

39517

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HİDROLİK FREN DÜZENLERİNDE BOYUTLANDIRMANIN OTOMATİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Aybar AYVALI

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 24.01.1994
Tezin Savunulduğu Tarih : 10.02.1994
Tez Danışmanı : Doç.Dr. Ali G.GÖKTAN
Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Işık ERZİ
Doç.Dr. Murat EREKE

ŞUBAT - 1994

İÇİNDEKİLER

NOTASYON LİSTESİ.....	iii
ÖNSÖZ.....	v
ÖZET.....	vi
SUMMARY.....	vii
BÖLÜM 1. GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2. TAŞIT FRENLERİNİN TANIMI VE İLGİLİ YÖNETMELİKLER.....	3
BÖLÜM 3. FREN KUVVETİ DAĞILIMI.....	12
3.1. TEKERLEK-ZEMİN KUVVET BAĞLANTISI VE STABİLİTE KAVRAMI.....	12
3.2. FREN KUVVETİ DAĞILIMININ İNCELENMESİ.....	15
3.3. FREN İYİLİK DERECESESİ.....	19
BÖLÜM 4. TAŞITLARDA KULLANILAN FREN SİSTEMLERİNİN YAPISAL ÖZELLİKLERİ VE TİPLERİ.....	22
4.1. DİSK FRENLER.....	22
4.2. KAMPANALI FRENLER.....	24
4.3. FREN KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ.....	27
BÖLÜM 5. TAŞITLARDA HİDROLİK FREN DONANIMLARI.....	35
5.1. TAHRİK VE İLETİM ELEMANLARI.....	41
5.2. ANA SİLİNDİR VE TEKERLER FREN SİLİNDİRİ.....	42
5.3. İKİ DEVRELİ FREN DÜZENLERİ.....	44
5.4. FREN KUVVETLENDİRİCİLERİ.....	48
5.5. FREN KUVVETİ DAĞITICILARI.....	54
BÖLÜM 6. HİDROLİK FREN DÜZENİ ELEMANLARININ BİLGİSAYAR YARDIMIYLA BOYUTLANDIRILMASI.....	60
6.1. BOYUTLANDIRMA İÇİN GEREKLİ DATALAR.....	60
6.2. BOYUTLANDIRMA ÖRNEKLERİ.....	69

BÖLÜM 7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	77
KAYNAKLAR.....	80
EK A. BİLGİSAYAR AKIŞ ŞEMASI.....	81
EK B. BİLGİSAYAR PROGRAMI.....	82
ÖZGEÇMİŞ.....	96



NOTASYON LİSTESİ

A_{AS}	: ana silindir kesit alanı [cm^2]
A_B	: balata yüzey alanı [cm^2]
A_{TA}	: arka tekerlek fren silindiri kesit alanı [cm^2]
$A_{TÖ}$	: ön tekerlek fren silindiri kesit alanı [cm^2]
B	: toplam fren kuvveti [N]
B_A	: arka aks fren kuvveti [N]
$B_{Ö}$	: ön aks fren kuvveti [N]
C^*_A	: arka aks fren iç çevrim oranı [---]
$C^*_{Ö}$	: ön aks fren iç çevrim oranı [---]
F_p	: pedal kuvveti [N]
F_{RA}	: ön aks tekerlekleri yuvarlanma direnci [N]
$F_{RÖ}$	: ön aks tekerlekleri yuvarlanma direnci [N]
F_{ZA}, G_{aa}	: arka aks yükü [N]
$F_{ZÖ}, G_{öa}$	: ön aks yükü [N]
G	: toplam taşıt ağırlığı [N]
h	: taşıt ağırlık merkezinin yerden yüksekliği [m]
i_k	: çevrim oranı (= toplam fren kuvveti / pedal kuvveti) [---]
i_p	: pedal çevrim oranı [---]
J_{TA}	: arka akstaki dönen kütlelerin ataleti [kg.m^2]
$J_{TÖ}$	: ön akstaki dönen kütlelerin ataleti [kg.m^2]
l	: aks aralığı [m]
l_A	: ağırlık merkezinin arka aksa mesafesi [m]
$l_{Ö}$	: ağırlık merkezinin ön aksa mesafesi [m]
P_h	: hidrolik basınç [bar]
R	: dinamik tekerlek yarıçapı [m]
r_{BA}	: arka tekerlek etkili fren yarıçapı [m]
$r_{BÖ}$	: ön tekerlek etkili fren yarıçapı [m]
S_p	: pedal yolu [mm]
S_A	: arka fren piston yolu [mm]

$S_{\ddot{o}}$	: ön fren piston yolu [mm]
S_{BA}	: arka fren baskı kuvveti [N]
$S_{B\ddot{O}}$	: ön fren baskı kuvveti [N]
V	: kuvvetlendirici faktörü [---]
V_{AS}	: ana silindir hacmi [cm ³]
z	: frenleme oranı (=fren ivmesi / yerçekimi ivmesi) [---]
ε	: fren iyilik derecesi [---]
μ	: balata-fren sürtünme katsayısı [---]
μ_A	: arka aks kuvvet bağlantı katsayısı [---]
$\mu_{\ddot{O}}$	: ön aks kuvvet bağlantı katsayısı [---]
ψ	: arka aks yük oranı (G_{aa}/G) [---]
$\emptyset$	: arka aks fren payı (B_A/B) [---]
X	: taşıt ağırlık merkezi yüksekliğinin aks aralığına oranı (h/l)

ÖNSÖZ

Karayolu taşıtları ve de özellikle binek otomobilleri günümüzde yaşamımızın önemli bir parçası haline gelmiştir. Önümüzdeki uzun bir süre içerisinde de yük ve yolcu taşımacılığında kullanılacak alternatif araçların keşfi pek kolay olmayacaktır. Yapılması gereken şey doğayı daha az kirleten ve daha ekonomik buluşların üzerinde çalışmak olmalıdır.

Fren donanımları karayolu taşıtlarında kontrol ve emniyeti sağlayan düzenlerdir. Emniyet ise sistemin en uygun şekilde boyutlandırılması ile sağlanabilecek bir özelliktir. Bu tezin hazırlanma ihtiyacı ise bu yüzden doğmuştur.

Bu nedenle çalışmam sırasında bana yardımcı olan tez danışmanım Sayın Doç.Dr. Ali G.GÖKTAN'a teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

İstanbul, 1994

Aybar AYVALI

ÖZET

Bu çalışmada ilk bölümlerde cadde taşıtlarında kullanılan fren düzenlerinin T.C. Karayolları Trafik Tüzüğünde ve Avrupa Topluluğu (AT) yönetmeliklerinde yer alan tanımlamaları ve sınıflandırılmaları ele alınıp daha sonra fren kuvveti dağılımı, tekerlek ile zemin arasındaki kuvvet bağlantısı ve stabilite kavramları hakkında genel bilgiler verilmeye çalışılmıştır. Ayrıca taşıtlarda kullanılan fren donanımları yapısal olarak sınıflandırılıp, çeşitli tiplerine örnekler verilmiş ve hidrolik fren donanımları ayrıntılarıyla incelenmiştir. Son olarak taşıtlar için hidrolik fren düzeninde bulunan fren ana silindiri, tekerlek fren silindirleri ve fren balataları gibi başlıca elemanlarını AT yönetmeliklerine uygun olarak boyutlandıran bir bilgisayar programı ve akış şeması hazırlanarak gerekli bilgisayar çıktıları bu çalışmayla birlikte sunulmuştur.

COMPUTER AIDED COMPUTING OF HYDRAULIC BRAKE SYSTEMS DIMENSIONS

SUMMARY

Hydraulic brake systems are widely used in motor vehicles, especially in motorcars. In this study, firstly, motor vehicle brakes are defined and classified in accordance with E.C. Motor vehicle Regulations and T.R. Current Road Vehicle Regulations. Later on, different types of brake systems are studied and different constructive examples are given.

Some of the definitions and classifications in accordance with E.C. M.V.R. shall be introduced to the readers in order to give an idea about the subject.

"Braking Eguipment"

The term "braking eguipment" shall mean all the components designed for the purpose of progressively slowing the speed of a moving vehicle and bringing it to rest, or keeping it stationary when it is already at rest.

The term "graduated braking" shall mean braking during which, within the normal range of operation of the equipment, either during the application of or the releasing of the brakes,

- The driver can, at any time, increase or reduce the braking force through action on the control,

- The braking force acts in the same direction as the action on the control (continuous operation),

- It is easily possible to make an adjustment close to the end of the braking force.

"Control"

The term "control" shall mean the component directly operated by the

driver (or, where appropriate, in the case of a trailer, the driver's mate) to supply to the transmission the necessary braking energy, or to control that energy. This energy can either be the muscular force of the driver or another source of energy controlled by the driver.

"Transmission"

The term, "transmission" shall mean all the components situated between the control and the brake and connecting the two operationally. The transmission may be mechanical, hydraulic, pneumatic, or mixed. When braking is effected by a source of energy independent from the driver, but controlled by him, the energy source in the equipment shall also be regarded as part of the transmission.

"Brake"

The term "brake" shall mean the component where the opposing the movement of the vehicle are developed. The brake may be of the friction type (When the forces originate from the friction between two parts of the same vehicle in relative movement), electrical (when the forces originate through electromagnetic action between two components of the same vehicle in relative movement, but without being in contact), hydraulic (when the forces are created by the action of a fluid which is between two components of the same vehicle in relative movement), engine (when the forces originate from an artificial increase in the engine braking action transmitted to the wheels).

The braking equipment must be designed, constructed and fitted in such a way that, in normal conditions of use and in spite of the vibrations to which it may be subject, the vehicle complies with undermentioned provisions.

In particular, the braking equipment must be designed, constructed and fitted in such a way as to resist any corrosion and fatigue to which it may be exposed.

The braking equipment defined above must fulfil the following conditions:

Main brake (Service brake)

The main brake must enable the driver to control the movement of the vehicle and to stop it safely, quickly and efficiently, whatever the speed

and load and whatever the up or downhill slope on which the vehicle is running. It must be possible to apply it with graduated force. The driver must be able to obtain this braking action from his driving seat without taking his hands off the steering gear.

Secondary brake (emergency brake)

The secondary brake must permit the vehicle to be stopped over a reasonable distance in the case of the failure of the main brake. It must be possible to apply it from his driving seat while retaining control of the steering gear with at least one hand. For the purpose of these provisions, it is assumed that not more than one main brake failure occurs at any one time.

Parking brake

The parking brake must enable the vehicle to be kept stationary on an up or downhill slope, even in the absence of the driver, the active components being then maintained in the "on" position by means of a purely mechanical device. The driver must be able to obtain this braking action from his driving seat, except, in the case of a trailer.

All the braking equipment with which a vehicle is equipped must comply with the conditions required for the main, secondary and parking brakes. The main, secondary and parking brake systems may have common components, provided that they fulfil the following conditions:

They must have at least two independent controls which are easily accessible to the driver from the driving seat; it must be possible to meet this requirement even if the driver is wearing a safety belt.

The main brake control must be separate from that of the parking brake; if the main and secondary brakes share the same control, the links between that control and the various parts of the transmission system must not be liable to become less effective after a period of use; if the main and secondary brakes share the same control, the parking brake must be so designed that, when the vehicle is moving, it can be activated.

In particular, when the control and the transmission of the secondary brake are the same as those of the main brake:

If the main brake is operated by the muscular force of the driver aided by one or more energy sources, the secondary braking must, if that aid sho-

uld fail, be ensured by the muscular force of the driver, aided where appropriate by the energy sources not affected by the failure, the force on the control not exceeding the prescribed maxima.

When there are separate controls for the main and secondary brakes, the simultaneous use of both controls must not have the effect of rendering both the main and secondary brakes inoperative, both when two brakes are operating efficiently and when there is a fault in one of them. [1]

The main brake must act on all the wheels on the vehicle. The action of the main brake must be properly distributed between the axles. The braking action of the main brake must be distributed between the wheels of the same axle symmetrically in relation to the longitudinal median of the vehicle

The main brake and the parking brake must act on braked surfaces which are permanently fitted to the wheels by means of sufficiently robust parts. It must not be possible to separate a braked surface from the wheels; for the main and secondary brakes, however, such separation is acceptable for certain of the braked surfaces provided that it is momentary, for example during a change of gear, and that both the main brake and the secondary brake continue to operate with the prescribed efficiency. In addition, any such separation is acceptable for the parking brake, provided that the separation is controlled only by the driver from his seat by means of a system which cannot be activated by a leak.

Wear of the brakes must be easily compensated by manual or automatic adjustment. Moreover, the control, the components of the transmission and of the brakes themselves must possess a certain reserve of movement so that, when the brakes are hot or after the linings have had a certain amount of wear, the efficiency of the brakes is maintained without the need for an immediate adjustment.

When use is made of energy other than the muscular power of the driver, the source of energy (hydraulic pump, air compressor etc) may be a single one, but the method by which the device constituting that source is driven, must give every guarantee of safety. In the case of failure of a part of the transmission of the entire braking system, the feed to the part not affected by the failure must continue to be ensured if that is necessary to stop the vehicle with the efficiency prescribed for the secondary brake; this must be achieved by means of equipment which is easily activated when the vehicle is stationary, or which operates automatically.

As a result, a QBASIC computer program, which computes the dimensions of a hydraulic brake system in accordance with E.C. Motor Vehicle Regulations, has been developed and given at the end of the study.



BÖLÜM 1. GİRİŞ

Çağımızın gereği olarak karayolu taşıtları ve özellikle binek otoları hayatımızın neredeyse vazgeçilmez bir ihtiyacı haline gelmiştir. Bunun doğal bir sonucu olarak kentlerde ve otoyollarda hissedilir bir trafik artışı gözlenmektedir.

Teknolojinin hızla gelişmesi ve bununla insanlarda oluşan bilinç teknolojik ürünlerden daha fazla şeyler beklenmesine yol açmıştır. Konuyu taşıtlar bazında özelleştirecek olursak; emniyet, ekonomiklik, dış görünüm ve konfor gibi özelliklerin üzerinde daha fazla durulmaya başlanmıştır. Hiç kuşkusuz ki bunlardan "emniyet" insan hayatının değeri göz önüne alınacak olursa birinci sırada yer almaktadır. Bu nedenle taşıtlarda kullanılan fren donanımı taşıtın kontrolünü ve emniyetini sağlayan önemli düzenlerden biridir. Ayrıca bir taşıtı istenilen şekilde durdurmak veya yavaşlatmak can ve mal emniyeti ile yakından ilgili olduğu için bu konu yönetmeliklerce ayrıntılı bir şekilde ele alınmıştır.

Seyir stabilitesi ve öngörülen bir mesafede emniyetli bir frenleme elde edebilmek için taşıtlarda bulunan çeşitli tip fren donanımlarından yararlanılır. Taşıtlarda frenleme için gerekli kuvvet genel olarak zemin ile tekerlek arasındaki kuvvet bağlantısından elde edilir. Bu bağlantı ise özel haller dışında bir kuvvet bağlantısıdır. Ancak gerektiğinde hava direncinin özel olarak arttırılması ile yüksek hızlı yarış otomobillerinde bir frenleme etkisi gerçekleştirilebilir. Bunun dışında bir çok hallerde frenleme performansının sınırları tekerlek-zemin kuvvet bağlantısının sınırları ile bellidir.

Genel olarak taşıtlarda kullanılan fren donanımlarının işletilmesi üç şekilde olmaktadır. Bunlar: 1 sürücünün girişi ile, 2. Seyir halinde oto-

matik olarak, 3. Emniyet nedeniyle otomatik olarak. Cadde taşıtlarında ise frenleme olayı sürücünün girişimi ile gerçekleştirilir. Diğer durumlar çekici-römork ikilisi söz konusu olduğunda, yani yük taşıtlarında ortaya çıkmaktadır.

Fren donanımının taşıtı kontrol etmesi ise üç şekilde gerçekleştirilir:

- 1- Taşıtı yavaşlatmak ve sonunda durdurmak,
- 2- Taşıtı sadece sabit bir hızda tutmak,
- 3- Durmuş bir taşıtın istenmeden harekete geçmesini önlemek.

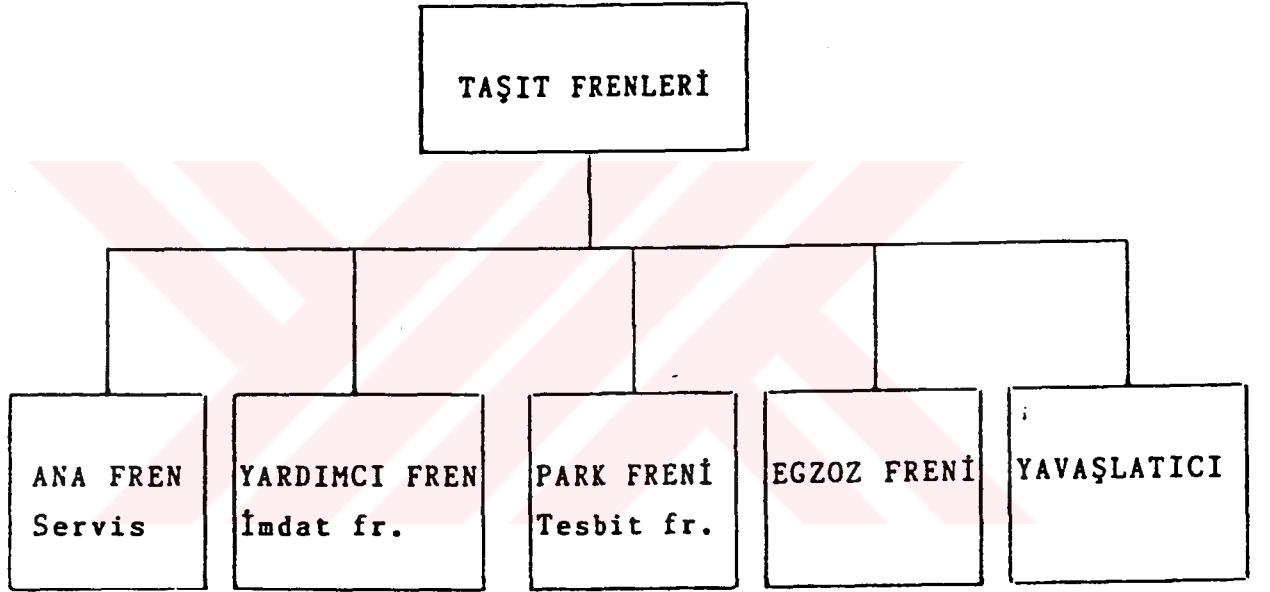
Fren donanımında bu işleri gerçekleştirecek bölümler ayrı ayrı olabileceği gibi bir bölüm birden fazla görevi de yerine getirebilir. Örneğin park ve durdurma işlemlerini sadece bir bölüm gerçekleştirebilir.

Teknolojinin eriştiği seviye ve bunun sonucu olarak taşıtların seyir hızlarındaki artış fren olayının daha ciddi bir şekilde ele alınmasını gerekli hale getirmiştir. Bu nedenle hızlı seyreden taşıtların birden fazla aks üzerinden frenlenmesi bir zorunluluk olmuştur. Ayrıca oluşacak fren kuvvetinin değişik frenleme durumları için akslara hangi oranlarda dağıtılması bir sorun olarak karşımıza çıkmaktadır. Fren kuvvetinin ön ve arka akslara uygun oranlarda farklı dağıtılması sorunu ise bir boyutlandırma konusudur.

Hidrolik fren donanımlarında bulunan ana elemanların tanıtımı ve bunların nasıl boyutlandırılacağı bu tezin kapsamı içerisindedir.

BÖLÜM 2. TAŞIT FRENLERİNİN TANIMI VE İLGİLİ YÖNETMELİKLER

Karayolları kanununun araçları İmal, Tadil, Montajı hakkındaki yönetmeliğinde "1", bir taşıtın fren donanımında kullanılan fren tipleri Şekil 2.1'de gösterildiği gibi sıralanmaktadır. Bu fren tiplerinin söz konusu yönetmelikteki tanımları:



Şekil: 2.1. Taşıtlarda Kullanılan Fren Tipleri (1)

"Ana fren (servis freni)

Ana fren sürücüye aracın hareketine kumanda edebilmesi ve onu emniyet, çabuk ve etkin şekilde durdurmasına olanak vermelidir. Etkisi kademelendirilebilir olmalıdır. Sürücü frenlemeyi oturduğu yerden ve ellerini direksiyondan ayırmadan sağlanabilmelidir.

"Yardımcı fren (imdat freni)

Yardımcı fren, ana fren devre dışı kaldığında aracı uygun bir uzaklıkta durdurabilmelidir. Etkisi kademelendirilebilir olmalıdır. Sürücü frene oturduğu yerden ve en az tek elle direksiyona kumandasını koruyarak erişebilmelidir. Bu frenin, ana frenin en çok bir yerinde arıza olması halinde, aracı durdurmaya yardımcı olabileceği kabul edilmiştir."

"Park freni (tesbit freni)

Park freni, sürücü olmaksızın da, aracı yokuş ve inişlerde hareketsiz tutabilmelidir. Sürücü römorklar hariç, bu frene oturduğu yerden kumanda edebilmelidir. Park freni, etkisi kademelendirilebiliyorsa, yardımcı fren olarak da sayılabilir."

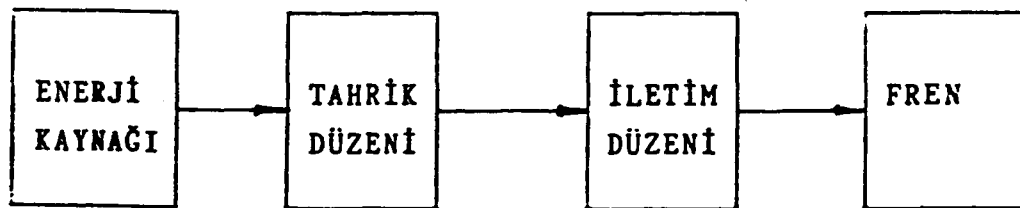
"Egzoz freni

Egzoz akışını engelleyerek aracın hızını motordan yararlanarak kesmeyi sağlayan frenlemedir."

"Yavaşlatıcılar

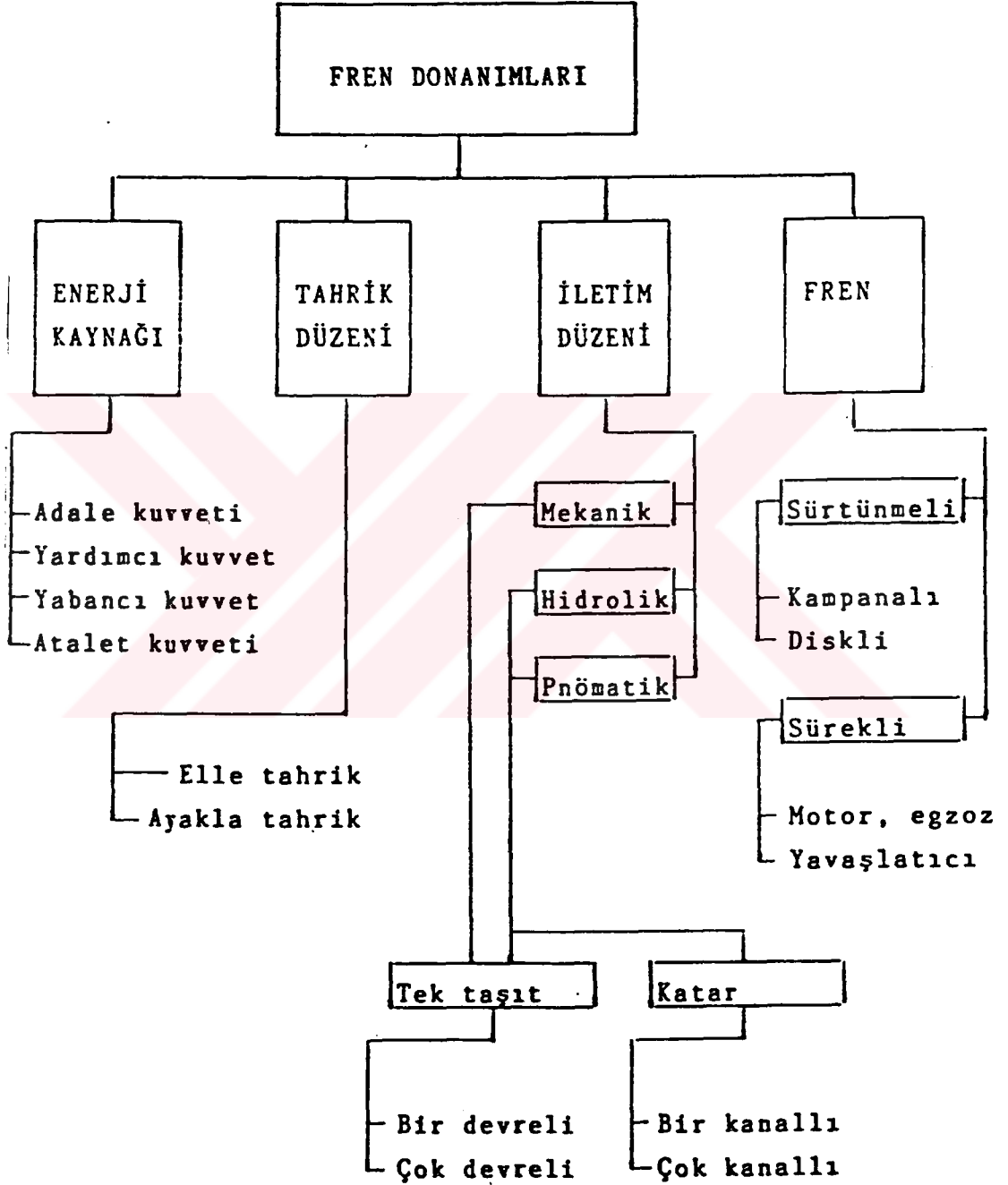
Motor freni ve tekerlerdeki sürtünme frenleri dışında enerji yutarak veya depolayarak aracın hızını kesmekte kullanılan volan, vites kutusu çıkışındaki kasknak gibi düzenler." (1)

Ayrıca bir fren donanımının işlevini yerine getiriş biçimi Şekil 2.2'de görüldüğü gibi bir akış diyagramı formunda ele alınabilir.



Şekil: 2.2. Bir Fren Donanımının İşlevsel Akış Şeması

Fren donanımlarının sınıflandırılması bu diyagramın elemanlarının tiplerine göre de yapılabilir (Şekil 2.3). Bu sınıflandırmanın bazı elemanları ile ilgili tanımlar sıralanacak olursa:



Şekil: 2.3. Fren Donanımlarının İşlevsel Bölümlerine Göre Sınıflandırılması

Yardımcı Kuvvetli Enerji Kaynağı:

Sürücü tarafından uygulanan ve aktarılan fren kuvvetinin arada düzene yerleştirilen ve başka bir enerji kaynağından sağlanan yardımcı kuvvet ile desteklenmesiyle oluşan düzendir. (1)

Yabancı Kuvvetli Fren Düzeni

"Yabancı kuvvetli fren düzeni

Sürücünün kumandasında olan ve aktarılan kuvvetin tamamen başka bir enerji kaynağından sağlanmasıyla oluşan düzendir. Bu kuvvet kaybolduğunda sadece kas gücüyle bu düzeni çalıştırmak olanaksızdır" (1)

Atalet Kuvvetli Enerji Kaynağı

"Ataletle frenleme"

Römorkun çekiciyle yaklaşmasından doğan kuvvetlerin kullanıldığı frenlemedir" (1).

