

67757

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**RÖMORKLU TAŞITLARIN FREN
DONANIMLARININ SEYİR STABİLİTESİ
YÖNÜNDEN ETÜDÜ**

Mak. Müh. Cem Dinçer ALHAS

F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programında
hazırlanan

YÜKSEK LISANS TEZİ

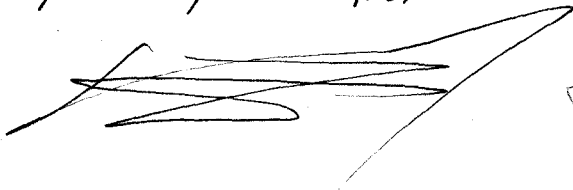
Tez Danışmanı : Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIOL

Prof. Dr. Orhan Deniz



İSTANBUL, 1997

Prof. Dr. İrfan Yavaşlıol



Prof. Dr. Hüseyin Gökür



İÇİNDEKİLER

TÜRKÇE ÖZET.....	I
YABANCI DİLDE ÖZET.....	II
1.0 GİRİŞ.....	1
1.1 Frenli Römorkta Sahip Binek Araçları.....	3
1.1.1 Römork Fren Verimi.....	3
1.1.2 Römorkta Etki Eden Kuvvetler.....	5
1.1.3 Çekici Araca Etki Eden Kuvvetler.....	6
1.1.4 Kuvvet Bağlantı Katsayısının Tesiri.....	8
1.2 Frensiz Römorkta Sahip Binek Araçlar.....	11
1.3 ABS Donanımına Sahip Binek Araçlar.....	11
1.4 Üç Dingilli Çekici ve Römork Kombinasyonunun Fren Düzeni.....	12
1.4.1 Optimum Frenleme Kuvvetleri.....	12
1.4.2 Optimum Fren Kuvvet Dağılımı.....	15
1.4.3 Fren Hat Basıncını Ayarlayan Valfleri Kullanarak Çekici - Yarı Römork Kombinasyonu İçin Frenleme Analizi.....	21
1.5 Tandem Dingilli Kombinasyon Taşıtlarının Frenleme Dinamiği.....	31
1.5.1 İki Yaprak Yay Süspansiyonlu Römork ve Çekici Kombinasyonu.....	31
1.5.2 Dengeleme Kolu Süspansiyonlu Römork ve Çekici Kombinasyonu.....	34
1.5.3 İki Yaprak Yay Süspansiyonlu Römork ve Dengeleme Kollu Çekici Kombinasyonu.....	36
1.5.4 Tandem Dingilleri İle Donatılmış Römork - Çekici Kombinasyonu İçin Değişken Fren Kuvvet Dağılımı.....	40
SONUÇLAR.....	46
KAYNAKLAR.....	47

T.C. İÇİŞLERİ BAKANLIĞI
DOKÜMANİSYON MERKEZİ

TEŐEKKÜR

Tezin hazırlanmasında yol gösteren hocam Prof. İrfan YAVAŞLIOL' a ve yardımcı olan Yük.Mak.Müh. Sinan ÇELİK' e teşekkürü bir borç bilirim



ÖZET

Tezde konu olan fren durumlarının incelenebilmesi için üç fiziksel kanundan faydalanılmıştır. Bu kanunlar, Aksiyon-Reaksiyon kanunu, Coulomb' un sürtünme kanunu, ve mekaniğin ana kanunu olarak kabul edilen Newton' un ikinci kanunudur ($F=m.a$). Bu kanunlar haricinde kuvvet ve moment dengesinde sıkça kullanılarak sisteme etki eden kuvvetler bulunmuştur.

Tezde değişik yapıda olan römorklu taşıtlar ayrı ayrı ele alınarak incelenmiştir. İlk olarak freni olan bir römork ve bir binek araçtan oluşan kombinasyon ele alınmıştır. Bu kombinasyona frenleme esnasında kuvvet ve moment dengesinin uygulanmasıyla binek araca (çekici) ve römorka etki eden kuvvetler ayrı ayrı bulunmuştur. Aynı işlemler bu kez römorkun frensiz olması ve ABS fren sistemine sahip binek aracı için ayrı ayrı yapılmıştır. Bu sistemin incelenmesinden sonra üç dingilli çekici-yarı römork kombinasyonuna geçilerek, her bir dingilin yükü ve fren kuvveti gösterilmiştir. Ayrıca bu kombinasyonun çeşitli yükleme ve orantısal valf ayarları için belirlenmiş sürtünme kullanım hesapları maddeler halinde açıklanarak şekil üzerinde gösterilmiştir.. Daha sonra tandem dingilli yarı römork-çekici, tandem dingilli çekici-tandem dingilli yarı römork kombinasyonları ele alınmıştır.

Son olarak tandem dingilleri ile donatılmış çekici ve yarı römork kombinasyonlarına değişken fren kuvvet dağılımının uygulanmasıyla elde edilen lastik-yol sürtünme kullanımının sonuçları açıklanarak şekil üzerinde gösterilmiştir.

ABSTRACT

To inspect the brake status that are defined in this document three physic law are used. These physic laws are: Action-Reaction law, friction law of Coulomb and the main law of the physic which is Newton's second law ($F=m*a$). Together with these force and moment equivalences are used.

In this document different type of trailers are separately considered. In the time of brake, all the forces that are applied to the trailer and tractor are found. Same operations are done for the vehicle with ABS brake system and the trailer that hasn't brake. After inspecting this system, all the axle loads and brake forces are defined for the three axle tractor-semitrailer combination. Moreover for this combination the results of the friction utilization calculations carried out for several load and proportioning valve settings are explained item by item. After all these, semitrailer with tandem axle-tractor, tractor with tandem axle-semitrailer with tandem axle combinations are considered.

Lastly tire-road friction utilization results are showed in the system with variable brake force distribution for tractor-trailer combination equipped with tandem axle.

1.0 GİRİŞ

Taşıt frenlerinin etkisi genel olarak yol ile lastik arasındaki kuvvet bağıntısına bağlıdır. Fren konstrüksiyonu ne kadar iyi olursa olsun bir fren, lastik ile yol arasındaki kuvvet bağıntısını tam olarak kullanamaz.

Bir taşıtın fren durumunun incelenebilmesi için üç fiziksel kanunun iyi bilinmesi gerekir. Bu kanunlar;

- a. Aksiyon-Reaksiyon Kanunu
- b. Coulomb'un (1736-1806) Sürtünme Kanunu
- c. Sir Isaac Newton (1642-1726) tarafından bulunan klasik fiziğin veya mekaniğin ana kanunu.

“Kuvvet=Kütle * İvme”

Bu üç kanunu kısa olarak açıklayalım.

a. Aksiyon-Reaksiyon :

Bir cisim diğer bir cisme bir kuvvet uyguladığı zaman, karşı cisimde aynı şekilde fakat ters yönde bir kuvvet ile karşı koyar. (Bütün kuvvetlerin cebirsel toplamı sifıra eşittir.)

b. Coulomb Sürtünme Kanunu :

Eğer cisim bir kuvvetle çekilirse bu durumda iki önemli nokta tespit edilir :

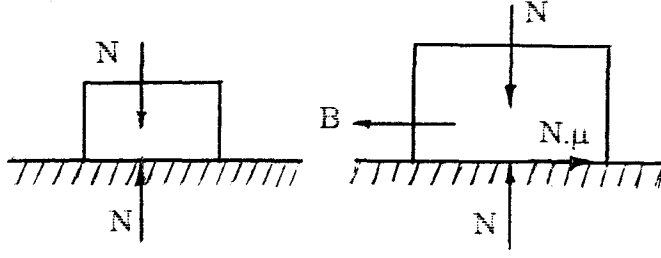
b1) Cismi hareketsiz durumdan hareketli (kayma) durumuna getirmek için hareketli durumundakinden daha büyük bir kuvvete ihtiyaç vardır.

b2) Çekme kuvveti B daima cismin normal kuvvetinden (N) daha küçüktür. Bu görüşleri şu şekilde özetleyebiliriz:

Teğetsel kuvvet (Çekme kuvveti B=Sürtünme kuvveti) , sürtünme katsayısı çarpı normal kuvvettir (Ağırlık). Sükunetteki sürtünme katsayısı = Aderans değeridir ve hareketteki sürtünme katsayısından (=kayma katsayısı μ) daha büyüktür (Şekil 1.0)

$$B = \mu \cdot N \leq B_H = f \cdot N$$

Bu kaide, birbirine bir kuvvet ile bağıntısı olan cisimler için geçerlidir. Taşıtların lastikleride yol ile aynı şekilde bir kuvvet ile birbirleriyle bağlı bulunmaktadır. Fren kuvvetinin tekerlek yüküne oranı “kuvvet bağıntı zorlaması” olarak ifade edilir.



Şekil (1.0) Coulomb Kanunu

c. Newton Kanunu :

Bir cisim serbest olarak düşmeye bırakılırsa yer çekim kuvvetine tabi olur. Başlangıçta sıfır olan cismin hızı daimi olarak artmaktadır. Pozitif ivme, hızın zaman birimi içerisinde artmasıdır. Negatif ivme ise hızın zaman birimi içerisinde azalmasıdır.

Fizik alimi Galilei Galileo meşhur Pisa eğik kulesinde yapmış olduğu deneylerde düşen bir cismin $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ lik bir ivmeye eriştiğini bulmuştur.

Newton kanununa göre :

$$\text{Kuvvet} = \text{Kütle} * \text{İvme}$$

Burdan anlaşılacağı gibi bir cisme 9.81 m/s^2 lik bir ivme verebilmek için cismin kütlesine eşit bir kuvvete ihtiyaç vardır.

Frenlemedeki negatif ivmenin yerçekimi ivmesine oranı "frenleme oranı" olarak tanımlanır.

$$z = a / g$$

a = negatif ivme

g = yerçekimi ivmesi

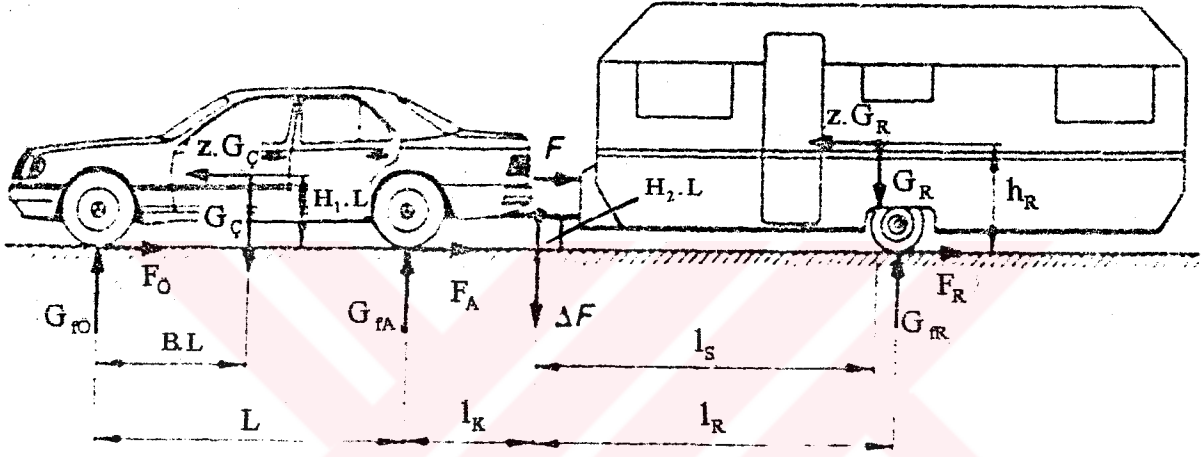
$a_{ort} = 9.81 \text{ m/s}^2$ olduğunda, $z = 1$ (veya %100) olur ve fren kuvveti araç kütlesine eşit olur.

RÖMORKLU TAŞITLARIN FRENLEME DİNAMIĞI

1.1 Frenli Römorka Sahip Binek Araçları

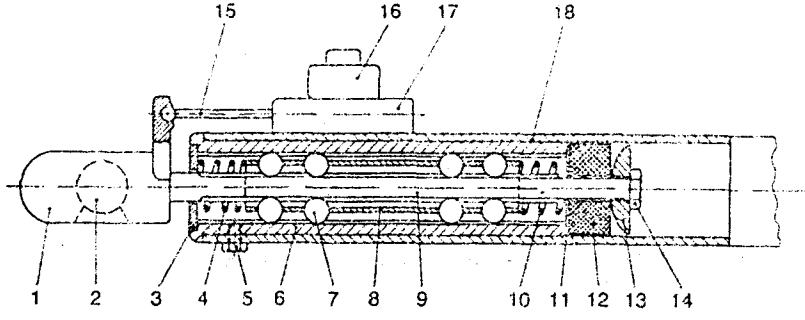
1.1.1 Römork Fren Verimi

Şekil (1.1) de römorka ve römorku çeken binek aracına etki eden kuvvetler şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil (1.1) Frenleme donanımına sahip römork ve çekici taşıttan oluşan kombinazyona frenleme esnasında etki eden kuvvetler

- ΔF = Dikey bağlantı mafsallı kuvveti
- l_R = Römork dingili ile bağlantı noktası arasındaki yatay uzaklık
- F = Yatay bağlantı mafsallı kuvveti (Römorka uzunlamasına gelen kuvvet)
- H_2 = Bağlantı kolunun yerden yüksekliğinin L mesafesine bölümü
- l_S = Römork ağırlık merkezinin bağlantı noktasına olan yatay uzaklığı
- G_R = Römork ağırlığı
- h_R = Römork ağırlık merkezinin yerden yüksekliği
- $G_Ç$ = Çekici taşıt ağırlığı
- $z.G_R$ = Römorkun ağırlık noktasına gelen uzunlamasına kuvvet



Şekil (1.1a) Römorkun ön kısmındaki fren donanımının şematik olarak gösterimi

- | | |
|-------------------------|------------------------------------|
| 1. Römork önü | 10. Pozisyoner yayı |
| 2. Küresel mafsal oluğu | 11. Destek diski |
| 3. Çarpma diski | 12. Amortisör için plastik parçası |
| 4. Pozisyoner yayı | 13. Baskı parçası |
| 5. Sabitleyici civata | 14. Merkezi civata |
| 6. İdare parçası | 15. Baskı çubuğu |
| 7. Küre | 16. Tekrar doldurulabilir hazne |
| 8. Küresel bilezik | 17. Merkez fren silindiri |
| 9. Hareketli muylular | 18. Bağlantı boruları |

Römork dingiline ait tekerleğin yere temas ettiği noktaya göre moment alarak dikey bağlantı mafsal kuvvetini bulabiliriz.

$$\Delta F = G_R \cdot \left(1 - \frac{l_s}{l_R}\right) + z \cdot G_R \cdot \frac{h_R}{l_R} - F \cdot \frac{H_2 \cdot L}{l_R}$$

$$\Delta F = G_R \cdot (1 - \psi_R) + z \cdot G_R \cdot X_R - F \cdot X_K \quad (1.1)$$

Römork fren verimi ρ_R , römork frenleme kuvvetinin, römork ve çekici arasındaki yatay bağlantı kuvvetine oranıdır.

$$\rho_R = \frac{F_R}{F} \quad (1.2)$$

Römorkun önündeki frenleme donanımında meydana gelen sürtünme kuvveti F_{Rb} dikkate alındığında kullanılabilen gerçek römork fren verimi $\rho_{R,ger}$, aşağıda gösterildiği gibi bulunur.

$$\rho_{R,ger} = \rho_R \cdot \frac{F \mp F_{Rb}}{F} \quad (1.3)$$

Tatbik için (-), frenin serbest bırakılması için (+) işareti kullanılmıştır. Sürtünme kuvvetinin yatay bağlantı mafsalsal kuvvetine oranı sürtünme faktörü (k_{Rb}) olarak ifade edilir.

$$k_{Rb} = \frac{F_{Rb}}{F} \quad (1.4)$$

(1.3) ve (1.4) Eşitliklerinden hareketle aşağıdaki denklem yazılabilir.

$$\rho_{R,ger} = \rho_R \cdot (1 \mp k_{Rb}) \quad (1.5)$$

1.1.2 Römorkta Etki Eden Kuvvetler

Römorkun önüne gelen yatay bağlantı mafsalsal kuvveti F ile römork fren kuvveti F_R 'nin toplamı, römorkun ağırlık noktasına etki eden $z \cdot G_R$ kuvvetine eşittir.

$$F + F_R = z \cdot G_R \quad (1.6)$$

Frenleme kuvveti için aşağıdaki ifade yazılabilir.

$$F_R = \rho_{R,ger} \cdot F \quad (1.7)$$

(1.6) ve (1.7) Eşitliklerinden hareketle F 'yi tekrar yazalım.

$$F = \frac{z \cdot G_R}{1 + \rho_{R,ger}} \quad (1.8)$$

Römork lastikleri ile yol arasında meydana gelen römork frenleme kuvveti F_R , römork ana silindirine etki eden yatay bağlantı mafsalsal kuvveti F 'nin fonksiyonudur.

(1.8) Eşitliğini, (1.1) Eşitliğinde yerine yazalım.

$$\Delta F = G_R \left[(1 - \psi_R) + z \cdot \left(X_R - \frac{X_K}{1 + \rho_{R,ger}} \right) \right] \quad (1.9)$$

$$X_K = \frac{H_2 \cdot L}{l_R} \quad (1.9a)$$

$$X_R = \frac{h_R}{l_R} \quad (1.9b)$$

Böylece römork dingil yükünü kolayca bulabiliriz.

$$G_{R} = G_{R} \cdot \left[\psi_{R} - z \cdot \left(X_{R} - \frac{X_{K}}{1 + \rho_{R,ger}} \right) \right] \quad (1.10)$$

Böylece römorka etki eden kuvvetleri belirlemiş olduk.

