunda, gerilme zirvelerinin oluşmasından başka (b) ve (a) elemanları arasında yeterli bir kaynak bağı kurulmamıştır. Büyük düzey kuvvetlerin (b) üzerinden nakli güçtür (yanlış).

(3) durumunda, (a) elemanın flançları kaynak edilmediği için burulma esnekliği mevcut ise de, (b) elemanı için bu esneklik yoktur (yanlış).

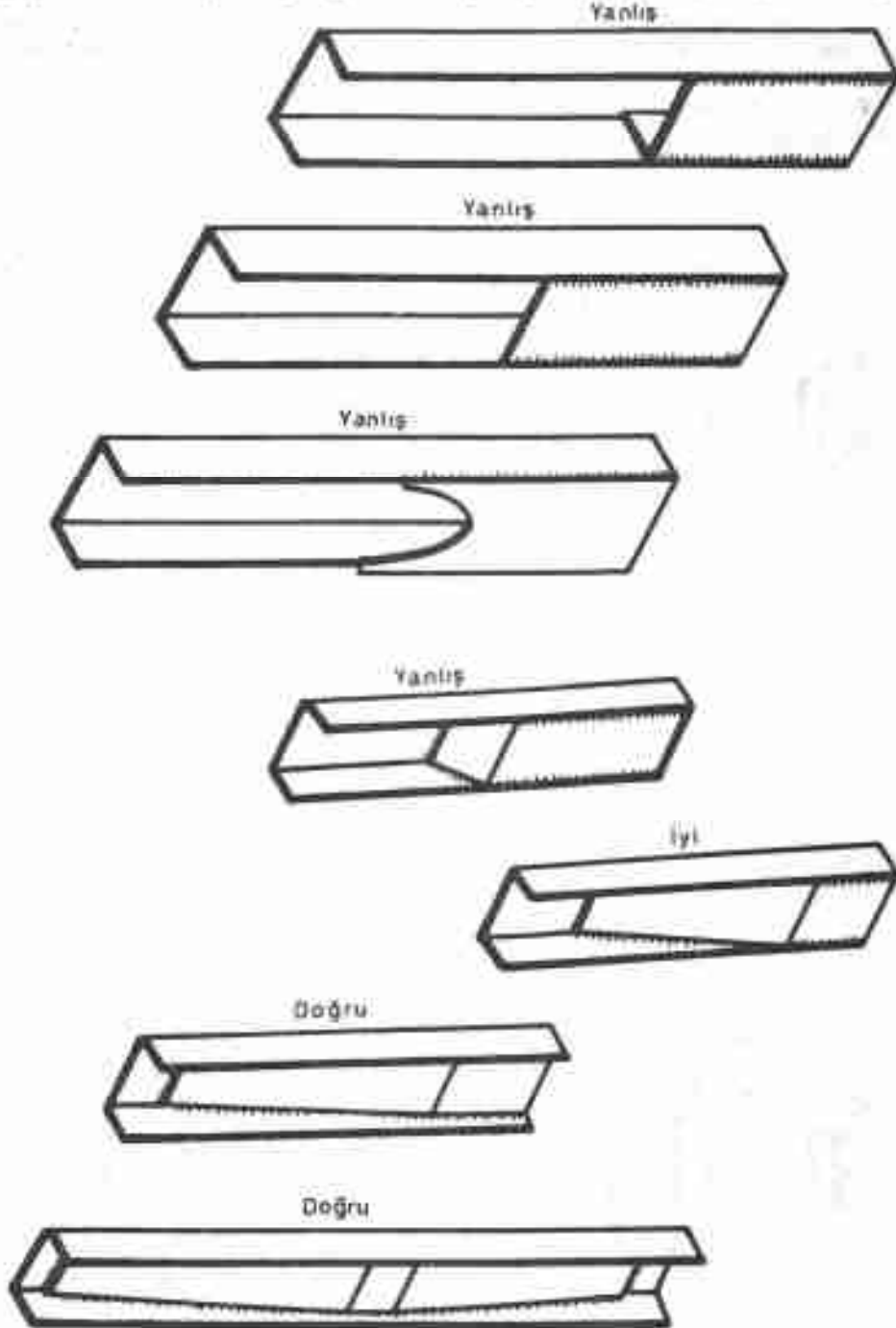
Değişik nedenlerle (4) ve (5) durumları yanlış (6) durumu orta ve (7) ile (8) durumu iyi uygulamayı oluşturmaktadır.

Kapalı profilden açık profile geçerken, bu geçişin birdenbire değil esnekliği bozmayacak şekilde tedrici olması gereklidir. Atalet momentinin tedricen değiştiği konstrüksiyon şekillerinin dışında kalan bütün çözüm yolları



Şekil 81: Köşe elemanı (c) bağlantı şekilleri

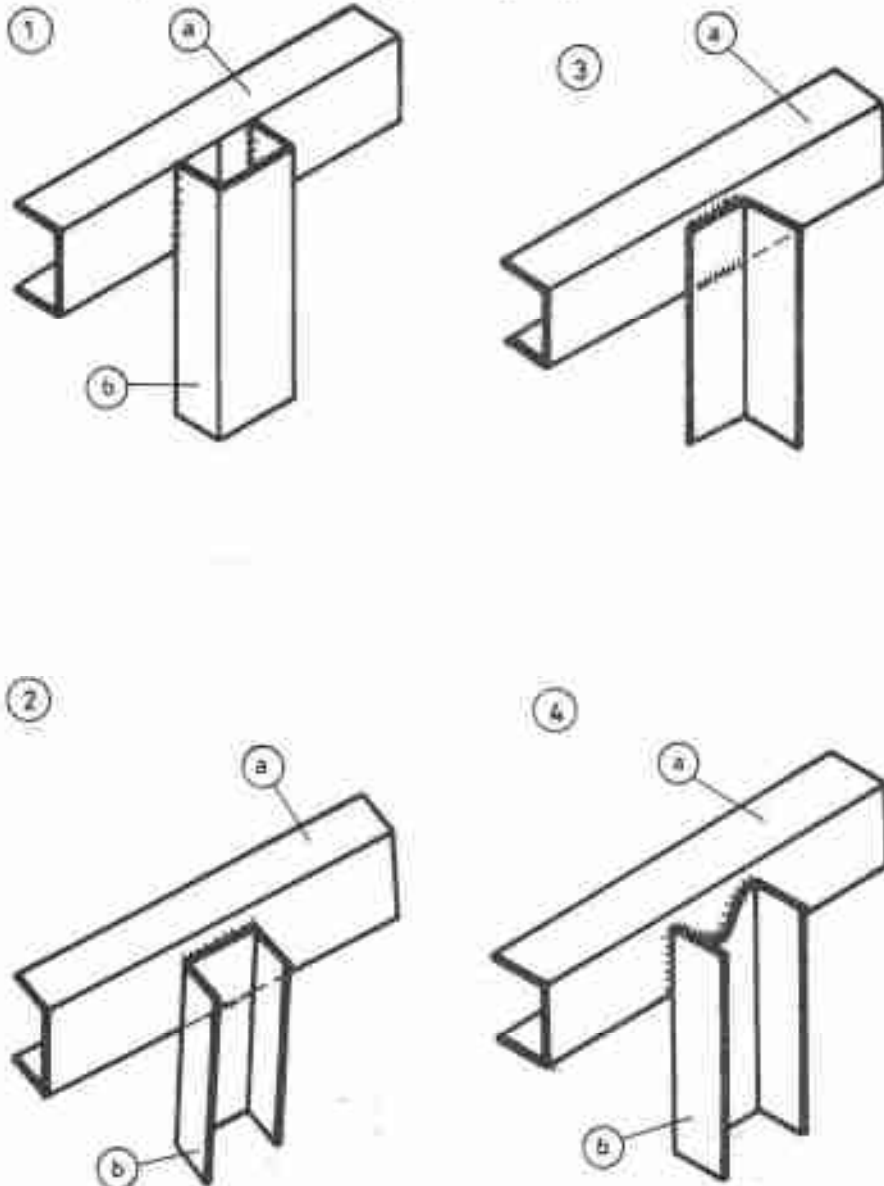
gerilme zirvelerinin doğmasına yol açar. U-profilli kapalı profilden açık profile geçilmesindeki doğru ve yanlış konstrüksiyon şekilleri (Şekil: 82) de gösterilmiştir.



Şekil: 82 Kapalı Profilden Açık Profile Geçilme Uygulaması

Şasi Kirişlerine Düşey Elemanların Bağlanması

Şasi kirişlerine kuvvet naklederken, prensip olarak kuvvetler kiriş profilinin kulaklarından nakledilmelidir. Kirişe, flanç (kulağı) üzerinden bağlanan düşey bir eleman, kirişin katı hale getirilen bölgesinde gerilme zirvesi meydana getirir (şekil: B3). Flanç üzerinden bağlama, daima esnekliği önler veya azaltır. Esnekliğin azalması ise gerilme zirvelerinin doğmasına yol açar.

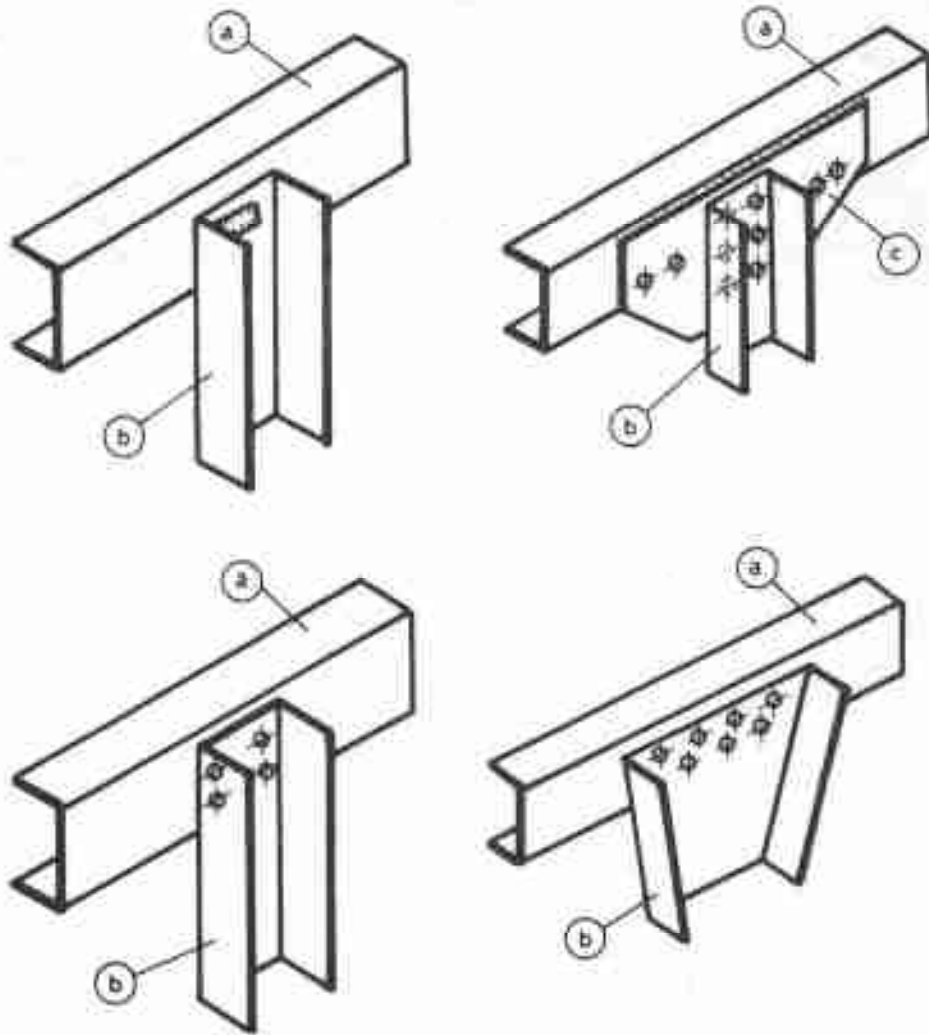


Şekil: B3 Şasiye Düşey Yöndeki Profillerin Bağlantıları

Traylerin şasisinin uzunlamasına kirişe bağlanan düşey elemanlara ait konstrüksiyon örnekleri (Şekil: 84) de gösterilmiştir.

(1) durumunda, düşey eleman flanşlarından bağlanmış olup, bağlantı bölgesinde esnekliğini kaybetmiştir (yanlış).

(2) durumunda her iki eleman, birbirlerine bedenleri üzerinden bağlanmıştır (doğru).