Yönetmelik (1) de, otomobil, minibüs, kamyonet, kamyon, otobüs, çekici, arazi taşıtı ve özel amaçlı taşıtlarda birbirinden bağımsız bir ana fren diğeri ise park freni olmak üzere en az iki fren düzeninin bulunması şart koşulmaktadır.

Adı geçen taşıtların fren düzenlerinin olağan kullanma şartlarında, etkilendiği titreşimler ne olursa olsun özelliklerini koruması ve bilhassa korozyon ve yorulmaya dayanıklı olması gereklidir" (1).

Servis freni ve imdat freni uygulamada genellikle tek bir düzen içinde birleşmektedir. Çok devreli fren sistemleri şeklinde gerçekleştirilen bu düzenlerin herhangi bir arızalanma halinde imdat freninden istenen koşulları

sağlayabilmesi gerekmektedir. Ancak bu şart koşulurken belirli parçalar, örneğin pedal, yatakları, hidrolik frenlerde merkez silindiri ve pistonu, pnömomatik frenlerde fren ventili, pedal ve merkez silindiri arasındaki bağlantı veya dağıtıcı hidrolik ve/veya havalı fren düzenlerinde fren silindiri (körüğü) ve pistonları ve ayrıca fren milleri arızalanabilir parçalardan sayılmazlar (1).

Eğer servis freninde sürücünün kas kuvveti bir yada birden çok enerji kaynağından sağlanan yardımcı kuvvet ile destekleniyorsa, bu yardımcı destek kuvvet kalktığına sadece sürücünün kas kuvveti ile yada desteğin kalan kısımları ile birlikte imdat freninden istenen şartların sağlanabilmesi gereklidir (1).

Frenlerin sağlamaları gereken niceliksel şartlar yönetmelik (1)'de ayrıntılı tanımları yapılmış testler ve sınır değerleri ile kontrol edilmektedir. Testlerde etkinlik başlangıç hızına bağlı durma mesafeleri,

Tablo:2.1. Araçların Sınıflarına Göre Sağlamaları Gereken Sınır Şartları (1).

		<u>UYGULANAN EN BÜYÜK KUVVET (N) - Basınç (bar)</u>			
		Otomobil	Minibüs	Kamyonet Kamyon	Römork
			Otobüs	Çekici	
SERVİS	FA	500	700	700	---
FRENİ	FK	---	---	---	600
	P	---	6,5	6,5	6,5
İMDAT	FA	500	700	700	
FRENİ	FK	400	600	600	
	P	---	6,5	6,5	
TESBİT	FK	500	700	700	
FRENİ	FK	400	600	600	
	P	---	---	---	---

FA: ayak kuvveti FK: kol kuvveti P: Yabancı kuvvetli frenlerde frenleme devrelerindeki hava basıncıdır.

uygulanan kas kuvvetlerine bağılı negatif ivmeler ve devreye girme zamanları ile ölçülür. Ardarda yapılan frenlemelerle ısınma, ısı iletimi ve sıcaklık etkisiyle azalan yetenek test edilmektedir. Ayrıca 2.1, 2.2, 2.3 Tablolarında uygulanan kuvvet, basınç, ortalama frenleme ivmesi ve durma uzaklığı için belirlenmiş sınır değerleri görülmektedir.

Park freni için ise tesbit eğimi bütün araçlarda % 18, yalnız çekicinin frenlendiği katarlarda % 12 olarak verilmiştir.

Söz konusu yönetmeliklerde fren kuvveti dağılımı konusu "Servis freninin etkisi akslara uygun bir şekilde dağıtılmalıdır" cümlesi dışında ele alınmamış olup, konunun önemine ve uluslararası yönetmeliklerde koşulan şartlara ileride değinilecektir.

Tablo:2.2 Araçların Sağlamaları Gereken Ortalama Frenleme İvmeleri (1).

	<u>ORTALAMA FRENLEME İVMESİ (m/s²)</u>			
	Otomobil	Minibüs Otobüs	Kamyonet Kamyon Çekici	Römork
SERVİS FRENİ	5,8	4	4	4
İMDAT FRENİ	2,9	2	2	2 (*)
TESBİT FRENİ	2	2	2	2

(*) Römorklarda imdat freni şart değildir. Ancak katardan kapma, halinde gereken kendiliğinden frenleme bu değeri sağlamalıdır.

Tablo: 2.3. Araçların Sağlamaları Gereken Durma Uzaklıkları (1).

	DURMA UZAKLIĞI (m)				
	Otomobil	Minibüs Otobüs	Kamyonet	Hafif ve orta hizmet kamyonu	Ağır hizmet kamyonu çekici
Başlangıç hızı v (km/h)	80	60	70	50	40
Servis freni s (m)	68	40	53	29	20
s (*)	$0,15.v + v^2/115$				
İmdat freni s (m)	120	71	96	50	34
s (*)	$0,15.v + 2.v^2/115$				

(*) Yapısal nedenlerle tablodaki V hızına ulaşamayan araçlarda en fazla durma uzaklığı

Avrupa Topluluğu (AT) Yönetmeliklerindeki fren donanımı tanımı ve sınıflandırılması ise şu şekilde yapılmaktadır.

Fren donanımı giden bir taşıtın hızını azaltmak veya durdurmak yada duran bir taşıtın kendiliğinden harekete geçmesini önlemek için kullanılan elemanların tümüdür. Fren donanımı taşıtın normal çalışma şartları altında ortaya çıkabilecek mekanik zorlamalar ve titreşimlere dayanacak ve işlevi-

ni eksiksiz yerine getirecek yapıda olmalıdır. Normal olarak taşıtın maruz kalabileceği yaşlandırıcı ve korozyon etkiler fren donanımını yıpratmamalıdır.

Bu yönetmeliklere göre üç cins fren donanımı tanımlanmaktadır.

a) Servis freni:

Taşıtın her türlü yük durumunda ve bütün hızlarında ve taşıt için izin verilen bütün yokuş ve inişlerde taşıt hareketinin kontrolünü ve emniyetli bir şekilde taşıtın durdurulmasını sağlayan, etkisi istenilen dozda ayarlanabilen ve sürücünün oturduğu yerden ellerini direksiyondan çekmeksizin tahrik edebileceği fren düzenidir. Bu fren düzeni ile sürücü en fazla 500 N'luk bir kuvvet uygulayarak en az 0,59 g'lik bir negatif ivme elde edebilmelidir.

b) Yardımcı fren:

Servis freni çalışmadığı takdirde taşıtın durmasını sağlayacak olan frendir. Etkisi istenilen şiddette uygulanabilmelidir. Sürücü bu düzene oturduğu yerden ve en az bir eli direksiyonda kalmak şartıyla kumanda edebilmelidir. Uygulamada servis freni ve yardımcı fren aynı düzen içinde birleştirilmektedir. Birbirlerinden bağımsız iki devreli fren düzenleri bu uygulamaya örnektir.

Yönetmeliğe göre servis freni arızalandığı takdirde yardımcı fren düzeni yada iki bağımsız devreli fren düzenlerinde bir devre arızalandığında diğer devre en fazla 700 N'luk bir kuvvetle yüklü taşıt için en az 0,30 g, boş taşıt için ise en az 0,25 g'lik bir negatif ivme oluşturulabilmelidir.

c) Tesbit freni:

Taşıtın sürücüsü içinde değilken eğimli bir yolda hareket etmesi engel olan tertibattır. Bu düzen taşıtın fren yapan parçalarını mekanik bir şekilde frenleme durumunda kitilemelidir. Sürücü bu freni oturduğu yerden tahrik edebilmeli ve en fazla 400 N'luk bir kuvvetle % 18 eğimli bir yolda durabilmelidir. [2]

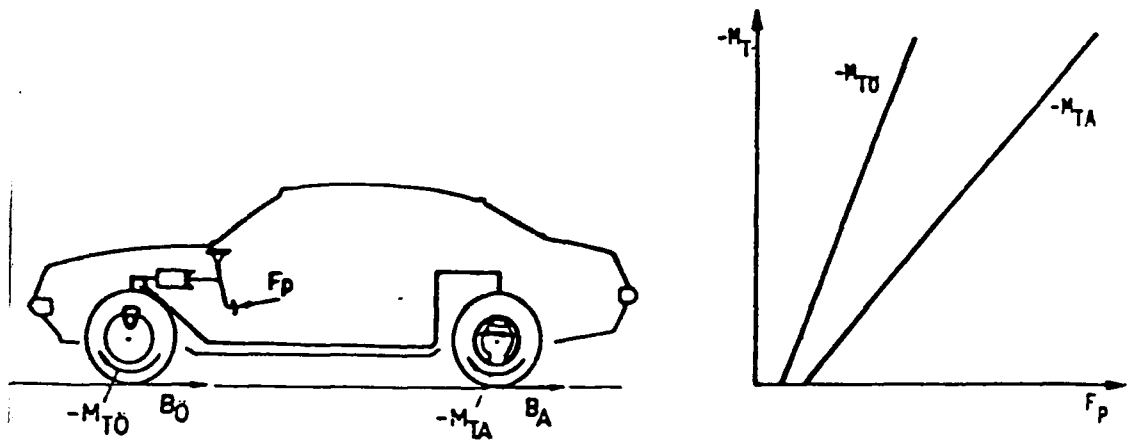


BÖLÜM 3. FREN KUVVETİ DAĞILIMI

Çok yavaş hareket eden özel araçlar hariç olmak üzere bütün taşıtlar birden fazla aks üzerinden frenlenir. Buradan da fren kuvvetinin akslara hangi oranlarda bölünmesinin en uygun olacağı sorunu ortaya çıkar. Frenleme olayı sırasında fren ataletinden dolayı ön aksta yük artışı, arka aksta ise yük azalması olur.

3.1. Tekerlek-Zemin Kuvvet Bağlantısı ve Stabilite Kavramı

Şekil 3.1.a'da basitleştirilmiş olarak görülen fren düzeninde F_P pedal kuvveti, sürtünmeli frenlerde ve dolayısıyla tekerleklerde $-M_{TÖ}$ ve $-M_{TA}$ fren momentlerini doğurmaktadır. Bu etki belli bir pedal kuvveti ile sistemde bulunan kuvvetlerin karşılanmasından sonra başlar. Şekil 3.1b'de görüldüğü gibi F_P kuvvetine bağlı moment değişimi genellikle lineerdir.



Şekil: 3.1.a) Basitleştirilmiş Bir Devreli Fren Düzeni

b) Fren Momentinin Pedal Kuvvetine Bağlı Değişimi

Fren momentleri ile fren kuvvetleri arasında

$$B_{\ddot{O}} = \frac{(-M_{T\ddot{O}})}{r_{\ddot{O}}} - \frac{J_{T\ddot{O}}}{r_{\ddot{O}}} (-\ddot{\theta}_{T\ddot{O}}) + F_{R\ddot{O}} \quad (3.1)$$

$$B_A = \frac{(-M_{TA})}{r_A} - \frac{J_{TA}}{r_A} (-\ddot{\theta}_{TA}) + F_{RA}$$

bağıntısı vardır.

Yuvarlanma dirençleri ve dönen kütle ataletleri ihmal edilirse,

$$B_{\ddot{O}} \cong M_{T\ddot{O}}/r_{\ddot{O}} \quad (3.2)$$

$$B_A \cong M_{TA}/r_A$$

olur. Buna göre Şekil 3.1.b'de ordinat fren kuvveti olarak da kabul edilebilir.

Frenleme sırasındaki düşey aks yükleri

$$F_{Z\ddot{O}} = G. (l_A/l + z.h/l) \quad (3.3)$$

$$F_{ZA} = G. (l_{\ddot{O}}/l - z.h/l) \quad (3.4)$$

şeklinde mekanik teoremlerinden elde edilir. Bu ifadelerden anlaşılacağı gibi artan frenleme oranı ile ön aks yükü artmakta, arka aks yükü ise azalmaktadır.

Kuvvet bağlantı katsayıları ise ön ve arka aks için

$$\mu_{\ddot{O}}(z) = B_{\ddot{O}}(z) / F_{Z\ddot{O}}(z) \quad (3.5)$$

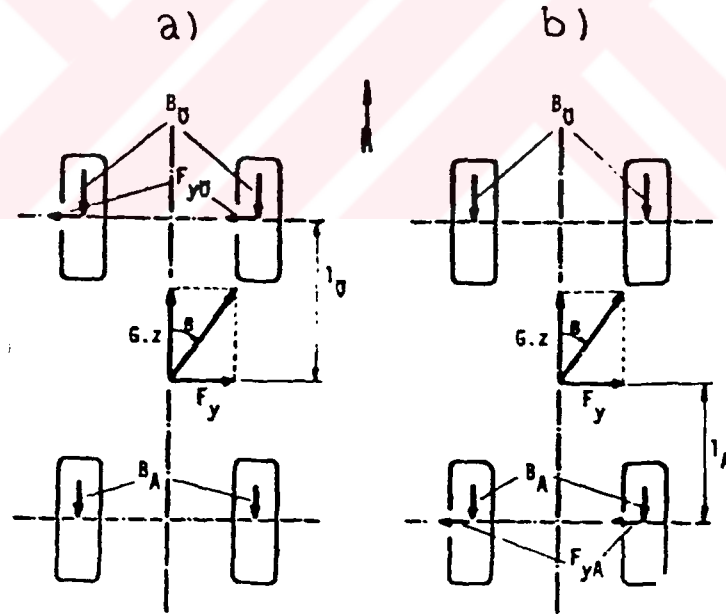
$$\mu_A(z) = B_A(z) / F_{ZA}(z)$$

bağıntısı ile hesaplanır. [2]

Frenleme olayının taşıtın seyir stabilitesi açısından da ele alınması gerekmektedir. Tekerlekler bloke olduğunda taşıt ya direksiyon kontrolünden çıkmakta ya da stabilitesini kaybetmektedir.

Şekil 3.2a'da arka tekerlekleri bloke olmuş bir taşıt gösterilmiştir. Ön tekerlekler henüz yuvarlanmaktadır. Taşıta G.z kuvvetine ilaveten F_y yan kuvveti etkilemektedir. Bu kuvvetlerin bileşkesi taşıt eksenini ile bir β açısı yapmaktadır. F_y kuvveti tekerleklerin taşıyacağı yan kuvvetlerle dengelenmelidir.

Ancak bu durumda arka tekerlek bloke olduklarından yan kuvvet taşıyamamakta yalnız ön tekerlekler F_y kuvvetini karşılamaktadır. Bu durumda ortaya çıkan $F_{y0} l_0 \approx F_y \cdot l_0$ momenti taşıtı döndürmeye çalışmaktadır. Söz konusu dönme açısını büyütecek yöndedir. Şekil 3.2b'de ise ön tekerlekler bloke olmuş, arka tekerlekler ise yuvarlanmaktadır.



Şekil: 3.2. Frenleyen Bir Taşıtta

- a) Arka Tekerlekler bloke, taşıt stabil değil
- b) Ön tekerlekler bloke, taşıt stabil

Yan kuvvet arka tekerlekler tarafından karşılanacağından ortaya çıkacak olan $F_y A \cdot l_A$ momenti bu defa β açısını küçültecek yönde etkili olacaktır. Durum stabil olup taşıt kaymakta olan ön tekerlekleri ile eski seyir doğrultusunu koruyacak, ancak direksiyon kontrolü yapılamayacaktır. Bu nedenle dönemeçsiz yollarda ön tekerleklerin bloke olması arka tekerleklerle tercih edilir. Dönemeçlerde ise ön tekerlekleri bloke olan bir taşıt virajın dışına doğru kayacaktır. Ellili yıllara kadar ön tekerleklerin önce bloke olması tercih ediliyordu. Doğrusal harekette de arka tarafın savrulmasının direksiyon kontrolü ile düzeltilebileceği savunuluyordu. Ancak daha sonra yapılan araştırmalar ani olarak fren yapan bir sürücünün arka tarafın kayması halinde genellikle yanlış tepki gösterdiğini ortaya koymuştur. Bütün tekerlekler bloke olduğunda hiçbiri yan kuvvet taşımamaktadır. Bu durumda taşıt bileşke kuvvet doğrultusunda kayacak ancak savrulmayacaktır. Bütün bu durumlar genelde tekerleklerin bloke olmasından kaçınılması gerektiğini ortaya koymaktadır. Özellikle yalnız arka tekerleklerin bloke olması tehlikelidir.

3.2. Fren Kuvveti Dağılımının İncelenmesi

Frenleme için gerekli fren kuvvetleri tekerleklerle momentler tatbik edilerek sağlanır. Bu momentler taşıtın dönen parçalarını yavaşlatmak için gerekli atalet momentleri ve tekerlek çevrelerindeki fren kuvvetleri ile dengelenir. Burada çıkarılacak olan bağıntılarda kolaylık sağlaması bakımından ve gerçeğe de yakın olduğu için dönen parçaların atalet momentleri ihmal edilecek ve fren momentlerinin sadece çevre kuvvetleri ile karşılandığı kabul edilecektir. Bunun yanı sıra aerodinamik ve yokuş dirençleri de ihmal edilmiştir.

Fren stabilitesi açısından arka aks tekerleklerindeki kuvvet bağlantısı katsayısının ön aks tekerleklerinin kuvvet bağlantısı katsayısından düşük olması gerekmektedir.

$$\mu_A < \mu_{\ddot{O}} \quad (3.6)$$

(3.5) bağıntısından fren kuvvetleri oranı için

$$B_{\ddot{O}}/B_A > F_{Z\ddot{O}}/F_{ZA} \quad (3.7)$$

elde edilir. Stabilité şartının sınır değerleri ideal fren kuvveti dağılımını verir.

İdeal fren kuvveti dağılımında bütün frenleme oranları için

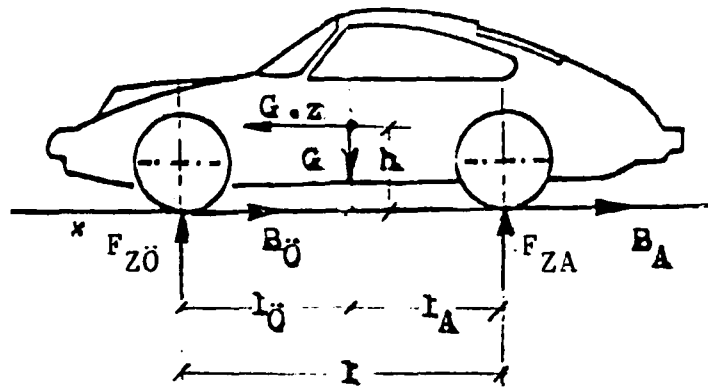
$$\mu_{\ddot{O}}(z) = \mu_A(z)$$

şartını sağlaması gerekir. (3.3), (3.4) ve (3.5) bağıntıları kullanılarak ideal fren kuvveti dağılımı için ön ve aks fren kuvvetleri arasında

$$B_{\ddot{O}}/B_A = \frac{l_A/l + z \cdot h/l}{l_{\ddot{O}}/l - z \cdot h/l} \quad (3.9)$$

ilişkisi bulunur. Fren kuvveti dağılımının ifadesi için kullanılan diyagramda kolaylık getirmesi nedeniyle eksenler $B_{\ddot{O}}/G$ ve B_A/G şeklinde taşıt ağırlığına oranlı olarak gösterilir.

(3.9) bağıntısını aşağıdaki yöntemle de kolayca elde edebiliriz.



Şekil: 3.3. Fren Yapan Bir Taşıta Etkiyen Kuvvetler

Diğer dirençlerin ihmal edilmesi durumunda toplam fren kuvvetinin büyüklüğü

$$B_{\ddot{O}} + B_A = G.z \quad (3.10)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir. Ayrıca (3.10) bağıntısından

$$B_{\ddot{O}}/G = z - B_A/G \quad (3.11)$$

ve z frenleme oranı kullanılarak

$$B_{\ddot{O}}/G = z. (l_A/l + z.h/l) \quad (3.12)$$

$$B_A/G = z. (l_{\ddot{O}}/l - z.h/l)$$

elde edilir. (3.12) ve (3.13) bağıntılarının birbirine oranlanması durumunda (3.9) bağıntısına ulaşılabilmektedir.

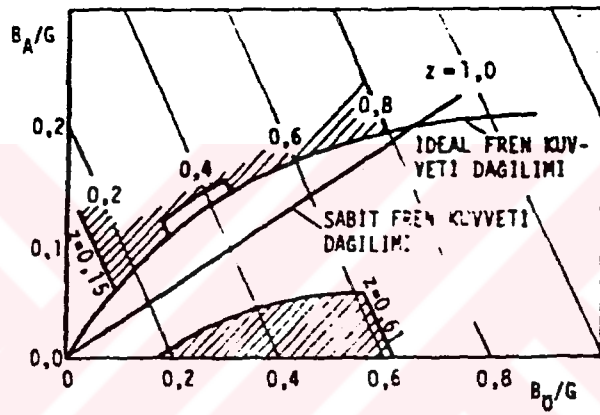
Bundan sonra (3.12) ve (3.13) bağıntıları kullanılarak Şekil 3.4'deki ideal fren kuvveti dağılımı diyagramı bulunur. Diyagramda sabit frenleme oranları eğik doğrularla gösterilmiştir. Binek otolarının frenleri ile ilgili Avrupa Topluluğu yönetmeliklerinde (5) fren kuvveti dağılımının $z=0,15 \dots 0,8$ arasında kuvvet bağlantısının % 5 fazla olabileceği ve $z=0,61$ değerine kadar

$$B_{\ddot{O}}/G = \frac{z+0.07}{0.85} = (l_A / l + z.h/l) \quad (3.14)$$

şeklinde ifade edilen sınır eğrinin altına inilmemesi şartları koşulmaktadır. Söz konusu sınır eğrileri de diyagramda gösterilmiş olup, üst sınır stabilite sınırı, alt sınır ise en uzun durma mesafesi sınırıdır. İdeal dağılım eğrisinin üzerinde kalan bölgede önce arka aks, altında kalan bölgede ise önce ön aks bloke olmaktadır. İdeal dağılım eğrisi üzerindeki noktalarda ise ön ve

arka akslar aynı anda bloke olmaktadır. Aynı şekilde örnek olarak verilmiş olan sabit dağılım eğrisi, ideal dağılım eğrisini 0.85 frenleme oranı değerinde kesmekte ve böylelikle daha küçük frenlemelerde ön aks önce bloke olmakta dolayısıyla AT yönetmelik şartlarına uygunluk sağlanmaktadır.

Taşıtların fren sistemlerinde fren kuvveti dağılımı, elemanların boyutlarına bağlı olup aslında sabit bir değerdedir. Bu yüzden her bir frenleme oranı için farklı



Şekil:3.4. Fren Kuvveti Dağılım Diyagramı İdeal Fren Kuvveti Dağılımı, Sabit Fren Kuvveti Dağılımı ve Taralı Bölgelerle AT Alt ve Üst Sınırları

bir kuvvet dağılımı gerektiren ideal dağılım, uygulamada elde edilememektedir.

Frenleme olayında taşıtın ağırlık merkezinin yeri önemli olmaktadır. Ağırlık merkezi yerden çok yüksek olmamalıdır. Aksi taktirde frenleme esnasında arka ve ön aks yükleri arasında büyük farklılıklar ortaya çıkacaktır. Bunun sonucunda akslardan biri daha önce bloke olur ki bu da genellikle arka aksıdır. Arka aks tekerlekleri bloke olduğunda ise taşıt savrulur ve normal bir sürücü taşıtı kontrol edemez, yani taşıt stabil değildir.

3.3. Fren İyilik Derecesi

Seyir halinde olan bir taşıta etkiyen hava direncinin ihmal edilmesiyle, eğimsiz bir yolda frenleme için (3.10) bağıntısı daha önce ifade edilmişti. Burada taşıtın toplam ağırlığı, G ve frenleme oranı, z daha önce tanımlanmış olup, (3.10) bağıntısına yol ile tekerlek arasındaki kuvvet bağlantısı katsayıları da eklenirse,

$$\mu_{\ddot{O}} \cdot F_{Z\ddot{O}} + \mu_A \cdot F_{ZA} = G \cdot z \quad (3.15)$$

elde edilir.

Erişilen yada erişilebilen frenleme oranı ve kuvvet bağlantısı katsayısı sürücünün fren pedalına uyguladığı kuvvete, yolun ve tekerleğin kuvvet bağlantısı karakterine ve elde edilen fren momentinin akslara dağılımına bağlıdır.

Tablo 3.1'de ön ve arka tekerleklerin kuvvet bağlantısı katsayısına bağlı kayma eğrilerine göre çeşitli frenleme durumları gösterilmiştir. I durumda taşıtın bütün tekerlekleri μ_h değerine erişmeden ufak bir kayma ile yuvarlanmaktadır. Bu normal frenleme halidir. II durumlarında aksların biri μ_h değerine erişmiştir. Frenleme oranı I durumundakinden büyüktür. II durumunda ise tekerlek kuvvet bağlantı sınırlarına erişmiş olup frenleme oranı I ve II durumlarından daha büyüktür.

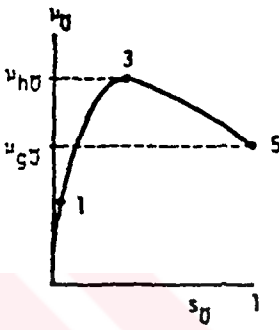
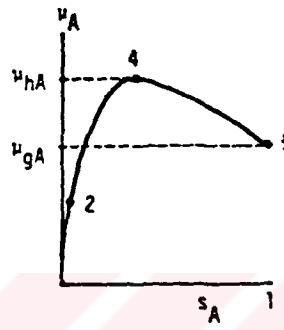
$\mu_{\ddot{O}} = \mu_A = \mu_h$ özel hali için (3.15) bağıntısından,

$$\mu_h \cdot (F_{Z\ddot{O}} + F_{ZA}) = G \cdot z \quad (3.16)$$

elde edilir. Burada $F_{Z\ddot{O}} + F_{ZA} = G$ alınacak olursa

Bu yüzden $z_{\text{sınır}}$ olarak ifade edilmektedir.