1.1.3 Çekici Araca Etki Eden Kuvvetler

Aynı işlemler çekici araç için yapılır. Çekici aracın arka tekerleğinin yere temas ettiği noktaya göre moment alalım.

$$G_{R0} \cdot L = G_{\varphi} \cdot (L - B \cdot L + z \cdot H_1 \cdot L) + F \cdot H_2 \cdot L - \Delta F \cdot l_K \quad (1.11)$$

G_{R0} = Çekici araç dinamik ön dingil yükü

L = Çekici aracın ön ve arka tekerlek merkezleri arasındaki yatay uzaklık

G_{φ} = Çekici araç ağırlığı

B = Çekici araç ağırlık merkezi ile çekici araç ön teker merkezi arası yatay uzaklığın L mesafesine bölümü

H_1 = Çekici araç ağırlık merkezinin yerden dikey yüksekliğinin L mesafesine bölümü

l_K = Çekici araç arka teker merkezi ile bağlantı noktası arasındaki yatay uzaklık

(1.11) Eşitliğinin her iki tarafını L ile bölüp gerekli düzenlemeleri yapalım.

$$\psi_1 = \frac{l_K}{L} \quad (1.11a)$$

$$G_{R0} = G_{\varphi} \cdot (1 - B + z \cdot H_1) + F \cdot H_2 - \Delta F \cdot \psi_1 \quad (1.12)$$

Daha önce (1.8) ve (1.9) Eşitlikleri ile bulunan F ve ΔF ve değerlerini (1.12) Eşitliğinde yerlerine yazalım.

$$G_{R0} = G_{\varphi} \cdot (1 - B + z \cdot H_1) + \frac{z \cdot G_{R} \cdot H_2}{1 + \rho_{R,ger}} - G_{R} \cdot \left[(1 - \psi_{R}) + z \cdot \left(X_{R} - \frac{X_{K}}{1 + \rho_{R,ger}} \right) \right] \cdot \psi_1 \quad (1.13)$$

Benzer şekilde ön tekerleğin yere temas ettiği noktaya göre moment alınırsa çekici aracın dinamik arka dingil yükü G_{fA} bulunur.

$$G_{fA} \cdot L = G_{\varphi} \cdot (B \cdot L - z \cdot H_1 \cdot L) - F \cdot H_2 \cdot L + \Delta F \cdot (L + l_K) \quad (1.14)$$

(1.14) Eşitliğinin her iki tarafını L ile bölüp gerekli düzenlemeleri yapalım.

$$G_{fA} = G_{\zeta} \cdot (B - z \cdot H_1) - F \cdot H_2 + \Delta F \cdot (1 + \psi_1) \quad (1.15)$$

Daha önce (1.8) ve (1.9) Eşitlikleri ile bulunan F ve ΔF ve değerlerini (1.15) Eşitliğinde yerlerine yazalım.

$$G_{fA} = G_{\zeta} \cdot (B - z \cdot H_1) - \frac{z \cdot G_R \cdot H_2}{1 + \rho_{R,ger}} + G_R \left[(1 - \psi_R) + z \cdot \left(X_R - \frac{X_K}{1 + \rho_{R,ger}} \right) \right] \cdot (1 + \psi_1) \quad (1.16)$$

(1.13) Eşitliğinin her iki tarafını G_{ζ} ile bölüp ve $\frac{G_R}{G_{\zeta}}$ kütleli oranını i_R ile göstererek gerekli düzenlemeleri yapalım.

$$i_R = \frac{G_R}{G_{\zeta}} \quad (1.16a)$$

$$\frac{G_{f0}}{G_{\zeta}} = (1 - B + z \cdot H_1) - i_R \cdot \left[(1 - \psi_R) \cdot \psi_1 + z \cdot \left(X_R \cdot \psi_1 - \frac{X_K \cdot \psi_1 + H_2}{1 + \rho_{R,ger}} \right) \right] \quad (1.17)$$

Aynı işlemleri (1.16) Eşitliği için yapalım.

$$\frac{G_{fA}}{G_{\zeta}} = (B - z \cdot H_1) + i_R \cdot \left\{ (1 - \psi_R) \cdot (1 + \psi_1) + z \cdot \left[X_R \cdot (1 + \psi_1) - \frac{X_K \cdot (1 + \psi_1) + H_2}{1 + \rho_{R,ger}} \right] \right\} \quad (1.18)$$

Römorklu taşıtların fren analizi iki dingilli taşıtlardan daha karmaşıktır. Çünkü çekici araç dingil yükleri toplamı çekici araç ağırlığına eşit değildir. Çekici araç dingil yükleri, römork frenleme ve yüklemesinin fonksiyonudur.

Çekici araç dingil yükleri toplamının çekici araç ağırlığına bölümü aşağıdaki ifade ile gösterilir.

$$\frac{G_{f0} + G_{fA}}{G_{\zeta}} = 1 + i_R \cdot \left[(1 - \psi_R) + z \cdot \left(X_R - \frac{X_K}{1 + \rho_{R,ger}} \right) \right] \quad (1.19)$$

Çekici aracın tüm dingil yüklerini böylece tanımladık. Şimdi römork ve çekici aracın fren kuvvetlerini bulalım.

Daha önce belirtilmiş olduğu gibi römork lastikleri ile yol arasında meydana gelen fren kuvveti F_R , yatay bağlantı mafsali kuvveti F' nin fonksiyonudur.

$$F_R = z \cdot G_R - F = z \cdot G_R - \frac{z \cdot G_R}{1 + \rho_{R,ger}} = z \cdot G_R \cdot \frac{\rho_{R,ger}}{1 + \rho_{R,ger}} \quad (1.20)$$

Böylece römork fren kuvvetini bulmuş olduk. Şimdi çekici araç fren kuvvetlerini bulalım. Frenlenmiş bir aracın dingillerine etki eden fren kuvvetlerinin dağılımı, tekerlekler kilitlenmediği sürece fren kuvvet dağılımı Φ ile verilir. Fren kuvvet dağılımı Φ , aşağıda ifade edilmiştir.

$$\Phi = \frac{F_A}{F_O + F_A} = \frac{F_A}{F_T}$$

F_O = Çekici araç ön dingil frenleme kuvveti

F_A = Çekici araç arka dingil frenleme kuvveti

F_T = Çekici araç toplam frenleme kuvveti

Çekici araç üzerine dinamik denge koşulunu uygulayalım.

$$F_O + F_A = z \cdot G_\zeta + F = z \cdot G_\zeta + \frac{z \cdot G_R}{1 + \rho_{R,ger}} = z \cdot G_\zeta \cdot \left(1 + \frac{i_R}{1 + \rho_{R,ger}} \right) \quad (1.21)$$

Φ ve (1.21) Eşitliklerinden hareketle çekici araç ön ve arka frenleme kuvvetlerini yazabiliriz.

$$F_O = (1 - \Phi) \cdot z \cdot G_\zeta \cdot \left(1 + \frac{i_R}{1 + \rho_{R,ger}} \right) \quad (1.22)$$

$$F_A = \Phi \cdot z \cdot G_\zeta \cdot \left(1 + \frac{i_R}{1 + \rho_{R,ger}} \right) \quad (1.23)$$

1.1.4 Kuvvet Bağlantı Katsayısının Tesiri

Dingillere ait kuvvet bağlantı katsayısını hesaplamak için, dingil yükleri ve fren kuvvetleri bilinmelidir.

Römork dingili için kuvvet bağlantı katsayısı μ_{R} , römork fren kuvvetinin römork dingil yüküne oranıdır.

$$\mu_R = \frac{F_R}{G_R} = \frac{z \cdot G_R \cdot \frac{\rho_{R,ger}}{1 + \rho_{R,ger}}}{G_R \cdot \left[\Psi_R - z \cdot \left(X_R - \frac{X_K}{1 + \rho_{R,ger}} \right) \right]}$$

$$\mu_{fR} = \frac{z \cdot \frac{\rho_{R,ger}}{1 + \rho_{R,ger}}}{\psi_R - z \cdot \left(X_R - \frac{X_K}{1 + \rho_{R,ger}} \right)} \quad (1.24)$$

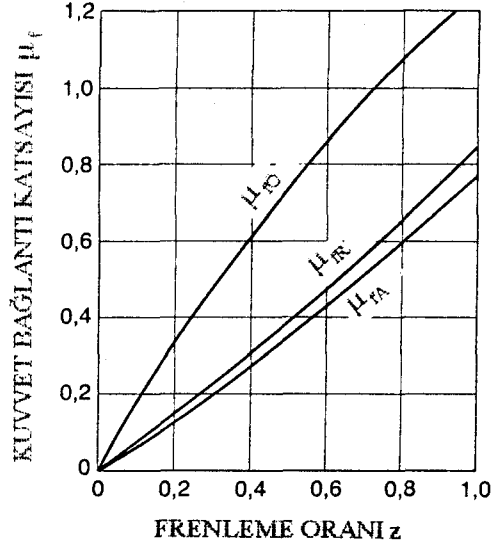
Benzer şekilde çekici aracın ön ve arka dingiline ait kuvvet bağlantı katsayılarını bulalım.

$$\mu_{fO} = \frac{F_O}{G_{fO}} = \frac{(1 - \Phi) \cdot z \cdot \left(1 + \frac{i_R}{1 + \rho_{R,ger}} \right)}{(1 - B + z \cdot H_1) - i_R \cdot \left[(1 - \psi_R) \cdot \psi_1 + z \cdot \left(X_R \cdot \psi_1 - \frac{X_K \cdot \psi_1 + H_2}{1 + \rho_{R,ger}} \right) \right]} \quad (1.25)$$

$$\mu_{fA} = \frac{F_A}{G_{fA}} = \frac{\Phi \cdot z \cdot \left(1 + \frac{i_R}{1 + \rho_{R,ger}} \right)}{(B - z \cdot H_1) + i_R \cdot \left\{ (1 - \psi_R) \cdot (1 + \psi_1) + z \cdot \left[X_R \cdot (1 + \psi_1) - \frac{X_K \cdot (1 + \psi_1) + H_2}{1 + \rho_{R,ger}} \right] \right\}} \quad (1.26)$$

Bir binek aracın davranışlarını tespit ederken, verilen bir yol yüzeyinde hangi dingilin ilk önce kilitleneceği ve hangi frenlemede bunun meydana geleceği bilinmelidir. Pürüzsüz (kaygan) yol yüzeyinde, ön dingilin bloke olduğu olduğu noktada, kuvvet bağlantı katsayısı μ_{fO} , sürtünme katsayısı μ 'e eşit olur. Bu durumda meydana gelen frenlemeyi hesaplamak için (1.25) eşitliğinde μ_{fO} yerine μ yazıp, z' yi çekerim.

$$z_{btk,O} = \frac{\mu \cdot [(1 - B) - i_R \cdot (1 - \psi_R) \cdot \psi_1]}{(1 - \Phi) \left(1 + \frac{i_R}{1 + \rho_{R,ger}} \right) - \mu \cdot \left[H_1 - i_R \cdot X_R \cdot \psi_1 + i_R \cdot \frac{X_K \cdot \psi_1 + H_2}{1 + \rho_{R,ger}} \right]} \quad (1.27)$$

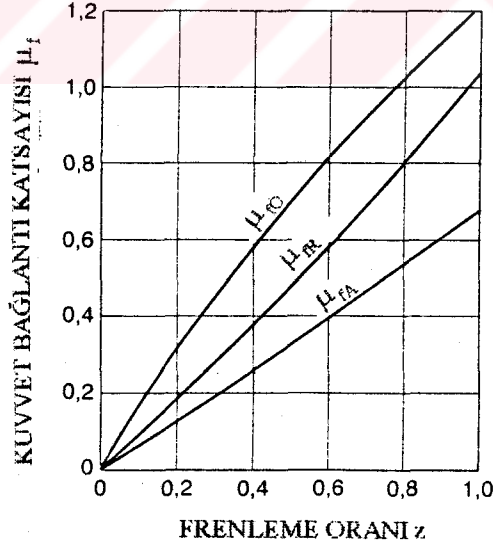


Şekil (1.2) Frenli römorka sahip bir binek araçlı kombinasyonunun dingillerine ait gerçek kuvvet bağlantı katsayısı ile, $\rho_{R,ger} = 2$ için, z frenlemesi arasındaki bağıntı

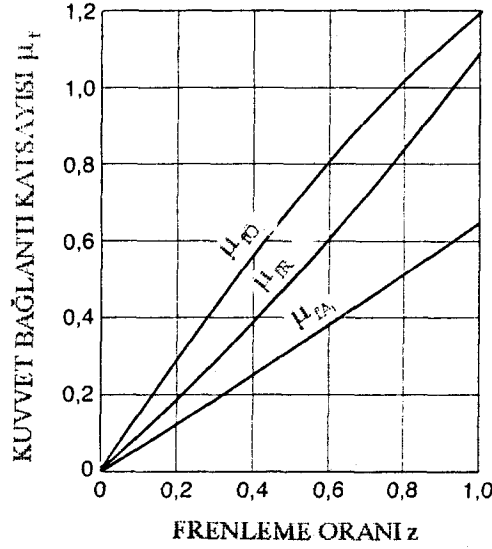
μ_{TO} = Çekici aracın ön dingiline ait gerçek kuvvet bağlantı katsayısı

μ_{FA} = Çekici aracın arka dingiline ait gerçek kuvvet bağlantı katsayısı

μ_{RA} = Römorkun dingiline ait gerçek kuvvet bağlantı katsayısı



Şekil (1.3) Frenli römorka sahip bir binek araçlı kombinasyonunun dingillerine ait gerçek kuvvet bağlantı katsayısı ile, $\rho_{R,ger} = 4$ için, z frenlemesi arasındaki bağıntı



Şekil (1.4) Frenli römorka sahip bir binek araçlı kombinasyonunun dingillerine ait gerçek kuvvet bağlantı katsayısı ile, $\rho_{R,ger} = 5$ için, z frenlemesi asındaki bağıntı

1.2 Frensiz Römorka Sahip Binek Araçlar

Römorkun frensiz olması halinde fren kuvveti otomobil tarafından karşılanır. Frenleme yeteneği römork yükünün artması ile azalır. Ön dingilin bloke olduğu noktada hedeflenen frenleme sağlanır. Frensiz römorklar için (1.25) Eşitliğinde $\rho_{R,ger} = 0$ alınır.

$$\mu_{f0} = \frac{(1 - \Phi) \cdot z \cdot (1 + i_R)}{(1 - B + z \cdot H_1) - i_R \cdot \left\{ (1 - \Psi_R) \cdot \Psi_1 + z \cdot [(X_R - X_K) \cdot \Psi_1 + H_2] \right\}} \quad (1.28)$$

Düz yol üzerinde, sürtünme katsayısı μ 'nin kuvvet bağlantı katsayısı μ_{f0} 'e eşit olduğu ön dingil blokaj durumunda frenleme, (1.28) Eşitliğinden faydalanılarak bulunur.

$$z_{blok} = \frac{\mu \cdot [(1 - B) - i_R \cdot (1 - \Psi_R) \cdot \Psi_1]}{(1 - \Phi) \cdot (1 + i_R) - \mu \cdot [H_1 - i_R \cdot (X_R - X_K) \cdot \Psi_1 + i_R \cdot H_2]} \quad (1.29)$$

1.3 ABS Donanımına Sahip Binek Araçları

Dört tekeri ABS donanımına sahip binek araçlar frenlemede büyük avantaj sağlarlar. Her iki dingile ait kuvvet bağlantı katsayılarından tamamen daimi olarak ABS yardımıyla faydalanılabilmesi büyük yarar sağlar. İyi bir ABS sisteminde max. kuvvet bağlantı katsayısının %95' i gerçek olarak kullanılabilir.

(1.19) ve (1.21) Eşitliklerini kullanılarak kuvvet bağlantı katsayısı ifadesini yazalım.

$$\mu_f = \frac{F_O + F_A}{G_{FO} + G_{FA}} = \frac{z \cdot \left(1 + \frac{i_R}{1 + \rho_{R,ger}}\right)}{1 + i_R \cdot \left[(1 - \psi_R) + z \cdot \left(X_R - \frac{X_K}{1 + \rho_{R,ger}} \right) \right]} \quad (1.30)$$

Tecrübeler her ABS donanımının bir verimi olduğunu göstermiştir. Bu verim Mercedes-Benz/Bosch-ABS için %95'dir. Bu durum max. elde edilebilen kuvvet bağlantı katsayısının %95 'nin tüm tekerlerde kullanıldığını gösterir. ABS verimi η_{ABS} ile gösterilir.

$$\mu_f = \eta_{ABS} \cdot \mu_{max} \quad (1.31)$$

(1.30) Eşitliği z e göre çözümlerse, ABS fren sistemi ile donatılmış çekici araç ile sağlanan frenleme bulunur.

$$z = \frac{\mu_f \cdot [1 + i_R \cdot (1 - \psi_R)]}{\left(1 + \frac{i_R}{1 + \rho_{R,ger}}\right) - \mu_f \cdot i_R \cdot \left(X_R - \frac{X_K}{1 + \rho_{R,ger}} \right)} \quad (1.32)$$

1.4 Üç Dingilli Çekici ve Römork Kombinasyonunun Fren Düzeni

Taşıt sistemlerinin fren denge analizleri ve doğru dizaynları için yüklü ve boş durumlarda her bir dingil için optimum frenleme kuvvetlerinin bilinmesi esastır.

1.4.1 Optimum Frenleme Kuvvetleri

Optimum şartlarda ($z = \mu$), elde edilebilen tüm yol sürtünmesi kullanılmış ve frenleme kuvvetleri doğrudan doğruya dinamik dingil yüklerine bağlanmıştır. Kullanılan terimler Şekil (1.5) de görülmektedir. Kuvvet ve moment dengesinin uygulanması ile her bir dingil üzerindeki standartlaşmış optimum frenleme kuvvetleri bulunur.

Çekici arka dingili için:

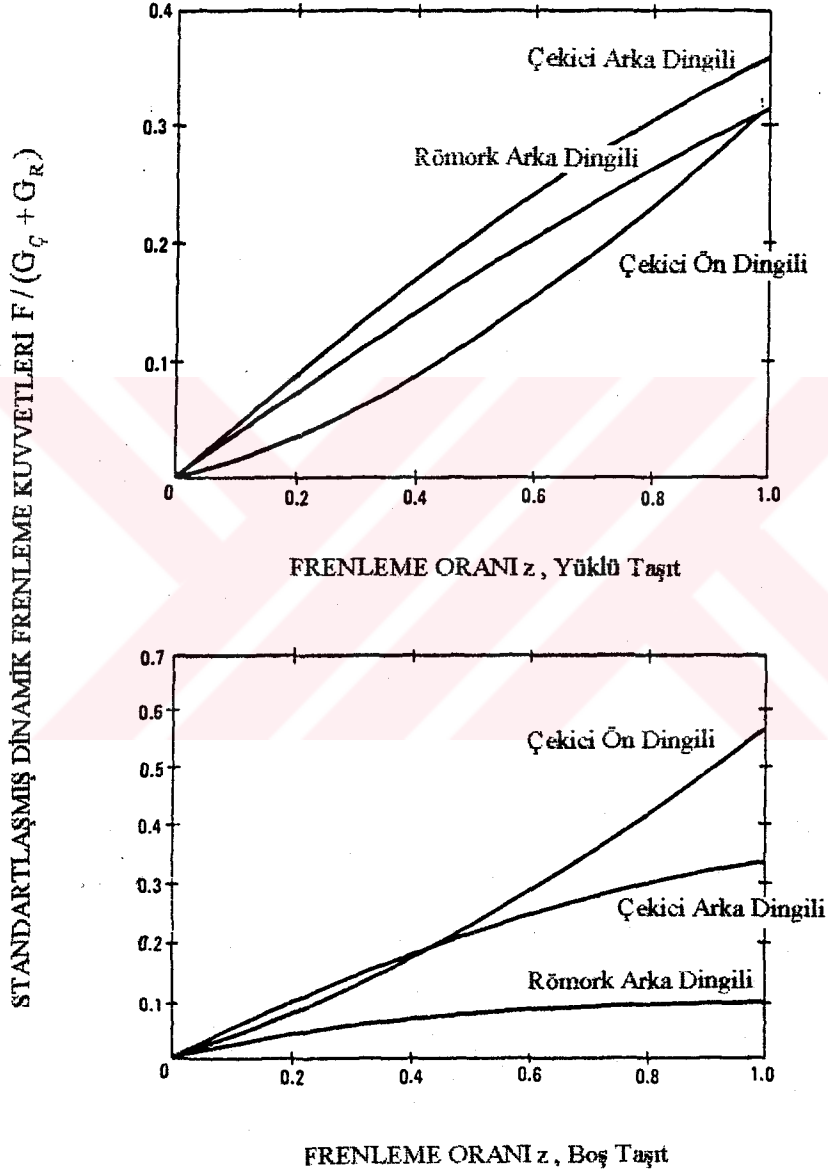
$$\frac{F_{A,din}}{G_{\zeta}} = z \cdot (B_1 - z \cdot H_1) + z \cdot \left(\frac{G_R}{G_{\zeta}} \right) (y - z \cdot z_1) \cdot \left[\frac{(1 - B_2 + z \cdot H_2)}{(1 + z \cdot z_2)} \right] \quad (1.33)$$

Çekici ön dingili için:

$$\frac{F_{O,din}}{G_{\zeta}} = z \cdot (1 - B_1 + z \cdot H_1) + z \cdot \left(\frac{G_R}{G_{\zeta}} \right) \cdot (1 - y - z \cdot z_1) \cdot \left[\frac{(1 - B_2 + z \cdot H_2)}{1 + z \cdot z_2} \right] \quad (1.34)$$

Römork dingili için:

Optimum fren kuvvetleri toplam kombinasyon ağırlığına ($G_C + G_R$) bölünerek standartlaştırılır. Kaygan ve kuru yol yüzeylerinde yüklü ve boş taşıt için, her dingilde optimum frenleme kuvvetlerine yaklaşan gerçek frenleme kuvvetleri meydana getirecek sabit fren kuvvet dağılımlı fren sistemi dizayn etmenin zor olduğunu Şekil (1.6)'daki eğriler gösterir.