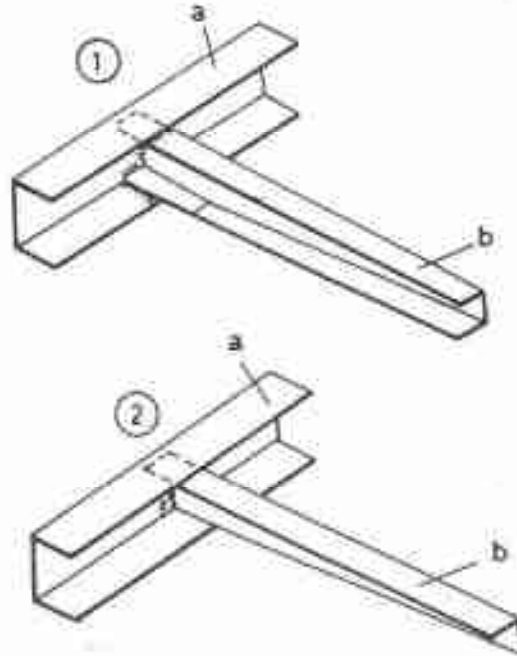
Şekil: 84 Uzunlamasına kirişe bağlanan düşey elemanlara Ait Konstrüksiyon Örnekleri

(3) durumunda, her iki eleman, birbirlerine bedenleri üzerinden bağlanmıştır (doğru).

(4) durumunda, düşey yöndeki kaynak dikişleri, eğilme ve burulmaya karşı esnekliği bozamaz. Yatay yöndeki dikişlerin eğilme-nötr eksenine yaklaşması, gerilme zirvelerinin düşük kalmasını sağlar (doğru). (5) durumunda, kaynağın bedenler üzerinden yapılmış olması ve dikişlerin nötr eksene gelmiş olması en uygun çözümdür. Ancak kaynak yüzeyinin azlığı nedeniyle yeterli büyük kuvvet nakli mümkün değildir (doğru).

(6), (7) ve (8) durumlarında, beden üzerinden bağlanmaya ait örnekler verilmiştir. Bu uygulamalar doğru olup, büyük kuvvetlerin naklini mümkün kılmaktadırlar.

Traylerde platform, şasiye esas teşkil eden 2 U-profil arasındaki mesafeden daha geniş olduğu için, yanlara platformu taşıyacak kolların konulması (ve şasi uzunlama kirişine bağlanması) gerekmektedir. Bunların kaynak şekillerinin de burulmaya fazla mukavemet göstermeyecek şekilde olması gereklidir. Burada özellik arzeden hususlar, şasi uzunlama kirişine, enine kirişlerin bağlanmasıdır (Şekil: 85).



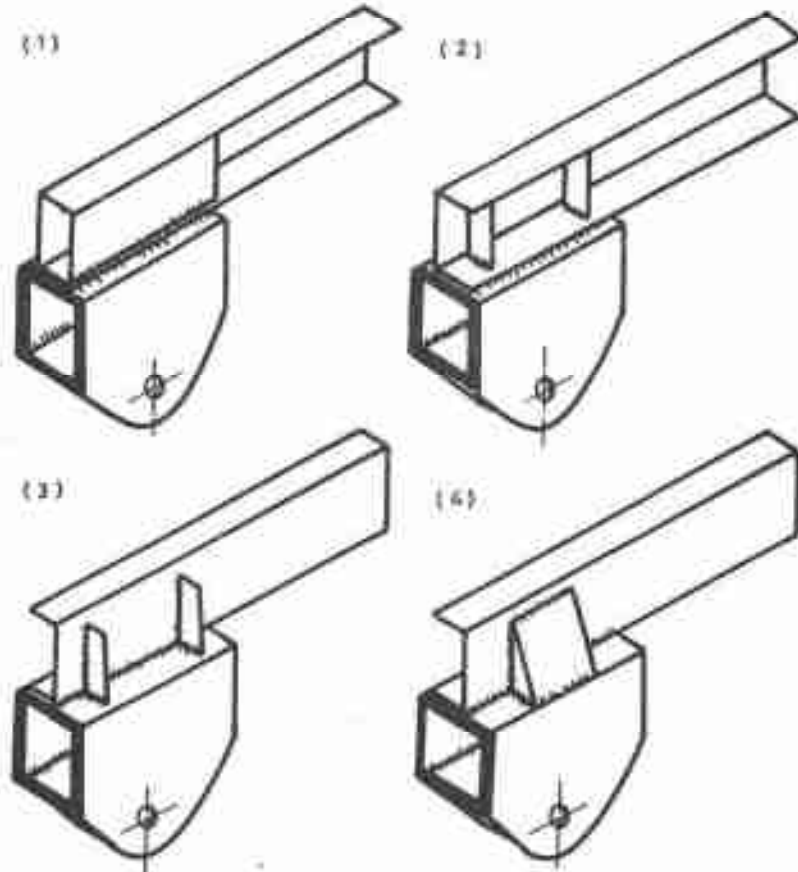
Şekil: 85 Platformu Taşıyan Yan Bağlantılar

Burada; (1) durumunda düğey kuvvetlerin etkisi ile eğilmeye çalışan (b) kolu, alından (a) şasi kirişine beden ve flanş üzerinden kaynak edilmiştir. Kaynak yerlerinde oluşan gerilme zirveleri, kısa zamanda kopmalara yol açar. Ayrıca eğilmeye zorlanan (a) kirişi de alt flanşındaki kaynak yerinden çatlak (yanlış).

(2) durumunda, köşebent kol, (a) şasisine sadece bedeni üzerinden kaynak edilmiştir. Kol üzerine gelen kuvvetler çok yüksek olmadıkça, (a) kirişinin bedeni aşın şekil değiştirmesine maruz kalmaz.

7.4.2. Makas Kúpelerinin Şasi Uzunlama Kirişine Bağlanması

Takarlekler üzerinden gelen kuvvetler, makaslar ve kúpeler vasıtasıyla şasinin uzunlama kirişine geçer. Bu geçişte tesbit edilen profilin U-profil olması yönünden ilâve bir moment oluşturmaya dikkat etmelidir. Bu nedenle kuvvet iletiminde, kirişin burulmasına yol açan etkinin önlenmesi için kúpedeki kuvvetin bileşeni, şasi profilinin kayma merkezinden geçmelidir. Bundan başka kiriş profilii üzerinde, arı kesit değışmelerine müsaade edilmemelidir.



Şekil: 86 Makas Kúpelerinin Şasi Uzunlama Kirişine bağlanması

(Şekil:86) da küpe bağlantılarına ait bazı örnekler konstrüksiyon şekilleri gösterilmiştir. Burada,

(1) durumunda, şasi kirişinin şekli değiştirmemesi için profil kapalıdır. Böylece küpeden gelen kuvvet, kirişte ilave bir burulma momenti doğurmazsa da, kapalı bir profil esnekliği giderir (yanlış).

(2) durumunda, şasi profilinin deformasyonu düşey desteklerle önlenmiştir. Ancak küpenin bağlanması, kirişin flanşı üzerinden olduğu için sakıncalıdır (iyi).

(3) durumunda, şasi esnekliğini muhafaza etmektedir. Kuvvet nakli kayma merkezi üzerinden olmaktadır. Ancak yegane sakınca çok büyük kuvvetlerde kaburgaların (düşey destek parçalarını) bulunduğu bölgede, şasinin deformasyonunun fazla olmasıdır (doğru).

(4) durumunda (3) durumunun iyi niteliklerine ilâve olarak, şasi profilinin deformasyonu da en az getirilmiştir.

7.4.3. Traylerin Şasi Burulma Moment Karakteristikleri

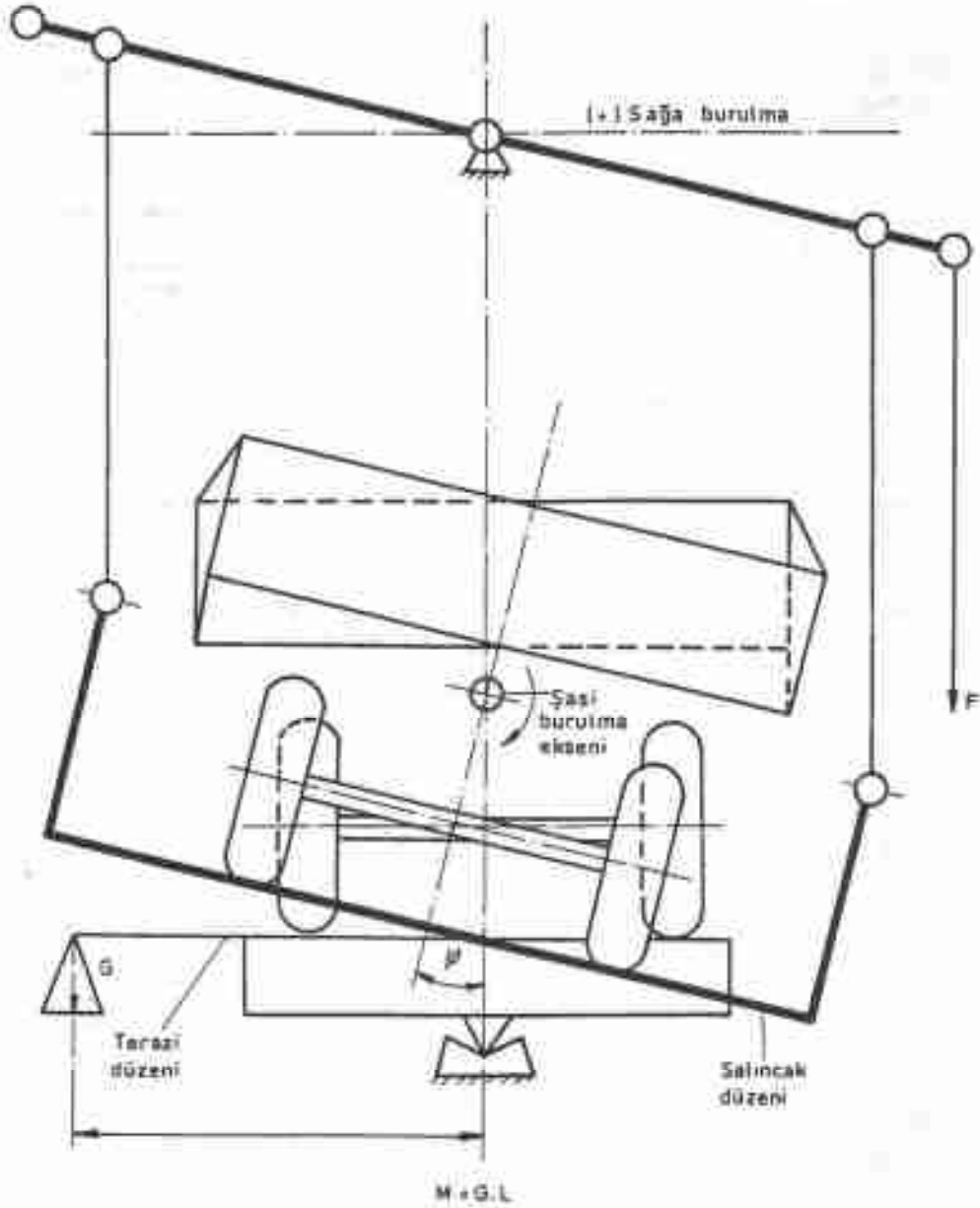
Traylerin ve ötekî kara taşıtlarının şasilerinde meydana gelen gerilmelerin, teorik olarak saptanması çoğu kez olanaksızdır. Özellikle traylerin üzerinde çalıştığı toprak ve zemin koşullarının değişken olması, trayler şasisini sürekli değişen şekilde yüklemektedir. Yüklemelerin kesin olarak saptanamadığı bu gibi durumlarda uygulanacak yöntem, doğal koşullarda ya da laboratuvar koşullarında yapılacak deneylerde sonuca gitmektir.

Doğal koşullarda trayler ömür deneylerini yapmak çok uzun süre almakta ve koşullar bütün traylere aynı şekilde uygulanamadığı için tam bir karşılaştırma yapmak mümkün olmamaktadır. Bu koşullarda traylerin yüklenmesine neden olan etmenleri saptayarak, aynı yüklenmeleri sağlayan laboratuvar koşullarında trayler şasilerini değerlendirmek (Şekil:87) daha uygun görülmektedir.

Trayler şasilerinin burulma momentleri (burulma dayanımları) iki yönden önem taşımaktadır. Bunlar; stabilite ve ömür süresidir. Burulma momenti çok düşük olan traylerler (özellikle döner düzenli yönlendirme sistemli olanlar) dönemeçlerde devrilme tehlikesi ile karşı karşıya bulunmaktadır. Trayler şasisinin burulma momentinin yüksek olması stabilite yönünden istenen bir durumdur. Ancak burulma momenti yüksek şasi, engebeli zeminlerde kolayca çatlama ve normal ömrü dolmadan önce eskimekte dir.