Tablo:3.1. Çeşitli Frenleme Durumları

ÖN TEKERLEKLERİN DURUMU		ARKA TEKERLEKLERİN DURUMU		AÇIKLAMALAR
				ÖT : ön tekerlekler AT : arka tekerlekler
I	$\mu_D < \mu_{hD}$ (1)	$\mu_A < \mu_{hA}$ (2)	$z < z_{\text{sınır}}$	normal frenleme
IIa	$\mu_D < \mu_{hD}$ (1)	$\mu_A = \mu_{hA}$ (4)	$z < z_{\text{sınır}}$	AT kuvvet bağlantı sınırında, stabilite sınırı
IIb	$\mu_D = \mu_{hD}$ (3)	$\mu_A < \mu_{hA}$ (2)	$z < z_{\text{sınır}}$	ÖT kuvvet bağlantı sınırında, direksiyon kontrol sınırı
III	$\mu_D = \mu_{hD}$ (3)	$\mu_A = \mu_{hA}$ (4)	$z = z_{\text{sınır}}$ $\mu_{hD} = \mu_{hA} = \mu_h$ ise $z = \mu_h$	bütün tekerlekler kuvvet bağlantı sınırında, mümkün olan en büyük frenleme oranı
IVa	$\mu_D < \mu_{hD}$ (1)	$\mu_A = \mu_{gA}$ (6)	$z < z_{\text{sınır}}$	AT bloke, taşıt instabil
IVb	$\mu_D = \mu_{gD}$ (5)	$\mu_A < \mu_{hA}$ (2)	$z < z_{\text{sınır}}$	ÖT bloke, direksiyon kontrolü yok
V	$\mu_D = \mu_{gD}$ (5)	$\mu_A = \mu_{gA}$ (6)	$z < z_{\text{sınır}}$ $\mu_{gD} = \mu_{gA} = \mu_g$ ise $z = \mu_g$	bütün tekerlekler bloke, taşıt doğrusal olarak kayıyor

IV durumlarından akslardan birinin tekerlekleri bloke olmaktadır. V durumunda ise bütün tekerlekler bloke olmuştur. Bu haldeki kuvvet bağlantısı katsayıları,

$\mu_{gÖ} = \mu_{gA} = \mu_g$ ise $z = \mu_g$ ve genellikle $\mu_g < \mu_h$ olduğundan $z < z_{sınır}$ olmaktadır.

Bu beş durumda taşıt tekniği açısından mümkün olan en yüksek frenleme oranı $z_{sınır}$ olup taşıtın maksimum frenleme oranı z_{maks} bu değeri aşamaz ve bu iki değer arasındaki oranı $\mathcal{E} = z_{maks}/z_{sınır} = z_{maks}/\mu_h$ "fren iyilik derecesi" olarak adlandırılır.

AT yönetmeliklerinde (5) iki akslı taşıtlar için $0.2 \leq \mu_h \leq 0.8$ bölgesinde frenleme oranları için $z \geq 0.1 + 0.85 \cdot (\mu_h - 0.2)$ şartı koşulmuştur. Bu şart iyilik derecesi için de $\mathcal{E} \geq 0.85 - 0.07/\mu_h$ sınırı getirmektedir.

Tutunma katsayısı kullanma oranında sürücünün yüksek veya düşük bir frenleme oranı elde etmek istemesi etkili iken iyilik derecesi sürücü etkilerinden bağımsızdır. İdeal halde erişilebilecek en kısa durma mesafesi en yüksek iyilik derecesi olan $z_{maks}/\mu_h = 1$ ile bulunur. İyilik derecesi düşük olan frenleme durumlarında durma mesafesi artmaktadır.

Fren iyilik derecesi yalnız teorik bir katsayısı olmayıp pratik anlamı da olan bir büyüklüktür. $\mathcal{E}$, bir taşıtın ideal dağılım haline nazaran ne kadar eksik bir ivleme ile frenleyebildiğini gösteren bir orandır. Bu değerın frenleme mesafesinde ne kadar bir değişikliğe karşılık geldiğini bir örnekte açıklamak gerekirse; ideal dağılım halindeki fren mesafesi ile sabit dağılım halindeki fren mesafesi arasındaki farka yüzde olarak ΔS dersek:

$\mathcal{E} = 0.9$ değeri için $\Delta S = \% 11.1$, $\mathcal{E} = 0.8$ değeri için ise $\Delta S = \% 25$ olmaktadır. [2]

BÖLÜM 4. TAŞITLARDA KULLANILAN FREN SİSTEMLERİNİN YAPISAL ÖZELLİKLERİ VE TİPLERİ

Taşıtlarda tekerlek freni olarak sürtünmeli frenler kullanılmaktadır. Genel olarak doğrudan doğruya tekerleğe bağlı olan bu frenler iki ana işlevi yerine getirirler.

- 1) Fren momentinin oluşturulması
- 2) Enerji değişiminin gerçekleştirilmesi (kinetik veya potansiyel enerjinin ısı enerjisine dönüştürülmesi ve bu ısının atılması).

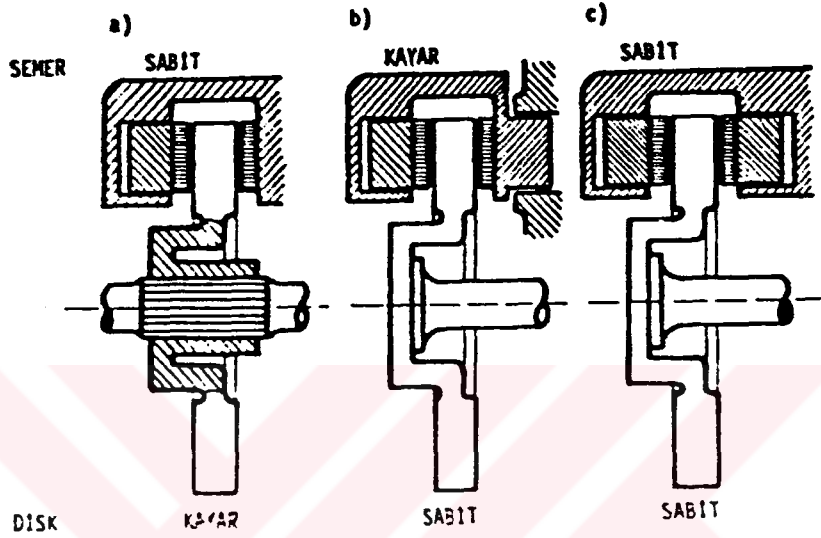
Günümüzde taşıtlarda kullanılan sürtünmeli frenler kampanalı ve diskli olmak üzere iki tipe ayrılmaktadırlar. Disk frenler kampanalı frenlere nazaran daha yeni uygulama alanına sahip olup, yapıları da nispeten daha basittir.

4.1. Disk Frenler

Prensip olarak tekerler eş eksenli olarak monte edilmiş olan metal bir disk tekerlekle birlikte dönmektedir. Semer adı verilen ve tekerlek askı kollarına bağlı bir parça diski genel olarak bir köşesinden kavrar. Ender olarak diski çepeçevre kavrayan semerler de vardır. Semerin iç kısımlarında diskin iki yüzeyine yaslanan balatalar frenleme sırasında hidrolik basınç ile diski her iki yönden eşit kuvvetle sıkıştırırlar.

Disklin semer tarafından örtülü olmayan kısımları hava akımlarına açık bulunduğundan kolayca soğutulmaktadır. Çamur ve balata tozları merkezkaç kuvvetle ya da hava akımı ile temizlenirler. Fren cevap süresini uzatan nem oldukça hızlı buharlaştığından cevap işlemi çabuklaşır. Disk kaba kirlenmelere karşı bir çamurluk sacı ile korunmaktadır.

Balataların diski her iki yandan eşit kuvvetle sıkıştırabilmesi için ya diskin, ya semerin ya da her iki balatanın eksenel yönde hareketi olması gerekir. Hareketlilik açısından konstrüktif yapılara göre farklılıklar gösteren disk frenlerin birkaç değişik tipi Şekil 4.1'de gösterilmiştir.



Şekil:4.1 Çeşitli Disk Fren Tipleri

Taşıt tekniğinde disk frenlerin gelişmesi Şekil 4.1c'deki sabit semerli tiptle başlamıştır. Eksenel yönde hareketsiz olarak monte edilmiş olan semerin her iki yanında karşılıklı duran fren silindirlerindeki hidrolik basınçları eşittir. Diskin eksenel yöndeki kaçınılmaz balansızlığı pistonların hareketleri ile dengelidir. Günümüzde Şekil 4.1b'deki kayar semerli konstrüksiyon, kayma bölgelerinin korozyon ve kirden iyi korunabiliyor olması nedeniyle daha çok kullanılmaktadır. Kayar semerli konstrüksiyonun avantajları:

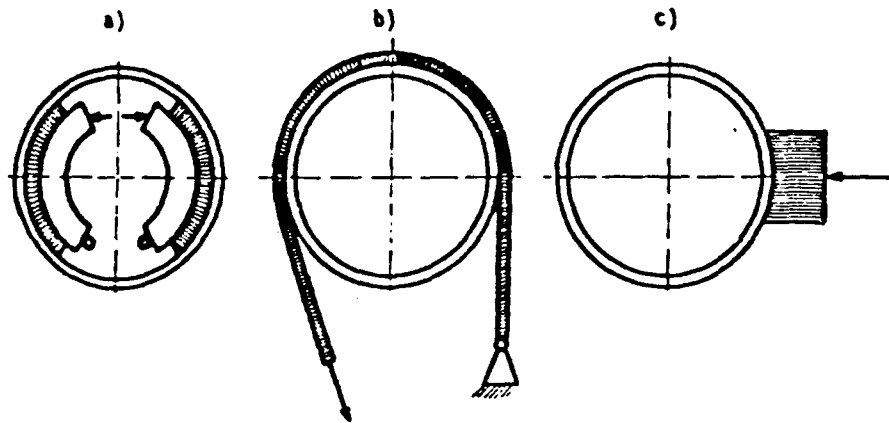
- Fren hidroliği ile dolu bir adet hücre, seyir rüzgarıyla soğutulabilmektedir. Bu sayede ısınma ile ortaya çıkabilecek hidrolik buharlaşması tehlikesinin önüne geçilmektedir.

- Fren taşıtın dışına doğru yerleştirilebildiğinde ön aksta direksiyon pimi daha dışa doğru eğilebilmekte ve negatif yuvarlanma yarıçapı elde edilebilmektedir.

Bütün sürtünmeli frenlerde balatalar aşındığından bir boşluk ayarı gerekli olmaktadır. Bu sayede balatanın diske her zaman çok yakın durması sağlanır. Boşluğun küçük olması fren pedalındaki boşluğun da ufalması ve gecikme sürelerinin kısılmasını sağlar. Boşluk ayarı kampanalı frenlerin çoğunda gerektiğinde zaman zaman elle yapılabilen iken disk frenlerde bu ayar yalnızca otomatik olabilmektedir.

4.2. Kampanalı Frenler

Kampanalı frenlerde fren yüzeyi silindirikdir. Çeşitli tipleri olmakla birlikte karayolu taşıtlarının tekerlek frenlerinde içten papuçlu olanları kullanılmaktadır. (Şekil 4.2) Bandlı frenler genellikle otomatik vites kutularında, dıştan papuçlu frenler ise raylı taşıtlarda bulunmaktadır. Bu tezin kapsamı içerisine ise yalnız içten papuçlu tipleri girmektedir. Kampanalı bir frenin ana parçaları kampana, papuçlar, baskı düzeni ve taşıma düzenidir.



Şekil: 4.2 Kampanalı Frenlerin Yapı Şekilleri

a) İçten Papuçlu, b) Bandlı, c) Dıştan Papuçlu

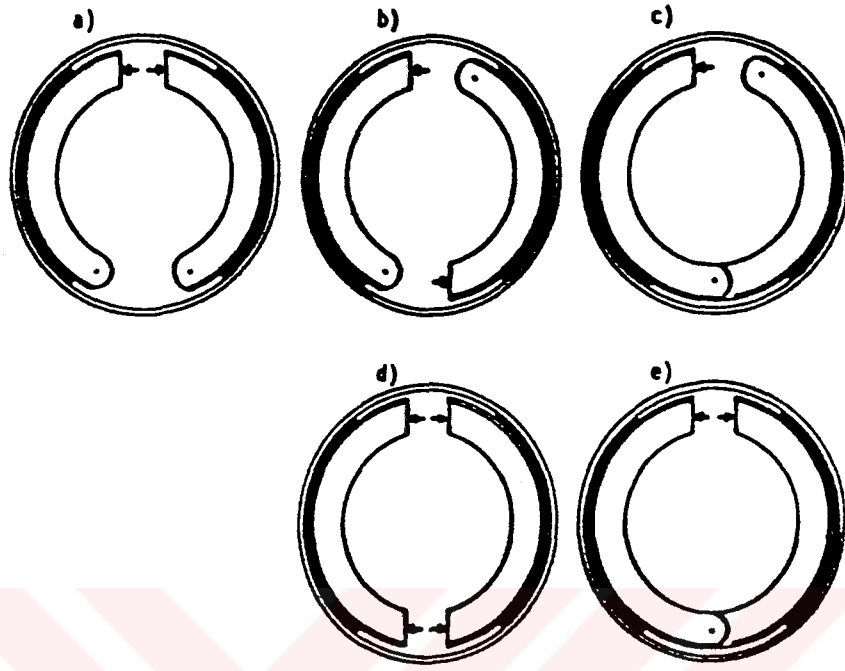
Kampana işletme şartlarının gerektirdiği mukavemet ve ısı özellikleri sağlamak üzere konstrükte edilen bir elemandır. Dış yüzeyinde çepeçevre uzanan kanatçıklar mukavemeti arttırmak üzere kullanılırken, açık kenarda çepeçevre bir profil istenmeyen ısı genleşmeleri önlenmektedir. Soğutma işlevini de gören bu kanatçıklar bazı kampanalarda radyal doğrultuda birbirine paralel çok sayıda yapılacak hava hareketleri arttırılmakta ve dolayısıyla soğutma daha iyi sağlanabilmektedir.

Fren pabuçları genellikle T-profillidir. O sayede eğilme sertliği arttırılmakta, bunun da gürültü azaltıcı etkisi olmaktadır. Balata pabuç üzerine perçin yada yapıştırma yoluyla tutturulmaktadır.

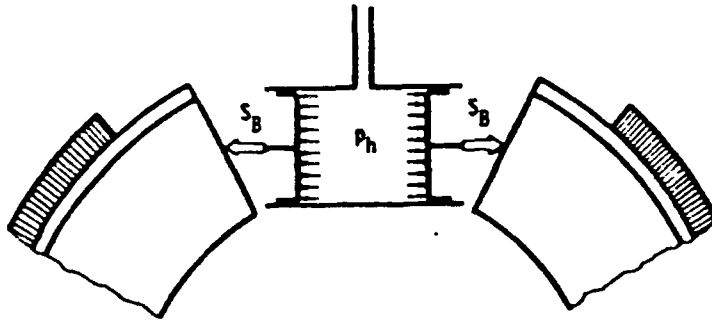
Kampanalı frenlerin, pabuç konumları ve birbirleri ile olan etkileşimlerine göre Şekil 4.3'de görülen farklı tipleri vardır. Simpleks tipinde pabuçların biri balata-mafsal yönünde diğeri mafsal-balata yönünde etkilenmektedir. Dupleks tipinde ise pabuçlar taşıtın bir yöne doğru seyrinde balata-mafsal yönlü etkilenmektedir. Servo tipinde pabuçlar yine balata-mafsal yönünde çalışmakta aynı zamanda birincil pabucun mafsal kuvveti ikincil pabuca baskı kuvveti olarak etki etmektedir.

Duo dupleks ve duo servo tiplerinde ise pabuçlar taşıma düzenine mafsalı olmayıp yalnızca baskı düzenine bağlıdır.

Basit bir hidrolik baskı düzeni ele alınacak olursa Şekil 4.4'deki simpleks frende her iki pabuca gelen baskı kuvvetleri birbirine eşittir.



Şekil: 4.3. Çeşitli Kampanalı Fren Konstrüksiyonları
 a) Simpleks, b) Dupleks, c) Servo
 d) Duo dupleks, e) Duo Servo



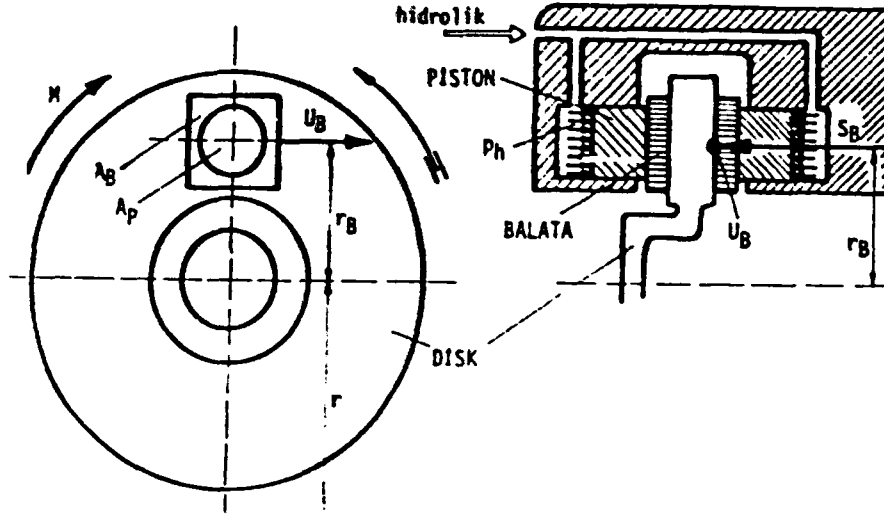
Şekil: 4.4. Simpleks Tipi Bir Kampanalı Frende Hidrolik Baskı Düzeni

4.3. Fren Karakteristiklerinin İncelenmesi

Daha önce de ifade edildiği gibi günümüzde taşıtlarda birbirinden farklı iki tekerlek freni tipi kullanılmaktadır: Disk frenler ve kampanalı frenler. Bunlardan disk frenler için kuvvetlendirmesi olmayan bir yapıya sahipken, kampanalı frenlerde iç kuvvetlendirme vardır. İç kuvvetlendirmenin anlamı şudur: Fren kuvvetinin (Kampana yada disk çevresindeki çevre kuvveti) kampana ya da disk ile balata arasındaki μ sürtünme katsayısına bağlı ve progresif olarak artmasıdır. Bu durumda frenler sürtünme katsayısının yer yer ve zaman zaman değişmesinden fazla etkilenmekte ve hatta kendi kendini kilitleyebilmektedir. İç kuvvetlendirmesiz frenlerde fren kuvveti sürtünme ile doğru orantılı olduğundan diğerlerine nazaran, sürtünme katsayısı değişmelerine daha az duyarlıdır.

Fren karakteristik değeri, disk veya kampanada etkili toplam çevre (fren) kuvvetinin, uygulanan gerilme kuvvetine oranıdır. Bu değer konstrüktif yapıya ve balata ile disk veya kampana arasındaki μ sürtünme katsayısına bağlıdır. Fren karakteristiğinin sürtünme katsayısına bağlı değişim oranı frenlerin sürtünme duyarlılığının bir ölçüsüdür.

Şimdi disk ve kampanalı frenler için fren karakteristik değerinin (Fren iç çevrim oranı) nasıl saptandığını ayrı ayrı inceleyelim.



Şekil: 4.5. Diske Etkiyen Kuvvet Ve Momentler

Şekil 4.5'e göre fren pedalına uygulanan kuvvetten kaynaklanan hidrolik basıncı P_h tekerlek fren silindirindeki pistonu etkileyerek

$$S_B = P_h \cdot A_p \quad (4.18)$$

baskı kuvvetini oluşturmaktadır. Bu kuvvet ile A_B alanına sahip balata diske bastırmaktadır. Ortalama balata yüzey basıncı için

$$B = S_B / A_B \quad (4.19)$$

yazılabilir. Ayrıca balata ile disk yüzeyi arasındaki sürtünme katsayısı μ ve fren yüzeyi sayısı z (Şekil 4.5'te $z=2$) olduğuna göre, baskı kuvvetinin oluşturduğu çevresel kuvvet

$$U_B = \mu \cdot z \cdot S_B \quad (4.20)$$

şeklinde ifade edilir.

Etkili fren yarıçapı r_B (aks merkezinden yaklaşık olarak balatanın ortasına kadar olan mesafe) ile

$$M = U_B \cdot r_B \quad (4.21)$$

fren momenti ortaya çıkar. Daha önceki bölümlerde anlatılanların ışığı altında fren momenti için yaklaşık olarak

$$M \cong B \cdot R \quad (4.22)$$

bağıntısını yazabileceğimizi biliyoruz. Daha önceki son dört bağıntı (4.22) ifadesine yerleştirilirse, fren kuvveti için

$$B = U_B \cdot r_B / R = \mu \cdot z \cdot A_p \cdot P_h \cdot r_B / R \quad (4.23)$$

şeklinde P_h hidrolik basıncı ile B fren kuvveti arasındaki bağıntı elde edilir.

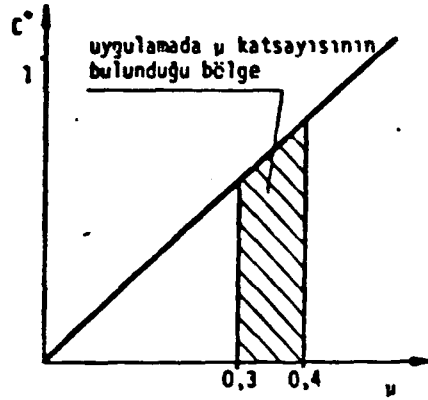
U_B çevresel kuvveti S_B baskı kuvveti ile orantılı olduğundan U_B/S_B oranı fren iç çevrim oranı olarak adlandırılır. Disk frenler için iç çevrim oranı (4.20) bağıntısına göre,

$$C^* = U_B / S_B = \mu \cdot z \quad (4.24)$$

şeklindedir.

Fren iç çevrim oranının sürtünme katsayısına bağlı değişimi Şekil 4.6'da görülmektedir.

Günümüzde kullanılan frenlerde $\mu=0.3...0.4$ arasında değerler olmakta, balata yüzey basınçları ise $P=600..800 \text{ N/cm}^2$ (maksimum 1200 N/cm^2) olmaktadır. Genel olarak fren yüzeyi sayısı $z=2$ 'dir.



Şekil:4.6. Bir Disk Fren İçin İç Çevrim Oranı Değerinin Balata-Disk Sürtünme Katsayısına Bağlı Değişimi

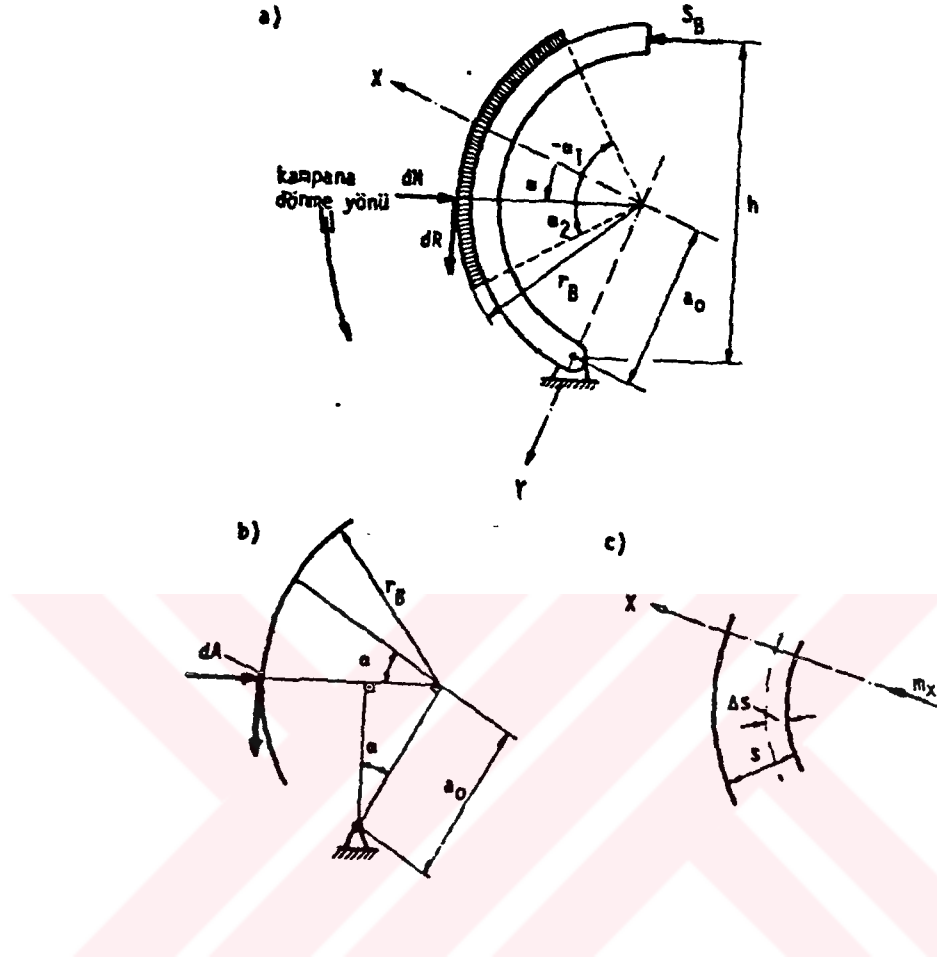
Kampanalı frenlerde ise fren momentinin oluşumunun incelenmesi disk frenlerdeki kadar basit değildir. Pabuca bir ucundan uygulanan baskı kuvvetinin balataya dağılımı ve çevresel kuvvet, dayanma yüzeyi boyunca alınacak integrallerle hesaplanabilmektedir. Hesap yönteminin kolay anlaşılır olabilmesi için Şekil 4.7 a'da görülen, pabucu sabit yataklanmış bir kampanalı fren örneği kullanılmıştır. Hesaplanması gereken büyüklük fren pabuç çevrim oranı U_B/S_B 'dir. Çevresel kuvvet

$$U_B = \int dR = \mu \cdot \int dN \quad (4.25)$$

şeklindeki integral ile bulunur. S_B baskı kuvveti için pabuç mafsalına göre alınan momentlerin denge denklemi yazılacak olursa:

$$S_B \cdot h = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \text{MOMENT KOLU} \cdot dN \pm \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \text{MOMENT KOLU} \cdot dR = 0 \quad (4.26)$$

(Kampananın balata-mafsal yönlü hareketi için +, mafsal-balata yönlü hareketi için ise - işareti kullanılır). Şekil 4.7 b'ye göre



Şekil: 4.7. Kampanalı Bir Fren Örneğinde İç Çevrim Oranı Hesabı için Kullanılan Büyüklükler.

$$\text{MOMENT KOLU. } dN = a_0 \cdot \cos\alpha \cdot dN$$

$$\text{MOMENT KOLU. } dR = (r_B - a_0 \cdot \sin\alpha) \cdot dR$$

eşitlikleri kullanılarak pabuç çevrim oranı yazılabilir.

$$\frac{U_B}{S_B} = \frac{h \cdot \mu \cdot \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dN}{(a_0 \cos\alpha \pm \mu \cdot (r_B - a_0 \sin\alpha)) \cdot dN} \quad (4.27)$$

Normal kuvvet N veya diferansiyeli dN , balata yüzeyinin dA kadar bir parçasının P yüzey basıncı kullanılarak

$$dN = p.dA \quad (4.28)$$

şeklinde hesaplanır.