Şekil (1.6) Çekici-yarı römork kombinasyonunun standartlaşmış dinamik frenleme kuvvetleri

Tüm yükleme ve yol sürtünme durumları için her üç dingilin aynı zamanda kilitlenmesi mümkün olmayacağından dolayı dizayn mühendisi ilk önce hangi dingilin kilitleneceğine karar vermelidir.

Taşıt stabilitesi , ilk önce çekici ön dingilinin ardından römork dingilinin ve son olarakta çekici arka dingilinin kilitlenmesini gerektirir. Avrupa dizayn uygulamaları ilk önce çekici ön dingil kilitlenmesine doğru yönelmişlerdir. ABD Trafik Güvenlik İdaresi, beş farklı ticari araç ve bir kaç sürücü ile yaptığı testlerde, en kısa mesafede durma ve dengeyi sağlama açısından (virajlı ve kaygan yolda iken bile) ilk önce ön frenlerin kilitlenmesi gerektiği sonucuna ulaşmıştır.

Römork fren kuvveti ve yükleme durumunun fonksiyonu olacak şekilde çekicinin optimum ön ve arka fren kuvvetlerini yeniden yazabiliriz.

$$F_{O,din} = z \cdot G_{\dot{C}} \cdot (1 - B_1 + z \cdot H_1) + (z \cdot G_R + F_R) \cdot (1 - y + z \cdot z_1) \quad (1.36)$$

$$F_{A,din} = z \cdot G_{\dot{C}} \cdot (B_1 - z \cdot H_1) + (z \cdot G_R - F_R) \cdot (y - z \cdot z_1) \quad (1.37)$$

F_R = yarı römorkun gerçek fren kuvveti

(1.36) ve (1.37) Eşitliklerinin son terimleri römorkun çekici üzerindeki etkisini gösterir. (1.36) ve (1.37) Eşitliklerinin grafiksel gösterimi tipik bir taşıt ve çeşitli yükleme durumları için Şekil (1.7)' de görülmektedir. Boş, yarı yüklü ve yüklü uygulama durumları için üç egrinin incelenmesiyle şu anlaşılır: çekici üzerindeki sabit fren kuvvet dağılımı, ekseriyetle yükleme durumları ve fren kuvvetleri için optimum frenlemeyi sağlamayacaktır.

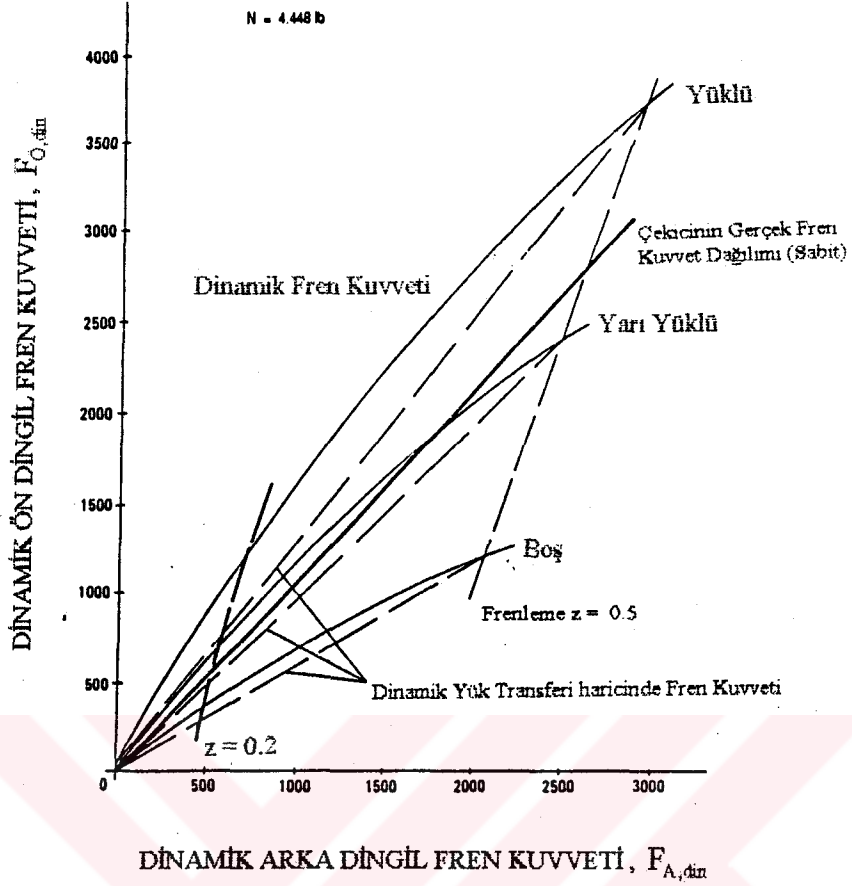
Her dingilde meydana getirilmiş gerçek fren kuvvetleri, frenlere sağlanan fren hat basınçlarına, fren geometrisine, balata sürtünme katsayısına ve lastik yarıçapına bağlı hesaplanır.

Çekici üzerindeki sabit fren kuvvet dağılımı Şekil (1.7)' de düz çizgi ile gösterilmiştir. Bu düz çizginin optimum frenleme kuvvetlerine göre yeri veya yakınlığı fren sistemi ile verilen yol sürtünmesinin kullanımını dolayısıyla sistem kombinasyonunun ayrıntılı frenleme performansını belirtir.

1.4.2 Optimum Fren Kuvvet Dağılımı

Dingiller arası fren kuvvet dağılımının sabit oranı optimum fren kuvvet dağılımıdır. Bu da yüklü ve boş durumların her ikisi için kaygan ve kuru yol yüzeylerinde kilitlenmemiş tekerlekler şartında max. frenleme ivmesi sonucunu doğuracaktır.

Frenleme esnasında belirli bir dingil üzerindeki tekerlek kilitlenmesini önlemek için gerekli lastik-yol kuvvet bağlantı katsayısı dingil fren kuvvetinin anlık dinamik dingil yüküne bölünmesi ile bulunur. Analizi kolaylaştırmak için frenleme esnasında dinamik ağırlık transferinin etkisi ihmal edilir. Bu durum optimum kuvvet eğrilerinin Şekil (1.7)' de kesik çizgilerle gösterilmiş doğrularla değiştirilmesi anlamına gelir. Bu sadeleştirme, bir kombinasyon taşıtında fren sistem dizaynı için basit ifadelerle ulaşmak amacıyla yapılmıştır.



Şekil (1.7) Çekici-yarı römork kombinasyonunun çekicisi üzerine etki eden kuvvetler

Çekici ön dingilindeki kilitlenmeyi önlemek için gerekli lastik-yol kuvvet bağlantı katsayısı :

$$\mu_{r0} = \frac{F_O}{G_{r0}} = \frac{\Phi_O \cdot z \cdot G}{G_{r0}} \quad (1.38)$$

$$\Phi_O = \frac{F_O}{(F_O + F_A + F_R)}$$

F_O = çekici ön dingilinin gerçek fren kuvveti , N

F_A = çekici arka dingilinin gerçek fren kuvveti , N

F_R = yarı römork dingilinin gerçek fren kuvveti , N

G = toplam kombinasyon ağırlığı , N

Kombinasyonun yaklaşık standartlaşmış dinamik dingil yükleri şöyle hesaplanır:

Çekici ön dingili için:

$$\begin{aligned} \frac{G_{f0,yak}}{G_{\zeta}} &= 1 - B_1 + \left(\frac{G_R}{G_{\zeta}}\right) \cdot (1 - B_2)(1 - y) + \left[\frac{(F_0 + F_A)}{G}\right] \\ &\times \left[H_1 + \left(\frac{G_R}{G_{\zeta}}\right) \cdot z_1 + \left(\frac{G_R}{G_{\zeta}}\right) \cdot (H_2 - z_2) \cdot (1 - y) \right] \\ &+ \left(\frac{F_R}{G}\right) \cdot \left[z_2 \cdot (1 - y) - (z_1 - H_1) + \left(\frac{G_R}{G_{\zeta}}\right) \cdot H_2 \cdot (1 - y) \right] \end{aligned} \quad (1.39)$$

Çekici arka dingili için:

$$\begin{aligned} \frac{G_{fA,yak}}{G_{\zeta}} &= B_1 + \left(\frac{G_R}{G_{\zeta}}\right) \cdot (1 - B_2) \cdot y - \left[\frac{(F_0 + F_A)}{G}\right] \\ &\times \left[H_1 + \left(\frac{G_R}{G_{\zeta}}\right) \cdot z_1 - \left(\frac{G_R}{G_{\zeta}}\right) \cdot (H_2 - z_2) \cdot y \right] \\ &+ \left(\frac{F_R}{G}\right) \cdot \left[z_2 \cdot y + (z_1 - H_1) + \left(\frac{G_R}{G_{\zeta}}\right) \cdot H_2 \cdot y \right] \end{aligned} \quad (1.40)$$

Römork dingili için:

$$\frac{G_{fR,yak}}{G_R} = B_2 - \left[\frac{(F_0 + F_A)}{G}\right] \cdot (H_2 - z_2) - \left(\frac{F_R}{G}\right) \cdot \left[H_2 + \left(\frac{G_{\zeta}}{G_R}\right) \cdot z_2 \right] \quad (1.41)$$

F_0 = çekici ön dingilinin gerçek fren kuvveti , N

F_A = çekici arka dingilinin gerçek fren kuvveti , N

F_R = yarı römork dingilinin gerçek fren kuvveti , N

$F_0 + F_A + F_R = z \cdot G$ bağıntısının kullanılması ile (1.39), (1.40) ve (1.41) Eşitlikleri, F_R 'nin fonksiyonu olarak yeniden yazılabilir. Aşağıdaki eşitlikler, çekici yarı römork kombinasyonu üzerindeki yaklaşık dingil yükleri için bulunmuştur.

Çekici ön dingili için:

$$\begin{aligned} G_{f0,yak} &= G_{\zeta} \cdot (1 - B_1) + G_R \cdot (1 - B_2)(1 - y) + F_R \cdot (z_2 - z_2 \cdot y - z_1) \\ &+ z \cdot \left[G_{\zeta} \cdot H_1 + G_R \cdot z_1 - G_R \cdot (H_2 - z_2) \cdot (H_1 - y) \right] \end{aligned} \quad (1.42)$$

Çekici arka dingili için:

$$G_{fA,yak} = G_C \cdot B_1 + G_R \cdot (1 - B_2) \cdot y + F_R \cdot (z_2 \cdot y + z_1) - z \cdot [G_C \cdot H_1 + G_R \cdot z_1 - G_R \cdot (H_2 - z_2) \cdot y] \quad (1.43)$$

Römork dingili için:

$$G_{fR,yak} = G_R \cdot B_2 - F_R \cdot z_2 - z \cdot G_R \cdot (H_2 - z_2) \quad (1.44)$$

Bulunan yaklaşık dinamik dingil yükleri, (1.38) eşitliğinde yerine koyulursa özel lastik-yol sürtünme katsayısı, taşıt geometrisi ve römork fren kuvveti için tekerlek kilitlenmesinden evvel dingil üzerinde elde edilebilen frenleme oranı bulunabilir.

Çekici ön dingili için:

$$z_O = \frac{\mu_O [\lambda \cdot (1 - B_1) + (1 - \lambda) \cdot (1 - B_2) \cdot (1 - y) + \rho \cdot (z_2 - z_2 \cdot y - z_1)]}{\Phi_O - \mu_O \cdot [\lambda \cdot H_1 + (1 - \lambda) \cdot z_1 + (1 - \lambda) \cdot (H_2 - z_2) \cdot (1 - y)]} \quad (1.45)$$

Çekici arka dingili için:

$$z_A = \frac{\mu_A \cdot [\lambda \cdot B_1 + (1 - \lambda) \cdot (1 - B_2) \cdot y + \rho \cdot (z_2 \cdot y + z_1)]}{\Phi_A + \mu_A \cdot [\lambda \cdot H_1 + (1 - \lambda) \cdot z_1 - (1 - \lambda) \cdot (H_2 + z_2) \cdot y]} \quad (1.46)$$

Römork dingili için :

$$z_R = \frac{\mu_R \cdot [(1 - \lambda) \cdot B_2 - \rho \cdot z_2]}{\Phi_R + \mu_R \cdot (1 - \lambda) \cdot (H_2 - z_2)} \quad (1.47)$$

$$\lambda = \frac{G_C}{G}$$

μ_O = çekici ön tekerlerindeki lastik-yol sürtünme katsayısı

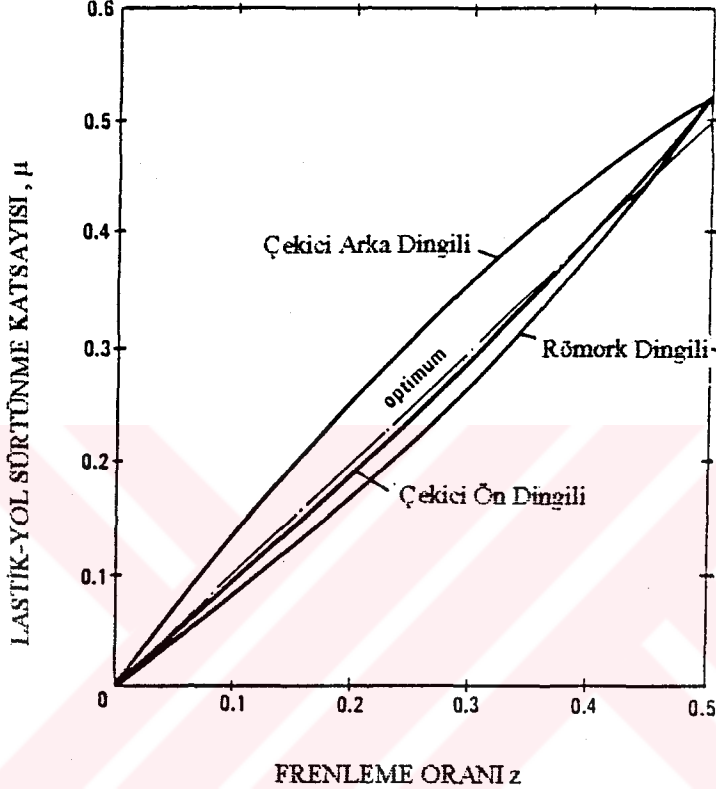
μ_A = çekici arka tekerlerindeki lastik-yol sürtünme katsayısı

μ_R = römork tekerlerinin lastik-yol sürtünme katsayısı

$$\rho = \frac{F_R}{G}, \quad \Phi_O = \frac{F_O}{F_{top}}, \quad \Phi_A = \frac{F_A}{F_{top}}, \quad \Phi_R = \frac{F_R}{F_{top}}$$

(1.45), (1.46) ve (1.47) Eşitliklerinin grafiksel gösterimi yüklü ve boş durum için sırasıyla Şekil (1.8) ve (1.9)' da görülmektedir. Bu örnekte fren kuvvetleri, yüklü sürüş durumunda var olan optimum frenleme kuvvetlerine uydurularak dağıtılmıştır. Sonuç olarak boş taşıt için römork dingili daima aşırı frenlenir (diğer iki dingille

karşılaştırıldığında ilk önce kilitlenmeye yönelir). Örneğin Şekil (1.9)' da 0.4g frenleme ivmesi tekerlek kilitlenmesini önlemek için römork lastikleri üzerinde $\mu=0.6$ lastik-yol sürtünme katsayısı gerektirir. Yüklü durumlar için gerekli sürtünme katsayısı Şekil (1.8)'de görülmektedir.



Şekil (1.8) Yüklü çekici-yanı römork sistemi için lastik-yol sürtünme kullanımı

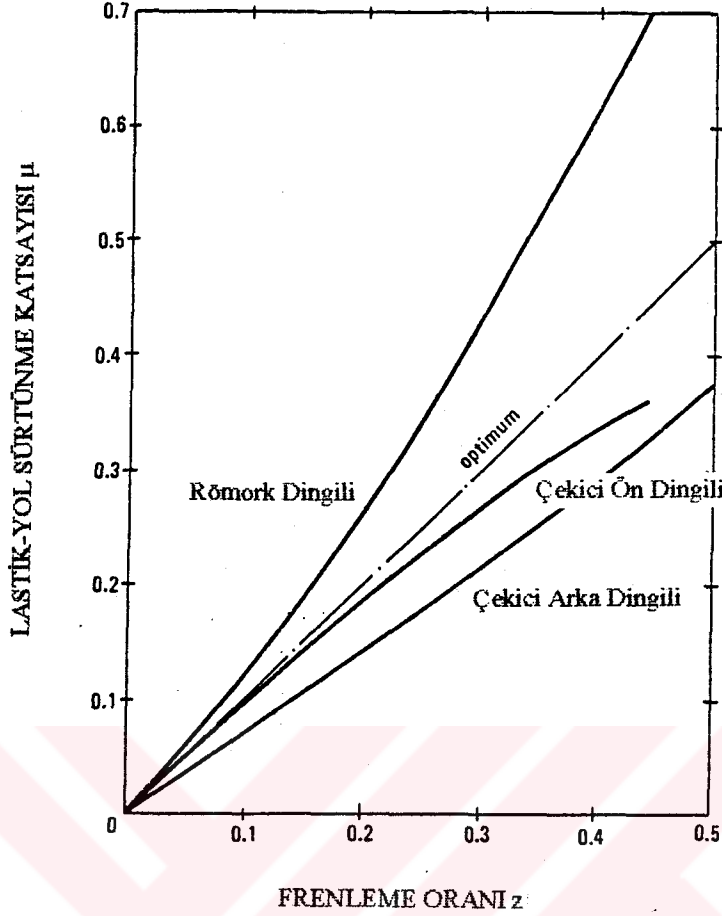
(1.46) Eşitliği ve frenleme verimi ($E = a / \mu$) ifadesinin kullanılması ile çekicinin relative arka dingil fren kuvveti Φ_R , bulunur.

$$\Phi_A = \frac{A}{E_{\min}} - \mu_A \cdot B \quad (1.48)$$

$$A = \lambda \cdot B_1 + (1 - \lambda) \cdot (1 - B_2) \cdot y + \rho \cdot (z_2 \cdot y + z_1)$$

$$B = \lambda \cdot H_1 + (1 - \lambda) \cdot z_1 - (1 - \lambda) \cdot (H_2 + z_2) \cdot y$$

$$E_{\min} = \text{taşıt ile elde edilmiş min. frenleme verimi}$$



Şekil (1.9) Boş çekici-yarı römork kombinasyonu için lastik-yol sürtünme kullanımı

Römork dingisindeki relative fren kuvveti Φ_R , $\Phi_R = \rho/z$ eşitliğinden hesaplanır.