Bu nedenle, trayler şasilerinin 10^6 burulma açısında sahip olması gereken burulma momentleri TS-585'de, en az ve en yüksek değerleri kapsayacak şekilde verilmiştir.

Yapılan çalışmalar sonunda, traylerin stabilite yönünden incelenmesinde; üç tonluk en az 500-600 kpm ($\approx 5000-6000$ Nm) ve beş tonlukların en az 700-800 kpm ($\approx 7000-8000$ Nm) burulma momentine sahip olmaları gerektiği saptanmış rotlu yönlendirme sisteminde daha yumuşak çatıya sahip olabileceği sonucuna varılmıştır.



Şekil: 87 Traktör Arabası Deney düzeni

7.5. Trayler Kasası

Kasanın genel ölçülerinin ve malzeme özelliklerinin belirlenmesinde taşınacak materyalin cinsinin etkisi büyüktür. Tarımda taşınacak ürünün çeşitli olması, olabildiğince her maksada uygun bir traylerin konstrüksiyonu gerekli ve yararlı kılmaktadır.

TS-585'e göre en küçük kasa hacmini elde etmek üzere kasa boyutları Çizelge 13 ve Çizelge 14'deki en büyük ve en küçük değerler arasından seçilmelidir.

Çizelge 13 Yarı Römorklarda Kasa İçten İçe Boyutları ve En Küçük Kasa Hacmi.

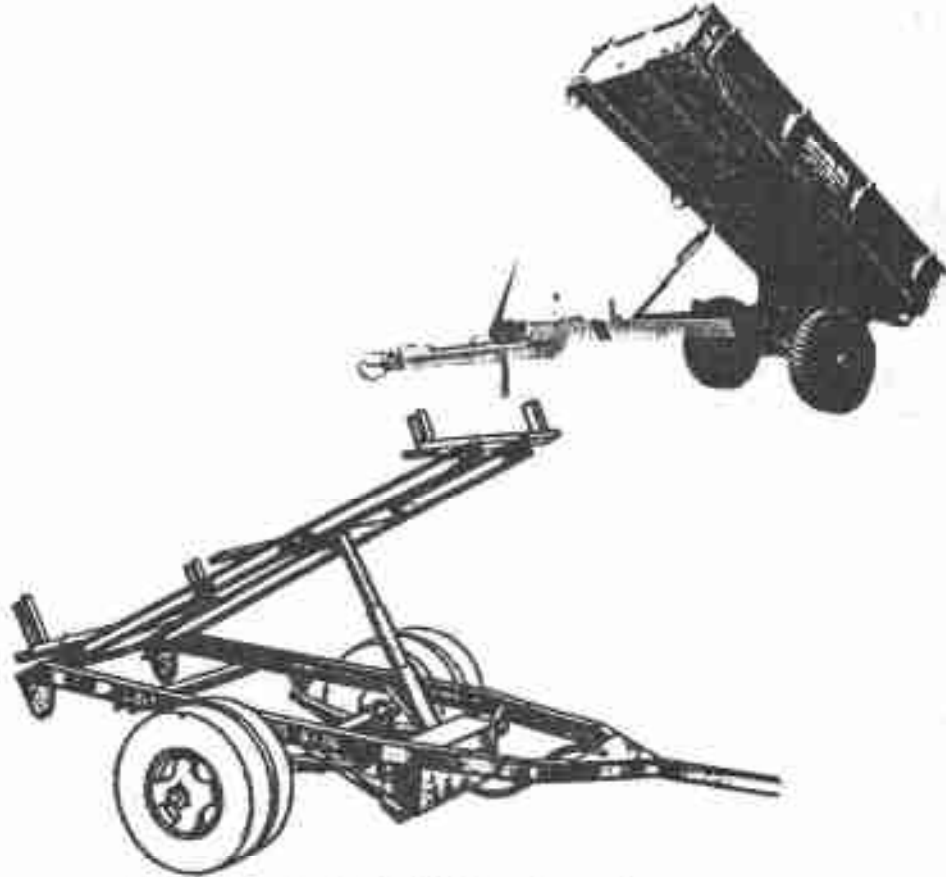
| Faydalı Yük (kg) | En Küçük Kasa Hacmi (metreküp) | Kasa Tabanının Yerden Yüksekliği ± 50 mm | Uzunluk (mm) | | Genişlik (mm) | |
|------------------|--------------------------------|--|--------------|------|---------------|------|
| | | | Min | Max | Min | Max |
| 500 | 0,400 | 860 | 1400 | 1800 | 1200 | 1200 |
| 750 | 0,500 | 860 | 1600 | 1900 | 1250 | 1400 |
| 1000 | 0,800 | 860 | 2000 | 2350 | 1350 | 1500 |
| 1500 | 1,200 | 960 | 2300 | 2600 | 1500 | 1800 |
| 2000 | 1,600 | 960 | 2600 | 3000 | 1700 | 2000 |
| 2500 | 2,000 | 960 | 2700 | 3200 | 1800 | 2000 |
| 3000 | 2,400 | 1020 | 2800 | 3500 | 1900 | 2000 |
| 3500 | 2,800 | 1020 | 2900 | 3700 | 1900 | 2000 |
| 4000 | 3,200 | 1020 | 3200 | 3900 | 1900 | 2000 |

Çizelge 14. Römorklarda Kasa İçten İçe Boyutları ve En Küçük Kasa Hacmi.

| Faydalı Yük (kg) | En Küçük Kasa Hacmi (metreküp) | Kasa Tabanının Yerden Yüksekliği ± 50 mm | Uzunluk (mm) | | Genişlik (mm) | |
|------------------|--------------------------------|--|--------------|------|---------------|------|
| | | | min | max | min | max |
| 2000 | 1,6 | 960 | 3000 | 3500 | 1500 | 1700 |
| 2500 | 2,0 | 960 | 3250 | 3750 | 1700 | 1900 |
| 3000 | 2,4 | 1020 | 3500 | 4000 | 1700 | 1900 |
| 4000 | 3,2 | 1020 | 3700 | 4250 | 1900 | 2100 |
| 5000 | 4,0 | 1140 | 4250 | 5000 | 1900 | 2100 |
| 6000 | 4,8 | 1140 | 4700 | 5250 | 1900 | 2100 |

Kasanın sabit veya damperli olması isteğe bağlıdır. Ancak günümüzde imâl edilen traylerin büyük kısmı devrilebilir tip kasa ile donatılmışlardır. (Şekil:88-A) Aşında çabuk ve kolay boşaltmayı sağlamak için damperli kasa tercih edilmektedir. Ancak yük devirme esnasında bütün yükü kasa taşıdığı için damperli kasanın daha katı imâl edilmiş olması gereklidir. Kural olarak damperli kasa 50° - 55° eğime kadar kaldırılabilir.

Devirici hidrolik pompa için en uygun yer, kasanın ön tarafından itibaren $2/3$ uzunluğuna yerleştirilmesidir. Uygulamada çeki okunun ucu ile kasanın en son kısmı arasındaki mesafenin $2/3$ ' ne hidrolik silindir yerleştirilirse, en uygun sonuç alınabilmektedir. Zira kasanın ön tarafına yakın konan bir kaldıncının, her ne kadar kasayı zorlaması az ise de, hareket yolu uzun olduğundan boşaltma hızı düşer. Ayrıca kaldıncıda sızdırmazlık kayıpları çok fazla artabilir.



Şekil: 88-A Trayler Hidrolik Kaldırma Düzeni

Ancak dingile yakın konan kaldıncı ile her ne kadar daha hızlı bir boşaltma sağlanabilirse de, kasa ve kaldıncı daha büyük kuvvetlerle zorlanır. Bu nedenle gereksiz yere boş kasanın ağırlığı artırılmış olur.

7.5.1. Traylerde Kullanılan Hidrolik Kaldırma Düzeni

TS-585'de, bu konuda ön görülen hususlar aşağıda açıklanmıştır. ((Tarım römorku kasası sağa, sola veya arkaya dövmeli olabilir. Hidrolik kaldırma tertibatı 125 bar basınçta faydalı yükün en az % 50 fazlasını kaldıracak kapasitede olmalıdır. Hidrolik silindire TS-3413'e göre yapılan deney sonucunda sızma, çatlama ve kalıcı biçim değişme olmamalıdır. Tam devirme durumunda iken, kasa taban döşemelerinin yatayla açısı en az 40° olmalıdır.

Hidrolik tertibatı, tarım römorku traktörden ayrıldığında sistemdeki yağın boşalması için, tarım römorklarında TS-4364'e uygun hidrolik bağlama elemanları kullanılmalıdır.

Tarım römorklarında kullanılan hidrolik hortumlar ve borular en az 200 bar basınca 30 saniye süre ile dayanabilmelidir))

Traktör arabalarında kullanılan hidrolik kaldırma silindirleri başlıca üç tip olarak sınıflandırılmıştır.

Bu hidrolik silindirler, konstrüktif özellikleri, arabaya bağlanma metodları ve geometrik şekil ve ölçüleri esas alınarak üç tipe ayrılmış bulunmaktadır. Bunlar "Tip 1"- "Tip 2" - "Tip 3" dır. (Şekil: 88) "tip-1" e ait resmi göstermektedir. (Çizelge 17) de bu tip silindire ait ölçüler ve toleransları verilmiştir.

Çizelge 17. "Tip-1" Silindire Ait Ölçüler (mm) ve Toleransları:

| Gösteriliği | Strok min | A | B | C | D | E | F | G | H | I |
|-------------|--------------|------|-----|-----|-----|------------|----------|-----|------|------|
| | | max | min | max | max | + S - S | 0 - S | min | d 10 | H 12 |
| 70 x 90 | 900 | 670 | 37 | 25 | 28 | 70 | 130 | 45 | 45 | 37 |
| 90 x 100 | 900 | 690 | 37 | 25 | 28 | 90 | 160 | 45 | 45 | 37 |
| | 1050 | 765 | | | | | | | | |
| | 1200 | 840 | | | | | | | | |
| 110 x 130 | 1050 | 800 | 52 | 30 | 35 | 110 | 180 | 50 | 50 | 52 |
| | 1200 | 875 | | | | | | | | |
| | 1350 | 950 | | | | | | | | |
| | 1500 | 1025 | | | | | | | | |

Burada:

A : Kapanlı durumdaki uzunluk

B : Silindir baş açıklığı

C : Bağlantı merkezine olan uzunluk- silindir çenesi

D : Bağlantı merkezine olan uzunluk- piston kolu

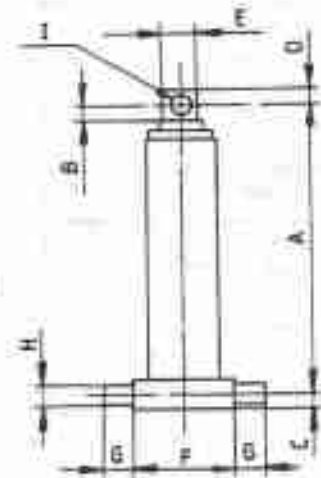
E : Piston çapı

F : Fiyot millerinin açıklığı

G : Fiyot pin uzunluğu

H : Fiyot pin çapı

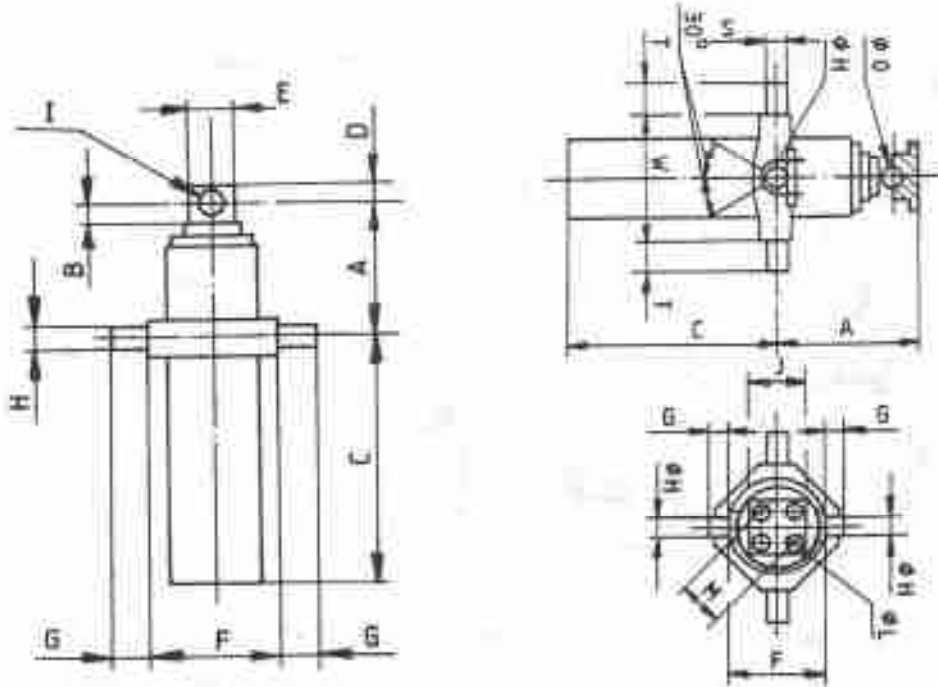
I : Silindiri araca bağlanmasi için kullanılan pistondeki delik çapı.