$$dA = b.r_B.d\alpha \quad (b: \text{balata genişliği})$$

Balata yüzey basıncı p , Şekil 4.7 C'ye göre s balata ezilmesi ve E elastisite modülü kullanılarak

- Balatanın Hook kanunlarına uygun şekilde deforme olduğu,
- Fren pabucunun ve kampananın katı olduğu kabulleri ile

$$P = E.\Delta s/s \quad (4.29)$$

ifadesi yazılabilir. Balata ezilmesi Şekil 4.7 C'de görülen pabuç merkezi ötelemesi m_x cinsinden ifade edilir.

$$s = m_x.\cos\alpha \quad (4.30)$$

Bu (4.29)'da yerine konulursa

$$P = (m_x/S).E.\cos\alpha$$

ifadesi (4.28)'de yerleştirilecek

$$dN = (m_x S).E.b.r_B \cos\alpha.d\alpha \quad (4.31)$$

elde edilir. (4.27) bağıntısı ise

$$\frac{U_B}{S_B} = \frac{\mu.h. \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \cos\alpha.d\alpha}{(a_0 \cos\alpha \pm \mu.(r_B - a_0 \sin\alpha)).\cos\alpha.d\alpha} \quad (4.32)$$

şeklini alır. İntegrasyon işlemi yapıldığında pabuç çevrim oranı

$$\frac{U_B}{S_B} = \frac{\mu \cdot h \cdot \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} (\sin \alpha_2 + \sin \alpha_1)}{0,5 \cdot a_0 \cdot (0,5 \cdot (\sin 2\alpha_2 + \sin \alpha_1) + (\alpha_1 + \alpha_2)) + \pm \mu \cdot (r_B (\sin \alpha_2 + \sin \alpha_1) - 0,5 \cdot a_0 \cdot (\sin^2 \alpha_2 - \sin^2 \alpha_1))} \quad (4.33)$$

olarak elde edilir. Görüldüğü gibi bağıntı disk frenlerin iç çevrim oranı kadar kolay anlaşılır değildir. Frenin etki şeklini irdeleyebilmek için, basit bir hal olan simetrik balata yerleşimi ($|\alpha_1| = |\alpha_2| = \alpha$) olduğu kabul edilirse,

$$\frac{U_B}{S_B} = \frac{\mu \cdot h}{a_0 \cdot (\sin 2\alpha + 2\alpha) / 4 \cdot \sin \alpha \pm \mu \cdot r_B} \quad (4.34)$$

bağıntısı bulunur. Büyüklüklerin mertebeleri hakkında fikir sahibi olmak üzere örnek datalar:

$$\alpha = 45^\circ, r_B = 12 \text{ cm}, a_0 = 10 \text{ cm}, h = 19 \text{ cm}$$

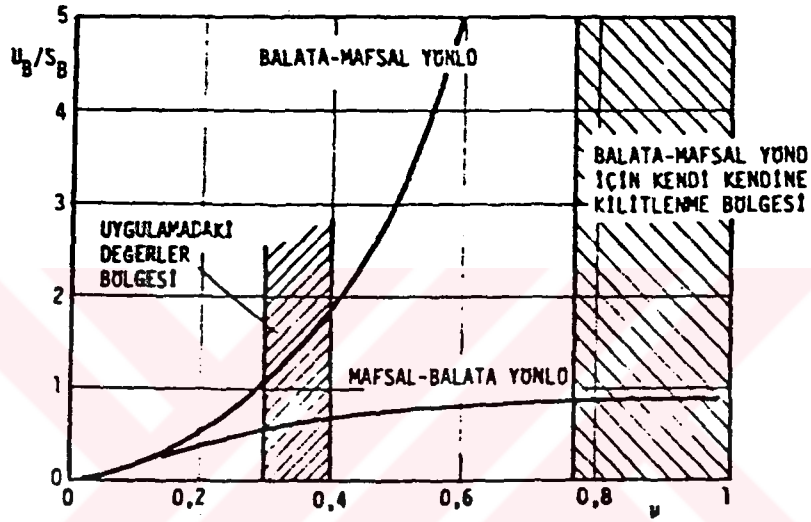
kullanılarak pabuç çevrim oranı hesaplanırsa

$$\begin{aligned} U_B/S_B &= (19/12)\mu / ((10/12) \cdot (\pi/4) \pm \mu) \\ &= 1,585 \cdot \mu / (0,785 \pm \mu) \end{aligned}$$

ile aşağıdaki tablo yapılabilir.

Tablo: 4.1.

Bu kampanalı frende pabuç çevrim oranının sürtünme katsayısına bağlı değişimi Şekil 4.8'de görülmektedir. Balata-mafsalsal yönlü hareket için sürtünme kuvveti baskı kuvveti ile aynı yönde etkidüğinden, pabuç çevrim oranı ile progresif olarak artmaktadır. Mafsalsal-balata yönlü harekette ise söz konusu kuvvetler ters yönde etkimekte, dolayısıyla değişim regresif olmaktadır.



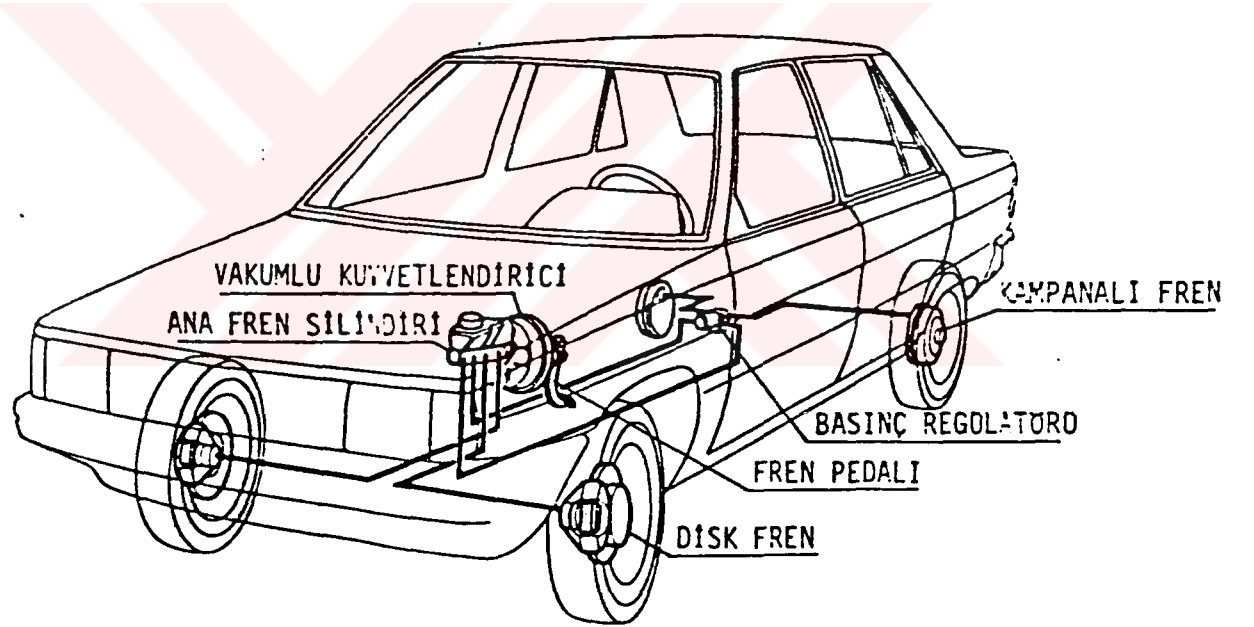
Şekil: 4.8. Örnek Olarak Alınan Kampanalı Frende Pabuç Çevrim Oranının μ 'ye Bağlı Değişimi

Uygulamada karşılaşılan değerler sürtünme katsayısı için $\mu=0,3...0,4$ (gri döküm veya dökme çelik kampana ile organik balata çifti için) ve ortalama balata yüzey basıncı için $P=U_B/A_B \cdot \mu = 100 \dots 120 \text{ N/cm}^2$ 'dir.

Günümüzde disk frenler özellikle binek otolarının ön akslarında ve bazı modellerin arka akslarında da kullanılmaktadır. Ayrıca ağırlığı 7,5 t'nun altında olan ticari taşıtların ön akslarında da disk fren kullanımı gitgide artmaktadır. Buna karşılık binek otolarının büyük bir kısmının arka aksları ve ticari taşıtların çoğunun ve özellikle ağır ticari taşıtların tümünün ön ve arka akslarında kampanalı frenler bulunmaktadır. [2]

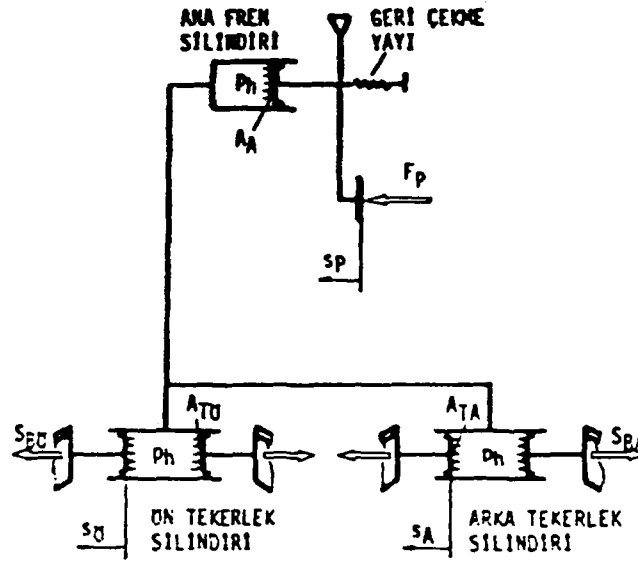
BÖLÜM 5. TAŞITLARDA HİDROLİK FREN DONANIMLARI

Bir taşıtın fren sisteminin işlev akışına göre bölümleri daha önce ayrılmıştı. Şekil 5.1'de örnek bir binek otosunun hidrolik fren sistemi görülmektedir. Sistem elemanlarından olan tekerlek frenleri daha önce ele alınmıştı. Bu bölümde ise tahrik ve iletim elemanları ile ana silindir ve tekerlek fren silindiri ilk önce alınacak, daha sonra iki devreli fren düzenleri, fren kuvvetlendiricileri ve fren kuvveti dağıtıcıları hakkında bilgilere değinilecektir.



Şekil: 5.1 Bir Binek Otosunun Hidrolik Fren Sistemi

Ayrıca Şekil 5.2.'de hidrolik fren sisteminin daha kolay anlaşılır olması açısından bir de şema verilmiştir.



Şekil:5.2. Hidrolik Bir Fren Sistemi Şeması

Şimdi sistem ile ilgili hesaplamaların nasıl yapılacağını görelim.

Geri çekme yayı ve sürtünme kuvvetleri ihmal edilirse i_p pedal çevrim oranı olmak üzere pedal kuvveti

$$F_P = (1/i_p) \cdot P_h \cdot A_A \quad (5.1)$$

Tekerlek silindirindeki yay ve sürtünme kuvvetleri de edildiğinde yaklaşık olarak baskı kuvvetleri

$$\begin{aligned} S_{BÖ} &= P_h \cdot A_{TÖ} \\ S_{BA} &= P_h \cdot A_{TA} \end{aligned} \quad (5.2)$$

bağıntıları ile bulunur. (4.23) bağıntısı ile her bir aksta iki tekerlek olduğu da göz önüne alınarak akslardaki fren kuvvetleri için

$$B_{\ddot{O}} = 2.(U/S)_{\ddot{O}}.S_{B\ddot{O}}.r_{B\ddot{O}}/R \quad (5.3)$$

$$B_A = 2.(U/S)_A.S_{BA}.r_{BA}/R$$

ve bunlardan toplam fren kuvveti

$$B = 2.P_h.((U/S)_{\ddot{O}}.A_{T\ddot{O}}.r_{B\ddot{O}}/R + (U/S)_A.A_{TA}.r_{BA}/R) \quad (5.4)$$

bulunur. (5.1.) bağıntısından hidrolik basıncı P_h çekilerek (5.3) de yerleştirilirse B fren kuvveti ile F_p pedalı kuvveti arasında

$$B = (2.F_p.i_p/A_A).((U/S)_{\ddot{O}}.A_{T\ddot{O}}.r_{B\ddot{O}}/R + (U/S)_A.A_{TA}.r_{BA}/R) \quad (5.5)$$

bağıntısı bulunur. Bağıntıdaki i_p pedal çevrim oranı akışkanın sıkıştırılmaz olmasından yararlanılarak ifade edilebilir. Ana silindirde $A_A.S_p/i_p$ hacmi sıkıştırılmaktadır. Bu hacim dört tekerleğin fren silindirlerinde $2.(2.S_{\ddot{O}}.A_{T\ddot{O}} + 2.S_A.A_{TA})$ şeklinde karşılanacaktır. Buradan pedal çevrim oranı için,

$$i_p = \frac{S_p.A_A}{4.(S_{\ddot{O}}.A_{T\ddot{O}} + S_A.A_{TA})} \quad (5.6)$$

yazılarak toplam fren kuvveti

$$B = F_p.S_p/2. \frac{(U/S)_{\ddot{O}}.A_{T\ddot{O}}.r_{B\ddot{O}}/R + (U/S)_A.A_{TA}.r_{BA}/R}{S_{\ddot{O}}.A_{T\ddot{O}} + S_A.A_{TA}} \quad (5.7)$$

şeklinde elde edilir. Taşıtın frenleme oranı ise $z=B/G$ 'den yararlanılarak

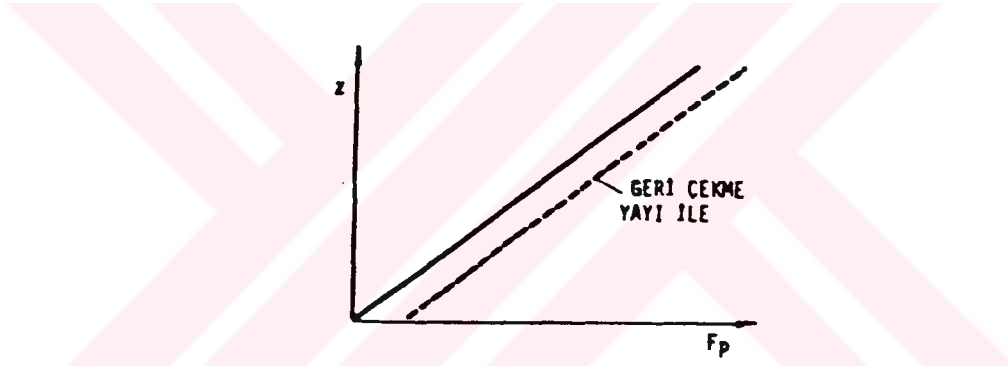
$$z = F_p.S_p/(2.G) \frac{(U/S)_{\ddot{O}}.A_{T\ddot{O}}.r_{B\ddot{O}}/R + (U/S)_A.A_{TA}.r_{BA}/R}{S_{\ddot{O}}.A_{T\ddot{O}} + S_A.A_{TA}} \quad (5.8)$$

bağıntısı ile ifade edilir. Bağıntıyı kolayca irdeleyebilmek için

$$r_{B\ddot{O}}=r_{BA}=r_B, A_{T\ddot{O}}=A_{TA} \text{ ve } S_{\ddot{O}}=S_A=S \text{ kullanılarak,}$$

$$z=(F_p/G).(S_p/4.S).(r_B/R).(U/S)_{\ddot{O}}+(U/S)_A \quad (5.9)$$

bulunur. Bu bağıntıdan anlaşılabacağı gibi pedal kuvveti ile frenleme oranı arasında lineer bir ilişki vardır. Şekil 5.3'te F_p 'ye bağlı z değişimi görülmektedir. Geri çekme yayı da göz önüne alındığında şekil kesikli çizgi ile gösterildiği gibi pedal kuvvetinin bir kısmı yayın ön gerilmesini karşılamakta ve bu sırada frenleme etkisi ortaya çıkmaktadır.



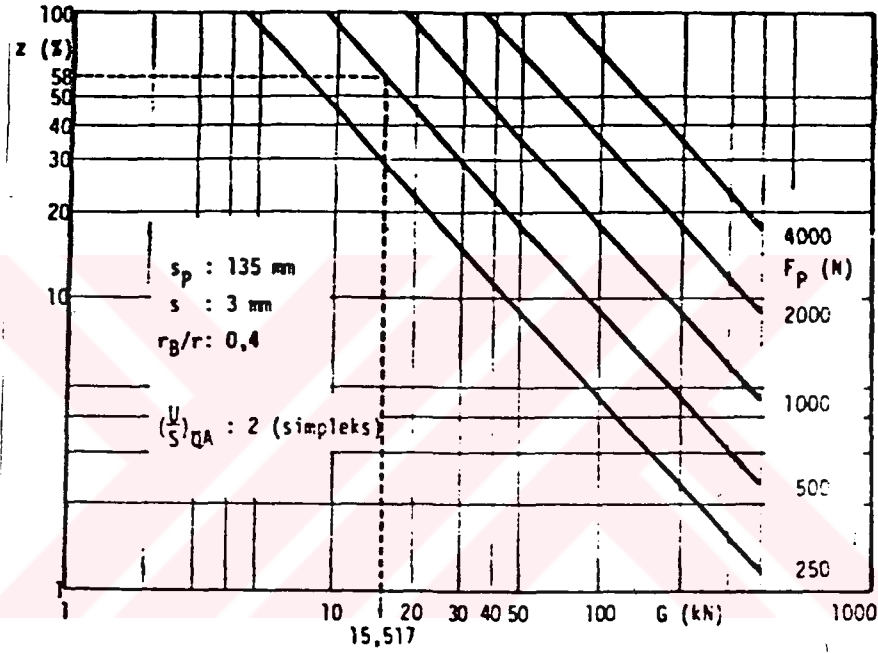
Şekil: 5.3. Frenleme Oranı İle Pedal Kuvveti Arasındaki Bağıntı

(5.9) bağıntısı, taşıt ağırlığını en küçük binek otosundan hidrolik fren sistemi kullanılan büyük yük taşıtı veya otobüs kadar arttırarak incelenecek olursa, z frenleme oranının s_p/s , r_B/r ve U/S oranları sabit kalmak şartıyla verilmiş bir F_p pedal kuvveti için yüke hiperbolik bir fonksiyon şeklinde bağlı olduğu anlaşılır. Bu fonksiyon çift logaritmik eksenlerde Şekil 5.4'de görüldüğü gibi doğrusal değişimler olarak elde edilir.

Daha önce de belirtilmiş olduğu gibi yönetmeliklerde (1) erişilmesi gereken minimum frenleme oranı ve bu frenleme oranına erişmek üzere

uygulanabilecek maksimum pedal kuvveti belirlenmiştir. ($z_{\min}=0.58$, $F_{p\max}=500$ N). Şekil 5.4'de verilmiş olan örnek datalar kullanıldığında bu datalara sahip taşıtın ağırlığının, değerinden büyük

$$G_{\max} = (500/0,58). (135/2).0,4.(2+2) = 15517 \text{ N}$$

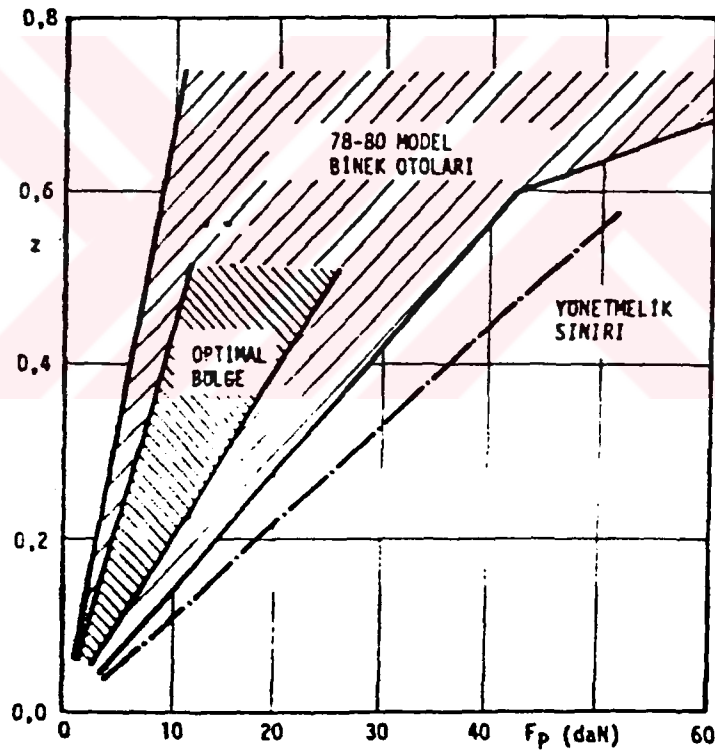


Şekil: 5.4. Belirli Pedal Kuvvetleri İçin Frenleme Oranının Taşıt Ağırlığına Bağlı Değişimi

seçilemeyeceği bulunur. Taşıtın daha ağır olması halinde pedal kuvveti yani sürücünün ayak kuvveti yardımcı bir kuvvetle, bir fren kuvvetlendirici ile desteklenmelidir. Kuvvetlendirici F_p pedal kuvvetini bir V kuvvetlendirme faktörü kadar arttırarak ana silindire iletmektedir. Bu durumda (5.9) bağıntısında F_p yerine $V.F_p$ gelmektedir. Kuvvetlendirici konusu daha sonra ele alınacaktır.

Yukarıda örnek datalarla hesaplanmış olan maksimum taşıt ağırlığı $G_{maks}=15517$ N uygulama için fazla yüksek bir değerdir. Pratikte yönetmeliklerle belirlenmiş pedal kuvveti sınırının çok altındaki kuvvetlerle yüksek frenleme oranlarına erişilmektedir. Bu durum özellikle binek otoları için geçerlidir. O yüzden çok daha hafif taşıtlarda da kuvvetlendirici kullanılmaktadır.

Şekil 5.5'te pedal kuvvetine bağlı frenleme oranlarının uygulamada aldığı değerler, yapılan araştırmalara göre optimal değerleri ve yönetmelik sınırı bir arada görülmektedir (7). Kuvvetlendirme faktörünün küçük olması



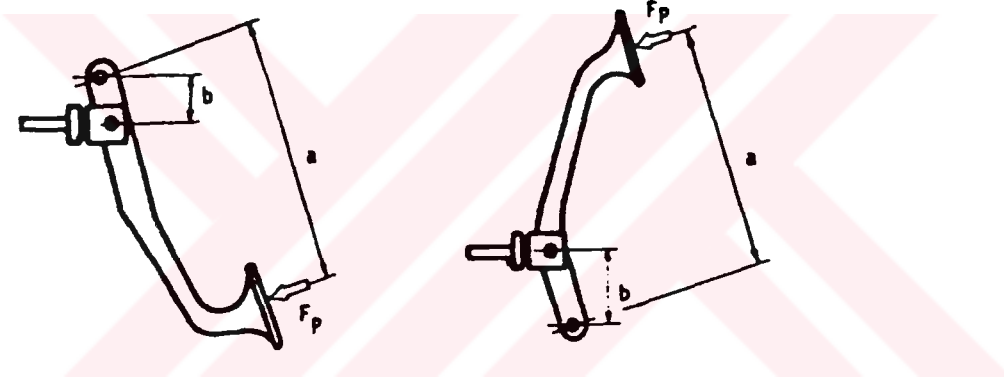
Şekil:5.5. Pedal Kuvvetine Bağlı Frenleme Oranlarının Pratikte Aldığı Değerler ve Optimal Değerleri (7).

gerekli kuvvetinin artmasına yol açarken fazla büyük seçilmesi de hem frenleme oranının yeterince hassas kontrolünü güçleştirmekte hem de kuv-

vetlendiricinin arızalanması halinde yönetmeliklere göre (1) sağlanması gereken yardımcı fren performansının altına düşülmektedir.

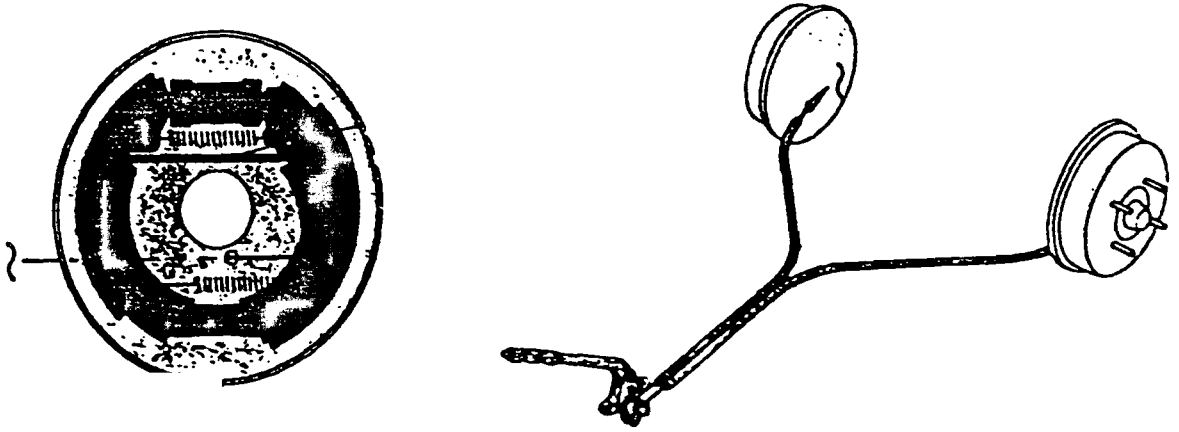
5.1. Tahrik ve İletim Elemanları

Fren sistemlerinin tahriği ayakla veya elle, fren pedalı veya fren kolu kullanılarak yapılmaktadır. Servis freni yalnızca pedal ile tahrik edilir. Pedal Şekil 5.6'da görüldüğü gibi sürücü kabininin formuna ve fren ana merkezinin yerine bağlı olarak aşağıdan veya yukarıdan mafsallı olabilmektedir.



Şekil: 5.6. Fren Pedalı Tipleri

İlgili yönetmeliklerde genellikle pedalın hareket miktarı konusunda sınırlayıcı bir veri bulunmamaktadır. Yalnızca Alman StVZO [6], servis freni pedalının kuvvet uygulanan noktasının hareketini en fazla 250 mm ile sınırlamıştır. Genel olarak bu hareket miktarı sürücü koltuğundaki insanın hareket yeteneği ile sınırlıdır. Ancak pedalın maksimum hareketinin 1/3...1/4 kadar bir kısmının rezerv olarak kalması aşınma ya da arıza halinde kullanılmak üzere gereklidir. Fren pedalının karakteristik büyüklüğü pedal çevrim oranı $i_p = a/b$ 'dir.