$1 = \Phi_O + \Phi_A + \Phi_R$ eşitliğinden relative ön dingil fren kuvveti hesaplanır.

Kaygan ($\mu=0.2$) ve kuru ($\mu=0.8$) yol yüzeylerinde sabit fren kuvvet dağılımı ile elde edilebilen frenleme, boş ve yüklü uygulama durumları için (1.45), (1.46) ve (1.47) Eşitlikleri ile kontrol edilmelidir. Eğer sonuç bir yükleme durumu için düşük performans gösterirse dağılım, boş ve yüklü fren kuvvet dağılımı arasında bulunan kabul edilebilir bir değere varıncaya kadar değiştirilmelidir. Eğer sabit fren kuvvet dağılımı kabul edilebilir sonuçlar sağlamıyorsa fren hat basıncını ayarlayan valflerin kullanılmasıyla değişken fren kuvvet dağılımı uygulanmalıdır. Tipik bir çekici-yarı römork kombinasyon geometrisi için Tablo 1.1'de verilen taşıt değerleri ile optimum fren kuvvet dağılımı, $\rho = 0.23$ ve $E = \%75$ için $\Phi_O = 0.17$, $\Phi_A = 0.47$, $\Phi_R = 0.36$ olarak hesaplanmıştır. Kaygan ve kuru yol yüzeylerinde, boş ve yüklü taşıt için bu fren kuvvet dağılımı (1.45), (1.46) ve (1.47) Eşitlikleri ile kontrol edildiğinde $\%75$ frenleme verimi sağladığı görülür. Bu teorik sonuç kombinasyon taşıtlarının gerçek yol testleri ile desteklenmiştir. Orjinal olarak fren kuvvet dağılımı önden arkaya ,0.12, 0.44, 0.44 'e eşit kullanılmaktadır, yaklaşık 0.53g 'de boş

durum için römork dingil kilitlenmesi meydana geliyor, frenleme verimi %60 oluyor. Yüklü durumda çekici dingil kilitlenmesi gözlenmemektedir. (1.48) Eşitliğinin yardımıyla basit fren kuvvet dağılımının önden arkaya 0.17, 0.44, 0.39 olarak değiştirilmesi ile frenleme verimi yaklaşık %70 'e artırılmıştır.

Tablo 1.1 Çekici-yarı römork kombinasyonu hesapları için taşıt değerleri

	Boş	Yüklü
B_1	0.52	0.52
B_2	0.738	0.51
H_1	0.22	0.22
H_2	0.12	0.26
λ	0.6	0.21
ρ	0.23	0.23
(z ₁ =0.193: z ₂ =0.12: y=0.93)		

1.4.3 Fren Hat Basıncını Ayarlayan Valfleri Kullanarak Çekici-Yarı Römork Kombinasyonu için Frenleme Analizi

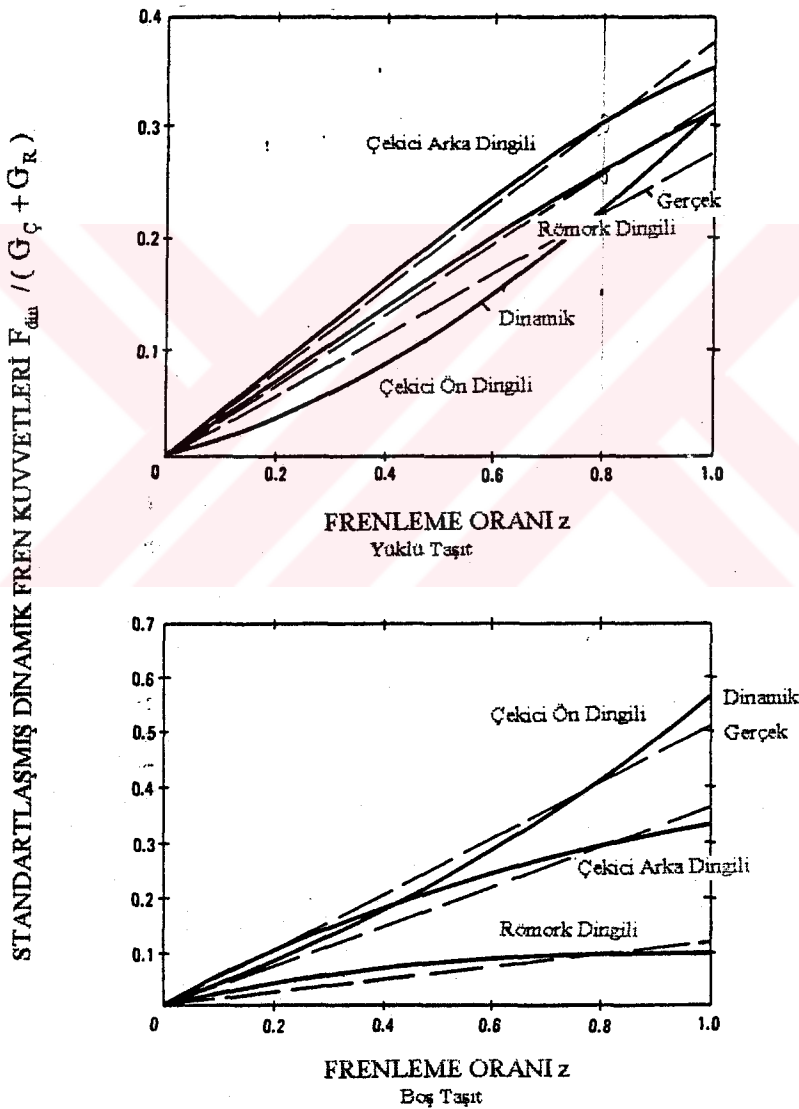
Tipik bir çekici-yarı römork taşıtının standartlaşmış optimum frenleme kuvvetleri, boş ve yüklü uygulama durumları için Şekil (1.6)' da görülmektedir. Bu eğriler, optimum frenleme kuvvetlerinin çoğunlukla römorkun yükleme durumundan etkilendiğini gösterir. Eğer fren sistemi yüklü taşıt için optimum' a yakın dizayn edilmiş ise boş durum için zayıf performans gösterecektir (taşıt kombinasyonunun yükleme durumlarına uygun olarak fren kuvvet dağılımının değişeceği orantısız fren sistemi sağlanmamış ise).

Bir başka zorlukta bir çekicinin değişik römorklar ile kullanılabilir olmasıdır. Her bir römorkun fren kuvveti ve yükleme konfigürasyonu farklıdır.

Tipik bir kombinasyon taşıtının optimum frenleme kuvvetleri Şekil (1.6)' da gösterilmişti ve kolaylık için Şekil (1.10)' da yeniden gösterilmiştir. Boş ve yüklü durumlar için optimum frenleme kuvvetlerine en çok yaklaşacak gerçek fren kuvvetleri Şekil (1.10)' da kesik çizgiler ile gösterilmiştir. Optimum eğrilerin incelenmesinde şu anlaşılır: 0.8g frenleme ivmesi değerinde gerçek fren kuvvetleri önde arkaya doğru sırasıyla yüklü taşıt için, 0.22G, 0.30G, 0.24G boş taşıt için, 0.40G, 0.30G, 0.10G' e yaklaşık olarak eşit olmaktadır. Yüklü ve boş kombinasyon ağırlıkları sırasıyla $G=195.712$ N ve $G=88.960$ N ise $a=0.8g$ ' de optimum frenleme için fren kuvvetleri şöyle paylaşılmalıdır: çekici ön dingilinde 35.584 N ile 43.146 N arasında, çekici arka dingilinde 26.688 N ile 58.714 N arasında, römork dingilinde 8896 N ile 46.704 N arasında olmalıdır. Bu değerler yüklü ve boş durum için en iyi sonucu sağlar. Bu değerlerin incelenmesiyle şu anlaşılır: taşıt yükleme değişimi ile ön dingil üzerindeki optimum fren kuvveti az etkilenir, çekici arka

dingili ve römork dingilindeki optimum fren kuvvetleri ise yükleme durumundan oldukça etkilenir.

Çekicinin ön dingil fren kuvveti, valf çıkış basıncı uygulaması ile orantılı olarak dizayn edilir. Çekici arka dingilindeki fren kuvveti, yük veya süspansiyon yükseklik hassasiyetli basınç azaltıcı valf ile saptanır. Çekici basınç düşürücü valfinin dizaynına bağlı olarak çekici arka dingilindeki fren torku, çekici ön dingil fren torkunun %60-140 'ı arası değişebilir. Römork dingilindeki fren torku, basınç azaltıcı veya sınırlayıcı valf ile saptanır. Römork orantısız valfinin dizaynına bağlı olarak römork fren torku, ön fren torkunun %20-100 'ü arası değişebilir. Römorkun fren kuvveti kontrolünde, boş, yarı-yüklü ve yüklü durumlar için ayarı olan elle kumandalı veya otomatik sınırlayıcı valf yeterli olabilir.



Şekil (2.10) Standartlaşmış dinamik fren kuvvet dağılımı

Çekici-yarı römork kombinasyonu için çeşitli yükleme ve orantısal valf ayarları için belirlenmiş sürtünme kullanım hesaplarının sonuçları :

1. Durum 1: Römork dingilinde sınırlayıcı valf ayarı ve çekici dingilinde orantısal valf ayarı ile GVW kapasitesine (imalatçı tarafından tasarlanmış max. kabul edilebilir ağırlık) yüklenmiş taşıt kombinasyonu Şekil (1.11)' de görülmektedir. Şekil (1.12)' de görülen lastik-yol sürtünme kullanım diyagramı, taşıtın optimum frenlemeye yakınlığını gösterir. Frenleme ivmesinin 0.5g değerine kadar olan tüm değerlerde çekici arka dingili ve römork dingili optimum frenleme koşullarına yakın iken çekici ön dingili ilk önce kilitlenecektir.

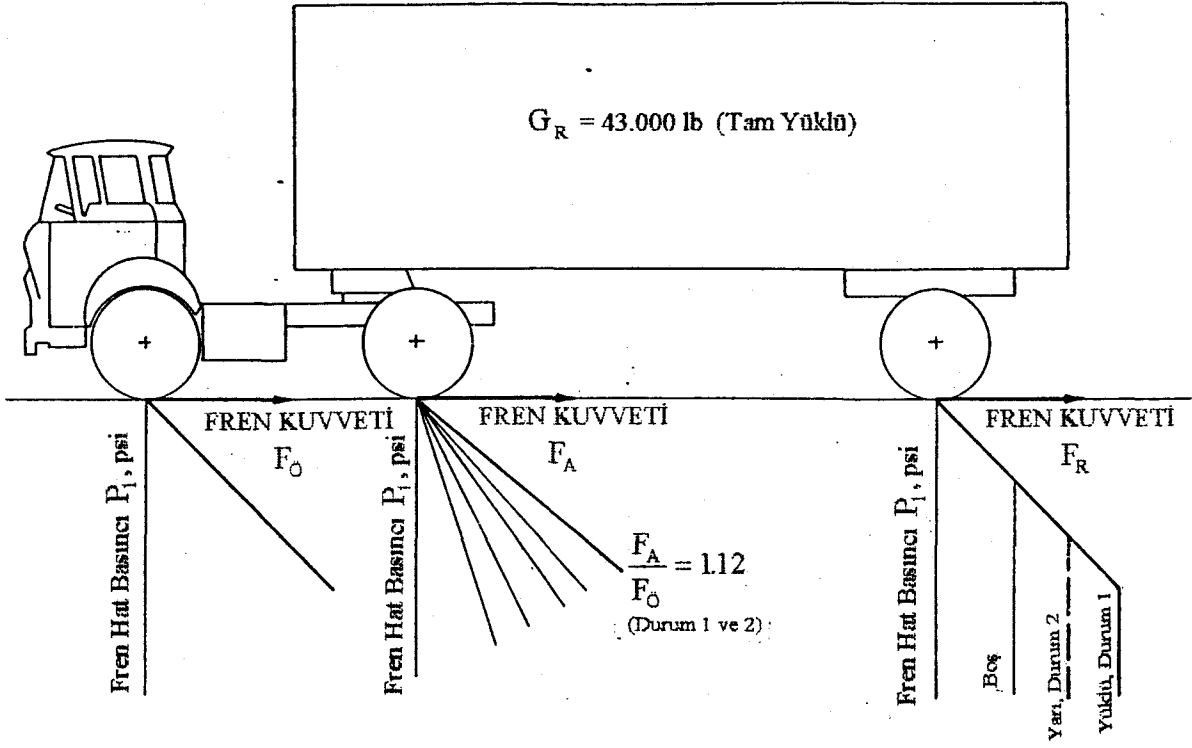
2. Durum 2: Şekil (1.11)' de kesik çizgiler ile gösterilmiş olduğu gibi römork ayarının hatalı olması haricinde koşullar Durum 1 ile aynıdır. Her ne kadar römork tam yüklenmiş ise de römork fren kuvveti, yarı yüklü duruma uyan daha düşük değerde ayarlanır. Şekil (1.12)' nin incelenmesiyle şu anlaşılır: 0.36g frenleme ivmesi değerine kadar lastik yol sürtünme kullanımı Durum 1 ile aynıdır. 0.42g' den daha yüksek frenleme ivmesi değerleri için kombinasyonun muhtemel kararsızlığı neticesinde çekici arka dingilinin ilk önce kilitlenmesi tehlikesi mevcuttur.

3. Durum 3: Şekil (1.13)' de gösterildiği gibi römork GVW kapasitesinin yarısı kadar yüklenmiştir. Römork valf ayarında yarı yüklü durum içindir. 0.49g' den daha yüksek frenleme ivmesi değerleri için çekici arka dingilinin ilk önce kilitlenme tehlikesi mevcuttur, bu değer altında ise ilk önce ön dingilin kilitlendiği Şekil (1.14)' den anlaşılmaktadır. Römork frenlerinin kilitlenmesi yaklaşık 0.32g' den daha yüksek frenleme ivmesi değerleri ile görülür.

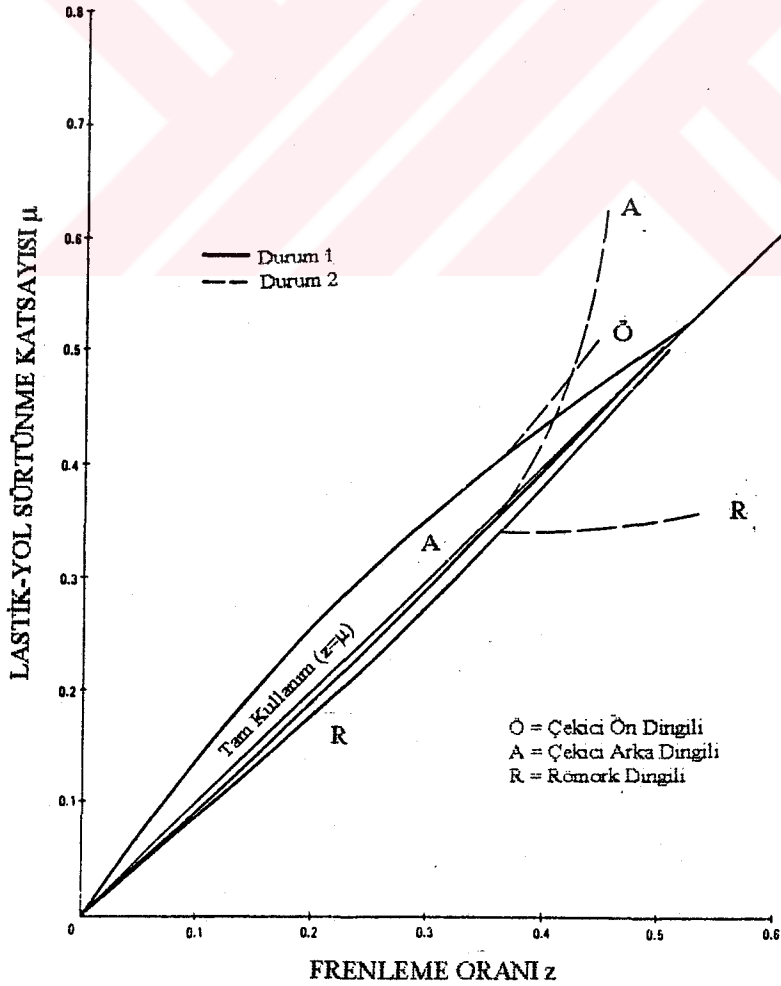
4. Durum 4: Şekil (1.13)' de gösterildiği gibi römork valfinin hatalı olarak boş duruma ayarlı olması haricinde koşullar durum 3 ile aynıdır. Sürtünme kullanım diyagramı Şekil (1.14)' den anlaşıldığı gibi, 0.36g ve daha yüksek frenleme ivmesi değerlerinde çekici arka dingili aşırı frenlenir.

5. Durum 5: Boş kombinasyon taşıtı için valf ayarları Şekil (1.15)' de görülmektedir. Lastik-yol sürtünme kullanımı Şekil (1.16)' da gösterilmiştir. 0.53g' den düşük frenleme ivmesi değerleri için diğer iki dingille karşılaştırıldığında römork dingilinin aşırı frenleme yaptığı görülür. 0.53g' den büyük frenleme ivmesi değerleri için çekici arka dingili kilitlenmeye başlar.

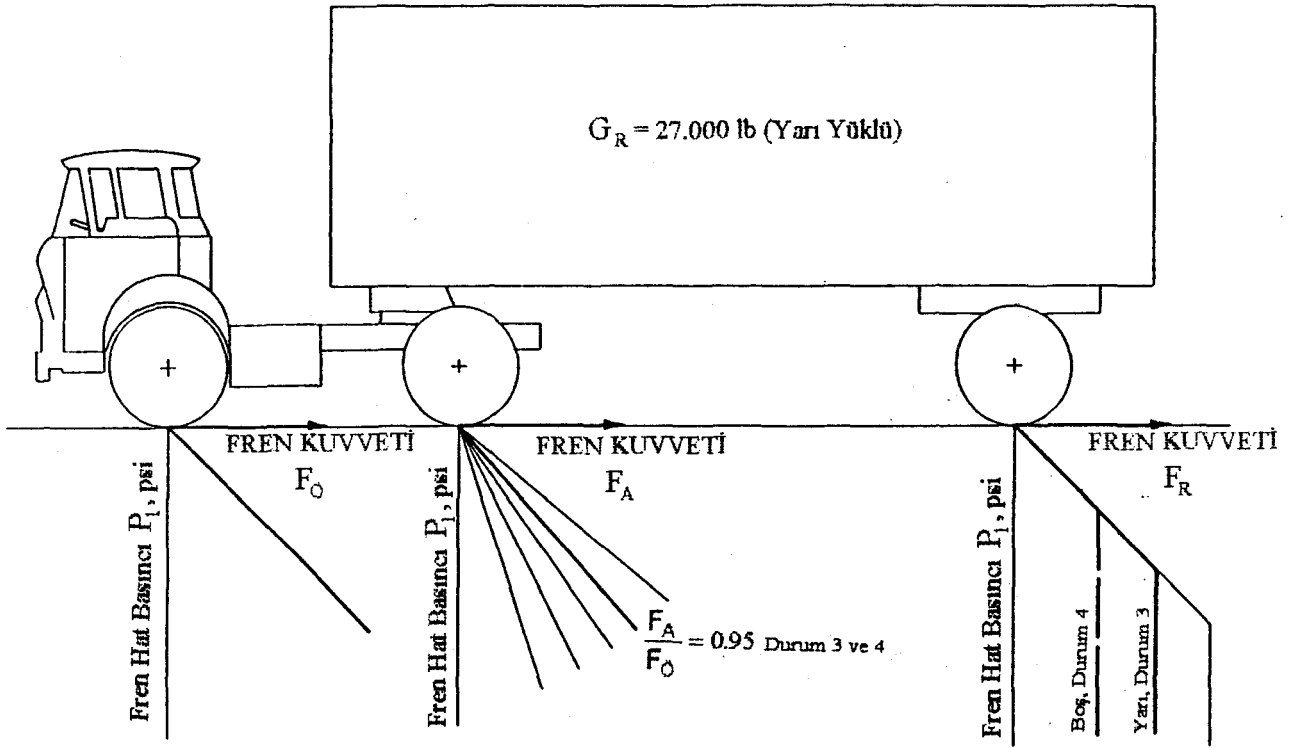
6. Durum 6: Valf ayarları ile birlikte frenlenmiş boş taşıt kombinasyonu Şekil (1.17)' de görülmektedir. Çekici arka dingil fren kuvveti ayarı yüklü durum içindir. Durum 6, çekicinin boş römorku çekiyor olmasını göstermektedir. Römork fren kuvveti ayarı boş durum içindir. Şekil (1.18)' in incelenmesinden şu anlaşılır: yaklaşık 0.4g frenleme ivmesi değerinde çekici arka dingili daima ilk önce kilitlenir. Bu durum, çekici arka dingilinin otomatik yük bağımlı ve sürtücüden bağımsız fren torku değişiminin önemini gösterir.