Şekil: 88 Tip-1* Silindiri ve Teferruatı

Tip 2 nin resmi (Şekil:89) da gösterilmiştir. (Hartlarla ilgili açıklama: *Tip 1* dekinin aynıdır).

*Tip2 ye ait ölçüler ve toleransları (çizelge 18) de verilmiştir.

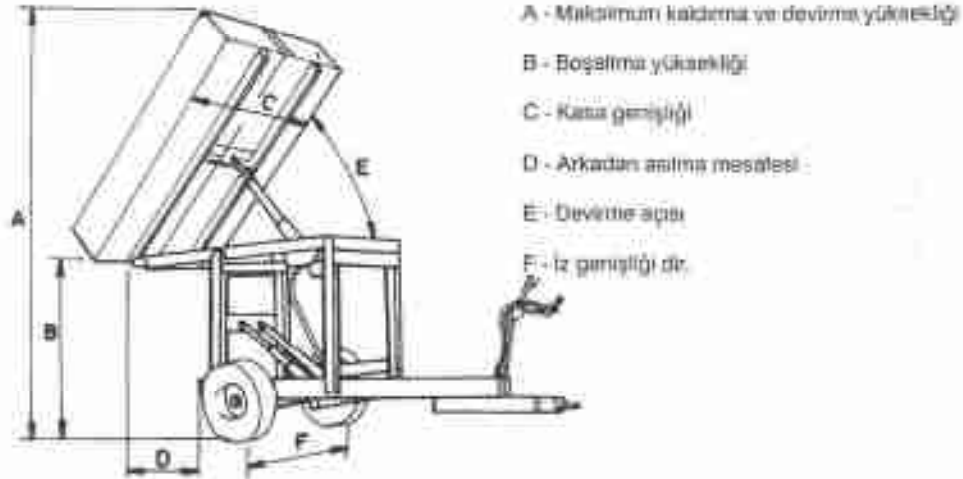


Şekil: 89 *Tip 2* ve *Tip 3* Silindiri ve Teferruatı

Cizelge 18. "Tip-2" Silindrine Ait Ölçüler (mm) Ve Toleranslar:

| Gösteriliği | Strok min | A | B | C | D | E | F | G | H | I |
|-------------|--------------|-----|-----|-----|-----|----------|---------|-----|------|------|
| | | max | min | max | max | -5 +5 | 0 -5 | min | d 10 | H 12 |
| 70 x 90 | 900 | 250 | 37 | 425 | 28 | 70 | 155 | 45 | 45 | 37 |
| 90 x 110 | 900 | 250 | 37 | 465 | 28 | 90 | 170 | 45 | 45 | 37 |
| | 1050 | | | 540 | | | | | | |
| | 1200 | | | 615 | | | | | | |
| 110 x 130 | 1050 | 250 | 52 | 580 | 35 | 110 | 185 | 50 | 50 | 52 |
| | 1200 | | | 655 | | | | | | |
| | 1350 | | | 730 | | | | | | |
| | 1500 | | | 805 | | | | | | |
| 70x90x110 | 900 | 300 | 37 | 280 | 28 | 70 | 170 | 45 | 45 | 37 |
| | 1050 | | | 330 | | | | | | |
| | 1200 | | | 380 | | | | | | |
| | 1350 | | | 430 | | | | | | |
| | 1500 | | | 480 | | | | | | |
| 90x110x120 | 1200 | 300 | 52 | 420 | 35 | 90 | 185 | 50 | 50 | 52 |
| | 1350 | | | 470 | | | | | | |
| | 1500 | | | 520 | | | | | | |
| | 1700 | | | 570 | | | | | | |
| | 2000 | | | 630 | | | | | | |

Şekil 90 da, iki kademeli hidrolik etkili kaldırma prensibinin uygulamasına ait bir örnek verilmiştir. Burada;



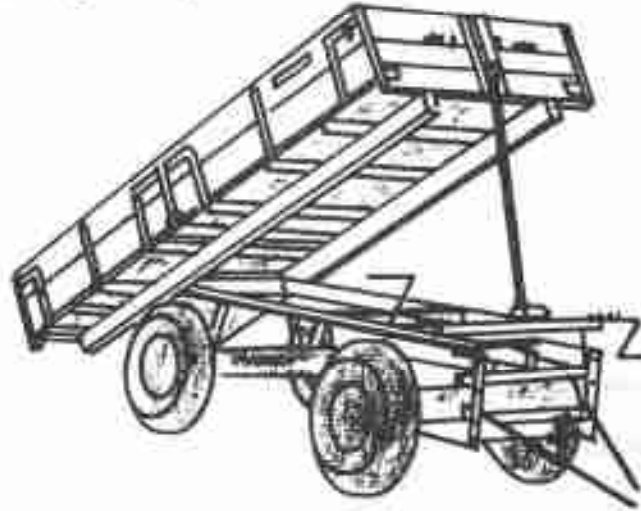
Şekil: 90 İki Kademeli Hidrolik Kaldırma Uygulaması

Şekil: 91 de, arka kapağı otomatik olarak açılıp kapanan hidrolik kumandalı kasa devirme uygulaması görülmektedir.



Şekil: 91 Arka Kapağı Otomatik Açılan Kasa Devirme Düzeni

Şekil: 92 de, el ile tahrik edilen mekanik düzen yardımıyla araba kâsasının arkaya devrilmesi gösterilmiştir.



Şekil: 92 Mekanik Düzenli Kaldırma Uygulaması

7.5.2. Kasanın Yapısal Özellikleri

Tanelli ürünler gibi aralıklardan dökülmesi mümkün olan ürünlerin taşınmasında kullanılacak kasalarda, kasanın içi aralıksız olmalıdır. Bunun için kasa, birbirlerine geçen tahtalardan veya yekpare saçtan yapılır. Ahşap kasa için, çam ve benzeri yumuşak ahşap kullanılır. TS-585'e göre kasa için ön görülen teknik özellikler: *Kasa, ahşap, sac, alüminyum plastik vb malzemeden yapılmalıdır. Ahşap kasalar kurutulmuş, en az 30 mm kalınlığındaki ahşaptan, TS-4648'de belirtilen lambalı, klinişi, yabancı çatal, kırtağıç kuyruğu kanalı ve kurt dişi en birleştirilmelerinden biri kullanılarak veya ahşap elemanlar arasında metal birleştiriciler yerleştirilerek yapılmalıdır. Saç kasalarda, taban şasi kalınlığı en az 2,5 mm, kapak sacı kalınlığı en az 2 mm olmalıdır. Ahşap üzerine yapılan saç kaplamalar ile 500 kg ve 1000 kg lık tarım römorklarında saç kalınlığı en az 1,5 mm olmalıdır. Diğer malzemeler kullanıldığında ahşap ve saç malzemenin dayanıklılığını sağlamalıdır. Kasa ön kapağı sabit, yan ve arka kapaklar menteşelerle açılabilir ve/veya yuvalarından çıkarılabilecek şekilde yapılmalıdır. Yan kapaklar birden fazla parçalı yapılabilir. Kapaklar her iki tarafından, profillerden veya çelik saçtan kalıpla biçimlendirilerek yapılmış şasiye titratlı birer destekle takviye edilmiş olmalıdır. Kasa alt destek aralıkları, saç kasalı tarım römorklarında en az 300 mm, ahşap kasalarda ise en az 600 mm olmalıdır. 2000 kg (dahil) daha az faydalı ağırlıklı römorklarda destek kullanılmayabilir. Kapaklara, kasa hacmini artırabilmek amacıyla ilave kapak yatağı konmalı ve kasa yan kapakları birbirine gerdime tertibatıyla da bağlanmalıdır. Birden fazla parçalı yapılan yan kapaklarda gerdime tertibatı olmayabilir.

Hareketli platformlu arabalarda, platformun tahriki için arabayı çeken traktörün kuyruk milinden ya da 0,6 ile 0,7 BG'ü yardımcı bir motordan yararlanılır.

7.5.3. Çeşitli Materyal ile Kasanın Yüklenebilirliği

Traktör arabası ile taşınan başlıca materyalin (dökülmüş durumda) özgül ağırlığı yaklaşık:

| | |
|------------------------|---|
| Çavdar | 730 kg/m ³ |
| Buğday | 770 kg/m ³ |
| Patates | 680 kg/m ³ |
| Potasyum gübresi | 1100 kg/m ³ |
| Süperfosfat | 750 kg/m ³ |
| Taş kömürü | 950 kg/m ³ kadar olmaktadır. |

Yüklenmiş durumdaki arabanın platform yüzeyine düşen basınç $P(\text{kg}/\text{m}^2)$, yığılma yüksekliği $h(\text{m})$ ile dökülen materyalin özgül ağırlığı $\gamma(\text{kg}/\text{m}^3)$ çarpımına eşittir. Yani $P=\gamma \cdot h$ dir. Şayet dökülmüş materyalin yüksekliği 1,4 m ise, platform yüzeyine düşen basınç:

$$\text{Çavdar için } \dots P=730 \times 1,4=1022 \text{ kg}/\text{m}^2 \text{ (0,102 kg}/\text{cm}^2)$$

$$\text{Buğday için } \dots P=770 \times 1,4=1078 \text{ kg}/\text{m}^2 \text{ (0,1078 kg}/\text{cm}^2)$$

$$\text{Potasyum için } P=1100 \times 1,4=1540 \text{ kg}/\text{m}^2 \text{ (0,154 kg}/\text{cm}^2)$$

kadar olacaktır.

Arabaya yüklenen materyalin ağırlığı (W), özgül ağırlığına bölünürse, yüklenen materyalin hacmi (V) bulunur. Yani $V(\text{m}^3)=W(\text{kg})/\gamma(\text{kg}/\text{m}^3)$ olur.

Yukarı açıklanarlara ilâveten bazı materyal veya malzemenin özgül ağırlıkları yaklaşıktır:

$$\text{Demir sac levha} \dots \dots \dots 7,8 \text{ kg}/\text{dm}^3$$

$$\text{Tuğla} \dots \dots \dots 1,92 \text{ kg}/\text{dm}^3$$

$$\text{Saman balyası} \dots \dots \dots 150 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$\text{Kuru ot} \dots \dots \dots 30 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$\text{Hayvan gübresi } \dots 900 \text{ kg}/\text{m}^3 \text{ kadar olmaktadır.}$$

Materyalin yüksekliği $h(\text{m})$ ise, materyal hacminin $V(\text{m}^3)$, taban alanına $S(\text{m}^2)$ bölünmesi ile elde edilir. Yani $h=V/S$ olur. Örneğin, 5 tonluk bir arabanın platformu $2 \times 5=10 \text{ m}^2$ ise ve arabaya hayvan gübresi yüklenmiş ise;

$$V=\frac{5000}{900}=5,56 \text{ m}^3 \text{ ve } h=\frac{5,56}{10}=0,55 \text{ m} \text{ olacaktır.}$$

$$V=\frac{5000}{900}=5,56 \text{ m}^3 \text{ ve } h=\frac{5,56}{10}=0,55 \text{ m} \text{ olacaktır.}$$

Eğer bu arabaya kuru ot yüklenecek ise;

$$V=\frac{5000}{30}=166,6 \text{ m}^3 \text{ ve } h=\frac{166,6}{10}=16,6 \text{ m} \text{ olacaktır.}$$

$$V=\frac{5000}{30}=166,6 \text{ m}^3 \text{ ve } h=\frac{166,6}{10}=16,6 \text{ m} \text{ olacaktır.}$$

(Anacak bu sonuç, uygulamaya yönünden mümkün değildir).

7.6. Traktör Arabalarında Kullanılan Lastikler

Traylerlerde kullanılan lastikler tarımsal amaçlı lastik grubuna girerler.