Şekil: 5.7. Bir Tesbit Freni Kolu ve Mekanik İletim Düzeni

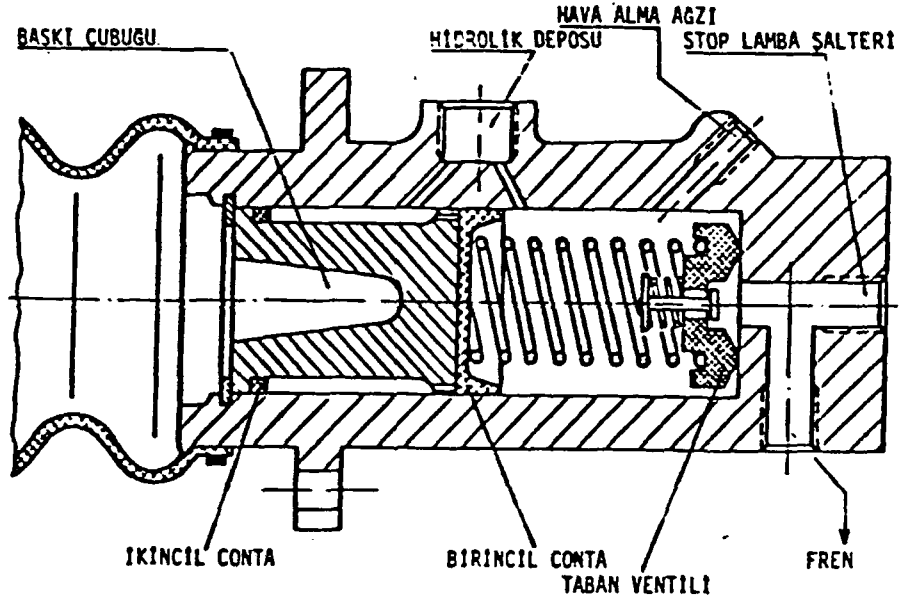
Fren kolu ise tesbit frenlerinde kullanılmaktadır. İletim düzeneği de mekanik olup Şekil 5.7'de bir örnek görülmektedir. Fren kolu elle tahrik edilmekte ve hareket iletim tel veya çubuğu ile frene iletilmekte ve frende bulunan gergi mekanizması uyarılmaktadır. Genellikle tesbit freni sistemi için servis freni sisteminin tekerlek frenleri kullanılmakta, ek bir frene gerek kalmamaktadır. Tesbit freni yalnızca bir aksın iki tekerleğine etkimekte, bu yönetmeliklerdeki ilgili şartların sağlanması için yeterli olmaktadır.

Servis frenine gelince, bu bölümde ana silindir, tekerlek silindirleri, boru ve hortumları bulunmaktadır.

5.2. Ana Silindir ve Tekerlek Fren Silindiri

Burada hidrolik fren sisteminin ana silindiri ve tekerlek silindirleri yalnızca ana fonksiyonları açısından basite indirgenerek gösterilmiş olup aşağıda konstrüktif ayrıntıları incelenecektir.

Şekil 5.8'de Lockheed prensibine göre çalışan bir fren ana silindirinin konstrüksiyonu görülmektedir.



Şekil: 5.8. Lockheed Prensibine Göre Çalışan Bir Fren Ana Silindiri

Fren serbest iken hidrolik deposunu silindire birleştiren kanalın ağzı açık olup silindir basıncı depo basıncına yani atmosfer basıncına eşittir. Fren pedalına basıldığında baskı çubuğu pistonu ileri itmekte ancak birincil conta hidrolik kanalının ağzını kapayınca kadar basınç artışı olmamaktadır. Kanal kapandıktan sonra artan basınç nedeniyle hidrolik sıvısı taban ventilini açarak iletim sistemine ve tekerlek frenlerine akmaktadır.

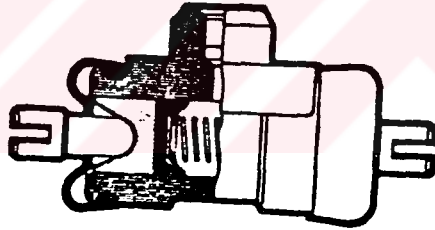
Fren tekrar serbest bırakıldığında piston geri gitmekte ve basınç düşmektedir. Ancak basıncın atmosfer basıncına kadar düşmemesi için belli bir değerde taban ventili kapanarak silindire hidrolik akışını kesmektedir. Sistemde bir miktar artık basınç bırakılmasının nedeni, tekerlek silindiri contalarından sisteme hava girmesinin önüne geçmektedir. Bu artık basınç yalnız kampanalı frenlerde birkılmaktadır. Çünkü kampanalı frenlerde pa-buçları geri çeken yayların gerilmeleri artık basıncı karşılamakta ve balataları kampanadan ayırmaktadır. Diskli frenlerde geri çekme yayı bulunmadı-

ğından artık basınç bırakılması halinde balatalar sürekli olarak diske sürteceklerdir. Bu nedenle disk frenlerinin ana merkezlerinde taban ventili bulunmaz.

Ana silindire hava girmesinin önüne geçmek üzere birincil ile ikincil conta arasında atmosfer basıncında bir hidrolik yastığı bırakılmıştır.

Ayrıca sisteme hidrolik sıvının doldurulması sırasında girecek bir miktar havanın alınabilmesi için ana silindirin en yüksek yerinde bir hava alma ağzı vardır.

Kampanalı frenlerde kullanılan bir tekerlek silindiri, Şekil 5.9'da görüldüğü gibi bir gövde, pistonlar, sızdırmazlık contaları ve baskı çubuklarından oluşur. Kir ve fren tozlarına karşı bir toz körüğü ile korunan silindirin yine en yüksek noktasında bir hava alma ağzı bulunmaktadır.



Şekil: 5.9. Bir Kampanalı Frene Ait Tekerlek Silindiri

5.3. İki Devreli Fren Düzenleri

Hidrolik veya havalı fren sistemlerinde bir boru yada hortumun patlaması halinde servis freni fonksiyonunun tamamen yitirmekte, taşıt fren yapamaz hale gelmektedir. Elle tahrik edilen park freni mekanizmasının bu durumda yardımcı fren olarak kabul edilmesi sakıncalıdır. Yapılan çeşitli araştırmalar servis freninde ani bir patlama olduğunda sürücünün hiç alışık

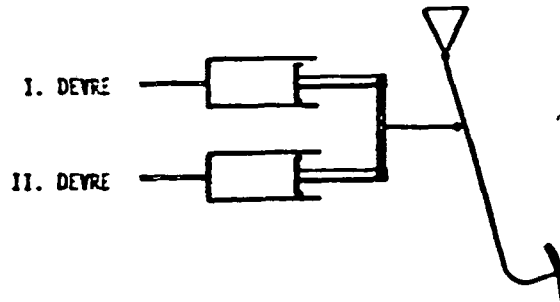
olmadığı halde durumu hemen inceleyerek el freni kullanmaya karar vermesi, freni kavraması ve gecikmeden fren yapabilmesi olasılığının çok zayıf olduğunu göstermiştir. Sürücüler ani olarak fren yapmaları gerektiğinde, servis freni çalışmıyorsa el frenini ya hiç kullanmamakta yada kullansa bile reaksiyon süresi çok uzun olmaktadır. Bu durumda yardımcı fren düzeninin yine servis freni pedalından tahrik ediliyor olması önemli avantajlar getirecektir.

AT yönetmeliklerine göre şart koşulmuş olan iki devreli fren düzenlerinin en az beş çeşiti bulunmakla birlikte uygulamada bunlardan dördü kullanılmaktadır. Yönetmeliklere göre çevrimlerden biri çalışmadığı takdirde taşıt aynı yanda olmayan en az iki tekerleği ile fren yapabilmesi ve mümkünse yardımcı fren olarak $z=0.3$ veya en azından artak frenleme olarak $z=0.22$ frenlemeyi en fazla 500 N'luk bir pedal kuvveti ile gerçekleştirebilmelidir.

Aşağıda iki devreli bir fren sistemi Şekil 5.10'da şematik olarak görülmektedir.

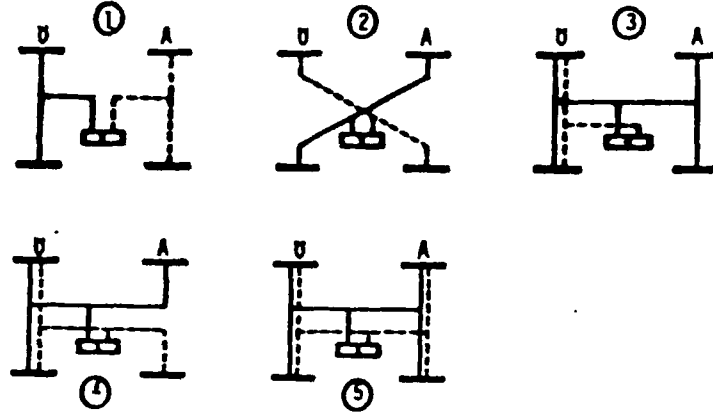
Bu şekilde sistemde devrelerden birinde arıza olduğunda diğer devreyle fren yapılabilmektedir.

Bu iki devrenin taşıtın tekerleklerine dağılım Şekil 5.11'de görüldüğü gibi değişik şekillerde uygulanmaktadır.



Şekil: 5.10. İki Devreli Bir Fren Sistemi Şeması

Belli bir taşıt için bu şekillerden hangisinin uygun olacağı, taşıtın fren momenti dağılımına, tekerlek asılış şekline (özellikle ön tekerleklerin yuvarlanma dairesi yarıçapları önemli rol oynarlar) ve ağırlık yeri başta olmak



Şekil: 5.11. İki Devreli Fren Sistemlerinde Çeşitli Devre Dağılımı Şekilleri

üzere çeşitli taşıt datalarına bağlıdır.

Dağılımın seçilmesinde özellikle aşağıdaki hususların göz önüne alınması gerekmektedir.

- a) Devrelerden biri arızalanarak devre dışı kaldığında diğer devre yönetmeliklerde yardımcı fren düzenleri için şart koşulan sınır değerlerini yani belirli bir maksimum pedal kuvveti ile minimum bir frenleme oranı sağlamalıdır.
- b) Bir devreyle fren yapıldığında taşıtı döndürmeye çalışan moment yani sağ ve sol tekerlekler arasındaki frenleme kuvveti farkı fazla olmamalıdır.

5.12'de verilmiş olan dağılım şekillerinin uygulanması ile ilgili başlıca kriterler:

1) **Ön-Arka Dağılım:** Ağırlık merkezi taşıtın ortasında veya arkaya doğru olan taşıtlar için uygundur. Basit ve ucuz bir şekildir. Fiat, Ford, Opel gibi markalarda uygulanmaktadır.

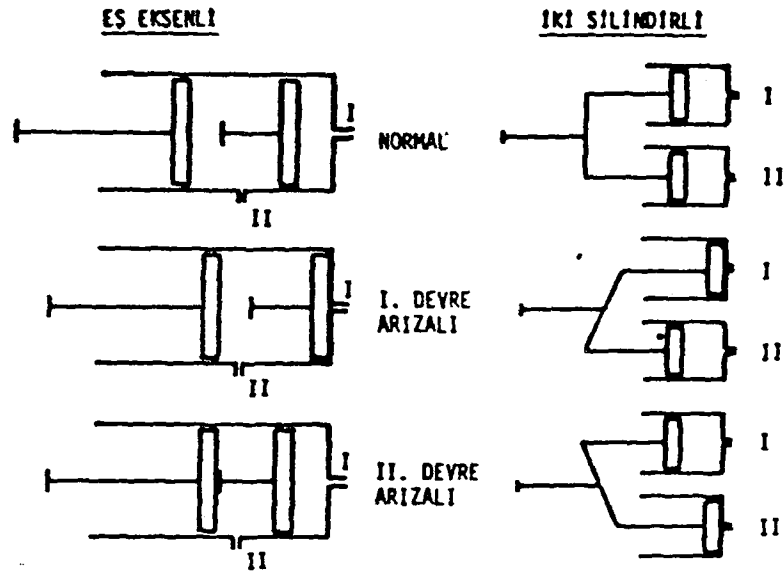
2) **Diyagonal Dağılım:** Ağırlık merkezi taşıtın ön veya ortasına doğru olan taşıtlar için uygundur. Bu dağılım şekli kullanıldığında, bir devrenin arızalanması halinde aşırı direksiyon momentlerinin ortaya çıkmaması için ön tekerlek yuvarlanma dairesi yarıçaplarının negatif olması şarttır. Basit ve ucuz bir şekildir. Uygulamada Audi, Saab, Volkswagen gibi markalarda kullanılmaktadır.

3) **Ön Aks, Arka-Ön Aks Dağılımı:** Yalnız ağırlık merkezi önde olan taşıtlar için uygundur. Ön tekerlek frenleri ikişer silindirli olduğundan 1 ve 2 numaralı dağılımlardan daha pahalıdır. BMW marka otomobillerde uygulanmaktadır.

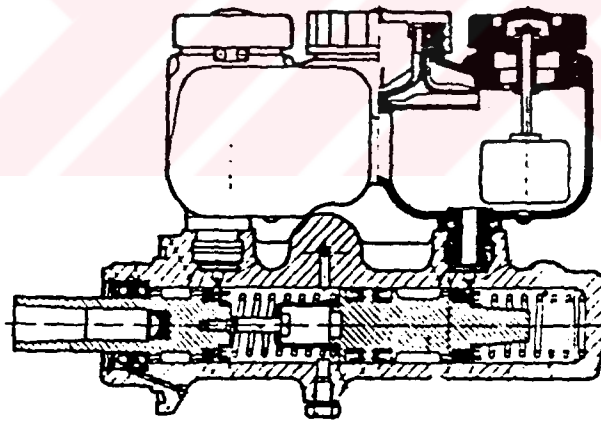
4) **Ön Aks, Arka Tekerlek-Ön Aks, Arka Tekerlek Dağılımı:** Ağırlık merkezi ortada veya öne doğru olan taşıtlar için uygundur. Ön tekerlek frenleri ikişer silindirli olduğundan 1 ve 2 numaralı dağılımlardan daha pahalıdır. Volvo marka otomobillerde kullanılmaktadır.

5) **Ön ve Arka Aks-Ön ve Arka Aks Dağılımı:** Ağırlık merkezinin yerinin önemi yoktur. Teorik olarak ideal dağılım şeklidir. Konstrüksiyonunda yerleştirme sorunu çıkarmaktadır. En pahalı uygulamadır. Rolls Royce marka otomobillerde kullanılmaktadır.

Şekil 5.12 a'da iki devreli fren sistemlerinin eş eksenli ve iki silindirli tiplerindeki ana merkezlerinin çalışma şekilleri görülmektedir. Şekilden de anlaşılabacağı gibi devrelerden birisinin arızalanması halinde pedalın boşta katetdiği yol yani hareket miktarı artmaktadır. Şekil 5.12 b'de iki devreli ve eş eksenli bir ana merkezin konstrüktif yapısı görülmektedir.



Şekil: 5.12 a: Eş Eksenli ve İki Silindirli Ana Merkezlerin Çalışma Şekilleri



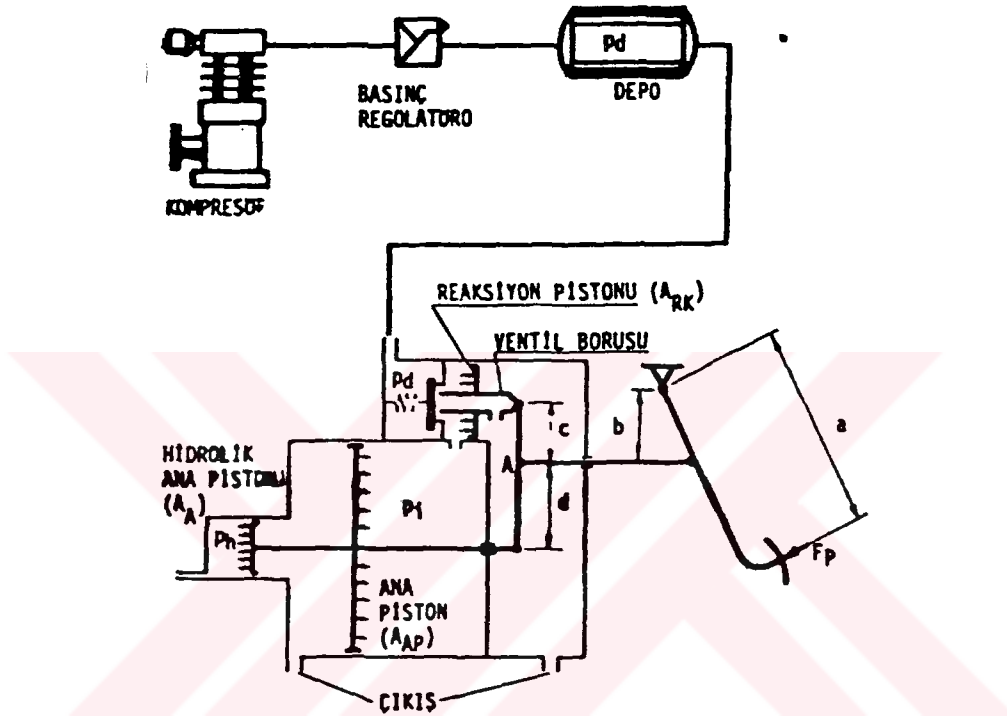
Şekil: 5.12 b: İki Devreli ve Eş Eksenli Bir Fren Ana Merkezi

5.4. Fren Kuvvetlendiricileri

Daha önce de değinilmiş olduğu gibi fren düzeni hidrolik olan belli bir ağırlığın üzerindeki taşıtlarda kuvvetlendirici kullanımı ile pedal kuvveti

fren ana silindirine belli bir oranda arttırılarak iletilmektedir.

Sürücünün ayak kuvvetinin başka bir enerji kaynağı ile desteklendiği bu sistemlere yardımcı kuvvetli fren düzenleri adı verilmektedir.



Şekil: 5.13. Yüksek Basınçla Çalışan Bir Fren Kuvvetlendiricisinin Prensi Şeması

Yüksek basınçla hava ile çalışan bir fren kuvvetlendiricisinin prensip şeması Şekil 5.13'te görülmektedir. [3]

Sistem şu şekilde çalışmaktadır:

Fren pedalı hareket ettirildiğinde kuvvetlendirici ana pistonundaki sürtünme kuvveti fazla olduğundan yalnızca reaksiyon pistonuna bağlı olan ventil borusu hareket eder ve ventili iterek açar. Basıncılı hava içeri dolarak

ana pistonu baskı yapar ve dolayısıyla fren ana silindirdeki hidrolik sıvısına da aynı baskı kuvvetini uygular. Öte yandan P_i hava basıncı reaksiyon pistonuna da bir baskı uygulayarak ventil borusunu geri iter ve ventil kapanır. Sistem içinde dış ortama göre bir P_i basınç fazlalığı vardır.

Kuvvetlendirici faktörünün hesabı için A noktasına etki eden kuvvetlerin dengesinden

$$P_i \cdot A_{RK} - P_i \cdot A_{AP} + P_h \cdot A_A - F_p \cdot a/b = 0 \quad (5.10)$$

A noktasındaki momentlerin dengesinden

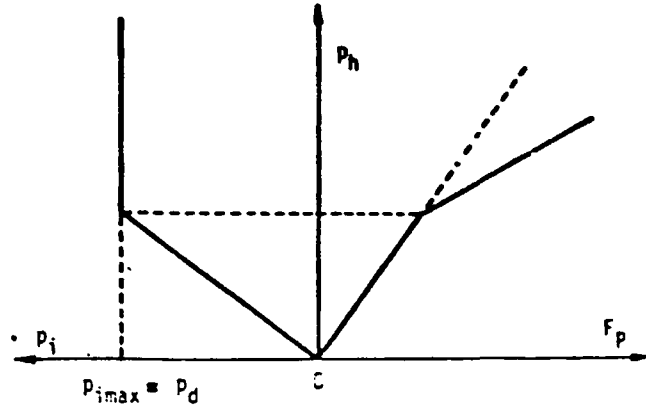
$$P_i \cdot A_{RK} \cdot c + (P_i \cdot A_{AP} - P_h \cdot A_A) \cdot d = 0 \quad (5.11)$$

yazılacak olursa bu iki bağıntıdan

$$V = \frac{P_h \cdot A_A}{F_p \cdot a/b} = \frac{c+d \cdot A_{AP}/A_{RK}}{c+d} \quad (5.12)$$

şeklinde kuvvetlendirici faktörü hesaplanır.

Şekil 5.14'de (5.11) bağıntısına göre P_h ile P_i arasındaki ve (5.12) bağıntısına göre de P_h ile F_p arasındaki ilişki görülmektedir. Bu şekilden anlaşıldığı gibi P_i basıncı maksimum değeri olan P_d basıncına eriştiğinde kuvvetlendirici etkisi sona ermekte, daha yüksek pedal kuvveti uygulandığında hidrolik basıncı artışı kuvvetlendirici etkisi olmadan devam etmektedir. Dolayısıyla P_d basıncı P_h - F_p diyagramında eğimleri değil sadece kırılma noktasının yerini değiştirebilmektedir.



Şekil: 5.14. Fren Kuvvetlendiricisine Ait Karakteristik P_h , P_i , F_p Diyagramları

Fren serbest bırakıldığında ($F_p=0$) ventil borusu ventilden ayrılmakta ve basınçlı hava ventil borusundan geçerek sağdaki çıkıştan dışarı akmaktadır.

Bu sistemlerde basınçlı hava desteği ortadan kalktığında ana fren pistonu mekanik olarak tahrik edilebilmekte ancak aynı basıncı elde etmek üzere gereken pedal kuvveti artmaktadır.

Örnek olarak verilmiş olan kuvvetlendiricide çıkış ağzları motorun emme kanalına bağlanarak vakum sağlanır ve basınçlı havanın girdiği ağız ise atmosfere açılırsa sistem yine aynı şekilde çalışır ve prensip olarak bir vakumlu kuvvetlendirici elde edilmiş olur.

Otobüs ve yük taşıtlarının basınçlı hava sistemlerinde uygulamada 0,7...0.8 Mpa basınç kullanılmaktadır. Vakumlu kuvvetlendirici kullanılan binek otomobillerinde ise mutlak basınç 0,01...0.02 MPa mertebelerinde olmakta böylelikle atmosfer basıncına nazaran 0,08...0.09 Mpa basıncı farkı sağlanmaktadır. Maksimum kuvvetlendirici desteği maksimum basınç farkına bağlı olduğundan vakumlu kuvvetlendiricilerde ana piston alanı yüksek basınçlı kuvvetlendiricilerin 8...9 katı daha büyük seçilir.

Havalı kuvvetlendiricilerden başka binek otomobillerinde kullanım gittikçe yaygınlaşan hidrolik kuvvetlendiriciler de mevcuttur. Özellikle egzoz emisyonları ile ilgili yönetmeliklerin gerektirdiği önlemler motorun emme basıncının 0,02 MPa mertebelerine düşmüyor olmasına yol açmakta, bu nedenle vakumlu kuvvetlendiricilerin boyutlarını fazla büyütmek yerine hidrolik kuvvetlendiriciler tercih edilebilmektedir.

Şekil 5.15'de hidrolik bir fren kuvvetlendiricisi görülmekte olup çalışma şekli:

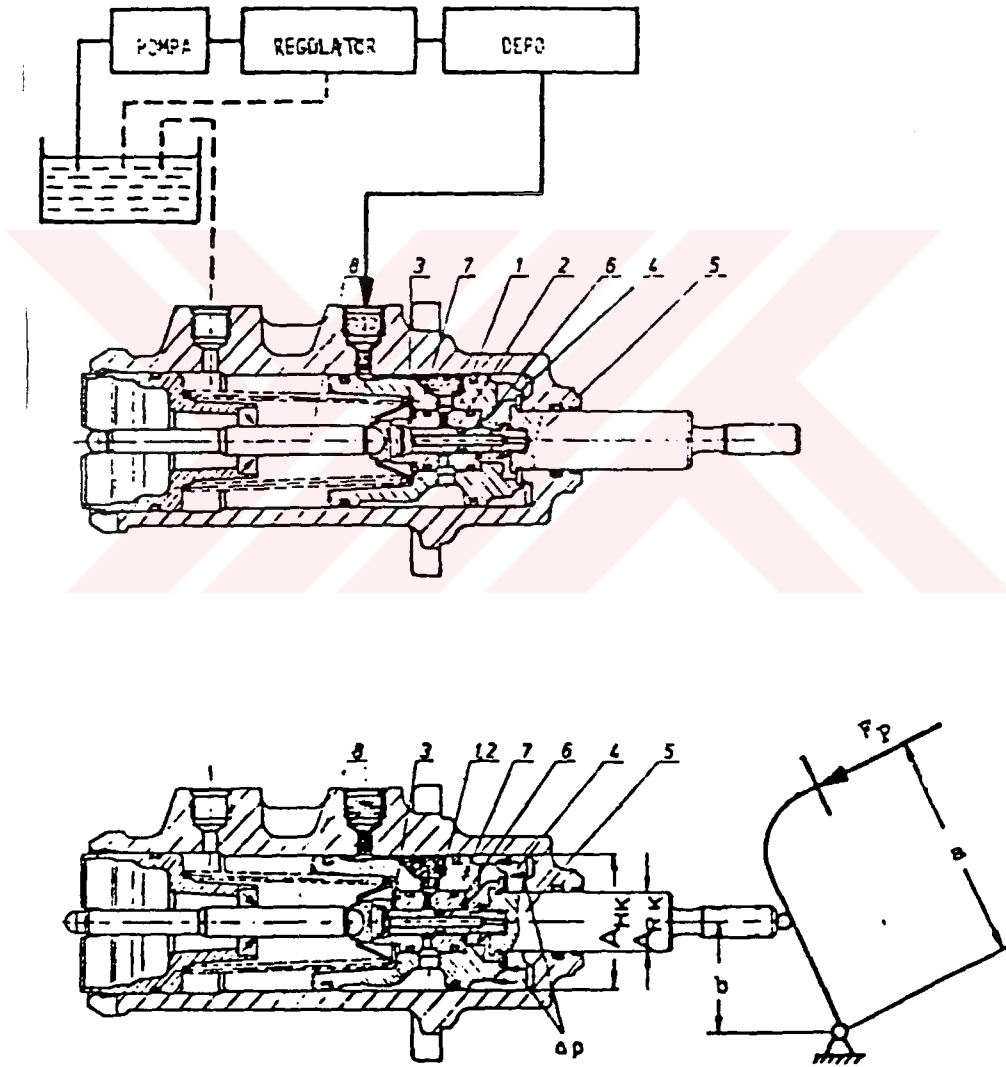
Serbest durumda (Şekil a) kumanda ağzı (1)'e kadar depo basıncı gelmekte, kumanda ağzı (2) kanal (3) ile basınçsız yağ deposu ile bağlantılı bulunmaktadır. Frenleme sırasında (Şekil b) pedal tahrik edilmekte ve tahrik pistonu (5) üzerinden, kumanda pistonu (6)'da bir baskı kuvveti oluşmaktadır. Kanal (3) kapanmakta ve (1) ve (2) kumanda ağzıları birleşmektedir. Tahrik pistonu (5)'e etkiyen kuvvet ile bu pistonun yüzeyine etkiyen (4) numaralı hücre basıncının oluşturduğu kuvvet dengeleninceye kadar (4) hücresine basınçlı depodan hidrolik akmaktadır. (4) hücresinin basıncı reduksiyon pistonu (7)'ye etkiyerek baskı çubuğu (8) üzerinden ana fren silindiriindeki hidrolik basıncını kuvvetlendirmektedir. Pedal kuvveti arttırıldığında basınçlı depodan kuvvetlendiriciye daha fazla hidrolik akmakta ve (4) numaralı hücre basıncı pedal kuvveti ile orantılı olarak artmaktadır.