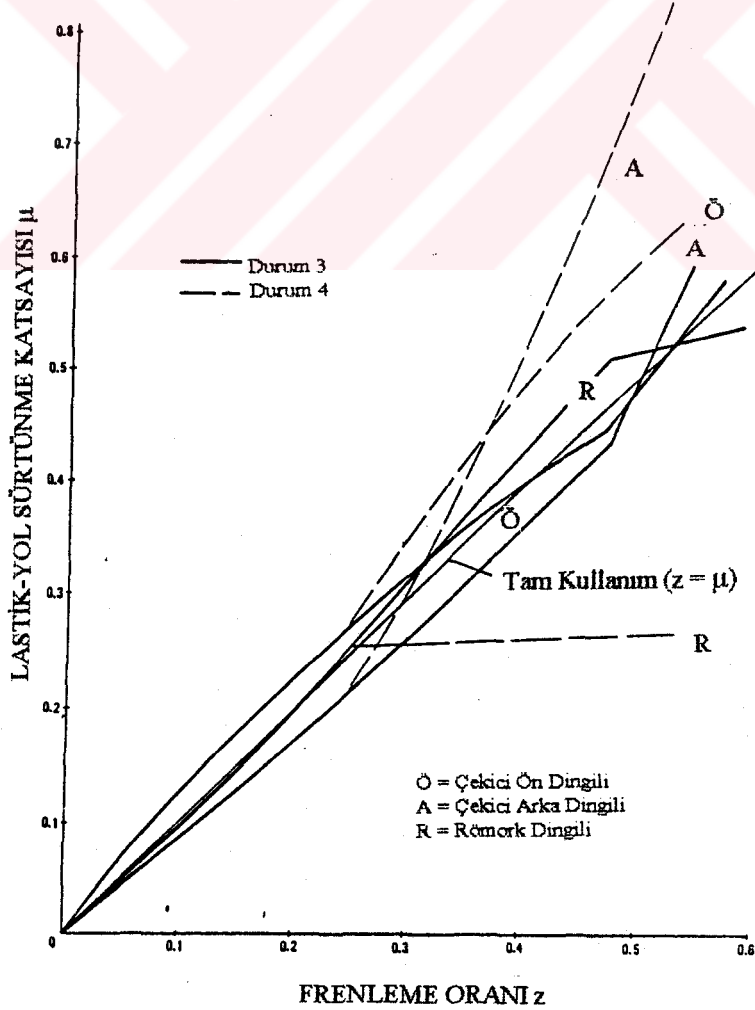
Şekil 1.11 Sistematik fren kuvvet dağılımı, Durum 1 ve 2



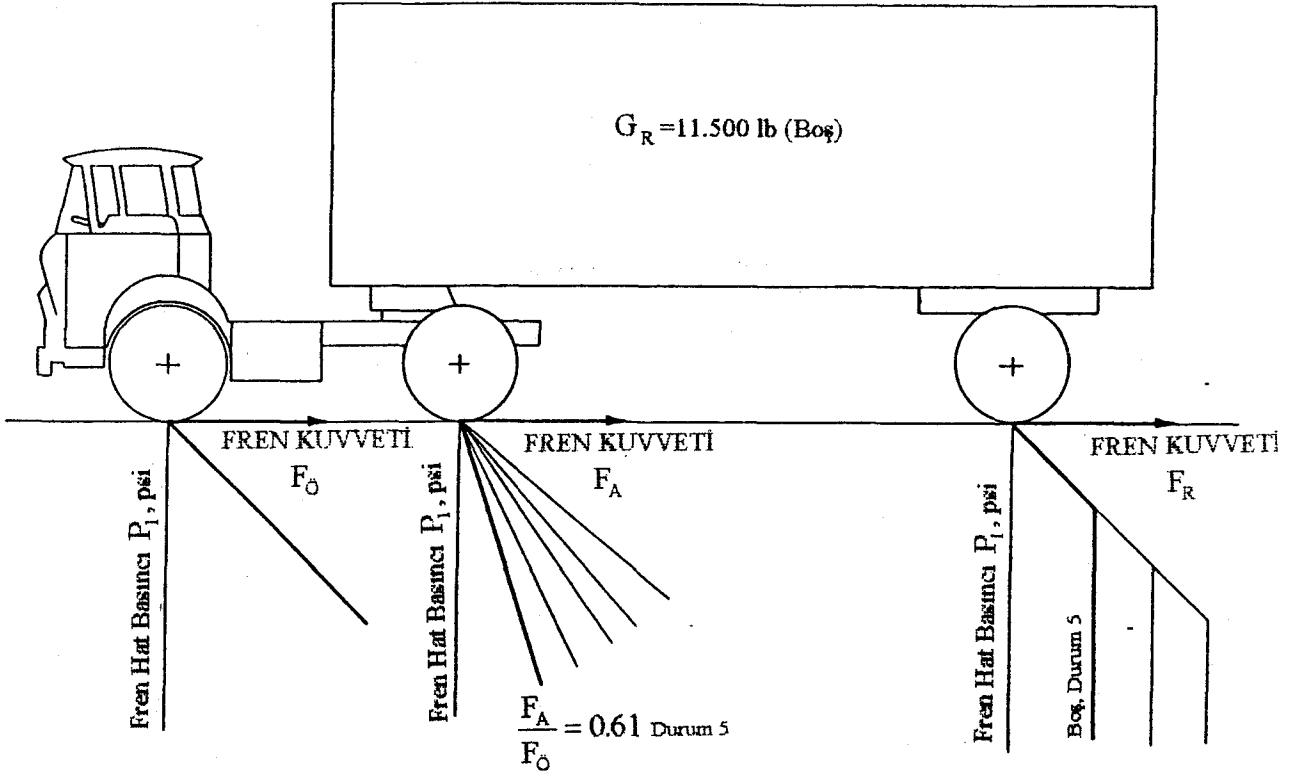
Şekil 1.12 Lastik-yol sürtünme kullanımı, Durum 1 ve 2



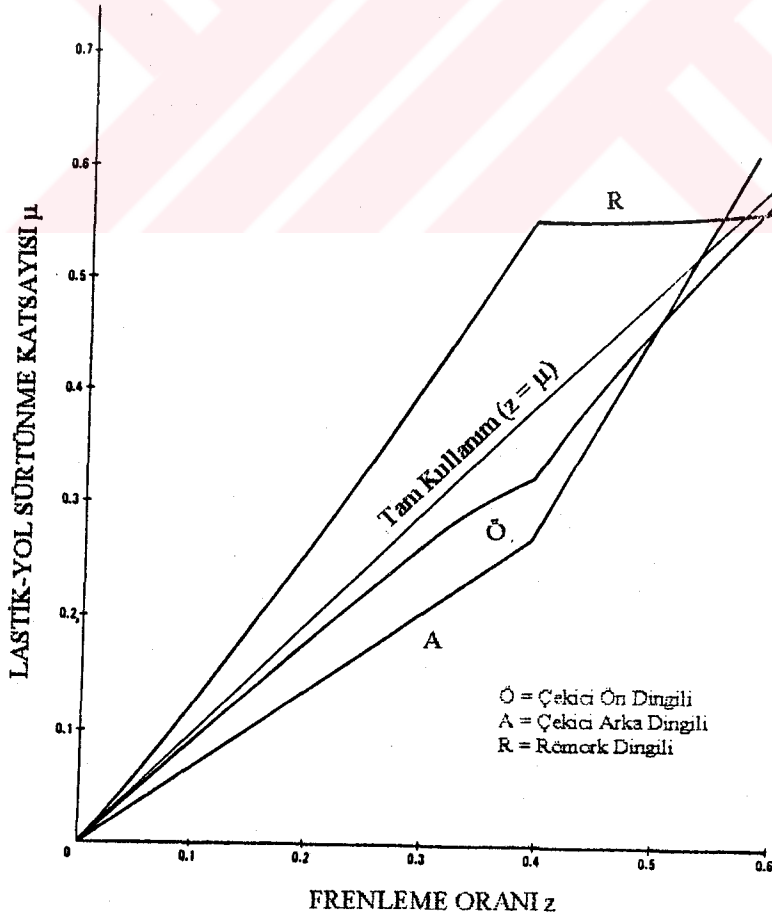
Şekil 1.13 Sistematik fren kuvvet dağılımı, Durum 3 ve 4



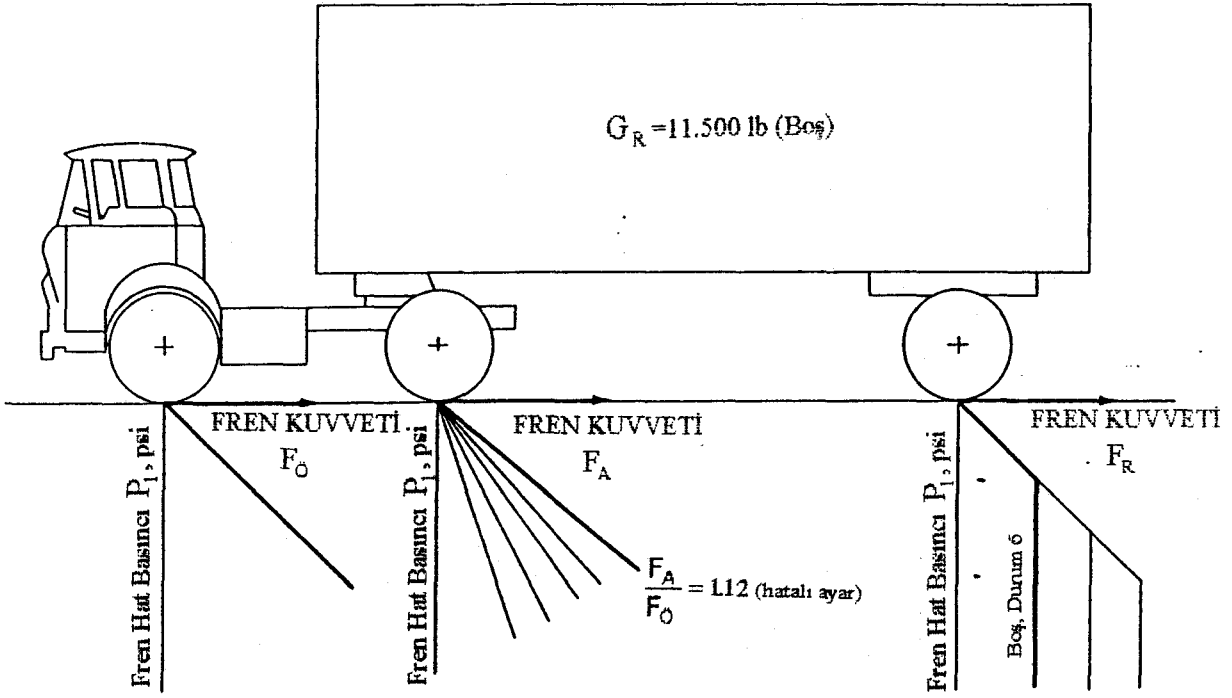
Şekil 1.14 Lastik-yol sürtünme kullanımı, Durum 3 ve 4



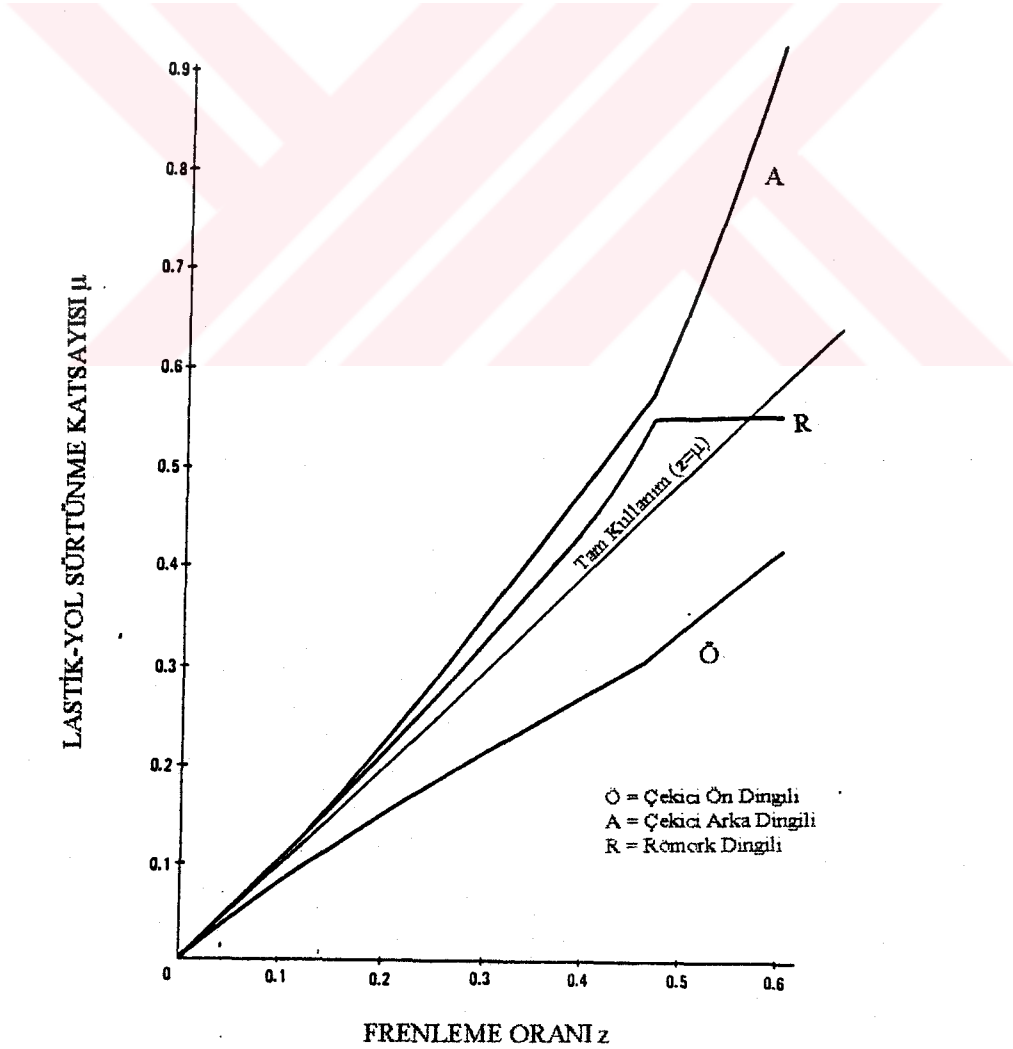
Şekil 1.15 Sistematik fren kuvvet dağılımı, Durum 5



Şekil 1.16 Lastik-yol sürtünme kullanımı, Durum 5



Şekil 1.17 Sistematik fren kuvvet dağılımı, Durum 6



Şekil 1.18 Lastik-yol sürtünme kullanımı, Durum 6

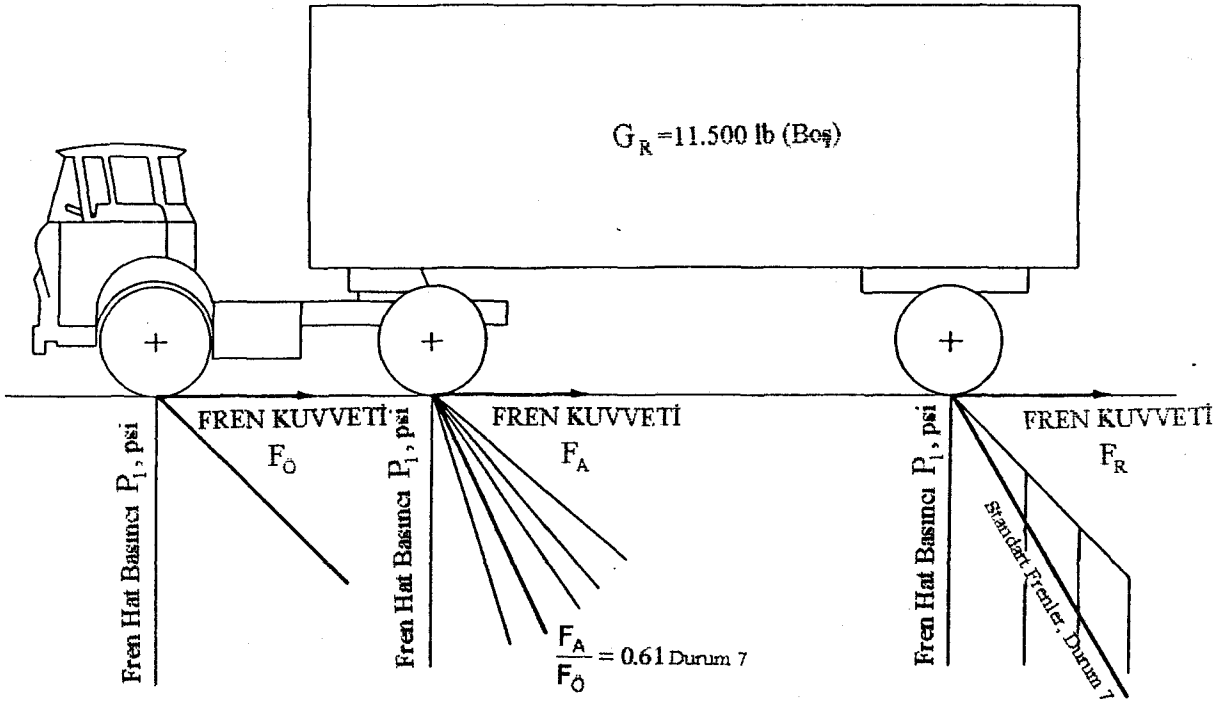
7. Durum 7: Boş kombinasyon taşıtı Şekil (1.19)' de gösterilmiş olduğu gibi boş duruma otomatik olarak ayarlanan çekici orantısal valfi ile donatılmıştır. Römork fren kuvveti, önceki durumlar gibi sınırlandırılmıştır. Römork fren kuvveti bir valf ile kontrol edilmemiştir. Şekil (1.20)' de gösterilen sürtünme kullanım hesaplarının sonuçları, her üç eğrinin optimum veya tam kullanım çizgisine yakınlığı ile gösterilmiş yaklaşık optimum frenlemeyi ispat eder.