Bu lastikler değişik yol ve toprak koşulunda ve maksimum 30 km/h hız sınırında çalışan lastiklerdir. Bunlar düşük hava basınçlıdır ve bu nedenle hareket esnasında büyük deformasyon gösterebilirler. Seyir hızları düşük olduğu için, ısınmaları söz konusu değildir. Normal bir lastikte taşıdığı yük artırırsa veya hava basıncı düşürülürse, toprakla temas alanı büyür. Normal şişirme basıncı ile bir engabe aşılırken yeter deformasyonu sağlayabildiğinden, aracın yükselmesine gerek kalmaz. Böylece araç için gelececek olumsuz etkiler de önlenmiş olur.

Genelde tarımsal amaçlı lastikler; 1. Traksiyon (çeki) lastikleri, 2. Ekipman lastikleri olmak üzere iki ana grupta toplanabilirler. Çeki lastikleri, minimum patinaj ile ağır yükleri çekmek ve büyük dirençleri yenmek için tasarlanmışlardır. Bunlar traktörlerde ve kendi yürür tarım makinelerinde kullanılırlar. Hem yük taşıyıcı ve hem de çeki kuvveti geliştirirler.

Ekipman lastikleri ise, esas itibarıyla yük taşımak için tasarlanmışlardır. Ancak, topraktan tutunmaları ve hareket almaları gereken durumlarda (gübre dağıtıcı gibi) lastikler, orta yükseklikteki tınaklarla donatılırlar.

Tarımda kullanılan lastikleri, kullanma yerlerine göre dört gruba ayırmak mümkündür.

1. Traktörler için arka muharrir tekerlekler lastikleri,
2. Traktörler için ön tekerlek lastikleri (Yönlendirme)
3. Tarım arabaları lastikleri,
4. Tarım alet ve makineleri için lastikler.

Almanya'da bu lastik tipleri sırasıyla şöyle ifade edilmektedir:

1. AS-lastikleri,
2. AS- ön lastiği,
3. AW- lastikleri,
4. AM- lastikleri.

Tarımda kullanılan lastikler yukarıda açıklandığı gibi genellikle alçak basınçlıdır. Bunların hava basınçları en çok 2,5-3 bar'a kadar yükselir. Yalnız tarım arabalarında kullanılan, örneğin Alman AW-lastiklerinin bazılarında bu basınç 3-4 bar olabilmektedir.

Uygulamada traktör arabalarında kullanılan lastikler ve onlara ait araba ölçüleri (Çizelge 20) de verilmiştir.

Çizelge 20. Traktör Arabalarında Kullanılan Lastikler Ve Onlara Ait Araba Ölçüleri.

| Lastik Araba Ölçüsü | Katsayısı | | Faydalı ağırlık (kg) | |
|---------------------|-------------|--------|----------------------|--------|
| | Yarı Römork | Römork | Yarı Römork | Römork |
| 550-16 | 6 | 4 | 500-750-1000 | - |
| 600-16 | 8 | 6 | 1500-2000 | 2000 |
| 650-16 | 8 | 6 | - | 2500 |
| 700-16 | 8 | 6 | 2500 | 3000 |
| 750-16 | 8 | 6 | 3000 | - |
| 900-16 | 8 | 6 | 3500 | 4000 |
| 750-20 | 10 | 8 | - | - |
| 900-16 | 10 | 8 | 4000 | 5000 |
| 825-20 | 12 | 10 | - | 6000 |

Eğimli koşullarda çalışacak arabalarda, güvenliği sağlamak amacıyla ya Terra tipi geniş lastikler veya ikiz lastikler kullanılmalıdır.

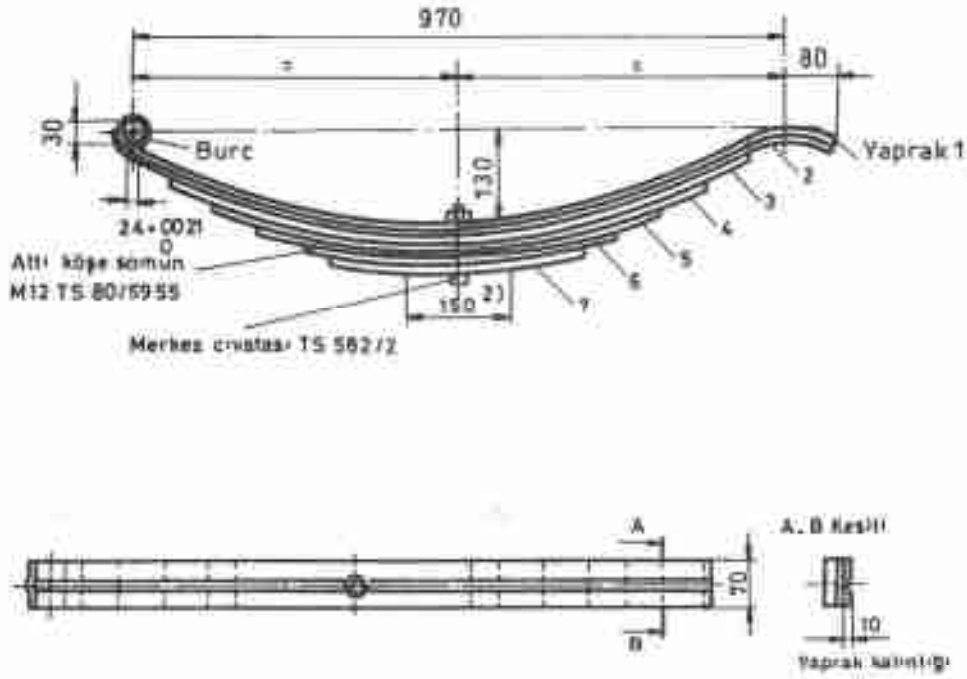
7.7. Yaprak Yaylar (Makaslar)

Traktör arabalarında kullanılan yaylar, TS-582 ye ve yay genişlikleri Çizelge 21 e uygun olmalıdır.

Çizelge 21. Yaprak Yay Genişlikleri

| Faydalı Yük (Ton) | Yaprak Yay Genişliği (mm) |
|-------------------|---------------------------|
| | ± 0,5 |
| 2 | 60 |
| 2,5 | 60 |
| 3 | 60 |
| 4 | 60 |
| 5 | 70 |
| 6 | 70 |

Burada makas U-beğlantı civataları köşeli olmamalı, U civataların yuvarlaklığı yaprak yay genişliğine uygun olmalı ve bu civataların tespitinde pik veya çelik malzemeden yapılmış bağlama takozları kullanılmalıdır (Şekil: 93).



Şekil: 93 Yaprak Yay Ölçüleri

8. TRAKTÖR ARABASI İLE İNSAN TAŞINMASI

Karayolları trafik kanunu tüzüğüne göre, yolcuların taşınmasında riayet edilmesi gerekli hususlar aşağıda özetlenmiştir.

Yolculara ait oturma yerleri en az 43 cm genişlikte ve en az 40 cm derinlikte ve arkası en az 50 cm yükseklikte olmalıdır.

Yolcu taşınmasında kullanılan römorklarda yan ve orta kapaklar 90 cm yükseklikte olmak, römork tabanından en az 120 cm yükseklikte tutma yerleri bulunmalıdır. Bu koşullarda faydalı taşıma yük kapasitesinin tonu başına 8 işçi taşınabilir. Ancak traktör arabası ile insan taşınması, devamlılık gösteren bir uygulama değildir ve olmamalıdır.

9. TRAYLER TASARIMINI ETKİLEYEN KARAKTERİSTİKLER

(ÖZET)

GENEL

1. Genelde çiftçinin satın alma gücü sınırlıdır. Bu nedenle traylerin ucuz ve uzun ömürlü olması gereklidir. Buna karşın trayler; çeşitli tarım ürünlerinin taşınmasına uygun, hafif, değişik tip traktörle çekilebilir, sağlam ve dayanıklı olmalıdır.

2. Ülkemizde 3 tonluk bir dingilli ve 4 tonluk iki dingilli traylerler ekseriyeti oluşturmaktadır.

3. Traylerin yapı özellikleri ile ölçüleri, taşıyabilecekleri en fazla yük miktarına, kasanın şekli, malzemesi ve ölçüleri ise, işletmenin gereksinmelerine cevap verebilecek nitelikte olmalıdır.

4. Dingile gelen dinamik yükler, yana devrilme açıları, frenleme kuvvetleri, yuvarlanma direnç katsayıları, seyir karakteristikleri trayler mekaniği ve bunların koşullara ve traktöre bağlı olarak ilişkileri, trayler tasarımında esaslı oluşturan temel değerler arasındadır.

5. Yeni bir trayler tasarımı için, şasiye ve genel olarak traylere etki eden kuvvetlerin bilinmesi gerekli ve yararlıdır.

6. Prensip itibarıyla traylerin muhtelif parçalarını etkileyen kuvvetler, bu parçalar üzerinde kalıcı deformasyonlar meydana getirmemeli veya daha ileri giderek parçanın kırılmasına neden olmamalıdır.

7. Makine elemanına etkileyen zorlayıcı kuvvetlerin doğurduğu gerilmeler, hiç bir noktada malzemenin bu koşullar altında dayanabileceği gerilmeleri yani mukavemetini aşmamalıdır.

YAPISAL ÖZELLİKLER

8. Trayler prensip itibarıyla dayanıklı ve ucuz olmalıdır. Bunun için uygun malzeme seçmek gerekir.

9. Traylerin normal ömür süresinde; trayleri oluşturan eleman ve organlar:

a. Normal zorlanmalarda kırılmamalı ve aşırı şekil değiştirmeye maruz kalmamalıdır.

b. Yorulma sonucunda kırılmamalıdır.

c. Sürtünme nedeniyle kısa zamanda aşınıp kullanılmayacak duruma gelmemelidir.

d. Hava ve nem etkisiyle paslanıp çürümemelidir.

10. Fazla malzeme kullanarak rijit bir yapı oluşturulması çoğu kez traylerin ömrünü kısaltmaktadır. Ağır ve esnek olmayan yapıya sahip traylerde, kısa bir kullanımdan sonra arızalar ortaya çıkmaktadır.

11. Uygulamada daha dayanıklı bir yapı sağlayabilmek için kullanılan demenin ölçülerini büyüterek ve bağlantıların sayılarını artırarak daha rijit yapıya doğru gidilmektedir. Ancak yukarıda açıklandığı gibi bunun yarar yerine zarar olmaktadır.

12. Trayler şasisi; kendi öz ağırlığından, faydalı yükten, yolun kasislerinden, frenleme sırasındaki titreşimlerden, ayrıca öteki darbe etkilerinden dolayı zorlanmaktadır. Düzgün olmayan yollarda uzunluğuna ve enine girişler burulma gerilmesine uğrarlar.

13. Traylerde şasi burulma eksenini, şasi yan profil demir eksenlerinin oluşturduğu düzlem parçasının uzunluğuna simetri eksenidir. Şasi elastikiyetli, burulan bir şaside burulma etkeni ortadan kalktığında ilk duruma dönebilme yeteneğidir. Kalıcı burulma, burulan bir şaside burulma etkeni ortadan kalktığında, şaside meydana gelen kalıcı biçim değişikliğinin açısı olarak değerlendirilir. Birimi derecedir. Statik burulma dayanımı, faydalı yükte yüklenmiş şasinin burulma eksenini etrafında statik olarak burulmaya karşı gösterdiği dayanımdır. Faydalı yükte yüklenmiş durumda şasiler $\pm 10^\circ$ burulduğunda, şasi burulma momentinin belli sınırlar içinde kalması öngörülmektedir.

14. Trayler şasi burulma momentinin yüksek olması, stabilite yönünden istenilen bir durumdur. Ancak burulma momenti yüksek şasi, engebeli zeminlerde kolayca çatlamakta ve 10 yıllık ömür dolmadan daha önce eskimekte-dir.

15. Şaside görülen arızaların en önemli nedeni, şasi burulma momentlerinin çok yüksek olmasıdır (Rijit şasi).

16. Burulma momenti çok düşük olan traylerler, özellikle dönerli yönlendirme sistemi ile, virajlarda devrilme tehlikesi ile karşılaşmaktadırlar.

17. Traylerin stabilite yönünden değerlendirilmesinde, 3 tonluklarda en az 5000 ile 6000 Nm ve 5 tonluk traylerin en az 7000 ile 8000 Nm burulma momentine sahip olmaları gerekli bulunmaktadır. TSE 585 standartında burulma moment değeri, 3 tonluk için 5000 \pm % 15 Nm ve 4 tonluk için 6000 \pm % 15 Nm olarak verilmiştir.