Pedal kuvveti azaltıldığında ise fazla hidrolik (4) numaralı hücreden (3) kanalı ile basınçsız yağ deposuna akmaktadır. Fren kuvveti (4) numaralı hücre basıncı depo basıncına erişinceye kadar kuvvetlendirilmektedir. Pedal kuvveti daha fazla arttırıldığında (4) numaralı hücre basıncı sabit kalmakta yalnızca ilave kuvvetlendiricideki mekanik bağlantı üzerinden ana fren silindiriindeki basıncı arttırmaktadır.

Kuvvetlendirici Faktörü

$$V = \frac{P_i \cdot A_{AP}}{F_p \cdot a/b} = \frac{P_i \cdot A_{AP}}{P_i \cdot A_{RK}} = \frac{A_{AP}}{A_{RK}} \quad (5.13)$$

şeklinde hesaplanmaktadır.



Şekil:5.15. Hidrolik Bir Fren Kuvvetlendiricisi Konstrüksiyonu ve Çalışması

5.5. Fren Kuvveti Dağıtıcıları

Buraya kadar olan çalışmamızda ön ve arka akslardaki fren momenti dağılımı tekerlek fren silindirlerinin büyüklüklerine bağlı ve sabit bir oranda idi. Fren kuvveti dağıtıcıları ön ve arka akslardaki fren momentleri oranını değiştiren elemanlardır.

Burada uygulamada kullanılan kuvvet dağıtıcılarından olan Kırık Karakterli Kuvvet Dağıtıcıları ilk önce ele alınacak ve daha sonra ise yüke Bağlı Kuvvet Dağıtıcıları incelenecektir.

a) Kırık Karakterli Kuvvet Dağıtıcıları:

Prensip olarak bu tür kuvvet dağıtıcılarının fonksiyonu ana silindirde ortaya çıkan hidrolik basıncı ön ve arka akslara tekerleklerle yol arasındaki kuvvet bağlantıları açısından sabit karakterli dağılıma göre (Şekil 3.4) daha uygun oranlarda dağıtmaktadır. Diğer bir ifadeyle, ideal fren kuvveti dağılım eğrisine yaklaşmak üzere kullanılan bu kuvvet dağıtıcıları Şekil 5.16 a'da görüldüğü gibi belirli bir noktadan itibaren arka aks hidrolik basıncının ön aks hidrolik basıncına oranını azaltarak kırık bir dağılım karakteri sağlamaktadır. Kuvvet dağıtıcısının basınç iletim karakteri Şekil 5.16 b'de verilmiştir. Belirli bir P_A hidrolik basıncına kadar ana merkezden gelen basınç aynen, bu basınçtan sonra ise belirli oranda azaltılarak aktarılmaktadır.

Şekil 5.16 c ve d'de kuvvet dağıtıcısının şematik ve konstrüktif resimleri görülmektedir. Çalışma şekli:

Kırık karakterli kuvvet dağıtıcısı kırılma noktası basıncına erişilinceye kadar giriş basıncını değiştirmeden arka arks tekerleklerine iletmektedir.

Kırılma basıncından sonraki giriş basıncı artışları A_{ring}/A_{top} yüzeyler oranı ile azaltılmaktadır. Ana silindirde oluşan hidrolik basınç A_1 ağzından (2) numaralı ring hücreğine girmekte, (3) numaralı delik, (4) numaralı ventil ve (5) numaralı hücreden geçerek A_2 ağzından arka aks frenlerine erişmektedir. Kırılma noktası basıncına erişilirken (6) numaralı kademeli piston (7) numaralı gergi yayının F_0 ön gerilme kuvvetine karşı kaymakta ve (4) ventilini kapamaktadır. Bunu izleyen basınç artışlarında kademeli piston hızla ileri ve geri kayarak (4) ventilini açıp kapamakta ve tekrar denge durumuna erişmektedir. Bu şekilde (5) hücreesindeki basıncın kırılma basıncından sonraki artışı A_{ring}/A_{top1} oranında azaltılmış olarak gerçekleşmektedir. Ana silindirdeki basıncın azaltılması halinde kademeli piston (7) numaralı yaya karşı, (2) ve (5) numaralı hücre basınçları dengeleninceye kadar kaymaktadır. Daha sonra (4) numaralı ventil açılmakta ve kademeli piston başlangıç konumuna dönmektedir.

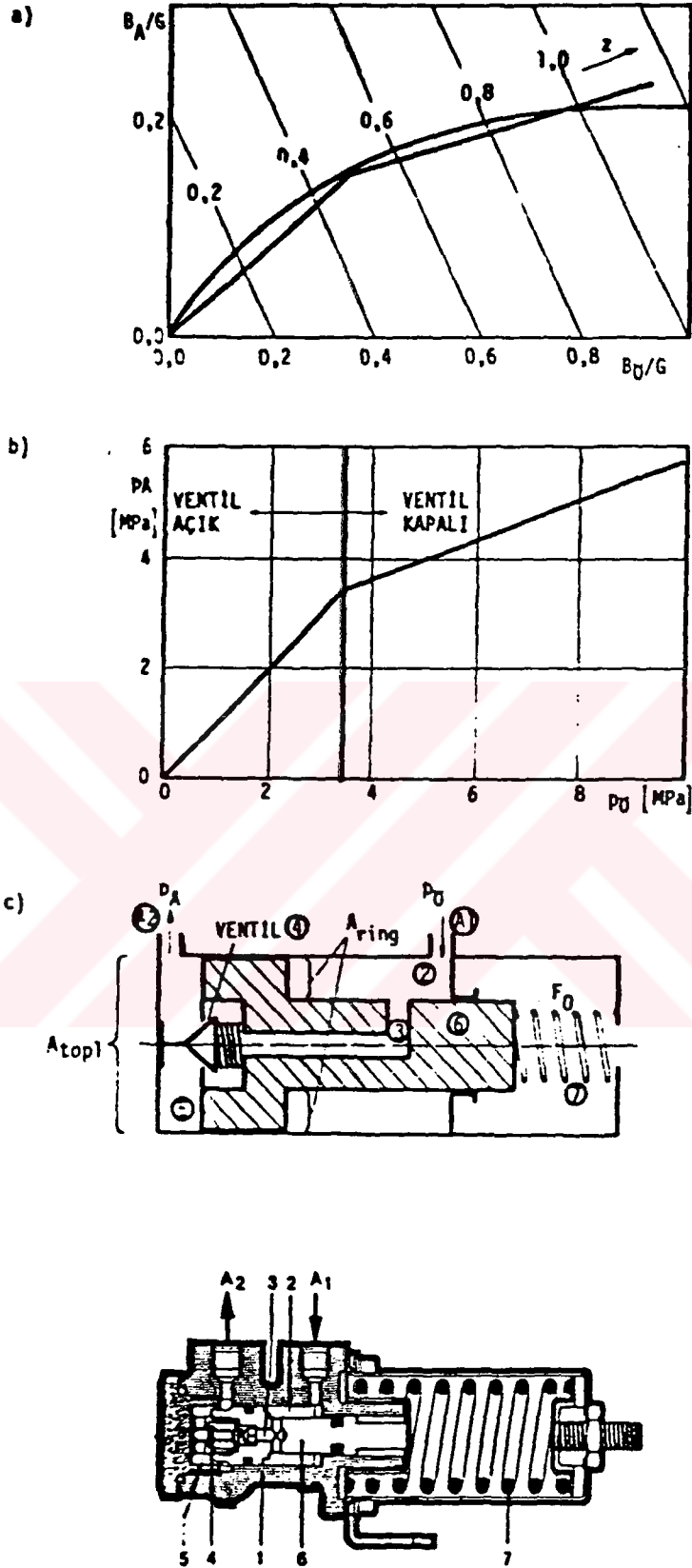
Basınç Oranları

$$P_A \cdot A_{top1} = P_0 \cdot A_{ring} + F_0 \quad (5.14)$$

$$P_A = P_0 \cdot A_{ring}/A_{top1} + F_0/A_{top1}$$

bağıntısı ile kolayca ifade edilir.

Daha önce de değindiğimiz gibi sabit fren kuvveti dağılımı ile yönetmeliklere uygun bir fren düzeni oluşturmak mümkündür. Fakat uygulamada sabit dağılımın bir sakıncası ortaya çıkmaktadır. Genellikle taşıtın frenleme işinin % 75...80'ini ön frenler yapmaktadır. Halbuki yönetmeliklere göre konulmuş olan 0.85 frenleme sınırına taşıt çok nadiren, ani tehlike anlarında çıkmaktadır. Şehir trafiğinde frenleme ivmelerinin istatistik dağılımını tesbit etmek üzere yapılmış bir araştırmada frenlemelerin % 80'ini 0.2'nin altında, % 96'sının 0.3'ün altında % 99.9'unun ise 0.5'in altında olduğu görülmüştür. Böylelikle çok seyrek karşılaşılan bir durumu emniyete



Şekil: 5.16. Kırık Karakterli Kuvvet Dağıtıcı

almak ve yönetmeliklere uygun düşmek amacıyla, ön akstaki balataların ve tekerleklerin hızlı aşınmasına katlanılmaktadır. İşte bunun önüne geçebilmek üzere kırık karakterli fren kuvveti dağılımı uygulanmaktadır.

b) Yüke Bağlı Fren Kuvveti Dağıtıcıları

Daha önce incelediğimiz gibi ideal fren kuvveti dağılımı (3.12) ve (3.13) bağıntılarından anlaşılacağı üzere taşıt ağırlığına ve ağırlık merkezinin yerine bağlıdır. Bu nedenle yük durumunun ve dolayısıyla ağırlık merkezi yerinin değişimi ideal dağılım eğrisini de Şekil 5.17'de görüldüğü gibi değiştirmektedir. Taşıtın fren kuvveti dağılımının ideal dağılıma her türlü yük durumunda uygun şekilde yaklaşması için yüke bağlı kuvvet dağıtıcıları kullanılmaktadır. [4]

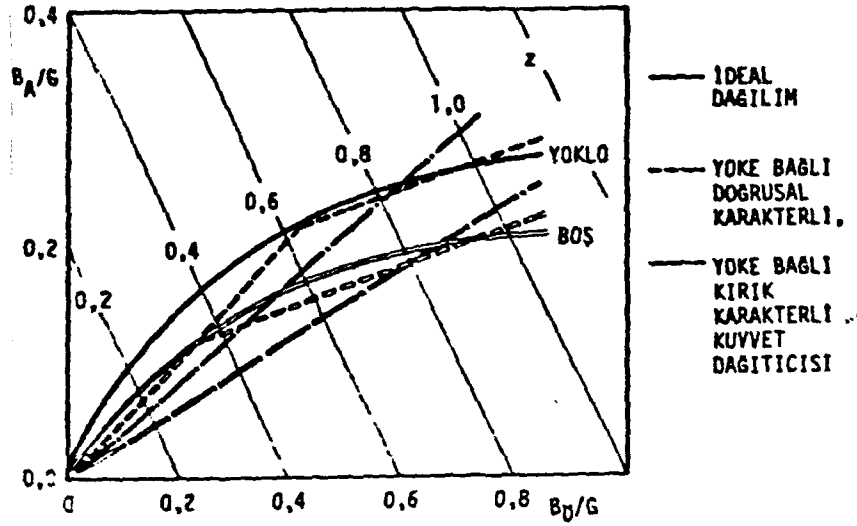
Şekil 5.18 a'da hidrolik fren düzenlerinde kullanılan bir yüke bağlı fren kuvveti dağıtıcısı şeması görülmektedir. Şekildeki iki hidrolik silindirini birbirine bağlayan çubuğun dayanak noktası yüke bağlı olarak kaymakta, böylelikle ön ve arka aks frenlerindeki basınçların oranını değiştirmektedir. Ana silindirdeki hidrolik basıncı P_h ise arka aks frenlerindeki basıncı değişimi

$$P_A \cdot A_A \cdot a_A = P_h \cdot A \cdot a$$

$$P_A = P_h \cdot \frac{A}{A_A} \cdot \frac{a}{a_A}$$
(5.15)

bağıntıları ile ifade edilir.

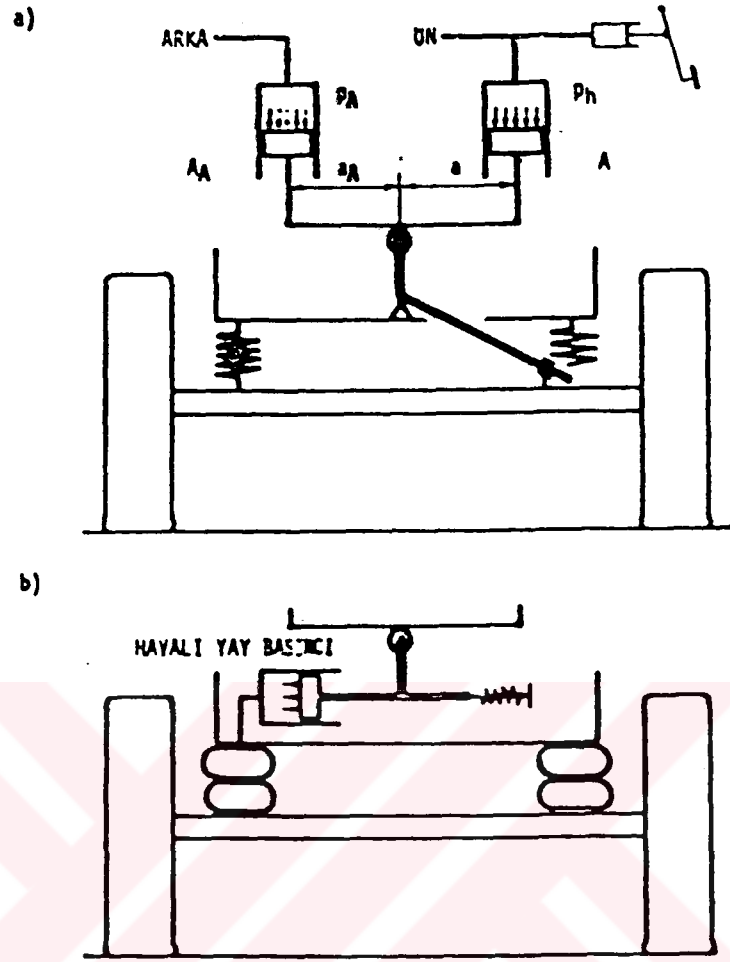
Şekil 5.18 a'da dayanma noktasını kaydıran kolun ucu taşıtta aksa veya tekerlekler yada stabilizatöre bağlanmaktadır. Yük değişimi halinde taşıt gövdesinin aksa olan mesafesi değiştiğinden bu kol da hareket ederek a_A , a mesafelerini değiştirmektedir. Tekerlek askı düzenlerinde



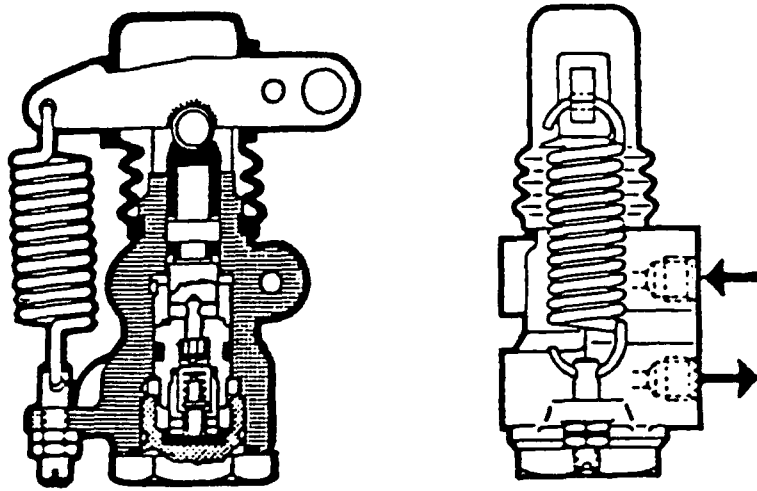
Şekil: 5.17. Fren Kuvveti Dağılımının Yüke Bağlı Değişimi

havalı yay kullanılan taşıtlarda gövde yüksekliği sabit tutulduğundan bu defa Şekil b'de görüldüğü gibi değişen hava basıncından yararlanılarak dayanak noktası kaydırılmaktadır. Bu tip bir kuvvet dağıtıcısının yüke bağlı karakter değişimi Şekil 5.17'de gösterilmiştir.

Kırık karakterli kuvvet dağıtıcılarının da (Şekil 5.16) yüke bağlı olarak değişken karakter göstermeleri için bu defa gergi yayı yüke bağlı olarak gerilmekte veya gevşetilmekte, böylelikle F_0 kuvveti ve buna bağlı olarak kırılma noktasının yeri değiştirilmektedir. Şekil 5.19'da yüke bağlı kırık karakterli bir fren kuvveti dağıtıcısının konstrüksiyonu verilmiştir.



Şekil: 5.18. Yüke Bağlı Bir Fren Kuvveti Dağıtıcısının Şematik Resmi ve Konstrüktif Yapısı



Şekil: 5.19. Yüke Bağlı Kırık Karakterli Bir Fren Kuvveti Dağıtıcısının Kanstrüktif Yapısı

BÖLÜM 6. HİDROLİK FREN DÜZENİ ELEMANLARININ BİLGİSAYAR YARDIMIYLA BOYUTLANDIRILMASI

Bir fren düzeninin fonksiyonelliği yalnızca düzeni oluşturan elemanların kalitesine bağlı değildir. Bu elemanların seyir dinamiği ve emniyeti şartlarını sağlayacak bir uyum içinde seçilmiş olması gereklidir. Elemanların seçiminde önce sistemin sağlanması gereken şartlar belirlenmelidir. Bunlar:

- 1) Konu ile ilgili kanun ve tüzükler,
- 2) Frenleme sırasındaki seyir stabilitesi ile ilgili şartlar
- 3) Düzenin kontrol ve kumandası ile ilgili sürücü istekleri

şeklinde ortaya çıkmaktadır.

6.1. Boyutlandırma İçin Gerekli Datalar

Fren sisteminin boyutlandırılması için gerekli üç ana büyüklük, taşıtın ağırlığı (G), taşıtın akslarına yükün dağılım oranı (Ψ) ve taşıt ağırlık merkezi yüksekliğinin aks ağırlığına oranı (X) dır. G elde edilmek istenen frenleme kuvvetini belirleyen bir büyüklüktür. ve X ise fren kuvvetinin ön ve arka akslara dağılımı ile ilgilidir.

Bir taşıtın fren sistemini boyutlandırmaya geçmeden önce Tablo 6.1'de görülen şekilde ana dataların bir araya toplanması yararlı olacaktır.

Tablo: 6.1. Taşıt Fren Sistemini Boyutlandırmak Üzere Kullanılacak Ana Datalar

	BOŞ		YÜKLÜ
G _{aao} =	Ψ_0	G _{aa} =	Ψ =
G _{öao} =	$1 - \Psi_0$	G _{öa} =	$1 - \Psi$ =
G _o =		G=	
h _o =	X _o =	h=	X =
Aks aralığı l=		Dinamik tekerlek yarıçapı R=	
$\Psi_0 = G_{aao}/G_o$	$\Psi = G_{aa}/G$	$X_o = h_o/1$	$X = h/1$

Burada oluşturulan tablodaki değerler yardımıyla, (3.12) ve (3.13) bağıntılarını kullanarak taşıtın boş ve yüklü durumu için ideal fren kuvveti dağılım eğrilerini bilgisayarda çizdirebiliriz. Daha önce de gördüğümüz gibi ideal fren kuvveti dağılım eğrileri yalnızca taşıtın geometrik ölçüleri ile oluşturulabilmekte idi.

Toplam fren kuvvetinin büyüklüğüne gelince, hernekadar A.T. yönetmeliklerine göre binek otomobilleri ve küçük yük taşıtları için 0.59 g negatif ivme öngörülmüş ise de uygulamada taşıtlar 0.85-0.90 g'lik fren ivmelerine çıkmaktadır.

Bu durumda toplam fren kuvveti de $B = (0.85...0.90) \cdot G$ büyüklükleri arasında değerler alacaktır. Burada G taşıtın toplam yüklü ağırlığıdır. Bu fren kuvvetine erişmek için sürücünün fren pedalına belli bir kuvvetle basması gerekir. Fren kuvveti ile pedal kuvveti arasındaki B/F_p oranı i_k çevrim oranı olarak boyutlandırmaya geçmeden seçilmesi gereken bir büyüklüktür.

$$i_k = B/F_p = z \cdot G/F_p \quad (6.1)$$

bağıntısında z/F_p oranı ile kuvvetlendirme katsayısı olarak ortaya çıkmaktadır.

A.T. yönetmeliklerine göre alt sınır $i_k=0.012$. G olarak (K.K.=0.012 1/dan) belirlenmiştir. Fren sistemi boyutlandırılması için $i_k=0.03.G$ (K.K.=0.03 1/daN) tavsiye edilir.

Bu durumda hesapları yapılan bir taşıtın kuvvetlendirme katsayısı K.K.=0.012'den küçük çıkıyorsa bu fren sistemine bir kuvvetlendirici eklemek gerekecektir.

Toplam fren kuvvetinden arka aksa düşen pay $\emptyset$ ile gösterilecek olursa

$$\emptyset = z.G_0.(\Psi_0 - z.X_0) / (z.G_0) = (\Psi_0 - z.X_0) \quad (6.2)$$

şeklinde ifade edilebilir. A.T yönetmeliklerine göre en fazla

$$\emptyset = \Psi_0 - 0.8X_0$$

olmalıdır. Genellikle hesaplamalarda referans olarak

$$\emptyset = \Psi_0 - 0.17 \quad (6.4)$$

alınmaktadır. 0.17 değeri genelde kural olarak $X_0 \leq 0,2$ olması ve emniyet nedeniyle ideal frenlemenin $z \geq 0,85$ olarak alınması sonucunda ortaya çıkmaktadır. Ayrıca bu hesaplar yüklü taşıt için de kontrol edilmeli ve yüklü halde de A.T. yönetmelik şartları sağlanmalıdır. [5]

Buradan daha sonra verilecek olan bilgisayar programında taşıtın ön fren düzeni diskli fren, arka fren düzeni ise kampanalı olarak hesaplanmıştır. Bu durumda balata-disk ve balata-kampana çifti arasındaki sürtünme katsayısı μ seçimi yapıldıktan sonra disk fren için (4.24) bağıntısından iç çevrim oranı hesaplanır. Arka aks frenlerinin simetrik simpleks kampanalı fren olduğu kabul edilirse (4.34) bağıntısından da kampanalı fren için iç çevrim oranı hesaplanır.

Hidrolik fren düzenlerinde uyarı kuvvetinin tekerleklere iletimi hidrolik sıvısı ile yapılmaktadır. Bir tekerlek silindirinde oluşan gerilme kuvveti:

$$S = P_h \cdot A_T \cdot \eta_{TS}$$

P_h : Hidrolik basıncı (bar)

A_T : Tekerlek silindiri kesit alanı (cm²)

η_{TS} : Tekerlek silindiri verimi

olmak üzere, buradan tekerlekteki fren kuvveti

$$B_T = P_h \cdot A_T \cdot \eta_{TS} \cdot C^* \cdot r/R \quad (6.5)$$

bağıntısından hesap edilir.

Taşıtın toplam fren kuvveti ise

$$B = z \cdot G = P_h \cdot ((2 \cdot A_T \cdot C^* \cdot \eta_{TS} \cdot (r/R))_{\ddot{O}} + (2 \cdot A_T \cdot C^* \cdot \eta_{TS} \cdot (r/R))_A) \quad (6.6)$$

ile bulunur.

Bağıntılara, daha önce tanımlanmış olan $\emptyset$ oranı eklenirse

$$B_A = \emptyset \cdot B = \emptyset \cdot z \cdot G = 2 \cdot P_h \cdot A_{TA} \cdot \eta_{TS} \cdot (C^* \cdot r/R)_A \quad (6.7)$$

$$B_{\ddot{O}} = (1 - \emptyset) \cdot B = (1 - \emptyset) \cdot z \cdot G = 2 \cdot P_h \cdot A_{T\ddot{O}} \cdot \eta_{TS} \cdot (C^* \cdot r/R)_{\ddot{O}} \quad (6.8)$$

Bu bağıntılardan tekerlek fren silindiri kesit alanları çekilirse

$$A_{TA} = z \cdot G \cdot \emptyset / P_h \cdot (2 \cdot \eta_{TS} \cdot (r/R) \cdot C^*)_A \quad (6.9)$$

$$A_{T\ddot{O}} = z \cdot G \cdot (1 - \emptyset) / P_h \cdot (2 \cdot \eta_{TS} \cdot (r/R) \cdot C^*)_{\ddot{O}} \quad (6.10)$$

bağıntıları elde edilmiş olur.

Taşıt aralığı G ve dinamik tekerlek yarıçapı R taşıtı imal eden firma tarafından verilir. C^*, r ve $(1-\emptyset)$ önceden tesbit edilmiş veya seçilmiştir. Tekerlek silindiri verimi % 96...98 arasındadır. Geriye hangi P_h basıncı ile hangi z frenlemesine erişileceği konusu kalmaktadır. Günümüzde genel olarak 110...125 bar basınç ile $z=0,85...0,90$ frenlemeleri elde edilmektedir. Bu basınç ve frenleme değerleri ile verim (6.9 ve 6.10) bağıntılarına yerleştirilirse,

$$A_{TA}=G.\emptyset/260.(C^*.(r/R))_A \quad (6.11)$$

$$A_{TÖ}=G.(1-\emptyset)/260.(C^*.(r/R))_Ö \quad (6.12)$$

elde edilir ve sabit fren kuvveti dağılımı bu değerler ile bilgisayar ekranında çizdirilir.

Kampanalı frenlerde daima bir geri çekme yayı bulunmaktadır. Bu yayın gerilmesi için bir ek basınç gerekmektedir. Bu durumda (6.11) bağıntısında 260 yerine 240 değeri konulması daha doğrudur.

(6.11) ve (6.12) bağıntılarında kullanılan büyüklüklerin nasıl hesaplanacağı ve seçileceği şimdiye kadar açıklandığından program yardımıyla arka ve ön tekerlek fren silindiri kesit alanları kolayca hesaplanabilir.