8. Durum 8: Yüklü durumda çekici arka dingil valf ayarı ile yüklü taşıt frenlenmiştir. Römork dingili kontrol edilmemiştir ve Şekil (1.21)' de gösterilen fren kuvveti meydana gelir, yani fren kuvveti bir önceki durum ile aynıdır. Şekil (1.22)' de gösterilmiş olduğu gibi, 0.43g' den düşük frenleme ivmesi değerleri için ön dingil aşırı frenlemeye yönelir. Her ne kadar ön dingilin kilitlenmesi sürücü tarafından direksiyon düzeltmelerine izin vermeyeceksede kombinasyon kararlı olarak düz ileriye seyir halinde kalır. Frenleme ivmesinin 0.43g değerinin üzerindeki değerlerde çekici arka dingilinin aşırı frenleme tehlikesi vardır.

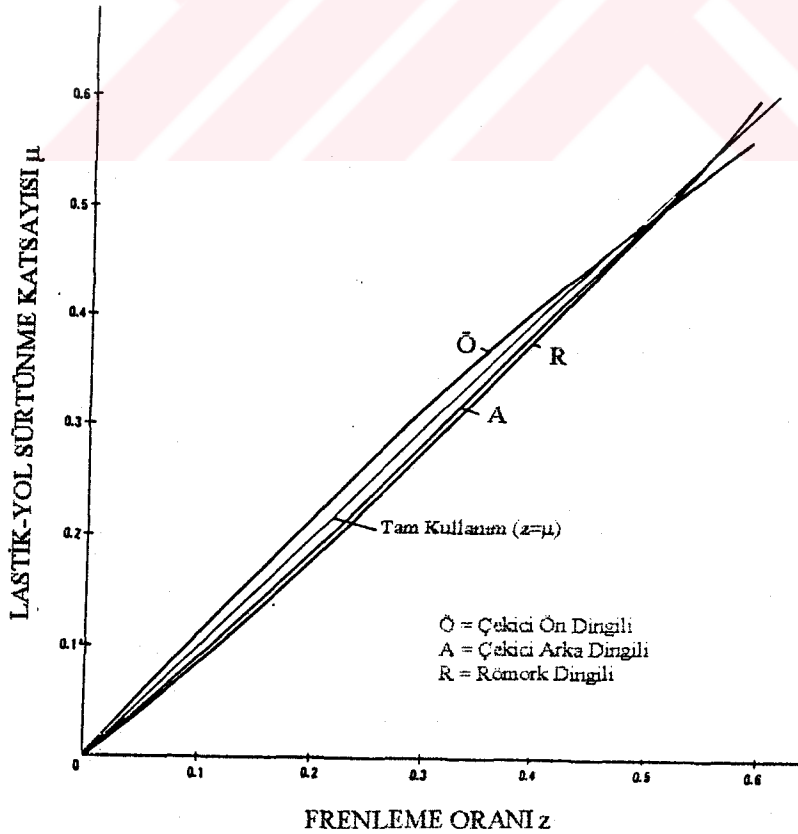
Bir çok çekici ön dingil fren hat basıncı otomatik sınırlayıcı valf ile donatılmıştır. Çekici ön dingilinin statik yüklü/boş oranı 1.4' den büyük ise çekici ön dingilinin fren kuvvet ayarı yardımıyla frenleme performansında gelişmeler elde edilebilir. Eğer yüklü/boş oranı 1.4' den düşük ise sadece çekici arka ve römork dingili ayarlanmış olmalıdır.

Yol testleri şunu göstermiştir: Kuru yol yüzeylerinde yüklü kombinasyon frenlemesi ile 0.5g' den düşük frenleme ivmesi değerlerinde tekerleklerin kilitlenmediği durumda çekici- yarı römork kombinasyonunun dingilleri arası uygun fren kuvvet dağılımı elde edilmiştir. Bu fren kuvvet dağılımı, boş kombinasyon ile birlikte genel olarak kabul edilebilir frenleme performansı sağlar. Bununla birlikte bazı dingiller 0.5g frenleme ivmesinin altında kilitleniyorsa, yük bağımlı fren kuvvet dağılımının avantajları tamamen kullanılmamıştır.

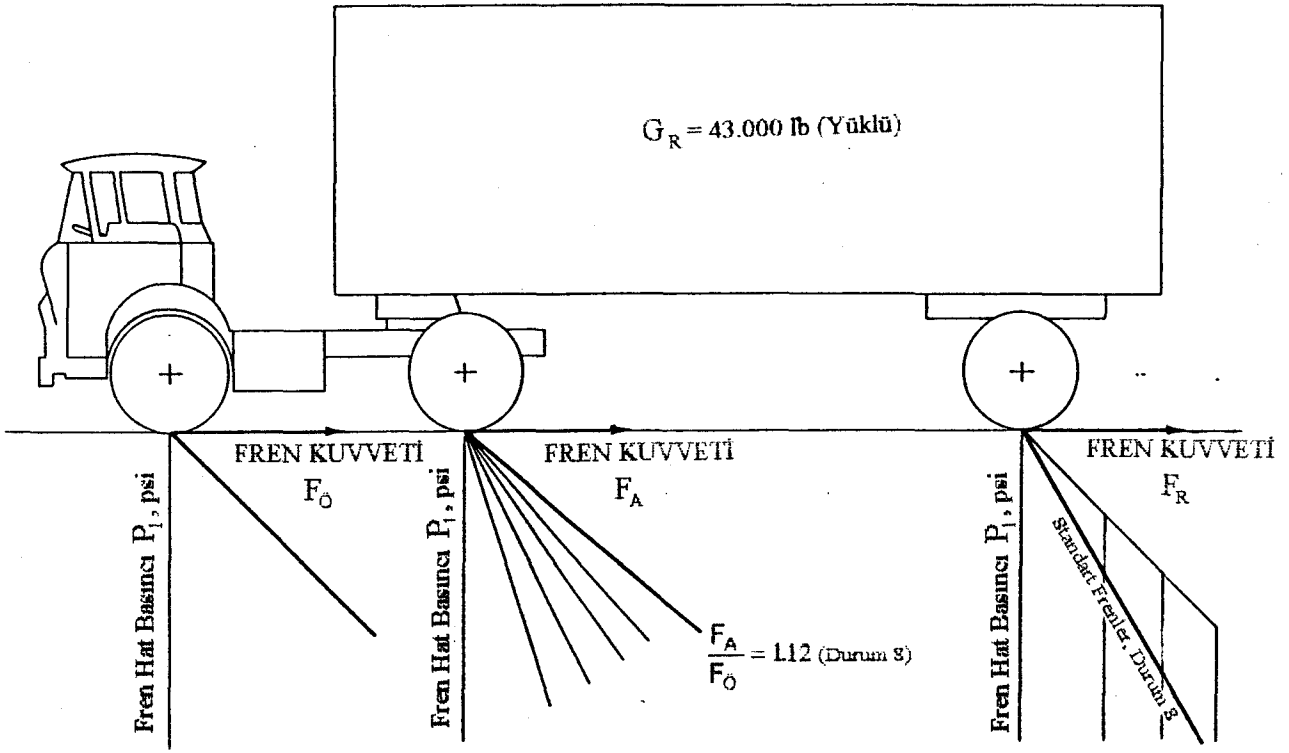
Elle kumandalı veya otomatik yük bağımlı orantısal valflerin tekerlek kilitlenmesine izin vermesinden dolayı, tekerlek kilitlenmesini içeren frenleme süresince kombinasyonun stabilitesi ve kumanda yönünün başarılabilmesi için ABS fren sistemi kullanılmalıdır.



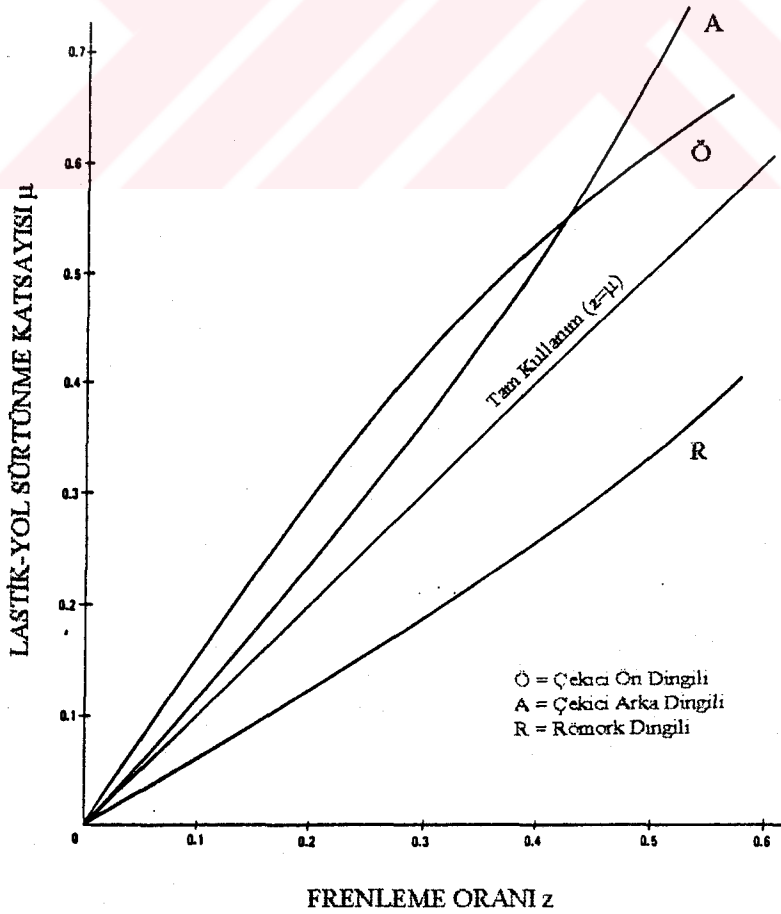
Şekil 1.19 Römork dingilindeki standart frenler ve çekici arka dingilindeki orantısız valfler ile sistematik fren kuvvet dağılımı



Şekil 1.20 Lastik yol sürtünme kullanımı, Durum 7



Şekil 1.21 Sistematik fren kuvvet dağılımı; Durum 8



Şekil 1.22 Lastik-yol sürtünme kullanımı, Durum 8

1.5 Tandem Dingilli Kombinasyon Taşıtlarının Frenleme Dinamiği

1.5.1 İki Yaprak Yay Süspansiyonlu Römork ve Çekici Kombinasyonu

Frenleme yapan çekici-yarı römork kombinasyonuna etki eden kuvvetler Şekil (1.23)'de görülmektedir. Aerodinamik hava direnci ve yay sürtünmesinin ihmal edilerek kombinasyona kuvvet ve moment dengesinin uygulanmasıyla aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

Çekici:

$$X \cdot z_1 \cdot L_1 + Y \cdot (1-y) \cdot L_1 - G_{\text{rö}} \cdot L_1 + G_{\text{ç}} \cdot (1-B_1) \cdot L_1 + G_{\text{ç}} \cdot z \cdot H_1 \cdot L_1 = 0 \quad , \quad \text{Ncm} \quad (1.49)$$

$$G_{\text{rö}} + G_{\text{fa}} - G_{\text{ç}} - Y = 0 \quad , \quad \text{Ncm} \quad (1.50)$$

Römork:

$$G_{\text{sr}} \cdot z - X - X_1 - X_3 = 0 \quad , \quad \text{N} \quad (1.51)$$

$$Y + Y_1 + Y_2 + Y_3 - G_{\text{sr}} = 0 \quad , \quad \text{N} \quad (1.52)$$

$$G_{\text{sr}} \cdot z \cdot (H_2 - z_2) \cdot L_2 + (X_1 + X_3) \cdot (z_1 \cdot L_1 - v) + Y_1 \cdot (L_2 - c - b) + Y_2 \cdot L_2 + Y_3 \cdot (L_2 + d + b) - G_{\text{sr}} \cdot B_2 \cdot L_2 = 0 \quad , \quad \text{Ncm} \quad (1.53)$$

Römork ön dingili:

$$X_1 - F_{\text{rö}} + w_0 \cdot z = 0 \quad , \quad \text{N} \quad (1.54)$$

$$G_{\text{rö}} - Y_1 - Y_2 \cdot \frac{d}{(c+d)} - w_0 = 0 \quad , \quad \text{N} \quad (1.55)$$

$$X_1 \cdot v + \left[Y_1 - Y_2 \cdot \frac{d}{(c+d)} \right] \cdot \frac{b}{2} + z \cdot w_0 \cdot u = 0 \quad , \quad \text{Ncm} \quad (1.56)$$

Römork arka dingili:

$$X_3 - F_{\text{ra}} + z \cdot w_A = 0 \quad , \quad \text{N} \quad (1.57)$$

$$G_{\text{ra}} - Y_3 - Y_2 \cdot \frac{c}{(c+d)} - w_A = 0 \quad , \quad \text{N} \quad (1.58)$$

Dinamik normal dingil yükleri:

Çekici ön dingili:

$$G_{iO} = G_{\zeta} \cdot (1 - B_1 + z \cdot H_1) + Y \cdot (1 - y + z \cdot z_1) , \quad N \quad (1.60)$$

$$X = z \cdot Y , \quad N$$

Çekici arka dingili:

$$G_{iA} = G_{\zeta} \cdot (B_1 - z \cdot H_1) + Y \cdot (y - z \cdot z_1) , \quad N \quad (1.61)$$

Römork ön dingili:

$$G_{rRO} = \frac{Y_2 \cdot b \cdot d}{(c+d) \cdot \left[\frac{b}{2} + z \cdot v \right]} + w_O - \frac{w_O \cdot u \cdot z}{\frac{b}{2} + z \cdot v} , \quad N \quad (1.62)$$

Römork arka dingili:

$$G_{rRA} = \frac{Y_2 \cdot b \cdot c}{(c+d) \cdot \left[\frac{b}{2} - z \cdot v \right]} + w_A + \frac{w_A \cdot u \cdot z}{\frac{b}{2} - z \cdot v} , \quad N \quad (1.63)$$

Beşinci teker kavrama mili üzerindeki dikey kuvvet Y:

$$Y = G_{SR} - Y_2 \cdot \left\{ \frac{d \cdot \left[\frac{b}{2} - z \cdot v \right]}{(c+d) \cdot \left[\frac{b}{2} + z \cdot v \right]} + \frac{c \cdot \left[\frac{b}{2} + z \cdot v \right]}{(c+d) \cdot \left[\frac{b}{2} - z \cdot v \right]} + 1 \right\} + \left[\frac{w_O \cdot u}{\frac{b}{2} + z \cdot v} - \frac{w_A \cdot u}{\frac{b}{2} - z \cdot v} \right] \cdot z , \quad N \quad (1.64)$$

Tandem süspansiyonu üzerindeki dikey kuvvet Y_2 :

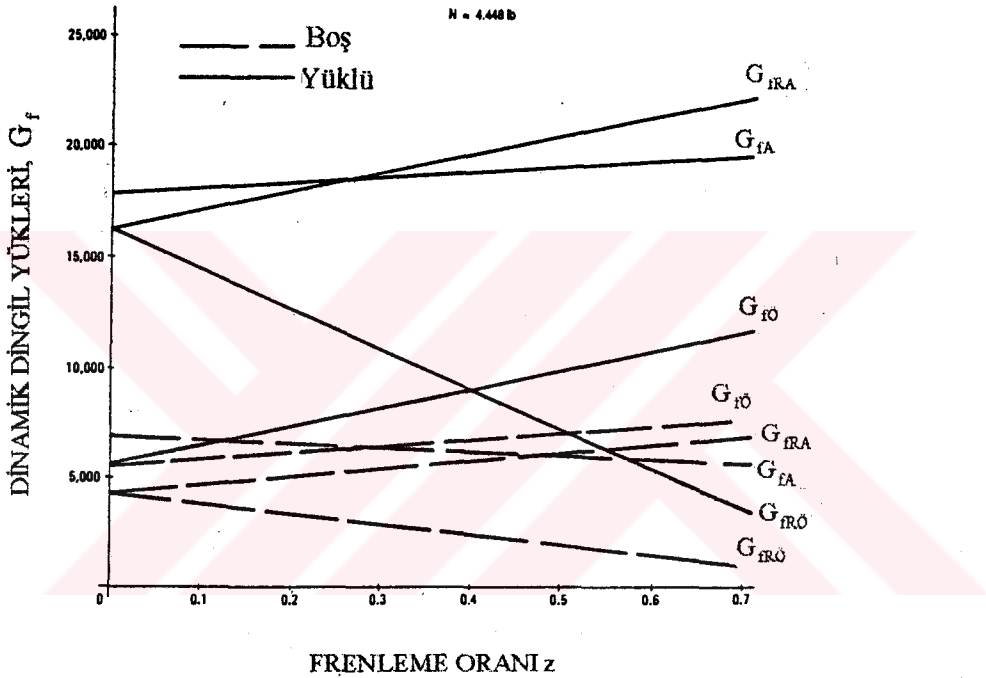
$$Y_2 = \frac{G_{SR} \cdot L_2 \cdot [B_2 - z \cdot (H_2 - z_2)] + T \cdot z}{M} , \quad N \quad (1.65)$$

$$T = \frac{w_O \cdot u}{\left[\frac{b}{2} + z \cdot v \right]} \cdot [(z_1 \cdot L_1 - v) \cdot z + L_2 - c - b] - \frac{w_A \cdot u}{\left[\frac{b}{2} - z \cdot v \right]} \cdot [(z_1 \cdot L_1 - v) \cdot z + L_2 + d + b] , \quad N \quad (1.66)$$

$$\begin{aligned}
M = & d / (c + d) \left[(z_1 \cdot L_1 - v) \cdot z + L_2 - c - b \right] \left\{ \left[(b/2) - z \cdot v \right] / \left[(b/2) + z \cdot v \right] \right\} \\
& + c / (c + d) \left[(z_1 \cdot L_1 - v) \cdot z + L_2 + d + b \right] \left\{ \left[(b/2) + z \cdot v \right] / \left[(b/2) - z \cdot v \right] \right\} \\
& + (z_1 \cdot L_1 - v) \cdot z + L_2, \quad \text{cm}
\end{aligned} \tag{1.67}$$

Tandem dingilli römork ve çekiciden oluşan kombinasyonun dinamik dingil yükleri Şekil 1.24’ de görülmektedir. Şeklin incelenmesinden anlaşıldığı gibi, frenlemenin artması ile römork süspansiyonunun ön dingil yükü azalacaktır.

Frenleme performans diyagramı Şekil 1.25’ de gösterilmiştir. Bu şekil, pedal kuvveti, boş ve yüklü durum için fren hat basıncı ve sürtünme kullanımı arasındaki ilişkiyi gösterir. Gösterilen test değerleri teori ile ölçümler arasındaki iyi ilişkiyi göstermektedir.