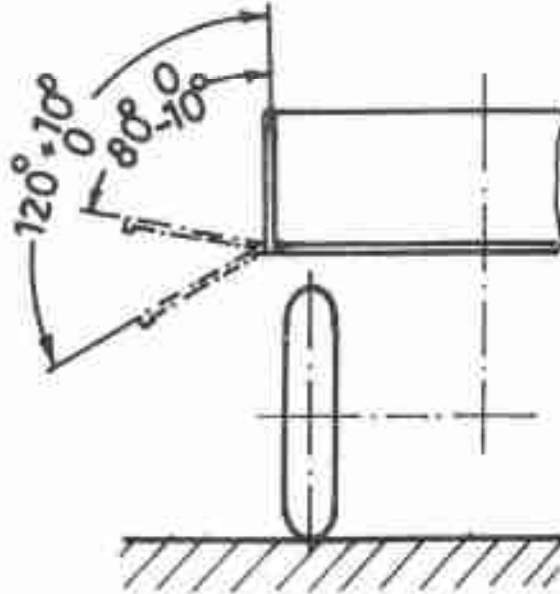
18. Uygun burulma momentine sahip traylerin ömür süreleri normal olmaktadır. Burulması uygun şasi, daha hafif yapılabilmekte, böylece malzemenin de tasarruf sağlanmış olmaktadır.

19. Trayler şasisi yumuşak veya sert yapılmak isteniyorsa, bunun için burulma momenti bir ölçüdür. Uygun ağırlık ve yapıya sahip dönerli bir traylerin,

değişik kısımlarının burulma momentlerinin yüzdesi ortalama değerler olarak aşağıda verilmiştir.

| Trayler kısımları | Burulma Momenti(%) |
|----------------------------------|--------------------|
| Kasa yan kapakları | 13 |
| Kasa platformu | 29 |
| Şasi | 29 |
| Döner düzeni ve döner alt şasisi | 16 |
| Arka aks bağlantıları | 8 |
| Arka aks | 5 |
| Ön aks ve ön aks bağlantıları | 3 |

20. Traylerler, kasa yan kapaklarının düşey ile 70° , 80° , 120° ve 130° lik açı yapacak şekilde yana açılmasını sağlayacak düzenle donatılmalıdırlar (Şekil: 94).



Şekil: 94 Kasa Yan Kapaklarının Açılması

21. Traylerin yönlendirilmesinde en çok kullanılan sistem döner akslı (dönerli) şekildedir. Yönlendirme kabiliyeti de iyi olan bu düzen, aynı zamanda ucuz bir konstrüksiyondur.

22. Traylerde genellikle yaprak yay kullanılmaktadır. Yayın % 50 yük fazlasına dayanacak şekilde seçilmesi gerekir.

23. Şasi için kullanılan matzemelerde gerilim (zorlanma) oranı sınıırı 20 kg/mm² almak uygun olmaktadır.

24. Demir tekerlekli ve yaysız traylerde hız 4 (km/h) i geçmemelidir. Aksi halde kısa sürede tekerlekler parçalanabilir.

25. Makas bağlantılarının ve diğer parçaların da frenleme kuvvetine mukavemet edecek şekilde ölçülendirilmeleri gerekir.

26. Traylerde lastik tekerleğin iz genişliğinin 1 cm sine düşen statik yük (100 kg) geçmemelidir.

27. Anzalı bir yolda seyreden traylere gelen maksimum yükün statik yüke oranına (çarpma faktörü) denir. Bu çarpma faktörü traylerin seyir hızına, yol durumuna, yaylanma durumuna ve yüküne bağlıdır. Genelde çarpma faktörü bütün traylerde ilerleme hızı ile artmaktadır. Lastik tekerlekli ve yaylı traylerde çarpma faktörü 1,4-2,4 arasında ve yay bulunmadığı zaman bu faktör yaylıya oranla 1,5 ile 2 kat daha fazla bulunmaktadır. Yüksek hızlarda yaylı traylerin çarpma faktörü daha müsait olmaktadır. Demir tekerlekli yaysız arabalarda çarpma faktörü 8 km/h hızda 5,5 a ulaşmaktadır.

Kural olarak traylerin mukavemetini azaltmayacak şekilde, olabildiğince esnek ve daha hafif bir yapıya sahip olması gerekli ve yararlı bulunmaktadır.

ÖLÇÜLER

Traylerin işletme tekniği yönünden değerlendirilmesinde en önemli kriter ölçüleridir.

28. İki dingilli traylerde kapasite arttıkça; platform yüksekliği, platform alanı, kasa hacmi ve araba ağırlığı artmakta, bir ton için ise platform alanı, kasa hacmi ve araba ağırlığı azalmaktadır. Bir dingilli traylerde ise bu ölçüler arasında yakın bir ilişki görülmemektedir.

29. TS 585 e göre iki dingilli traylerin kasa hacmi, 3 tonlukta 2,75 ile 3,33 m³ ve 4 tonluklarda 3,48 ile 4,14 m³ kadar olmaktadır.

Almanya'da, 3 tonluk için 2,88 m³ ve 4 tonluk için 3,6 m³ olarak verilmektedir. Genelde özgül kasa hacmi 0,85 m³/ton (3 tonluk) ve 0,95 -1,00 m³/ton (4 tonluk) kadar olmaktadır.

30. İki dingilli normal platformlu trayerlerde, ton başına isabet eden platform (yükleme) alanı $2,5 \text{ m}^2$ ve büyüklerde 2 m^2 kadar olmalıdır. Bir başka ifade ile özgül platform alanı $2,5$ ile $3 \text{ m}^2/\text{ton}$ (2 ve 3 tonlukta) ve 2 ile $2,5 \text{ m}^2/\text{ton}$ (4 ve 5 tonlukta) denilebilir. Avrupada 3 ve 4 tonluk trayerlerde platform alanı 10 m^2 kadar olmaktadır.

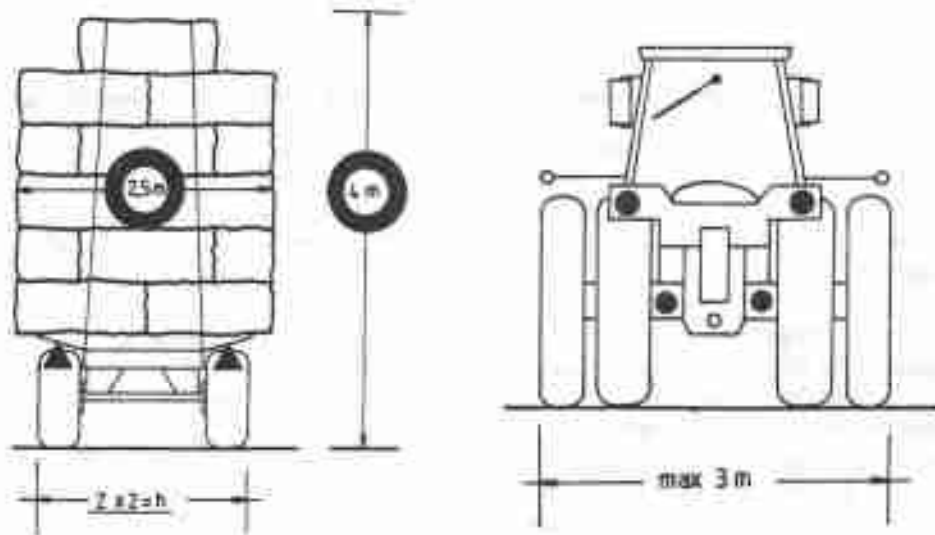
31. Bir dingilli trayerlerde yukarıda açıklanan özgül taşıma kapasitesi ve özgül platform alanı, % 20 ile % 25 daha küçük alınabilir.

32. Çalışma tekniği yönünden trayerlerin önemli ölçülerinden biri kasa platformunun yerden yüksekliğidir. Bunun 900 ile 1000 mm (en büyük 1100 mm) olması uygun bulunmaktadır. Kasa platform yüksekliğinde üst sınır aşıldığında, yüklemeler için daha fazla enerji sarfedilecektir. Alt sınır, çuvalın rahatça omuzlanabileceği optimum ölçüdür.

33. Trayerde kasa yanı kapak yüksekliği, hacim ağırlığı 1000 kg/m^3 olan ürün ile aracın taşıma kapasitesi tam karşılanabilecek ölçüde seçilmelidir. Bu durumda yan kapak yüksekliği 400 ilâ 500 mm kadar olacaktır.

34. Hacim ağırlığı 700 kg/m^3 kadar olan tahılların taşınmasında yan kapak yüksekliği 600-700 mm, hacim ağırlığı $350-400 \text{ kg/m}^3$ olan yeşil yem bitkileri gibi ürünlerin taşınmasında ise yan kapak yüksekliği 1000 ilâ 1200 mm kadar alınmalıdır. Hafif ürünlerin taşınmasında yan kapaklar açılarak her ton başına (kapasite için) yüklenme alanı $3,5-4 \text{ m}^2$ ye kadar çıkarılmaktadır.

35. Hacim ağırlığı düşük materyalin taşınmasında maksimum genişlik 2,5 m ve maksimum yükseklik ise (Şekil: 95) lastiklerin dış kenarları arasındaki yatay uzaklığın iki katından fazla olmaması gereklidir.

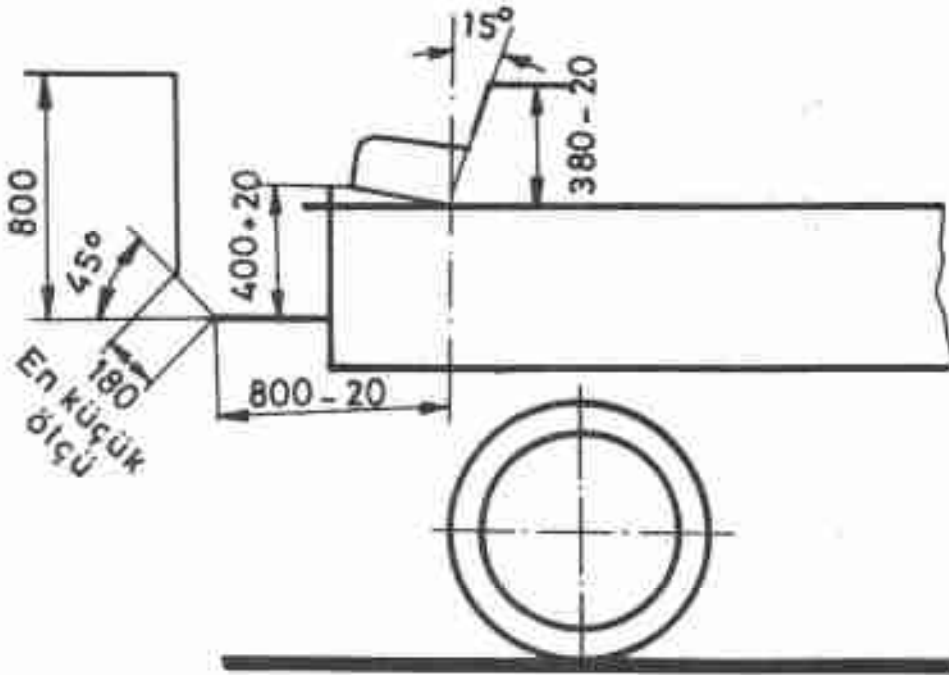


Şekil: 95 Yüklü Trayerin Genişlik ve Yükseklik Ölçleri

36. Hacim ağırlığı düşük malzemenin taşınmasında maksimum genişlik 2,5 m ve maksimum yükseklik ise, lastiklerin dış kenarları arasındaki yatak uzaklığının iki katından fazla olmaması gereklidir.

37. Yolcu taşınmasında kullanılan traylerlerde, yan ve orta kapaklar 900 mm yükseklikte olmalıdır. Bunlarda, taşıma kapasitesinin beher tonu başına en çok 8 işçi taşınabilir.

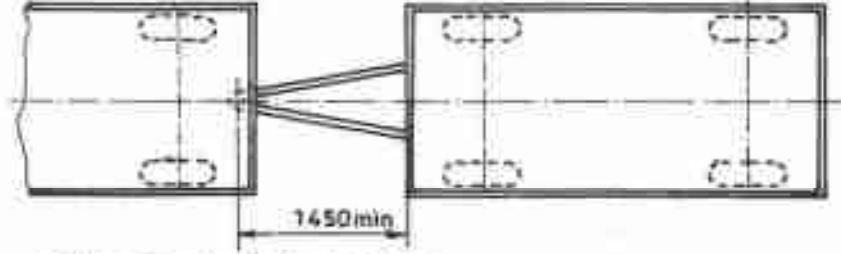
38. Eğer var ise traylerin oturma yeri için inme-binme basamağı, yardan 650 mm den daha yüksek olmamalıdır. (Şekil: 96)



Şekil: 96 Traylerin Oturma Yeri Ölçüleri

39. Devriyen kasa 50° ile 55° eğime kadar kaldırılmalıdır. Bunlarda hidrolik silindir için en uygun yer, traylerin toplam uzunluğunun çeki halkasından itibaren $2/3$ ü uzaklığıdır.