Ana fren silindirine gelince, bu silindir yalnızca tekerlek silindirlerinin hacim ihtiyacını karşılamaz, aynı zamanda fren sisteminde bulunan hortum ve boruların esnemesini karşılayacak V_v hacmi de ana fren silindiri hacminin belirlenmesinde hesaba katılır (V_v , 1.2...1.8 cm³ mertebelerindedir). Ayrıca yüksek basınç altında tekerlek fren silindirinde meydana gelecek esnemeler de s piston yolunun yeterince büyük seçilmesi ile karşılanır.

Ana Silindir Hacmi

$$V_{AS} = 4 (A_{TÖ} \cdot S_{Ö} + A_{TA} \cdot S_A) + V_v \quad (6.13)$$

bağıntısı ile bulunur.

Ana silindir pistonunun stroku S_{AS} , pedal sisteminin ve kullanılacak kuvvetlendiricinin yapısına bağlı olarak belirir. Genellikle 3.0...3.6. cm değerleri kullanılmaktadır. Bu durumda ana silindir kesit alanı

$$A_{AS} = V_{AS} / (S_{AS} - S_v) \quad (6.14)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Burada S_v , hidrolik deposu delikleri kapanıncaya kadar ki piston ile dayanma çubuğu arasındaki boşluklar nedeniyle ortaya çıkan kayıp hareket olup değeri 0.15...0.25 cm arasındadır.

Ana silindir konusunda ele aldığımız bu bilgilerin ışığı altında bu silindirin de genel boyutlarını tesbit edip uygun bir ana silindir seçimi yapılabiliriz.

Şimdi tekrar daha önce değinmiş olduğumuz balata-disk ve balata-kampana arasındaki sürtünme katsayısı konusuna dönecek olursak, bu katsayı sabit kalmamakta, taşıtın hızına, hava basıncına, sıcaklığı ve nemliliğine göre değişmektedir. Buna bağlı olarak C^* iç çevrim oranı istenen frenlemeye erişmek için gerekli P_h basıncı ve $\emptyset$ fren kuvveti oranı değişmektedir. A.T. yönetmeliklerine göre belirlenmiş olan z frenleme sınırlamalarının sürtünme değerinin değişimi halinde aşılp aşılamadığının kontrolü gerekmektedir. Bunun için şöyle bir yol takip edilir:

İlk önce gelen sürtünme katsayısı μ 'nın $\pm \% 10$ değişmelerine karşılık gelen fren iç çevrim oranları (4.24) ve (4.33) bağıntılarını kullanarak tekrar hesaplanır. Bundan sonra sabit fren kuvveti dağılımı eğrileri, ilk önce

bir ventil eklenir. Bu ventil belirli bir P_u basıncından sonra artan basıncı belli bir oranda küçültülerek tekerleklerle iletir. P_u basıncına kadar ön ve arka aks aynı hidrolik basıncı ile fren yaparken P_u basıncından sonra

$$P_{AA} = P_u + i \cdot (P_{\ddot{O}A} - P_u) = i \cdot P_{\ddot{O}A} - (1-i) \cdot P_u \quad (6.14)$$

olacak şekilde fren yapılır.

Fren kuvveti oranı için (6.2) ve şekil (6.1)'den yararlanılarak

$$A \text{ noktasında } \emptyset_i = \Psi_o - z_i \cdot X_o \quad (6.15)$$

$$B \text{ noktasında } \emptyset_1 = \Psi_o - z_1 \cdot X_o \quad (6.16)$$

ifadeleri bulunur.

Frenleme z_1 değerini alıncaya kadar $\emptyset_1$ oranı ile frenlerse ide küçük bir yan kuvvet arka tekerleklerin savrulmasına neden olabilirdi. Bu nedenle iyilik derecesi $\varepsilon=1$ oluncaya kadar beklemeden $=0.95...0.96$ mertebelerinde $\emptyset_1$ eğimi değiştirilir. B noktasında iyilik derecesi

$$\varepsilon_2 = (1 - \Psi_o + z_2 X_o) / (1 - \Psi_o + z_1 X_o) \quad (6.17)$$

ve buna bağlı olarak,

$$z_2 = \varepsilon_2 \cdot (z_1 + (1 - \Psi_o) / (X_o)) - (1 - \Psi_o) / X_o \quad (6.18)$$

bağıntısı bulunur.

Şekil 6.1'deki örnek dağılım eğrisinde. B ve A noktalarındaki fren kuvvetleri:

$$B_{\ddot{O}}(B) = (1-\emptyset_I) \cdot z_2 \cdot G_0 = P_u \cdot K_{\ddot{O}} \cdot C^*_{\ddot{O}} \quad (6.19)$$

$$B_A(B) = \emptyset_1 \cdot z_2 \cdot G_0 = P_u \cdot K_A \cdot C^*_A \quad (6.20)$$

$$B_{\ddot{O}}(A) = (1-\emptyset_i) \cdot z_1 \cdot G_0 = P_i \cdot K_{\ddot{O}} \cdot C^*_{\ddot{O}} \quad (6.21)$$

$$B_A(A) = \emptyset_i \cdot z_1 \cdot G_0 = P_A \cdot K_A \cdot C^*_A \quad (6.22)$$

Uygulamada kırık karakterli dağılımında fren sisteminin boyutlandırılması için izlenecek yol: z_i frenleme değeri, μ sürtünme katsayısında olabilecek değişimler gözönüne alınarak A.T. yönetmelik sınırı olan 0.85 üzerinde 1...1,2 arasında seçilir Böylelikle $\emptyset_i$ ve (6.12) bağıntısıyla $A_{T\ddot{O}}$ hesaplanır. z_1 'in 0,32 ile 0.40 arasında ve ϵ_2 'nin 0.95...0.98 arasında seçilmesiyle z_2 (6.18) bağıntısına göre hesaplanır. Çıkan değer $z_2 = 0,2...0,3$ arasındadır. Daha sonra (6.21) bağıntısından P_i ve (6.19) bağıntısından P_u bulunur. (6.11) bağıntısından A_{TA} ve (6.22) bağıntısından $P_{\ddot{O}}=P_i$ noktasına ait P_A basıncı hesaplanır. Kullanılacak ventilin sağlaması gereken küçültme oranı i (6.14) bağıntısının düzenlenmesiyle

$$i = (P_A - P_u) / (P_{\ddot{O}} - P_u) \quad (6.23)$$

şeklinde hesaplanır ve buna bağlı olarak kırık karakterli fren kuvveti dağılım grafikleri bilgisayarda çizdirilebilir. [5]

Disk ve kampanalı frenlerdeki fren balatalarının yüzey alanlarının hesabına gelince, daha önceki bölümlerde maksimum yüzey basınçları kullanılarak disk fren için:

$$A_{B\ddot{O}} = P_h \cdot A_{T\ddot{O}} / 80 \text{ lcm}^2 \quad (6.24)$$

Kampanalı fren için:

$$A_{BA} = P_h \cdot A_{TA} / 12 \text{ lcm}^2 \quad (6.25)$$

bağıntılarından balata yüzey alanları bulunur.

6.2. Boyutlandırma Örnekleri

Bu bölümde ağırlıkları ve ana dataları farklı üç taşıt için ayrı ayrı grafikler elde edilip, bunlara uygun fren sistemi elemanlarının boyutları hesaplanmıştır. Bu hesaplamaları yapan bilgisayar akış şeması ve programın kendisi EK-A ve EK-B olarak okuyucuya sunulmuştur.

Bilgisayar programı taşıtların boş ve dolu durumlarında grafikleri ayrı ayrı çizecek şekilde düzenlenmiştir. Gerekli görüldüğü takdirde her iki durum için de uygun büyüklükler değiştirilerek AT yönetmeliklerinde şart koşulan fren kuvveti dağılımı elde edilebilmektedir.

Aşağıda boyutlandırma örnekleri için üç farklı taşıtın boş ve dolu durumlarda ana dataları verilmiştir:

ÖRNEK 1

Taşıt Dataları

DOLU

$G=1830 \text{ kg}$

$L=2,6 \text{ m}$

$L_{\ddot{o}}=1,32 \text{ m}$

$L_A=1,28 \text{ m}$

$H=0,52 \text{ m}$

BOŞ

$G_o=1410 \text{ kg}$

$L=2,6 \text{ m}$

$L_{\ddot{o}}=1,41 \text{ m}$

$L_A=1,19 \text{ m}$

$H=0,62 \text{ m}$

ÖRNEK 2

DOLU

$G=1300 \text{ kg}$

$L=2,33 \text{ m}$

$L_{\ddot{o}}=1,21 \text{ m}$

$L_A=1,12 \text{ m}$

$H=0,5 \text{ m}$

BOŞ

$G_o=1000 \text{ kg}$

$L=2,33 \text{ m}$

$L_{\ddot{o}}=1,26 \text{ m}$

$L_A=1,07 \text{ m}$

$H=0,56 \text{ m}$

ÖRNEK 3**DOLU****BOŞ**

$G=1500 \text{ kg}$

$G_0=1100 \text{ kg}$

$L=2,5 \text{ m}$

$L=2,5 \text{ m}$

$L_{\ddot{o}}=1,3 \text{ m}$

$L_{\ddot{o}}=1,355 \text{ m}$

$L_A=1,2 \text{ m}$

$L_A=1,145 \text{ m}$

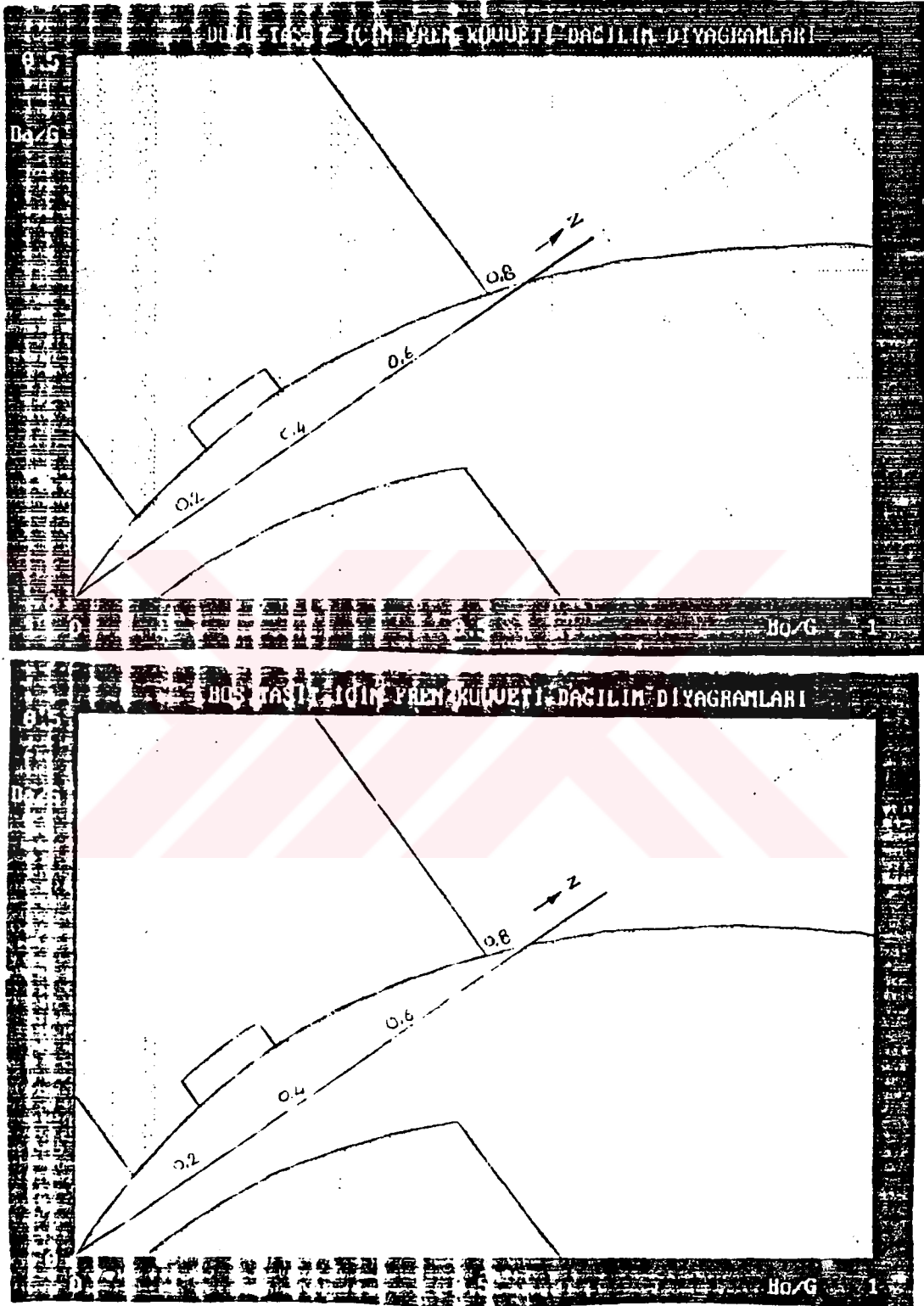
$H=0,54 \text{ m}$

$H=0,6 \text{ m}$

Her üç durum için de balata-disk, balata-kampana çifti arasındaki sürtünme katsayıları aynı kabul edilmiştir. Ayrıca aynı tip tekerleklerle sahip oldukları varsayılmış, bu yüzden de aynı dinamik tekerlek yarı çapları ile hesaplamalar yapılmıştır.

Grafikler ise şu şekilde elde edilmiştir:

İlk önce gerekli taşıt dataları programa yüklenerek grafikler oluşturulmuş ve daha sonra hesap sonucu bulunan fren sistemi boyutları tekrar giriş datası olarak kullanılıp fren kuvveti dağılımı en uygun olacak şekilde boyutlandırma işlemi tamamlanmıştır. Grafiklerde görüldüğü gibi ideal dağılım eğrileri taşıt geometrisine bağlı olarak bir miktar aşağıya kaymıştır. Bu kaymanın çok fazla olmaması için tasarım aşamasında gerekli önlemlerin alınması şarttır. Sabit fren kuvveti dağılımı ise fren sistemi elemanlarının boyutlarına bağlı olup bu iki eğri yani sabit dağılım ile ideal dağılım eğrisi $z=0,85$ değerinde birbiriyle kesişmektedir. Yukarıda örnek dataları verilmiş taşıtlar için alınan bilgisayar çıktıları aşağıda verilmiştir.

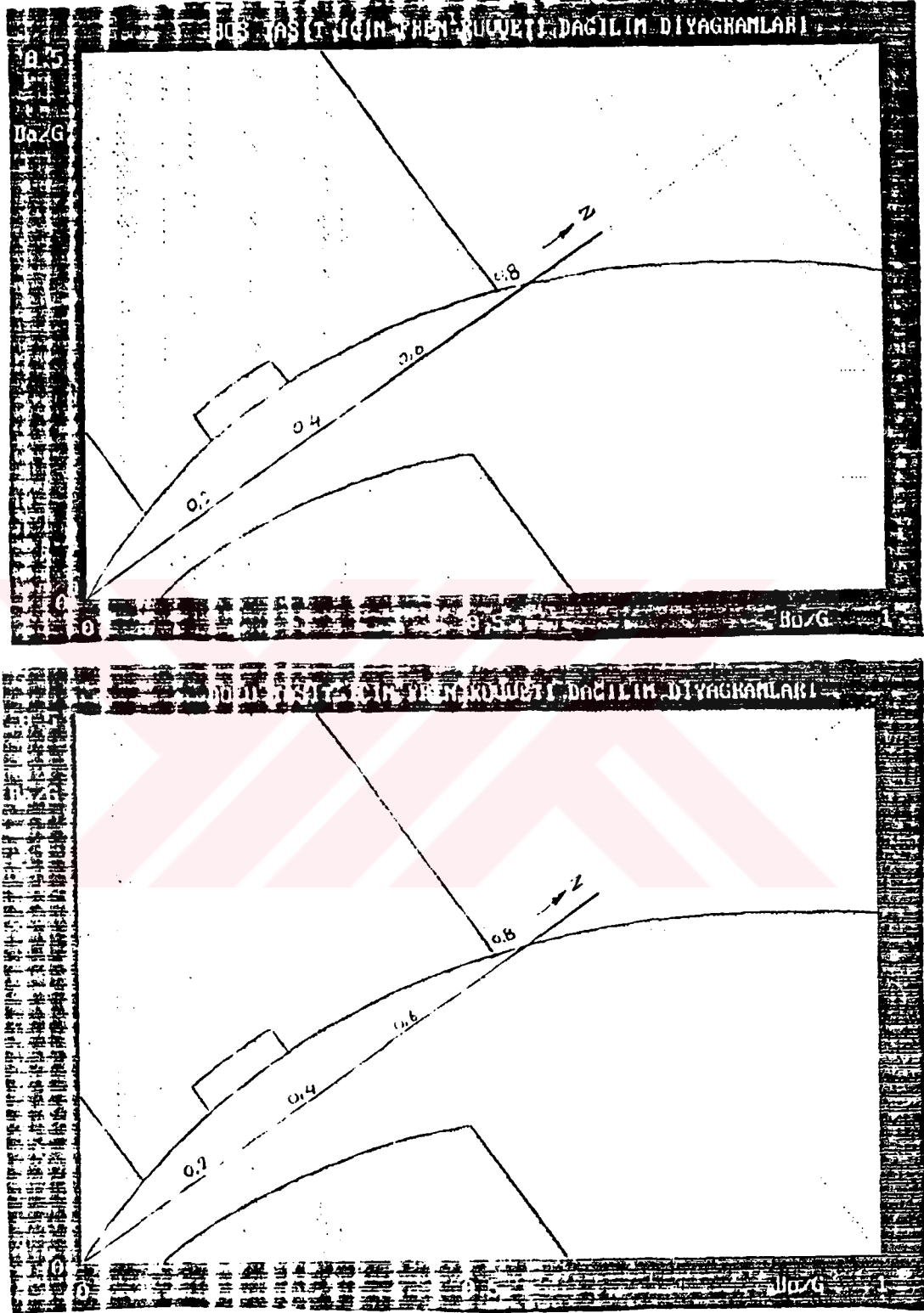


Şekil 6.2: Örnek 1 için AT Dağılım Grafikleri

Tablo 6.2: Örnek 1 için Fren Sistemi Boyutları

FREN SİSTEMİNİN BOYUTLARI

Ana silindiri kesit alanı :	$A_{hz} = 2.901144$	[cm ²]
Ön tekerlek fren silindiri kesit alanı :	$A_{rzu} = 17.12126$	[cm ²]
Arka tekerlek fren silindiri kesit alanı :	$A_{rzh} = 2.999309$	[cm ²]
Ön tekerlek fren balatası yüzey alanı :	$A_{bu} = 34.24252$	[cm ²]
Arka tekerlek fren balatası yüzey alanı :	$A_{bh} = 35.99171$	[cm ²]
Ön tekerlek etkili fren yarıçapı :	$R_{nu} = .096$	[m]
Arka tekerlek etkili fren yarıçapı :	$R_{nh} = .09$	[m]
Ana silindiri hacmi :	$V_{as} = 9.293261$	[cm ³]
Ön fren piston çapı :	$d_{pu} = 4.670173$	[cm]
Arka fren piston çapı :	$d_{ph} = 1.95468$	[cm]

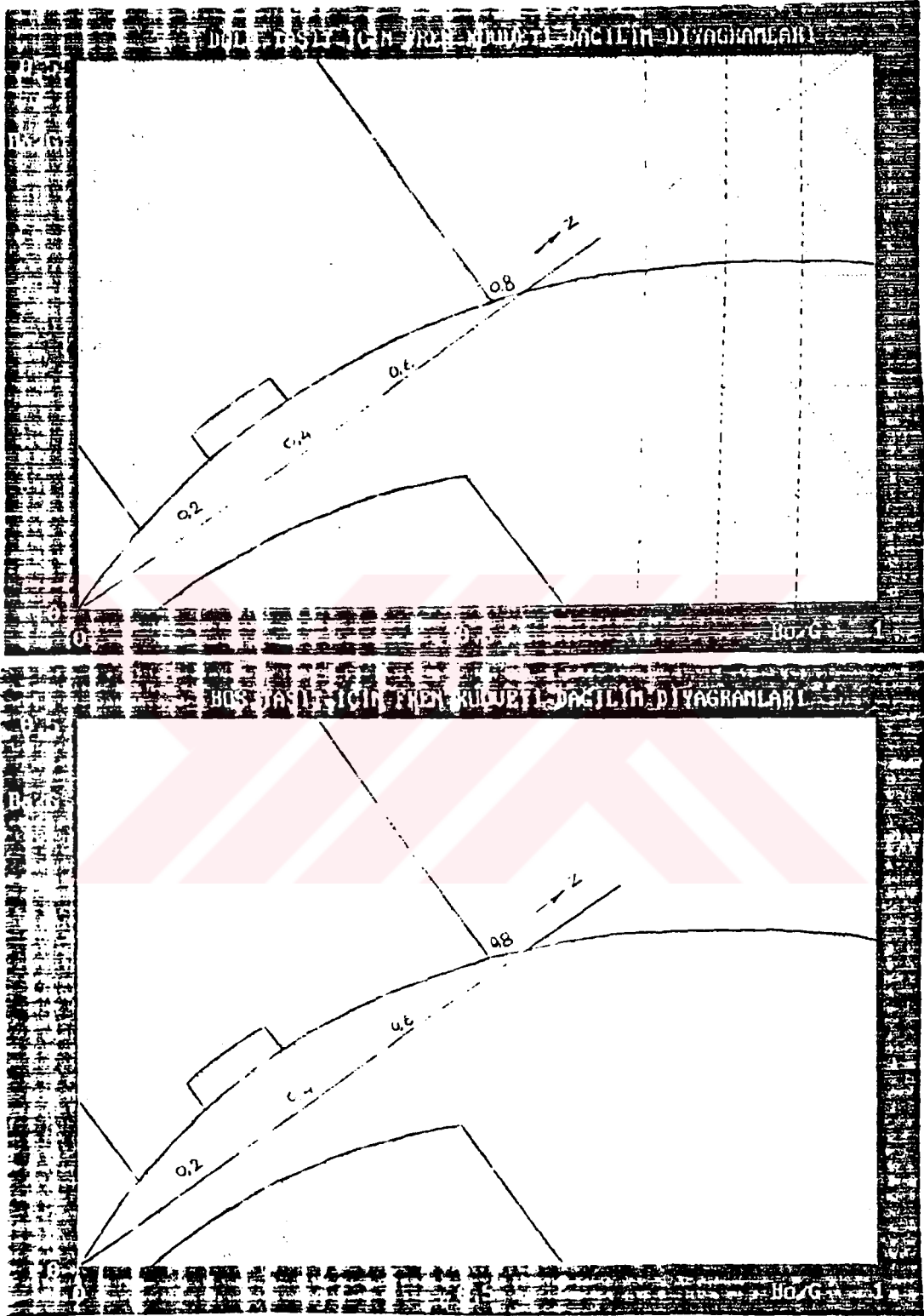


Şekil 6.3: Örnek 2 için AT Dağılım Grafikleri

Tablo 6.3: Örnek 2 için Fren Sistemi Boyutları

FREN SİSTEMİNİN BOYUTLARI

Ana silindir kesit alanı :	$A_{hz} = 2.198811$	[cm ²]
Ön tekerlek fren silindiri kesit alanı :	$A_{rzo} = 12.16264$	[cm ²]
Arka tekerlek fren silindiri kesit alanı :	$A_{rzh} = 2.130656$	[cm ²]
Ön tekerlek fren balatası yüzey alanı :	$A_{bu} = 24.32528$	[cm ²]
Arka tekerlek fren balatası yüzey alanı :	$A_{bh} = 25.56709$	[cm ²]
Ön tekerlek etkili fren yarıçapı :	$R_{no} = .096$	[m]
Arka tekerlek etkili fren yarıçapı :	$R_{nh} = .09$	[m]
Ana silindir hacmi :	$V_{as} = 7.036196$	[cm ³]
Ön fren piston çapı :	$d_{pu} = 3.936216$	[cm]
Arka fren piston çapı :	$d_{ph} = 1.647487$	[cm]



Şekil 6.4: Örnek 3 için AT Dağılım Grafikleri

Tablo 6.4: Örnek 3 için Fren Sistemi Boyutları

FREN SİSTEMİNİN BOYUTLARI		
Ana silindir kesit alanı :	$A_{bz} = 2.464974$	[cm ²]
Ön tekerlek fren silindiri kesit alanı :	$A_{rzu} = 14.03582$	[cm ²]
Arka tekerlek fren silindiri kesit alanı :	$A_{rzh} = 2.45845$	[cm ²]
Ön tekerlek fren balatası yüzey alanı :	$A_{bu} = 28.05763$	[cm ²]
Arka tekerlek fren balatası yüzey alanı :	$A_{bh} = 29.5014$	[cm ²]
Ön tekerlek etkili fren yarıçapı :	$R_{bu} = .096$	[m]
Arka tekerlek etkili fren yarıçapı :	$R_{bh} = .09$	[m]
Ana silindir hacmi :	$V_{as} = 7.007910$	[cm ³]
Ön fren piston çapı :	$d_{pu} = 4.228176$	[cm]
Arka fren piston çapı :	$d_{ph} = 1.769684$	[cm]

BÖLÜM 7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Karayolları taşıtlarında tekerlek frenlerinin işletmeye geçirilmesinde mekanik, hidrolik ve pnömatik düzenler veya bunların bileşimleri kullanılmaktadır. Binek otomobillerinden en yaygın sistem hidrolik düzendir. Pnömatik sistemler ise gerek vakum olarak, gerekse basınçlı hava olarak ağır taşıtlarda kullanılır.

Hidrolik sistemlerde teorik olarak çok küçük bir pedal kuvveti yeterli olmakta, ancak taşıt büyüdükçe fren sisteminin elastikliği, istenilen ya da kaçınılmayan boşluklar nedeni ile frene başlamak için gerekli hidrolik sıvısı ihtiyacı artmaktadır. Diğer yandan fren pedalının stroku da sınırlı olduğundan ana silindir piston çapı büyütülmek zorunda kalınır bu ise pedal kuvvetinin artması anlamına gelmektedir.

Bu sorunun ilk çözümü kademeli bir ana silindir kullanmaktadır. Bu düzende hidrolik devresinde basınç küçük kaldığı-boşluklar alındığı-sürece geniş çaplı bir piston hidrolik sıvısını sıkıştırır, basınç yükselince ise devreye küçük çaplı bir piston girer.

Diğer çözüm ise sürücünün uyguladığı pedal kuvvetini bir yardımcı kuvvet kaynağı ile takviye etmektir. Bunun için fren sistemine kuvvetlendirici ve bir de enerji kaynağı eklenir ki bu da maliyet arttırıcı bir faktördür. Bu nedenle tasarımcıların mümkün olduğu kadar bu tür ilave elemanlar kullanmadan taşıt için gerekli olan performansın sağlanması olanaklarını araştırmaları gerekmektedir. Buradan hareketle daha önceki bölümlerde üzerinde durduğumuz S_p/S , r_B/R ve (U/S) oranları büyütülerek aynı pedal kuvveti ile elde edilecek frenleme oranının belirli oranının bir dubleks tipi kampanalı fren kullanılarak büyütülmesi sağlanabilir. Ancak kampanalı

frenlerin sürtünme katsayısı değişimlerinden fazla etkilenmesi ve kendi kendini kilitlemesi gibi sakıncalarından dolayı günümüzde binek otomobillerinde disk frenler yaygınlaşmakta ve bu yüzden iç çevrim oranı küçük olmaktadır.