Şekil (1.24) Çekici-yarı römork kombinasyonu için dinamik dingil yükleri

1.5.2 Dengeleme kolu süspansiyonlu römork ve çekici kombinasyonu

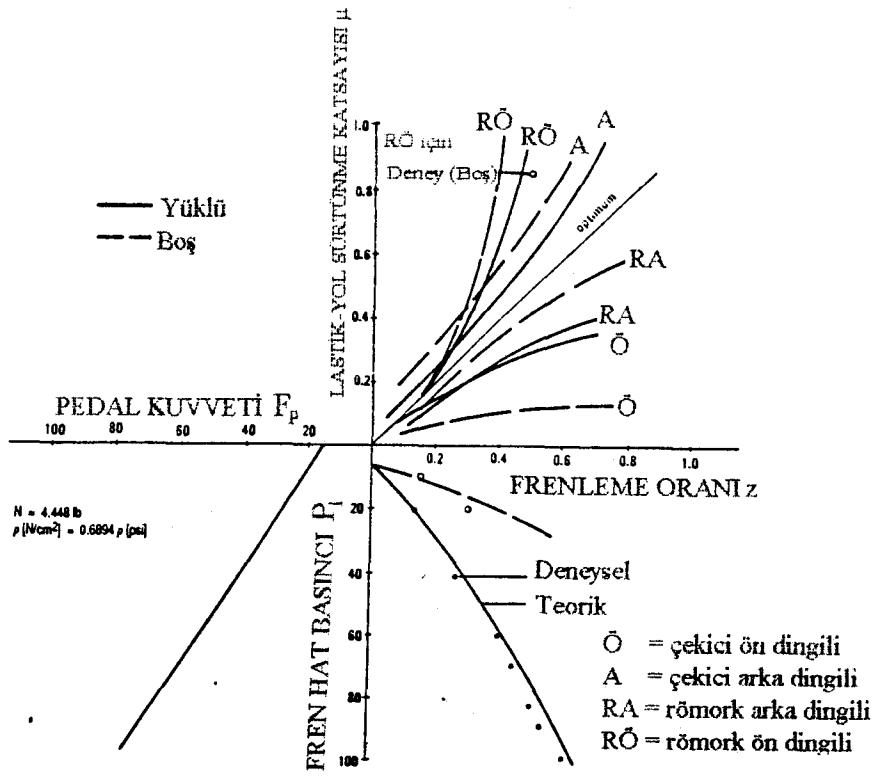
Kullanılan terimler Şekil (2.26)’ da gösterilmiştir. Kombinasyon taşıtına denge şartlarının uygulanması sonucunda dinamik normal dingil yükleri bulunur.

Çekici ön dingili:

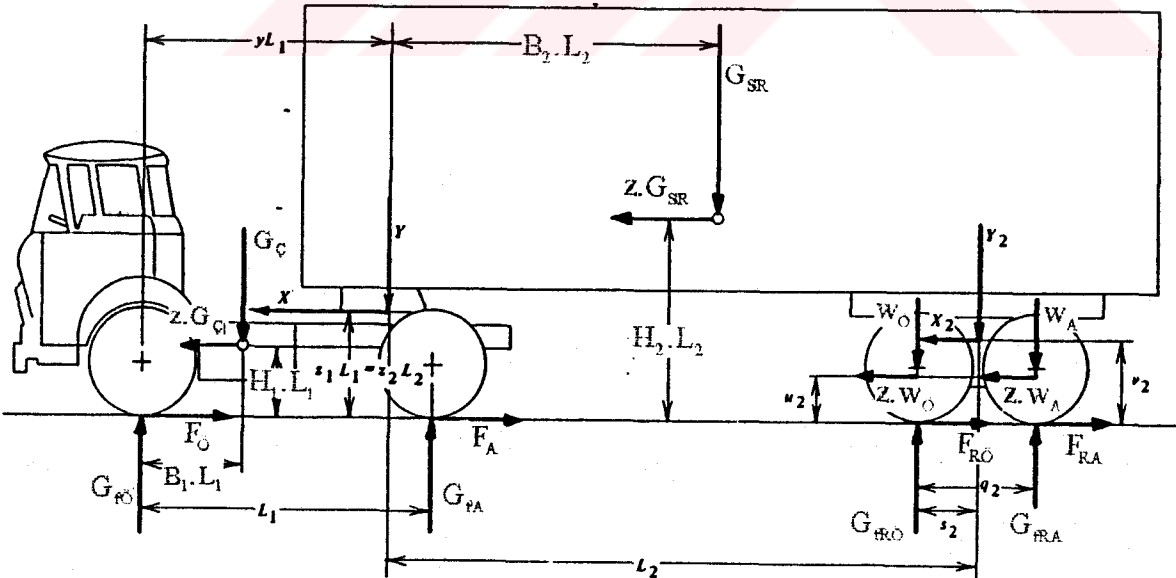
$$G_{r0} = G_{\zeta} \cdot (1 - H_1 + z \cdot H_1) + Y \cdot (1 - y + z \cdot z_1), \quad N \tag{1.68}$$

Çekici arka dingili:

$$G_{fA} = G_{\zeta} + Y - G_{r0}, \quad N \tag{1.69}$$



Şekil (1.25) Çekici-yarı römork kombinasyonunun frenleme performans diyagramı



Şekil (1.26) Dengeleme kolu süspansiyonlu römork ve çekici kombinasyonuna etki eden kuvvetler

Römork arka dingili:

$$G_{\text{RA}} = \frac{[Y_2 \cdot s_2 + w_A \cdot q_2 - z \cdot u_2 \cdot (w_O + w_A) - X_2 \cdot v_2]}{q_2}, \quad \text{N} \quad (1.70)$$

Römork ön dingili:

$$G_{\text{RO}} = Y_2 + w_O + w_A - G_{\text{RA}}, \quad \text{N} \quad (1.71)$$

$$X_2 = F_{\text{RO}} + F_{\text{RA}} - z \cdot (w_O + w_A), \quad \text{N} \quad (1.72)$$

$$X = G_{\text{SR}} \cdot z - X_2, \quad \text{N} \quad (1.73)$$

$$Y_2 = \frac{[G_{\text{SR}} \cdot B_2 \cdot L_2 - G_{\text{SR}} \cdot z \cdot (H_2 - z_2) \cdot L_2 - X_2 \cdot z_1 \cdot L_1 \cdot v_2]}{L_2}, \quad \text{N} \quad (1.74)$$

$$Y = G_{\text{SR}} - Y_2, \quad \text{N} \quad (1.75)$$

F_{RO} = yarı römork tandem ön dingilinin gerçek fren kuvveti, N

F_{RA} = yarı römork tandem arka dingilinin gerçek fren kuvveti, N

q_2, s_2, u_2, v_2 = tandem dingil boyutları

X_2 = yatay süspansiyon kuvveti, N

w_O = tandem ön dingil ağırlığı, N

w_A = tandem arka dingil ağırlığı, N

1.5.3 İki Yaprak Yay Süspansiyonlu Römork ve Dengeleme Kollu Çekici Kombinasyonu

Kullanılan terimler Şekil (1.27)' de görülmektedir. Dinamik normal dingil yükleri:

Çekici ön dingili:

$$G_{\text{RO}} = G_{\text{SC}} + Y - Y_4, \quad \text{N} \quad (1.76)$$

Çekici tandem arka dingili:

$$G_{\text{RA}} = \frac{[Y_4 \cdot s_1 - X_4 \cdot v_1 + (w_{\text{O}} + w_{\text{A}}) \cdot z \cdot u_1 + w_{\text{A}} \cdot q_1]}{q_1}, \quad \text{N} \quad (1.77)$$

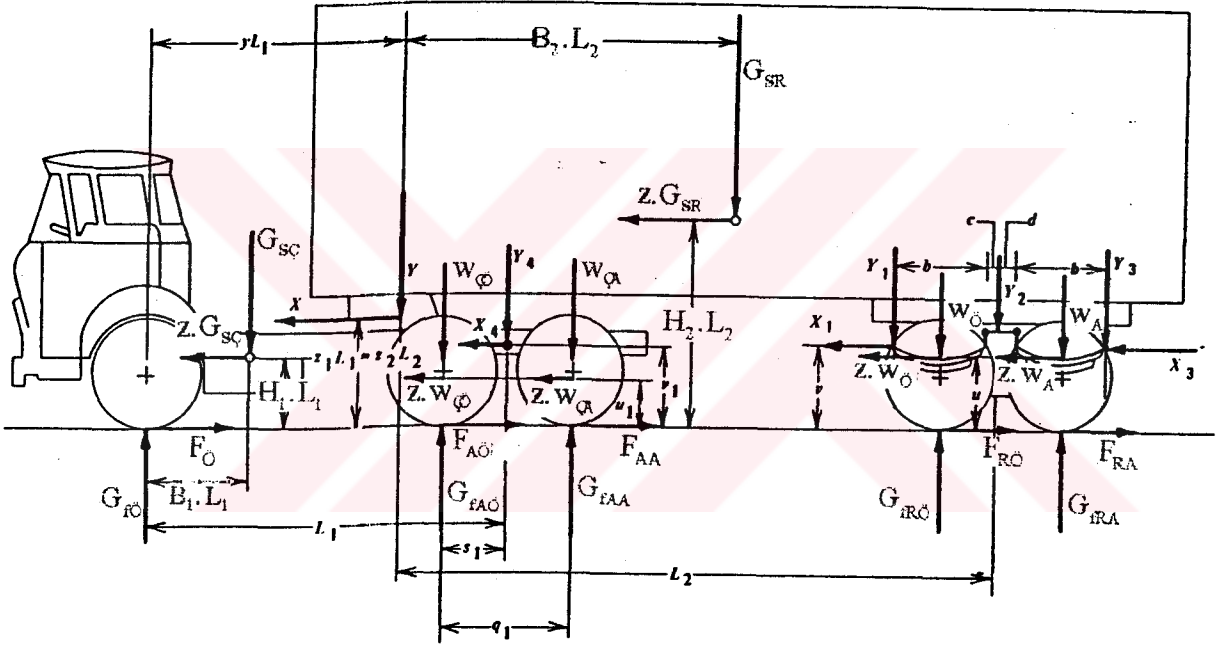
Çekici tandem ön dingili:

$$G_{\text{RO}} = Y_4 + w_{\text{O}} + w_{\text{A}} - G_{\text{RA}}, \quad \text{N} \quad (1.78)$$

$$X_4 = F_{A0} + F_{AA} - z \cdot (w_{\phi} + w_{\alpha}) \quad , \quad N \quad (1.79)$$

$$Y_4 = \frac{[G_{S\phi} \cdot B_1 \cdot L_1 + y \cdot Y \cdot L_1 - (z \cdot G_{SR} - F_{R0} - F_{RA}) \cdot z_1 \cdot L_1 - z \cdot G_{S\phi} \cdot H_1 \cdot L_1 + X_4 \cdot v_1]}{L_1} \quad , \quad N \quad (1.80)$$

- q_1 = tandem dingil boyutu, cm
 s_1 = tandem dingil boyutu, cm
 $G_{S\phi}$ = çekici ağırlığı - tandem dingil ağırlığı
 w_{α} = çekici tandem arka dingil ağırlığı, N
 w_{ϕ} = çekici tandem ön dingil ağırlığı, N

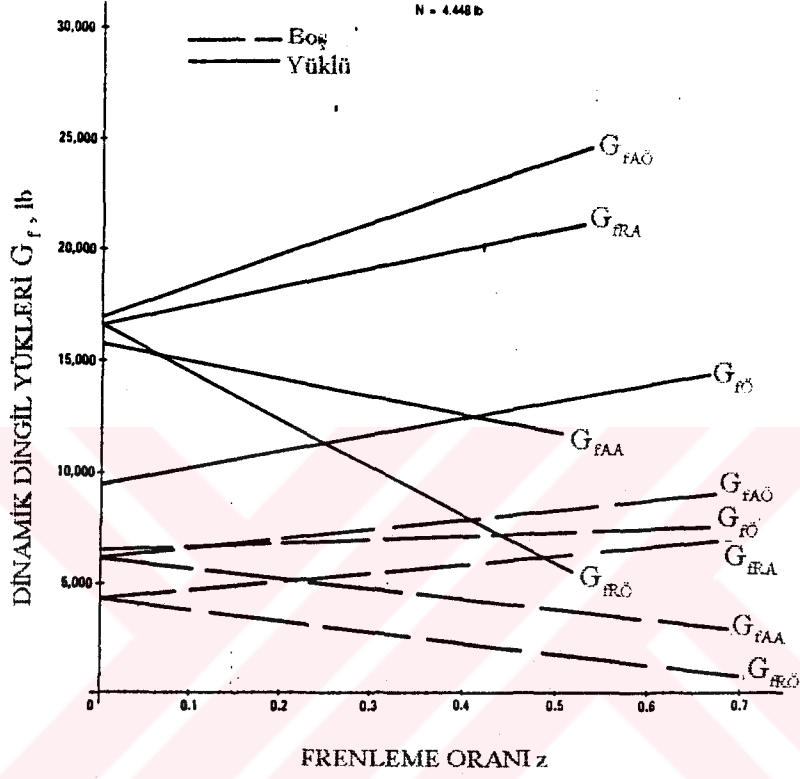


Şekil (1.27) Tandem dingilli çekici - tandem dingilli yarı römork kombinasyonuna etki eden kuvvetler

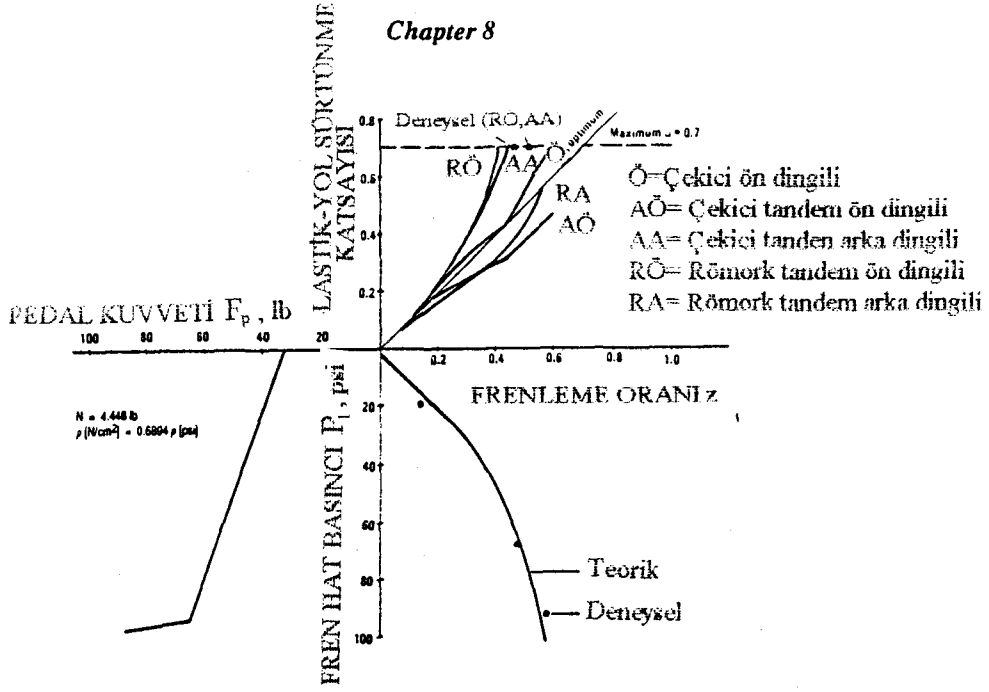
Normal römork dingil yükleri, bir tandem dingilli römorka bağlantılı iki dingilli bir çekici için Bölüm 1.5.1' de çıkarılmış olduğu gibi, (1.62) ve (1.63) Eşitliklerinden hesaplanabilir.

Dengeleme kolu süspansiyonlu çekici ve iki yaprak yaylı tandem dingilli kombinasyon taşıtına frenleme performans hesaplarının uygulanması neticesinde dinamik dingil yükleri, frenleme performansı ve frenleme verimleri Şekil (1.28), (1.29) ve (1.30)' da gösterilmiştir. Taşıt için verilmiş test değerleri frenleme performansı ve frenleme verimi diyagramlarında gösterilmiştir.

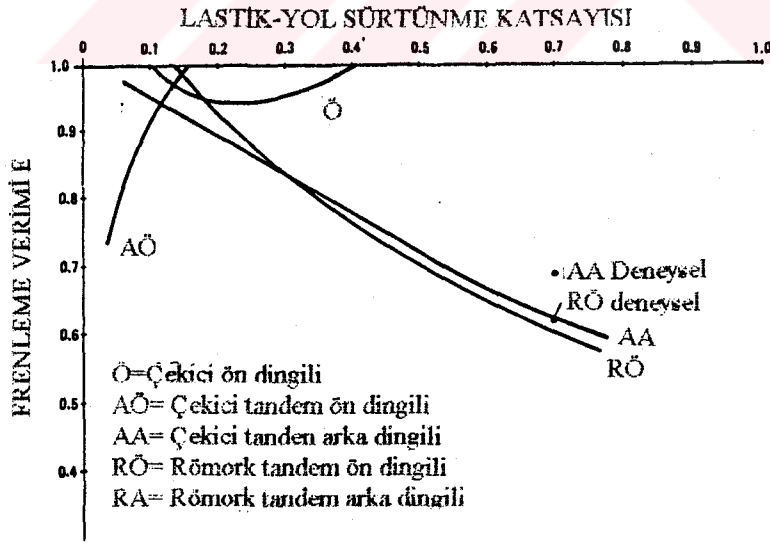
Teorik sonuçlar tandem dingilleri üzerinde önemli yük transferlerinin meydana geldiğini ispat eder. Analizler şunu göstermiştir: Şekil (1.31) (B)' de gösterilmiş olduğu gibi tandem dingil dizaynları için Şekil (1.32)' de gösterilen dizayn ölçüsü "v" nin azalması ile ön ve arka dingiller arası yük transfer oluşumu azalabilir.



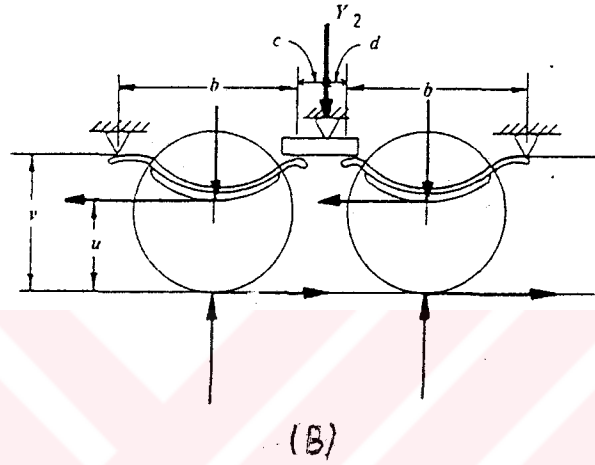
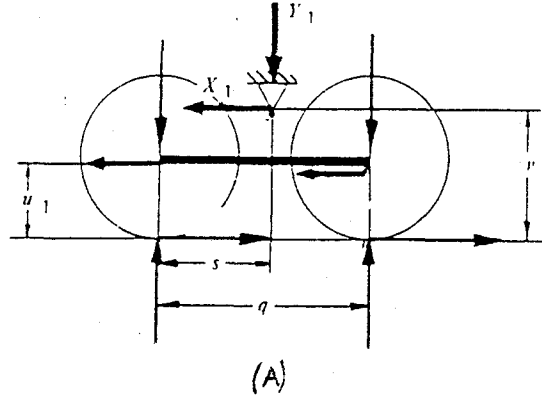
Şekil (1.28) Tandem dingilli çekici - tandem dingilli yarı römork kombinasyonu için dinamik dingil yükleri



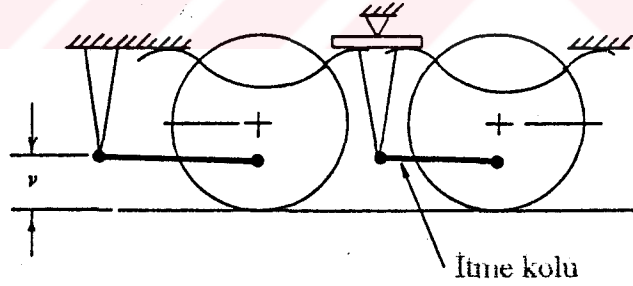
Şekil (1.29) Yüklü tandem dingilli çekici - tandem dingilli yarı römork kombinasyonu için frenleme performans diyagramı



Şekil (1.30) Tandem dingilli çekici - tandem dingilli yarı römork kombinasyonu için frenleme verim diyagramı



Şekil (1.31) Tandem dingil süspansiyonları



Şekil (1.32) İki yaprak /iki rod süspansiyonu

1.5.4 Tandem Dingilleri İle Donatılmış Römork-Çekici Kombinasyonu İçin Değişken Fren Kuvvet Dağılımı

Orantısal frenleme sistemi ile elde edilen frenleme performansındaki gelişmelerin saptanması için lastik-yol sürtünme kullanım hesapları yapılmıştır. Dengeleme kolu süspansiyonlu çekici, iki yaprak yaylı tandem dingilli yarı römorka bağlantılıdır. Örnek taşıt için kullanılan değerler Tablo (1.2)' de gösterilmiştir.