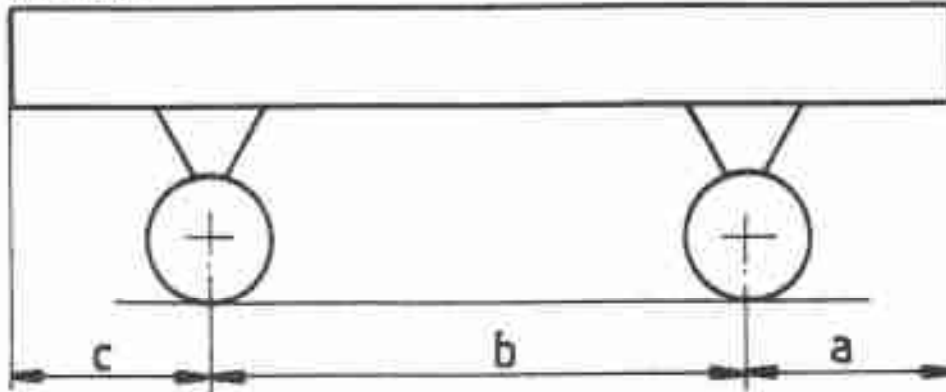
40. Traylerin iz genişliği traktörün iz genişliğine uygun olmalıdır. Traktör iz genişliği ile trayler iz genişliğinin uygunluğu ve dönüşlerde traylerin traktör izini takip edebilmesi, özellikle tarla içi taşımada önemli olmaktadır. Bunun sağlanabilmesi için çeki kancasının traktörün arka aksına olan uzaklığı ile çeki kancasının traylerin ön dingiline olan uzaklığı birbirine eşit olmalıdır. Birinci ölçünün ikinciye oranla küçük olması dönüşlerde iz uyumsuzluğunu ortaya çıkarmaktadır. Kapasiteye bağlı olarak iz genişliği 1250 ile 1500 mm kadar olmaktadır. (Şekil: 97) bir uygulamayı göstermektedir.



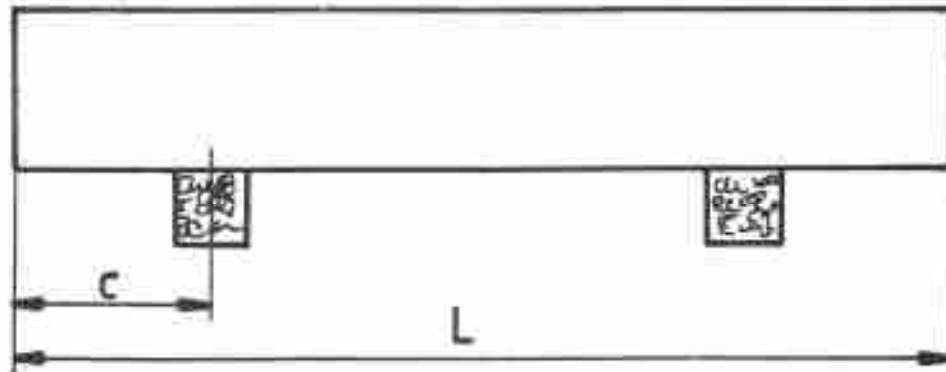
Şekil: 97 Trayler Bağlantı Özelliği

41. Yana devrilme kritik açısını (stabiliteyi) artırma yönünden trayler iz genişliği, 3 tondan daha büyük kapasitelerde standarda da uyması yönünden 1500 mm olmasında yarar vardır. İki dingilli traylerde (ağırlık merkezi yüksekliği/dingiller arası uzaklık) oranı yaklaşık olarak, 3 tonluk traylerde 0,34 ve 4 tonluk traylerde ise 0,39 kadar olmaktadır.

42. İki dingilli traylerler genişlikte (Şekil: 98) de gösterilen, $a:b:c=2:6:3$ oranına sahip bulunmaktadır. 4 m kasa uzunluğu için bu oran 70:230:100 kadar olmaktadır.

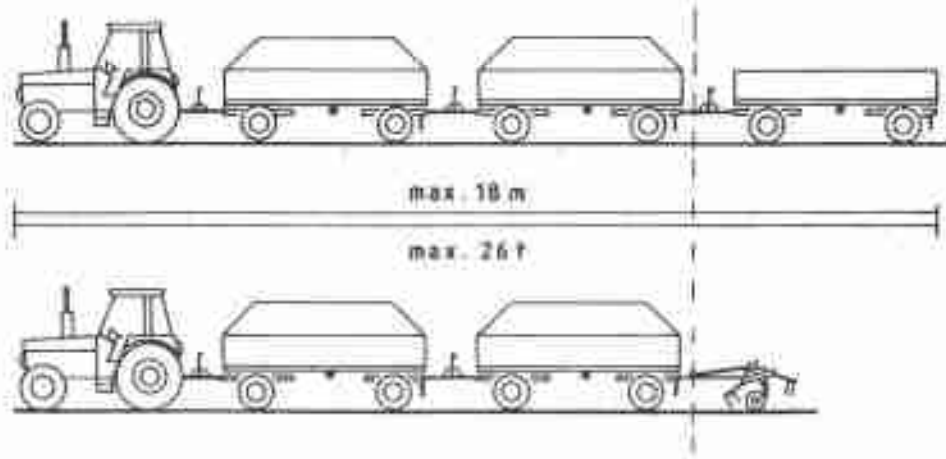


Şekil: 98 Trayler Ölçüleri

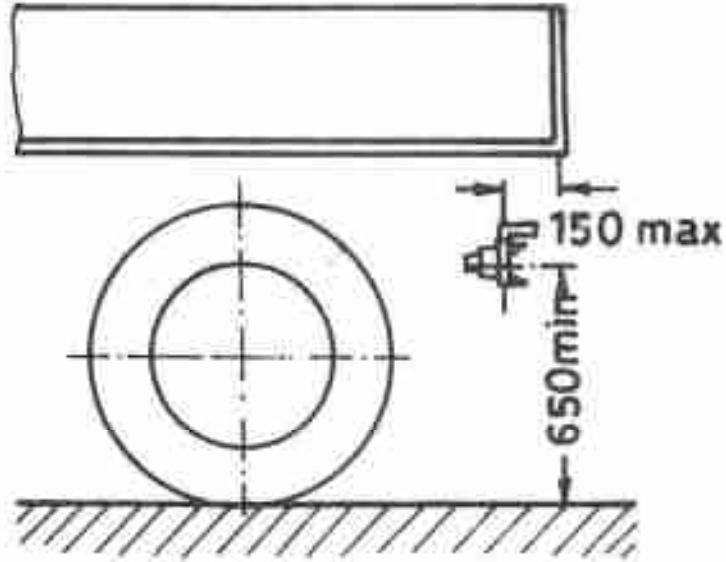


Şekil: 99 Trayler Mesnet Ölçüleri

43. İki trayerin arka arkaya bağlanmasında maksimum uzunluk 18 m ve maksimum ağırlık 26 ton olmaktadır (Şekil:100) Bu nedenle trayer buna göre ölçülendirilmiş olmalıdır. Trayerin arka çeki halkası (Şekil:101) de gösterilmiştir.



Şekil:100 Trayerin Arka Arkaya Bağlanması



Şekil:101 Trayerin Arka Çeki Halkası Ölçüleri

AĞIRLIK

44. Avrupada traylerin öz ağırlığı, genellikle bir dingillerde faydalı yükün tonu başına 240 ile 300 kg, iki dingililerde 320 ile 370 kg arasında bulunmaktadır.

45. Traylerde tona arttıkça, birim tona ağırlığa düşen öz ağırlık miktar azalmaktadır. Tasarımda bu oran önemli bir özelliği oluşturur.

Trayler Ağırlığı (kg)

Birim Ağırlığa (Taşıma kapasitesi) düşen ağırlık = $\frac{\text{Trayler Ağırlığı (kg)}}{\text{Tona}}$ dir.

Tona (kg)

Tona Araba Ağırlığı (kg) Oran

| | | |
|---|------|------|
| 2 | 820 | 0,41 |
| 3 | 1000 | 0,33 |
| 4 | 1150 | 0,28 |
| 5 | 1375 | 0,27 |

46. Ülkemizde iki dingilli;

- 3 tonluk trayler ağırlığı 910 ile 1180 kg (ortalama 1050 kg) kadar,

- 4 tonluk trayler ağırlığı 1090 ile 1240 kg (ortalama 1160 kg) kadar olmaktadır.

Bu duruma göre, değişik arabalarda:

taşıma kapasitesi

- 3 Tonlukta, $\frac{\text{taşıma kapasitesi}}{\text{araba ağırlığı}}$ = 2,54-3,30 (ortalama 2,86) kadar.

araba ağırlığı

taşıma kapasitesi

- 4 tonlukta, $\frac{\text{taşıma kapasitesi}}{\text{araba ağırlığı}}$ = 3,33 ile 3,67 (ortalama 3,44) kadar.

araba ağırlığı

olmaktadır. Bu değerlendirmeye göre, 3 tonluk traylerlerde, 303-393 (ortalama 350) kg/ton faydalı yük ve 4 tonluk traylerlerde 287-310 (ortalama 290) kg/ton faydalı yük olmaktadır.

47. Uygulamada iki dingilli traylerlerde saptanan değerlere göre:

- 3 tonluk traylerde n dingile gelen ağirlik, 490 ile 680 kg ortalama (572 kg),

- 4 tonluk traylerde n dingile gelen ağirlik, 586-690 (ortalama 640 kg),

- 3 tonluk traylerde arka dingile gelen ağirlik, 420-510 (ortalama 478 kg),

- 4 tonluk traylerde arka dingile gelen ağirlik, 510-560 (ortalama 520 kg) kadar bulunmaktadır.

(yüklü) toplam trayler ağirliği

48. Bir dingilli traylerde ----- = maksimum 3 dr,

Traktör ağirliği

(Bu oran bazı lkelerde yasal zorunluktur).

araba ağirliği

49. Genelde (-----) oranı büyüdükçe çeki oku bası kuvveti traktör ağirliği

artmaktadır.

50. (Traktör+Trayler) katan 360° lik bir dönüş esnasında taşıtın en diş noktası 12 m lik bir daire üzerinde hareket ettiğinde en küçük iz dairesi çapı ile en büyük iz dairesi çapı arasında en fazla 5,5 m mesafe olmalıdır. Yarı katar diş çapı 12 m ve i çapı 6,5 m olan bir dairesel alan içerisinde kalmalıdır.

iz genişliği

51. Traylerin yana devrilme açısı (α): $\tan\alpha = \frac{\text{-----}}{\text{-----}}$ dir.

2 x Ağirlik merkezi yüksekliği

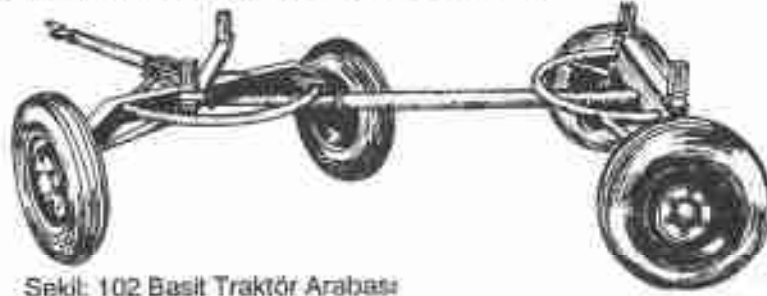
Stabilite

52. Trayler tasarımında ilk önce değerlendirilecek husus stabilitedir. Traylerlerde uzunluğuna stabiliteden çok yanlal stabilite söz konusudur ve önemlidir.

Bunu belirleyen ve sınırlayan en önemli faktör, kritik yana devrilme açısıdır. Bunun değerine yönlendirme şekli ve traylerin toplam ağırlık merkezinin yeri yani yüklenme durumu etkili olmaktadır.

53. Uygulamada bir traylerin çalıştığı yerde dar bir yerde dönebilmesi istenir. Döner düzenli traylerin dönme yeteneği diğer sistemlere nazaran daha iyidir.

54. İster hayvanla, ister traktörle çekilsin, trayler için gerekli dönme genişliği bir birinin aynı olmaktadır. Yapı özelliği yönünden at arabasına en çok benzeyen traktör arabası (Şekil: 102) de gösterilmiştir.



Şekil: 102 Basit Traktör Arabası

55. (Traktör+trayler) katanının dönme dairesi çapı, trayler dingilleri arasındaki mesafesi ile çeki kancası- ön dingil arasındaki mesafeye bağlıdır.

56. Araba ölçüleri büyüdükçe dönme genişlikleri de büyümektedir. Örneğin, en küçük dönme dairesi çapı aynı olan farklı iki traylerin dönme genişliği farklı olmaktadır.

| Trayler | En küçük dönme dairesi çapı (m) | Dönme genişliği (m) |
|----------|---------------------------------|---------------------|
| 3 tonluk | 6,06 | 7,10 |
| 4 tonluk | 6,06 | 7,30 |

57. (traktör+trayler) katan, düz yoldan daireye hareket ediyorsa, katanın hiç bir kısmı teğet doğrultusunda dışa doğru 8 m den daha fazla taşmamalıdır.

58. Seyir güvenliği yönünden özellikle yüksek hızlarda kısa dönüşler de traylerin savrulmadan ve devrilmeden dönebilmesi gereklidir. Bu husus başlıca traylerin hızına ve ağırlık merkezinin gerisine ve (μ) tutunma katsayısına bağlıdır.

Bir dingilli trayler, traktörü savurma yönünden iki dingilli trayler kadar etkili ve tehlikeli değildir.

59. Traylerin minimum dönme çapı, yüklenen materyelin cinsi, hız ve en küçük dönme daireesi çapı ile sınırlanmaktadır. Buğday sapı ile yükü traylerin aynı hızda, yüksüz traylere oranla dönmesi için 2 katı daha büyük genişliği gerektirmektedir.

60. Traylerin dönmesi için çeki okunun yaptığı açının en uygun değeri 75° de olmakta ve bundan sonra artışlar dönme genişliğine çok az etki etmektedir.

61. Trayler yönlendirme açısının $15^\circ-75^\circ$ arasındaki değerleri, yönlendirmeye daha etkili olmaktadır.

62. Traylerde kritik yana devrilme açısının minimum olduğu yönlendirme açısı, 3 tonluk traylerde 75° , 4 tonluk traylerde ise 74° kadar bulunmaktadır.

63. Kritik yana devrilme açısı, traylerin yönlendirme açısının $0^\circ-90^\circ$ lık değerler arasında önce küçülmekte, daha sonra artmaktadır.

Aksı sabit olan yönlendirme sisteminde yönlendirme açısının artış ile yana devrilme kritik açı pek az değişmektedir. Dönerli yönlendirme düzeninde ise dönme açısı 76° ye kadar büyüdüğünde yana devrilme açısı küçülmekte ve 76° de minimuma ulaşmaktadır.

64. Yapı yönünden elastik olan ve olmayan şasislerin bu kritik açığa etkileri, yönlendirme sisteminin etkilerine nazaran daha azdır. Buna karşın, bu durumun traylerin şasisinin zorlanması yönünden etkisi daha fazladır.

65. Traylerde iz genişliğinin yana devrilme açısına etkisi daha fazladır. İz genişliğinin azalması ve platform yüksekliğinin artması, yana devrilme kritik açısını olumsuz etkiler.

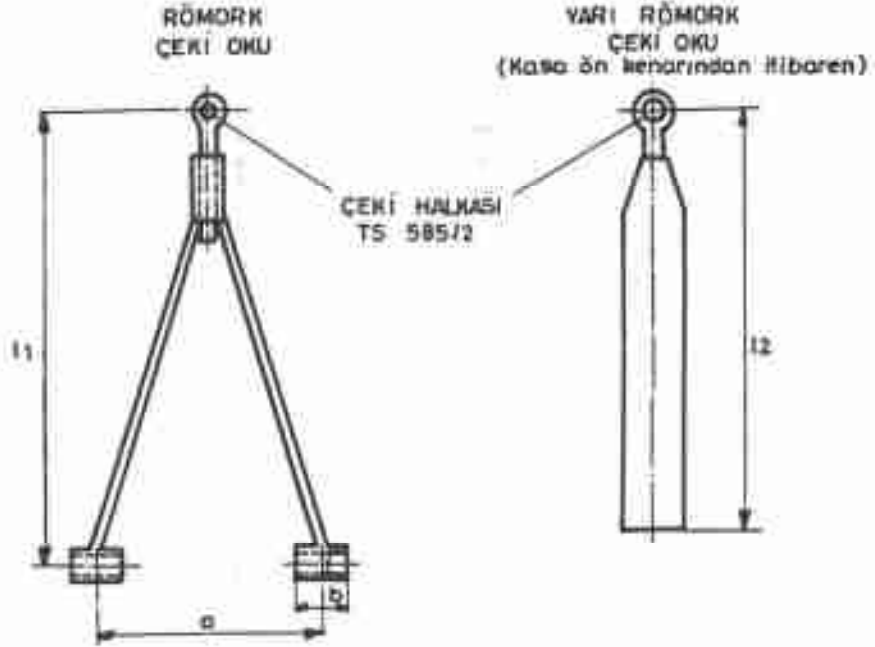
66. Döner düzenli traylerin yana devrilme açısı, sabit akslıya nazaran daha küçüktür.

67. Döner düzenli traylerin şasisi fazla elastik olmamalıdır. Özellikle dönüşlerde, yana devrilme tehlikesi artar.

68. Sabit dingilli traylerde, şasinin elastikliğinin yana devrilme açısına etkisi yoktur. Bu tip için elastik şasi daha müsaittir.

69. Lastik tekerleklerin ve makasların yana devrilme açısına etkileri vardır. Bunun için yükte sehim pek fazla artmamalıdır.

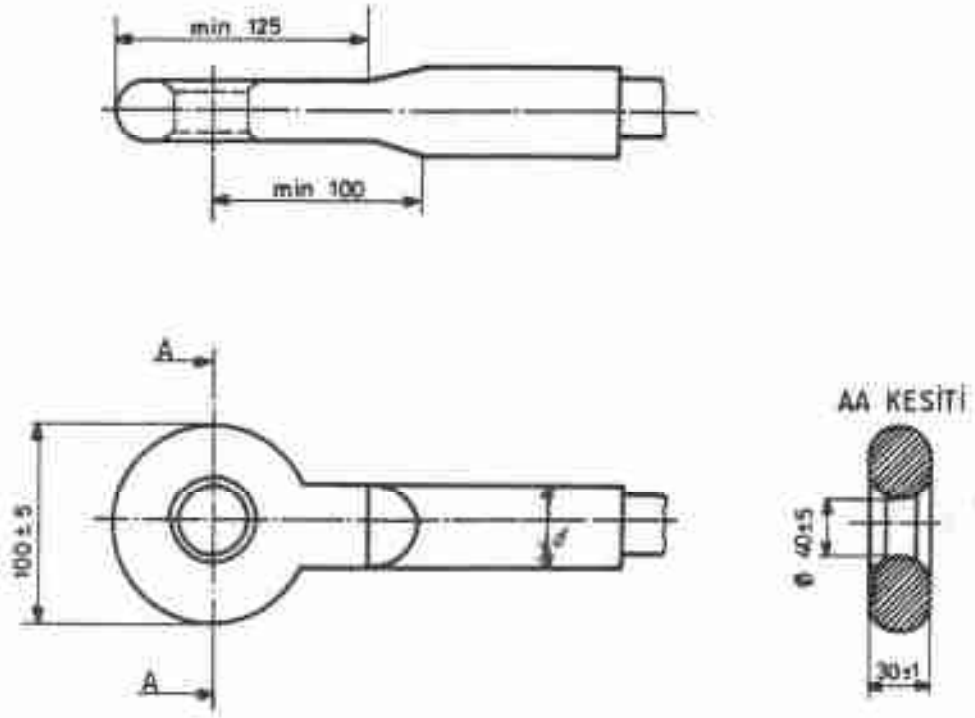
70. Yükün dolayısıyla ağırlık merkezinin arkaya kaydırılması, döner düzenli traylerde, yana devrilme açısına pek fazla etki etmemektedir.



| Römörk Faydalı Ağırlığı (Kg) | Römörk | | | | Yarı Römörk L2 min. |
|--|------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|-------------------------------|
| | 1) L1 min. | a ±50 | | | |
| | | 1200 mm. iz genişliği | 1500 mm. iz genişliği | 1800 mm. iz genişliği | |
| 750 | - | 650 | - | - | 850 |
| 1000 | - | 660 | - | - | 850 |
| 2000 | 1650 | 860 | 940 | - | 1050 |
| 2500 | 1650 | 850 | 940 | - | 1050 |
| 3000 | 1650 | 860 | 940 | - | 1250 |
| 3500 | - | 860 | 940 | - | 1250 |
| 4000 | 1650 | 860 | 940 | - | 1250 |
| 5000 | 1850 | - | 940 | 1060 | - |
| 6000 | 1850 | - | 940 | 1060 | - |

1) Montaj edilmiş durum için geçerlidir.
2) b Kullanılan makas ölçüsüne uygun olmalıdır.

Föy-1: Çeki okları



| Römork Faydalı Ağırlığı (kg) | d (En az) | |
|------------------------------------|-------------|--------|
| | Yarı Römork | Römork |
| 500 | 35 | - |
| 750 | 35 | - |
| 1000 | 35 | - |
| 2000 | 45 | 35 |
| 2500 | 45 | 35 |
| 3000 | 55 | 45 |
| 3500 | 55 | - |
| 4000 | 55 | 45 |
| 5000 | - | 55 |
| 6000 | - | 55 |

Föy-2 : Çeki halkası

LİTERATÜR

- ANONYMOUS, 1990. (Türk Standardları) Tarım Römorkları. Türk Standardları Enstitüsü, Ankara.
- BALU, T., 1951. Les Vehicules Agricoles. IV. Congres International De Genie Rural, Rome.
- DEMİRTAŞ, H., 1941. Ziraatta Nakil Vasıtaları, Bunların Teknik ve İktisadi Ehemmiyetleri Üzerinde Teknikler. Yüksek Ziraat Enstitüsü Matbaası, Ankara.
- HUNT, R.D., Garver, W.L., 1973. Farm Machinery Mechanismus. The Iowa State University Press, Ames Low
- HARZADIN, G., Keçecioğlu, G., 1975. Yerli Yapı 3t,4t ve 5t Taşıma Kapasiteli Tarım Arabalarının İlerleme Dirençleri Üzerinde Bir Araştırma.
- HARZADIN, T., 1974. "Traktör+Trayler" Kombinasyonunun Hareket Mekanığı Üzerinde Bir Araştırma. Orta Anadolu Bölge Ziraat Araştırma Enstitüsü Yayınları No: 4, Ankara.
- KADAYIFÇILAR, S., Harzadin, G., 1967. Ziraatte Kullanılan Traylerler A.Ü.Ziraat Fakültesi Yayınları: 297, Ankara Üniversitesi Basımevi, Ankara.

KADAYIFÇILAR,S., 1965. Traylerler için Önemli olan Ziraî Teknik ve Ekonomik Hususlar. A.Ü.Ziraat Fakültesi Yılığı 1965. Yıl: 15 Fasikül 1,2 den ayrı basım. Ankara Üniversitesi Basımevi, Ankara.

KADAYIFÇILAR,S., 1963. Ziraatte Nakliyat için Kullanılan Traylerler ve Memleketimizde Trayler İmalatı. A.Ü.Ziraat Fakültesi Yılığı, 1963. Yıl: 13, Fasikül 2,3,4 den ayrı basım Ankara Üniversitesi Basımevi, Ankara.

ÖZ,H., Özemir,Y., Saygılı, İ., Kurtay, T., 1976. Tarım Arabası (Citi) Hesap ve Konstrüksiyon Esasları. Makine Mühendisleri Odası Yayın No: 104 Pırat Basımevi, İstanbul.

RICHEY,C.B., Jacobsen, P., Hall, C.W., 1961. Agricultural Engineers Handbook. c. Graw-Hill, Book Company, Inc. NewYork.

ROLLE,P.,Gobalet, R., Jenny,J., 1954. La conduite et L'entretien du Tracteur et Des Machines Agricoles. Imprimerie Federative Verbandsdruckerei S.A.BERNE.

SARAL,A., 1980. İki Dingili tarım Arabalarının Yapısal Özellikleri Üzerinde Bir Araştırma (Tez) A.Ü.Ziraat Fakültesi, Ziraat Makinaları Bölümü, Ankara.