Standart frenler ile donatılmış taşıt kombinasyonu için lastik-yol sürtünme kullanım hesaplarının sonuçları boş ve yüklü durum için sırasıyla Şekil (1.33) ve Şekil (1.34)' de gösterilmiştir. Boş durum için Şekil (1.33)' de gösterilen eğrilerin incelenmesi şunu gösterir: Römorkun tandem ön dingili ve çekicinin tandem arka dingili aşırı frenlenir. Çekicinin tandem ön dingili ve römorkun tandem arka dingili frenleme ivmesinin geniş bir alanında iyi sürtünme kullanımı gösterir.

Tablo 1.2 Çekici-yarı römork değerleri

Çekici:	$W_1 = 71.969 \text{ N}$
	$L_1 = 406 \text{ cm}$
	$H_1 = 0.22$
	$B_1 = 0.40$
Römork	$W_2 = 70.946 \text{ N (boş)}$
	$= 279.423 \text{ N (yüklü)}$
	$L_2 = 993 \text{ cm}$
	$H_2 = 0.154 \text{ (boş ve yüklü)}$
	$B_2 = 0.58 \text{ (boş), } 0.57 \text{ (dolu)}$
Frenler:	Çekici ön dingilinde fren yok
	Çekici tandem dingili:
	$A_c = 194 \text{ cm}^2 : BF = 2.3 : \rho = 5.5 : r = 20.96 \text{ cm} :$
	Römork tandem dingili:
	$BF = 1.9$ olması haricinde çekici frenleri ile aynıdır.

$BF = \text{Fren faktörü} = \text{Kampana sürtünme kuvveti} / \text{Tek papuça uygulanan kuvvet}$

$A_c = \text{Fren silindir alanı}$

$r = \text{Kampana veya disk efektif yarıçapı}$

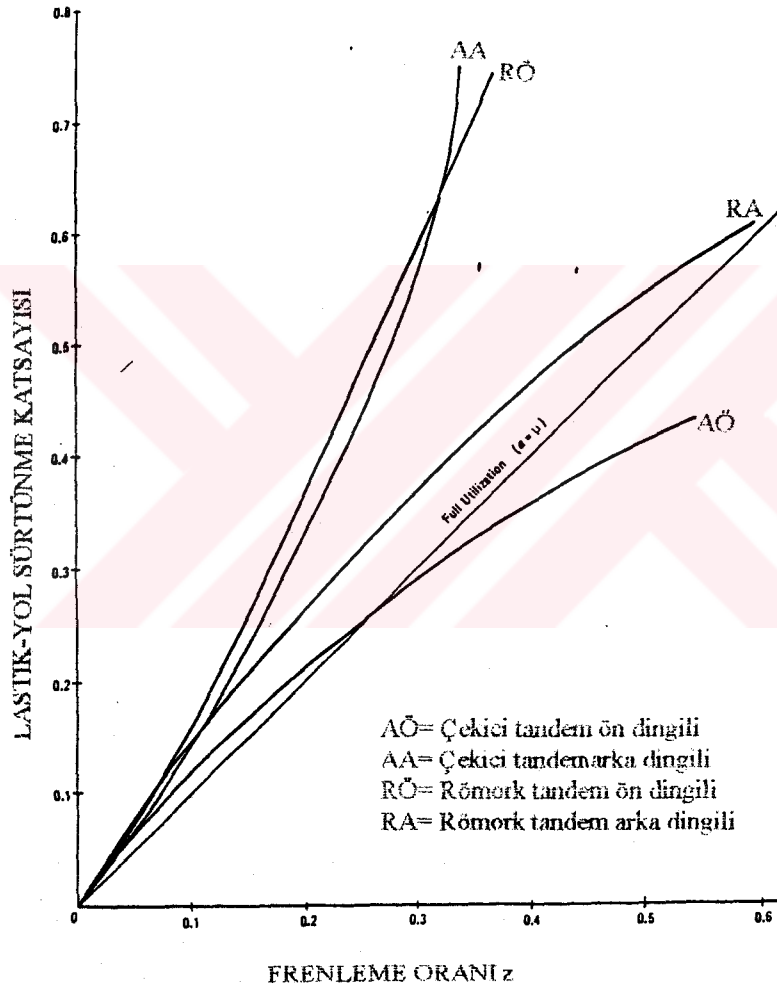
$\rho = \text{Fren papucu ve fren silindir hücresi arasındaki faydalanma kazancı}$

$\eta_m = \text{Fren kazancı ve fren silindir hücresi arasındaki mekanik verim}$

Şekil (1.34)' de gösterilen yüklü durum için lastik yol sürtünme kullanım eğrilerinin incelenmesi şunu gösterir: Çekicinin tandem arka dingili ve römorkun ön dingili düşük sürtünme kullanımından dolayı zamanından evvel kilitlenir. Örneğin lastik-yol sürtünme katsayısı=0.6 için lastiklerin kilitlenmediği durumda frenleme ivmesi 0.3g' den büyük olamaz.

Dönme esnasındaki lastik yan kuvvetleri ve frenleme, diğer tandem dingillerindeki normal dingil yüklerinin azalmasından dolayı çekici tandem ön dingili ve römork tandem arka dingili ile meydana getirilmelidir. Yüklü taşıtın Şekil (1.34)' deki lastik-yol sürtünme eğrileri ile boş taşıtın Şekil (1.33)' deki eğrilerinin karşılaştırılması şunu gösterir: Boş durumda römork tandem arka dingili aşırı frenlenir. Kiritik römork arka dingilinin zamanından evvel kilitlenmesinden dolayı oluşan römork sallantısını önlemek için yük hassasiyetli orantılayıcı, römork tandem arka dingili üzerinde toplanmış olan fren kuvvetini azaltmalıdır. Çekici ön dingiline fren uygulamayan eski standart fren sisteminin relative

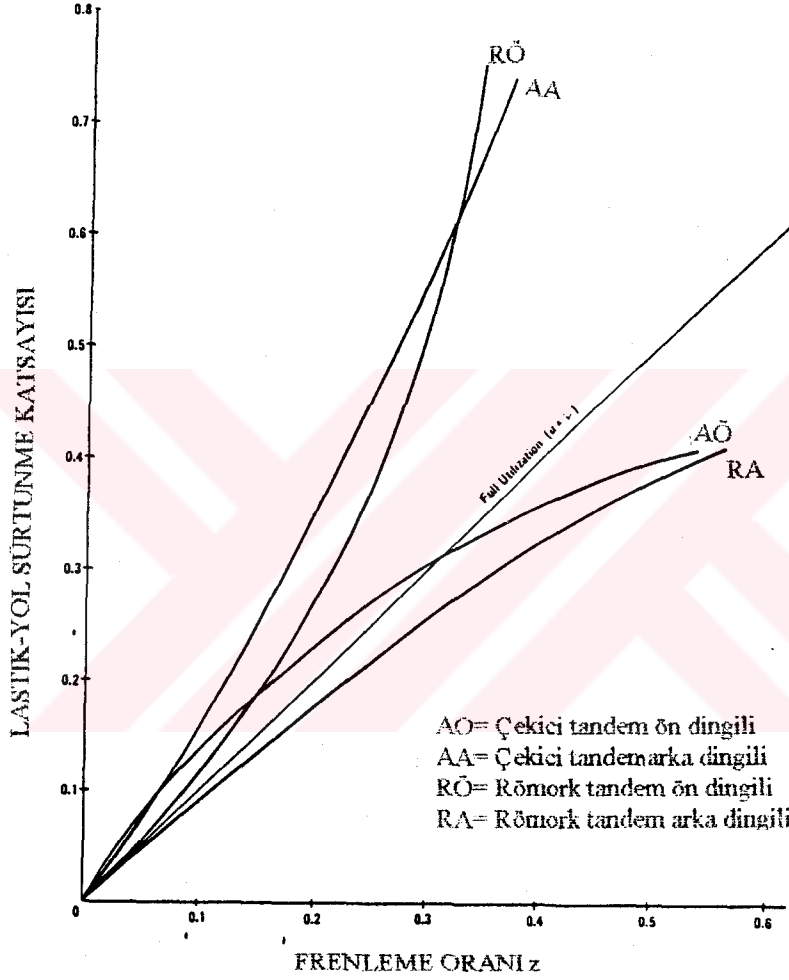
fren kuvvet dağılımı önden arkaya; %27, % 27 , % 23 ve %23' tür. Boş taşıt kombinasyonu için orantısal fren kuvvet analizlerinin sonuçları Şekil (1.35)' de gösterilmiştir. Orantısal fren kuvvet dağılımı önden arkaya, %40, %20, %20, %20' dir. Şekil (1.35)' in incelenmesinden şu anlaşılır: Römork ön dingili daima aşırı frenlenirken çekici tandem arka dingili 0.17g frenleme ivmesinin üstünde aşırı frenlenir. Römorkun potansiyel salınımını minimize edecek yeterli lastik yan kuvveti sonucunda römork arka dingili, 0.5g frenleme ivmesine kadar optimum' a yakın frenleme yapar. Çekici tandem ön dingili, 0.58g frenleme ivmesi değerinin altında çekici tandem ön dingili hafifçe aşırı frenlenir.



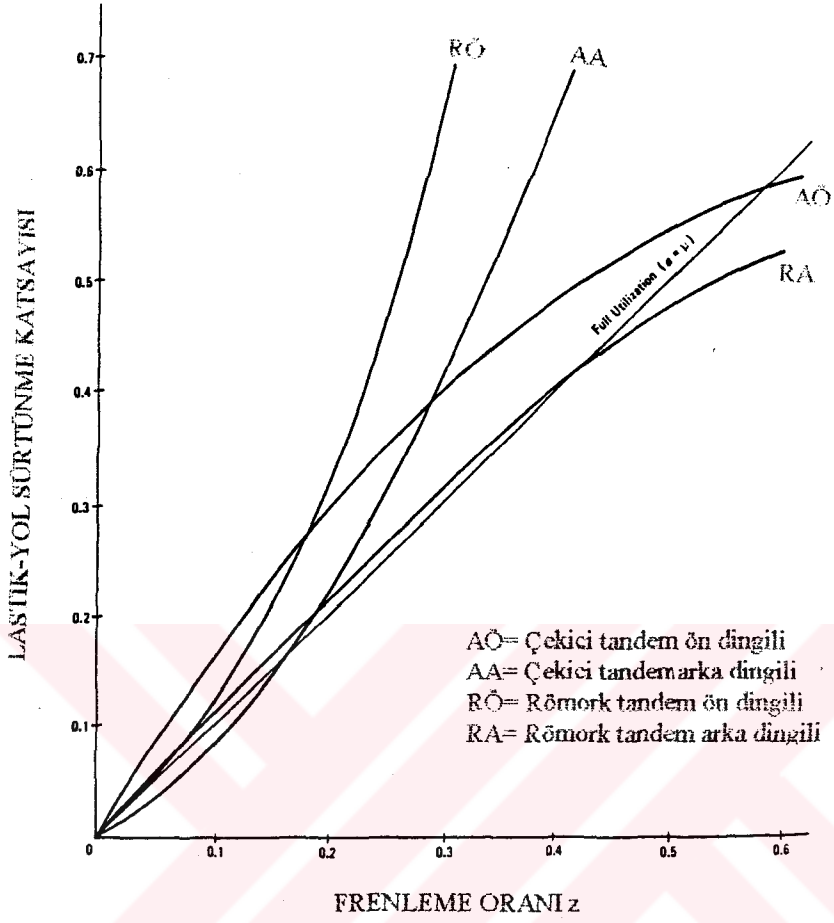
Şekil (1.33) Standart frenli, tandem dingilli çekici ve tandem dingilli yarı römork kombinasyonu (boş) için lastik-yol sürtünme kullanımı (Ön frenler yok)

Çekicinin ön dingiline fren uygulamaksızın değişik orantısal fren kuvvet dağılımından yol-lastik sürtünme kullanımında önemli gelişmeler beklenemez. Orantısal fren kuvvet dağılımı %17, %25, %20, %19 ve % 19 için çekici ön dingil frenlemesinin etkileri Şekil (1.36)' da boş taşıt için gösterilmiştir. Şekil (1.36)' nun incelenmesinden şu anlaşılır:

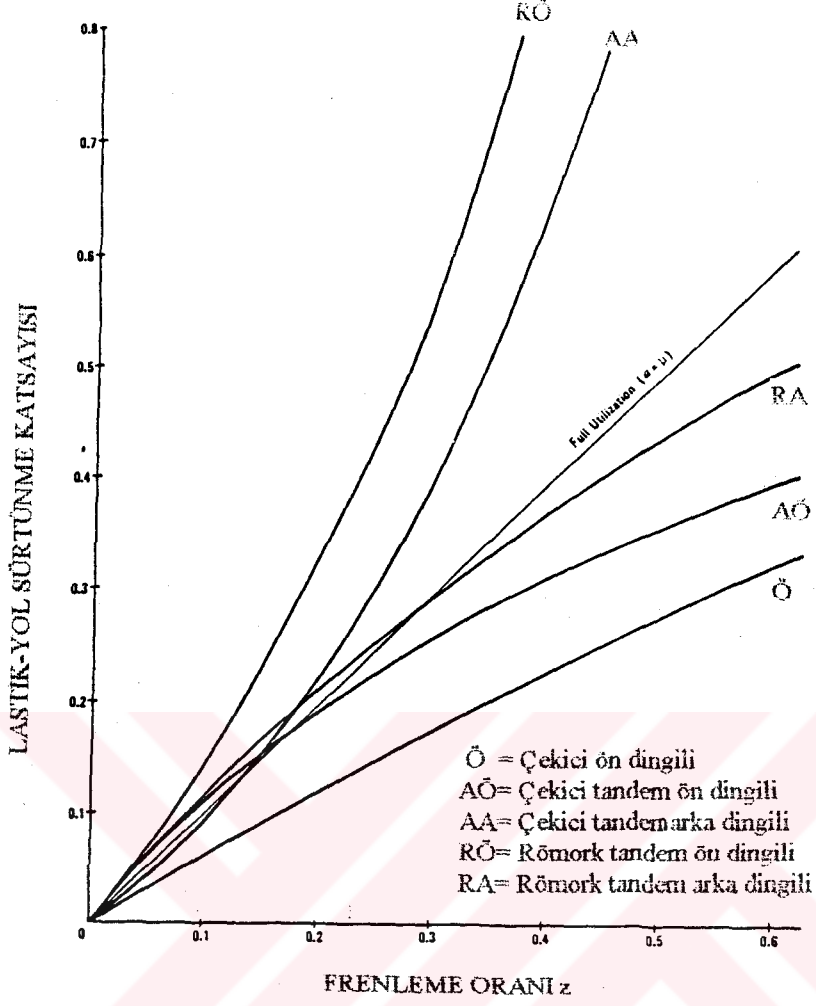
Çekici tandem ön dingili ve römork arka dingili (taşıt kombinasyon stabilitesi için her iki kritik) 0.3g' den düşük frenleme ivmesi değerleri için optimum'a yakın ve daha büyük frenleme ivmesi değerleri için römork arka dingili hafifçe ve çekici ön dingili orta derecede aşırı frenlenir. Çekici ön dingili daima az frenlenir böylece arka tekerler kilitlemişken çekici istikameti muhafaza edilir.



Şekil (1.34) Standart frenli, tandem dingilli çekici ve tandem dingilli yarı römork kombinasyonu (yükli) için lastik-yol sürtünme kullanımı (Ön frenler yok)



Şekil (1.35) Orantılayıcı, tandem dingilli çekici ve tandem dingilli yarı römork kombinasyonu (boş) için lastik-yol sürtünme kullanımı (Ön frenler yok)



Şekil (1.36) Ön frenli ve orantılayıcı, , tandem dingilli çekici ve tandem dingilli yarı römork kombinasyonu (boş) için lastik-yol sürtünme kullanımı

SONUÇLAR

Yol ile lastik arasındaki kuvvet bağıntısı, araç frenlerinin tesirine esas olarak etki eder. Yol ile lastik arasındaki kuvvet bağıntısı, fren konstrüksiyonu ne kadar iyi olursa olsun tam olarak kullanılamaz.

Römorklu taşıtların fren analizleri iki dingilli taşıtlardan daha karmaşıktır. Çünkü çekici araç dingil yükleri toplamı çekici araç ağırlığına eşit değildir. Çekici araç dingil yükleri, römork frenleme ve yüklemesinin fonksiyonudur. Bir römork ve bir binek araçından oluşan kombinasyon taşıtında römork lastikleri ile yol arasında meydana gelen fren kuvveti, yatay bağlantı mafsalları kuvvetinin fonksiyonudur.

Üç dingilli çekici ve yarı römorktan oluşan kombinasyon için : Tüm yükleme ve yol sürünme durumları için her üç dingilin aynı zamanda kilitlenmesi mümkün olmayacağından dolayı dizayn mühendisi ilk önce hangi dingilin kilitleneceğine karar vermelidir. Taşıt stabilitesi, ilk önce çekici ön dingilinin ardından römork dingilinin ve son olarakta çekici arka dingilinin kilitlenmesini gerektirir. Avrupa dizayn uygulamaları ilk önce çekici ön dingil kilitlenmesine doğru yönelmişlerdir. ABD Trafik Güvenlik İdaresi, beş farklı araç ve birkaç sürücü ile yaptığı testlerde, en kısa mesafede durma ve dengeyi sağlama açısından (virajlı ve kaygan yolda iken bile) ilk önce ön frenlerin kilitlenmesi gerektiği sonucuna varmıştır.

Eğer kombinasyonun fren sistemi yüklü taşıt için optimum' a yakın dizayn edilmiş ise boş durum için zayıf performans gösterecektir. Ayrıca bir çekici değişik römorklar ile kullanılabilir. Her bir römorkun fren kuvveti ve yükleme konfigürasyonu farklıdır. Bu yüzden fren hat basıncını ayarlayan valflerin kullanılması ile değişken fren kuvvet dağılımı uygulanmalıdır.

KAYNAKLAR

Demirsoy M., 1991. "Motorlu Araçlar Cilt 2"

Reimpell J. , 1991. "Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen"

Society of Automotive Engineers, 1992. "Brake Design and Safety"



ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi : 01 Ocak 1973

Doğum Yeri : Siverek

Eğitim : 1987-1989 Pendik Lisesi

1990- 1994 Y.T.Ü Makina Fakültesi Makina Mühendisliği

1994- Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Makinaları