Sürtünmeli fren düzenlerinin boyutlandırılmasında en önemli faktörler izin verilen maksimum basınç ve sürtünme kuvveti katsayısıdır.

Sürtünme kuvveti katsayısı fren düzeni konstrüksiyonuna bağlı değildir. Uygulamada 0,3...0,4 arasında değişir. Akla ilk gelenin aksine yüksek sürtünme katsayıları pek fazla tercih edilemez. Bunun başlıca iki nedeni vardır.

1) Yüksek sürtünme katsayılarının malzeme içinde sabit tutmak zordur. Yani bir balatadan diğerine bu katsayı göreceli olarak çok değişebilir.

2) Yüksek sürtünme katsayılarına sahip olan balatalar sıcaklığa karşı daha çok hassastırlar yani bu katsayı sıcaklıkla çok daha çabuk düşer.

Bu şekilde değişen sürtünme katsayıları ise gerek sağ sol ve gerekse ön-arka fren kuvvetleri dağılımını etkileyeceğinden rahatsız edici hatta tehlikeli olabilirler.

Bilindiği gibi tekerlek frenleri jantların iç kısmına yerleştirilmektedir. Bu yüzden r_B/R yarı çapları oranının fazla arttırılması yapısal nedenlerle pek fazla mümkün değildir.

Son olarak S_p/S oranı incelenecek olursa, S_p pedal yolu sürücünün sınırlı bacak hareketi yeteneği ve yönetmelik sınır değerleri nedeniyle belli bir değerin üzerine çıkarılmamaktadır. Bu durumda ise ancak tekerlek pistonu yolunun mümkün olduğu kadar küçültülmesi gerekmektedir. Bu nedenle alınacak önlemler olarak şunları sıralayabiliriz:

- Balata-fren yüzeyi boşluğunun sürekli sabit tutulması,
- Isıl deformasyonları azaltacak tasarımlar,
- Mekanik deformasyonların azaltılması,
- Hidrolik sıvının elastisitesinin küçük olması,
- İletim kanallarındaki hidrolik miktarının azaltılması,
- Sistemde bulunan boru ve hortumların sert olmaları

Taşıtların fren sistemlerinde fren kuvveti dağılımı, sistemde kullanılan elemanların boyutlarına bağlı olup aslında sabit bir değerdedir. Bu yüzden her bir frenleme oranı için farklı bir kuvvet dağılımı gerektiren ideal dağılım uygulamada elde edilmemektedir. Ancak ilave bir takım elemanlarla ideal dağılıma yaklaşabilir. Bu ise yönetmeliklerdeki şartların sağlanması için yeterli olmaktadır. Diğer yandan taşıt tekerleklerinin bloke olması emniyet açısından uygun olmamaktadır. Bunun da önüne geçebilmek için blokaj önleyici sistemlerin tüm karayolu taşıtlarında uygulamaya geçirilmesi her bakımdan faydalı olacaktır.

KAYNAKLAR

[1] E.E.C., Motor Vehicle Regulations, 1971

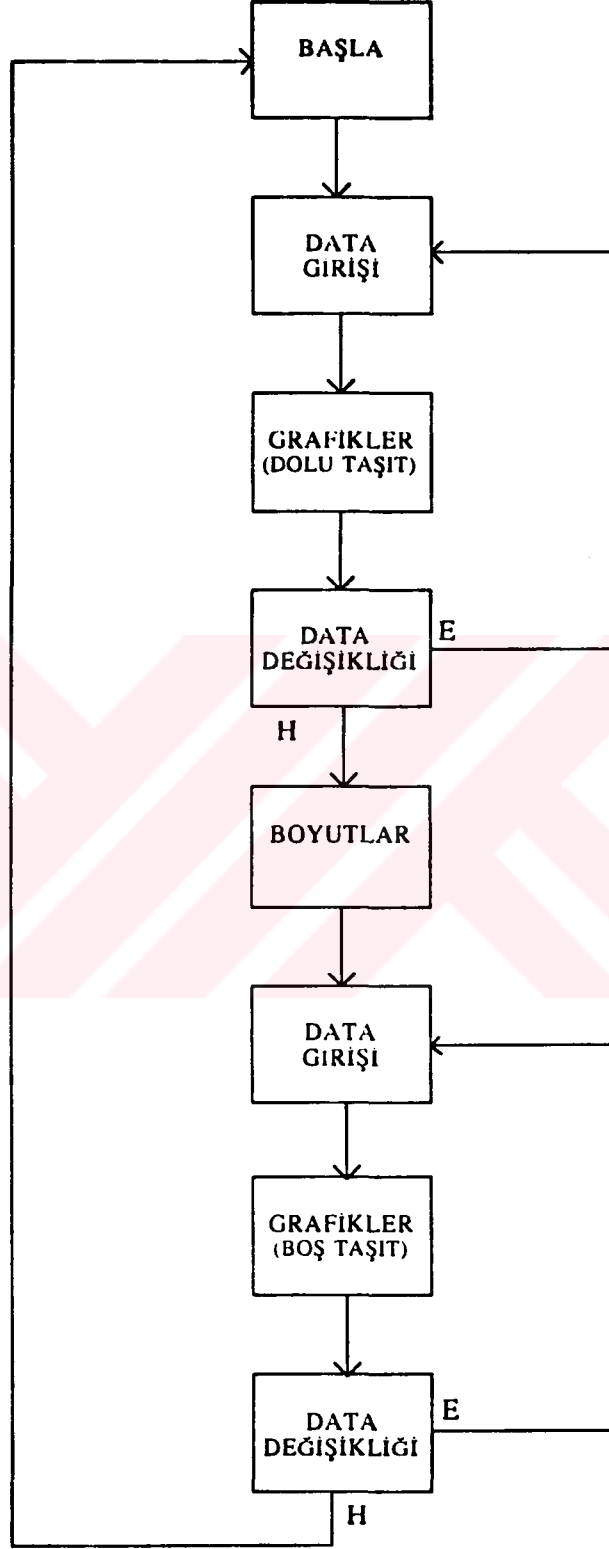
[2] GÖKTAN, A.G., Taşıt Frenleri İTÜ Makina Fakültesi 1989

[3] GÖKTAN,A.G., Taşıt Konstrüksiyonu Ders Notları İTÜ Makina Fakültesi

[4] ERZİ, A.I., Motorlu Taşıtlar Ders Notları, İTÜ Makina Fakültesi, 1979

[5] GÖKTAN, A.G., Taşıtlarda Hidrolik Fren Düzenleri İTÜ Makina Fakültesi, 1983

EK-A
BİLGİSAYAR AKIŞ ŞEMASI



FREN KUVVETİ DAĞILIMI İÇİN AVRUPA TOPLULUĞU ALT VE ÜST SINIR EĞRİLERİ

```
DIM NAMES$(42), FZGD(25), FDAT$(25), FBİR$(25), FPAR$(25, 3)
```

```
  r0 = 15  'ds cerceve
  r1 = 4    'EG snrlar
  r2 = 12   'snr ici alan taraması
  r3 = 7    'grid
  r4 = 7    'sabit ivme
  r5 = 3    'ideal daglm
  r6 = 12   'kuvvet daglm
  r7 = 15   'çerçeve
```

```
GOSUB TASITDATALARI
```

```
GOSUB DATADEGISIKL
```

```
atl1:
```

```

////////////////////////////////////
'      FREN SİSTEMİNİN BOYUTLARI
////////////////////////////////////
Sas = 3.4      'ana silindir piston stroku [cm]
Sv = .2        'bosluklardan dolay kayp hareket [cm]
LAMVA = .7     'Ön fren silindiri hareket miktarı [mm]
LAMHA = 2.5    'arka fren silindiri hareket miktarı [mm]
Vv = 1.5       'hortum ve boruların esneme pay [cm3]
NU = .4        'balata-disk,balata-kampana çifti
               'sürtünme katsayısı [..]
```

```
CLS :
```

```
FI = .25
```

```
Arzv = (1 - FI) * G / (260 * Cbv * Rmv / Rr)
```

```
Arzh = (FI * G) / (240 * Cbh * Rmh / Rr)
```

```
dpv = (4 * Arzv / 3.14) ^ .5
```

```
dph = (4 * Arzh / 3.14) ^ .5
```

```
'Ana silindir kesit alan:Ahz
```

```
'-----
```

```
Vas = 4 * (Arzv * LAMVA / 10 + Arzh * LAMHA / 10) + Vv
```

```
AMH = Vas / (Sas - Sv)
```

```
'Balata yüzey alanları
```

```
'-----
```

```
'Disk fren için
```

```
'-----
```

```
P = 120      'hidrolik basnc [kg/cm2]
```

```
Abv = Arzv * P / 60
```

```
'Kampanalı fren için
```

```
'-----
```

```
Abh = Arzh * P / 10
```

```

LOCATE 2, 10: PRINT "FREN SISTEMININ BOYUTLARI"
LOCATE 3, 10: PRINT "-----"
COLOR 14
LOCATE 5, 10: PRINT "Ana silindir kesit alan : Ahz ="; AHZ
LOCATE 5, 75: PRINT "[cm2]"
LOCATE 7, 10: PRINT "On tekerlek fren silindiri kesit alan : Arzv ="; ARZV
LOCATE 7, 75: PRINT "[cm2]"
LOCATE 9, 10: PRINT "Arka tekerlek fren silindiri kesit alan : Arzh =";
LOCATE 9, 75: PRINT "[cm2]"
LOCATE 11, 10: PRINT "On tekerlek fren balatas yuzey alan : Abv ="; Ab
LOCATE 11, 75: PRINT "[cm2]"
LOCATE 13, 10: PRINT "Arka tekerlek fren balatas yuzey alan : Abh ="; A
LOCATE 13, 75: PRINT "[cm2]"
LOCATE 15, 10: PRINT "On tekerlek etkili fren yarcap : Rmv ="; R
LOCATE 15, 75: PRINT "[m]"
LOCATE 17, 10: PRINT "Arka tekerlek etkili fren yarcap : Rmh ="; R
LOCATE 17, 75: PRINT "[m]"
LOCATE 19, 10: PRINT "Ana silindir hacmi : Vas=";
LOCATE 19, 75: PRINT "[cm3]"
LOCATE 21, 10: PRINT "On fren piston cap : dpv="; d
LOCATE 21, 75: PRINT "[cm]"
LOCATE 23, 10: PRINT "Arka fren piston cap : dph="; d
LOCATE 23, 75: PRINT "[cm]"
DO: LOOP WHILE INKEY$ = ""

```

```

GOSUB BTIDAG
GOSUB BTIDAGR
END

```

FRKUDAGR:

```

SCREEN 12
VIEW (1, 1)-(639, 479)
WINDOW (0, 0)-(1, 1)
CLS
LINE (0, 0)-(1, 1), r0, B
VIEW (67, 52)-(578, 404), 15
VIEW (16, 17)-(629, 439)
WINDOW (-.1, -.05)-(1.1, .55)

```

```

FOR Y = .5 TO 0 STEP -.1
  LINE (0, Y)-(1, Y), r3
NEXT Y

```

```

FOR x = 0 TO 1 STEP .1
  LINE (x, 0)-(x, .5), r3
NEXT x

```

```

COLOR 14
LOCATE 7, 4: PRINT "Ba/G"
LOCATE 27, 65: PRINT "Bo/G"
COLOR 15
LOCATE 4, 5: PRINT "0.5"
LOCATE 26, 7: PRINT "0"
LOCATE 27, 9: PRINT "0"
LOCATE 27, 73: PRINT "1"
LOCATE 27, 40: PRINT "0.5"

```

```

' SABIT IVME EGRİLERI '
' .....
```

```

FOR I = 1 TO 14
  X1 = ((I - 5) * ABS(I > 5) * .1)
  Y1 = ((I * ABS(I < 5) + 5 * ABS(I >= 5)) * .1)
  X2 = ((I * ABS(I < 10) + 10 * ABS(I >= 10)) * .1)
  Y2 = ((I - 10) * ABS(I >= 10) * .1)
  LINE (X1, Y1)-(X2, Y2), r4
NEXT I

```

```

' IDEAL DAGILIM EGRISI

```

```

FOR I = 1 TO 150 STEP .5
  Z1 = I / 100
  X1 = Z1 * (LH / L + H / L * Z1)
  Y1 = Z1 * (LV / L - H / L * Z1)
  IF X1 < 1 THEN PSET (X1, Y1), r5
NEXT I

```

```

' EG ST SINIR EGRISI

```

```

FOR I = 15 TO 30
  Z1 = I / 100
  X1 = Z1 * (LH / L + H / L * Z1)
  Y1 = Z1 * (LV / L - H / L * Z1)
  IF I = 15 THEN PSET (0, .15), r1
  IF Z1 < .5 THEN
    X2 = 0: Y2 = Z1
  ELSE
    X2 = Z1 - .5: Y2 = .5
  END IF
  LINE -(X1, Y1), r1
  IF I > 15 THEN LINE (X2, Y2)-(X1, Y1), r2
NEXT I

```

```

FOR I = 30 TO 45
  Z1 = I / 100
  Y1 = (Z1 + .05) * (LV / L - H / L * Z1)
  IF Z1 < .5 THEN
    X2 = 0: Y2 = Z1
  ELSE
    X2 = Z1 - .5: Y2 = .1
  END IF
  LINE -(Z1 - Y1, Y1), r1
  IF I > 30 THEN LINE (X2, Y2)-(Z1 - Y1, Y1), r2

```

```

NEXT I

```

```

FOR I = 45 TO 80
  Z1 = I / 100
  X1 = Z1 * (LH / L + H / L * Z1)
  Y1 = Z1 * (LV / L - H / L * Z1)
  IF Z1 < .5 THEN
    X2 = 0: Y2 = Z1
  ELSE
    X2 = Z1 - .5: Y2 = .1
  END IF
  LINE -(Z1 - Y1, Y1), r1
  IF I > 45 THEN LINE (X2, Y2)-(Z1 - Y1, Y1), r2
NEXT I

```

```

LINE -( .3, .5), r1
'
' EG ALT SINIR EGRISI
'
X1 = ((10 / 100 + .07) / .85) * (LH / L + H / L * 10 / 100)
LINE (0, 0)-(X1, ((10 / 100 - X1) * ABS((I / 100 - x) >= 0)))
FOR I = 10 TO 61
  Z1 = I / 100
  X1 = ((Z1 + .07) / .85) * (LH / L + H / L * Z1)
  LINE -(X1, ((Z1 - X1) * ABS((Z1 - X1) >= 0))), r1
  LINE (Z1, 0)-(X1, ((Z1 - X1) * ABS((Z1 - X1) >= 0))), r2
NEXT I
LINE -( .61, 0), r1
'
' TASITIN FREN KUVVET DAGILIMI
'
I = Arzh * Cbh * Rmh / (Arzv * Cbv * Rmv)
LINE (0, 0)-(1, I), r6
'
' EGRI CERCEVESI
'
LINE (0, 0)-(1, .5), r7, B
RETURN
TASITDATALARI: '-----'
FOR I = 1 TO 25
  READ FDATA$(I), FZGD(I), FBIR$(I)
NEXT I
DATA "Ip", 6, "[ -]"
DATA "Vv", 2.12, "[ -]"
DATA "Ahz", 0, "cm2"
DATA "Arzv", 17.12, "cm2"
DATA "Arzh", 2.999, "cm2"
DATA "CBV", .80, "[ -]"
DATA "CBH", 2.48, "[ -]"
DATA "Rmv", .096, "m"
DATA "Rmh", .090, "m"
DATA "Jro", 1, ""
DATA "Jra", 1, ""
DATA "Rr", .274, "m"
DATA "G", 1830, "kg"
DATA "L", 2.60, "m"
DATA "LV", 1.32, "m"
DATA "LH", 1.28, "m"
DATA "H", .52, "m"
DATA "Fro", .015, ""
DATA "Cw", .37, ""
DATA "Apf", 1.9, ""
DATA "Sk0", .25, ""
DATA "Mh0", .6, ""
DATA "Mg0", .4, ""

```

```

DATA "SPLIT",1,""
DATA "SPUR",1,""

GOSUB TASITPRM

FOR I = 1 TO 25
  FOR j = 1 TO 3
    READ FPAR$(I, j)
  NEXT j
NEXT I

DATA ip,IP,Ip,vv,VV,Vv,ahz,AHZ,Ahz,arzv,ARZV,Arzv
DATA arzh,ARZH,Arzh,cbv,CBV,Cbv,cbh,CBH,Cbh
DATA rmo,RMO,Rmo,rma,RMA,Rma,jro,JRO,Jro
DATA jra,JRA,Jra,rr,RR,Rr,g,G,G,l,L,L,lv,LV,Lv
DATA lh,LH,Lh,h,H,H,fro,FRO,Fro,cw,CW,Cw,apf,APF,Apf
DATA sk0,SK0,Sk0,mh0,MH0,Mh0,mg0,MG0,Mg0
DATA split,SPLIT,Split,spur,SPUR,Spur

RETURN '-----'

DATADEGISIKL: '-----'
CIKIS1:

  GOSUB FRKUDAGR
  VIEW (440, 10)-(629, 300), 0
  COLOR 14
  LOCATE 5, 57: PRINT "TASIT DATALARI"
  LOCATE 6, 57: PRINT "-----"

  FOR I = 4 TO 17
    IF I > 9 AND I < 14 THEN GOTO nex01
    IF I > 13 THEN loca = -1 ELSE loca = 3
    COLOR 3
    LOCATE (loca + I), 57: PRINT FDAT$(I)
    LOCATE (loca + I), 62: PRINT "=";
    COLOR 15
    PRINT FZGD(I)
    COLOR 3
    LOCATE (loca + I), 70: PRINT FBIR$(I)
  nex01: COLOR 15
  NEXT I
  DO: LOOP WHILE INKEY$ = ""
  COLOR 12
  I01 = 0
  LOCATE 18, 57: INPUT "Degisiklik ? (1\0) ", I01
  IF I01 = 0 THEN GOTO CIKIS2
  LOCATE 18, 57: PRINT "
  LOCATE 18, 57: INPUT "Hangi data ? ", WAS$

  FOR I = 4 TO 17
    IF I > 9 AND I < 14 THEN GOTO next9
    IF WAS$ = FPAR$(I, 1) THEN GOTO VERI
    IF WAS$ = FPAR$(I, 2) THEN GOTO VERI
    IF WAS$ = FPAR$(I, 3) THEN GOTO VERI
    IF I < 18 AND I > 3 THEN GOTO next9
  next9:

  VERI:
    LOCATE 18, 57: PRINT "
    LOCATE 18, 57: PRINT FDAT$(I); "
    LOCATE 18, 65: INPUT "="; FZGD(I)
    IF I <> 14 THEN GOTO ATL

```

```

FZGD(15) = FZGD(14) * FZGD(15) / (FZGD(15) + FZGD(16))
FZGD(16) = FZGD(14) - FZGD(15)
ATL:
IF I = 15 THEN FZGD(16) = FZGD(14) - FZGD(15)
IF I = 16 THEN FZGD(15) = FZGD(14) - FZGD(16)

COLOR 15
GOSUB TASITPRM

GOTO CIKIS1
next9: NEXT I

LOCATE 20, 45: PRINT "YANLIS VERI ADI.TEKRAR DENEYIN !!"
t = TIMER
DO: LOOP WHILE (TIMER - t) < 2
GOTO CIKIS1

CIKIS2:
SCREEN 12
VIEW (1, 1)-(639, 479)
WINDOW (0, 0)-(1, 1)
CLS
LINE (0, 0)-(1, 1), r0, B
VIEW (67, 52)-(578, 404), 15
VIEW (16, 17)-(629, 439)
WINDOW (-.1, -.05)-(1.1, .55)
LOCATE 3, 20: PRINT "DOLU TASIT ICIN FREN KUVVETI DAGILIM DIYAGRAMLARI"
FOR Y = .5 TO 0 STEP -.1
  LINE (0, Y)-(1, Y), r3
NEXT Y
FOR x = 0 TO 1 STEP .1
  LINE (x, 0)-(x, .5), r3
NEXT x
COLOR 14
LOCATE 7, 4: PRINT "Ba/G"
LOCATE 27, 65: PRINT "Bo/G"
COLOR 15
LOCATE 4, 5: PRINT "0.5"
LOCATE 26, 7: PRINT "0"
LOCATE 27, 9: PRINT "0"
LOCATE 27, 73: PRINT "1"
LOCATE 27, 40: PRINT "0.5"

'
'          SABIT IVME EGRILERI
'

FOR I = 1 TO 14
  X1 = ((I - 5) * ABS(I > 5) * .1)
  Y1 = ((I * ABS(I < 5) + 5 * ABS(I >= 5)) * .1)
  X2 = ((I * ABS(I < 10) + 10 * ABS(I >= 10)) * .1)
  Y2 = ((I - 10) * ABS(I >= 10) * .1)
  LINE (X1, Y1)-(X2, Y2), r4
NEXT I

'
'          IDEAL DAGILIM EGRISI
'

FOR I = 1 TO 150 STEP .5
  Z1 = I / 100
  X1 = Z1 * (LH / L + H / L * Z1)
  Y1 = Z1 * (LV / L - H / L * Z1)
  IF X1 < 1 THEN PSET (X1, Y1), r5

```

NEXT I

/
 EG ST SINIR EGRISI
 /

```

FOR I = 15 TO 30
  Z1 = I / 100
  X1 = Z1 * (LH / L + H / L * Z1)
  Y1 = Z1 * (LV / L - H / L * Z1)
  IF I = 15 THEN PSET (0, .15), r1
  IF Z1 < .5 THEN
    X2 = 0: Y2 = Z1
  ELSE
    X2 = Z1 - .5: Y2 = .5
  END IF
  LINE -(X1, Y1), r1
  IF I > 15 THEN LINE (X2, Y2)-(X1, Y1), r2
NEXT I

```

FOR I = 30 TO 45

```

  Z1 = I / 100
  Y1 = (Z1 + .05) * (LV / L - H / L * Z1)
  IF Z1 < .5 THEN
    X2 = 0: Y2 = Z1
  ELSE
    X2 = Z1 - .5: Y2 = .1
  END IF
  LINE -(Z1 - Y1, Y1), r1
  IF I > 30 THEN LINE (X2, Y2)-(Z1 - Y1, Y1), r2
NEXT I

```

FOR I = 45 TO 80

```

  Z1 = I / 100
  X1 = Z1 * (LH / L + H / L * Z1)
  Y1 = Z1 * (LV / L - H / L * Z1)
  IF Z1 < .5 THEN
    X2 = 0: Y2 = Z1
  ELSE
    X2 = Z1 - .5: Y2 = .5
  END IF
  LINE -(X1, Y1), r1
  IF I > 45 THEN LINE (X2, Y2)-(X1, Y1), r2
NEXT I
  LINE -(0.3, .5), r1

```

/
 EG ALT SINIR EGRISI
 /

```

  X1 = ((10 / 100 + .07) / .85) * (LH / L + H / L * 10 / 100)
  LINE (0, 0)-(X1, ((10 / 100 - X1) * ABS((I / 100 - x) >= 0)))
FOR I = 10 TO 61
  Z1 = I / 100
  X1 = ((Z1 + .07) / .85) * (LH / L + H / L * Z1)
  LINE -(X1, ((Z1 - X1) * ABS((Z1 - X1) >= 0))), r1
  LINE (Z1, 0)-(X1, ((Z1 - X1) * ABS((Z1 - X1) >= 0))), r2
NEXT I
  LINE -(0.61, 0), r1

```

TASITIN FREN KUVVETI DAGILIMI

```

I = Arzh * Cbh * Rmh / (Arzv * Cbv * Rmv)
LINE (0, 0)-(1, I), r6

```

```
DO: LOOP WHILE INKEY$ = ""
```

```
PI = 3.142
NU = .4
```

```

Cbv = 2 * (NU + .1 * NU)
Cbh = (19 / 12 * (NU - .1 * NU)) / (10 / 12 * PI / 4 - (NU - .1 * NU))
X1 = Arzv * Cbv * Rmv
Y1 = Arzh * Cbh * Rmh
I = Y1 / X1
LINE (0, 0)-(1, I), r6

```

```
DO: LOOP WHILE INKEY$ = ""
```

```

CBV1 = 2 * (NU - .1 * NU)
CBH1 = (19 / 12 * (NU + .1 * NU)) / (10 / 12 * PI / 4 - (NU + .1 * NU))
X2 = Arzv * CBV1 * Rmv
Y2 = Arzh * CBH1 * Rmh
I = Y2 / X2
LINE (0, 0)-(1, I), r6
DO: LOOP WHILE INKEY$ = ""

```

```
RETURN' -----'
```

```
TASITPRM: ' -----'
```

```

IP = FZGD(1)
Vv = FZGD(2)
AHZ = FZGD(3)

FOR I = 1 TO 2
  ARZ(I) = FZGD(4)
  ARZ(I + 2) = FZGD(5)
  CB(I) = FZGD(6)
  CB(I + 2) = FZGD(7)
  RM(I) = FZGD(8)
  RM(I + 2) = FZGD(9)
  JR(I) = FZGD(10)
  JR(I + 2) = FZGD(11)
NEXT I
Arzv = FZGD(4) 'on tekerlek fren silindiri piston alan [cm2]
Arzh = FZGD(5) 'arka tekerlek fren silindiri piston alan [cm2]
Cbv = FZGD(6) 'on tekerlek fren cevrim oran [U/S]
Cbh = FZGD(7) 'arka tekerlek fren cevrim oran [U/S]
Rmv = FZGD(8)
Rmh = FZGD(9)

Rr = FZGD(12)
G = FZGD(13)
L = FZGD(14)
LV = FZGD(15)
LH = FZGD(16)
H = FZGD(17)

```

```

RETURN '-----'
BTIDAG: '-----'

```

```

GOSUB TASITDAT
GOSUB DATADEG
DO: LOOP WHILE INKEY$ = ""

```

```
FRKUD:
```

```

SCREEN 12
VIEW (1, 1)-(639, 479)
WINDOW (0, 0)-(1, 1)
CLS
LINE (0, 0)-(1, 1), r0, B
VIEW (67, 52)-(578, 404), 15
VIEW (16, 17)-(629, 439)
WINDOW (-.1, -.05)-(1.1, .55)

```

```

FOR Y = .5 TO 0 STEP -.1
  LINE (0, Y)-(1, Y), r3
NEXT Y
FOR x = 0 TO 1 STEP .1
  LINE (x, 0)-(x, .5), r3
NEXT x

```

```

COLOR 14
LOCATE 7, 4: PRINT "Ba/G"
LOCATE 27, 65: PRINT "Bo/G"
COLOR 15
LOCATE 4, 5: PRINT "0.5"
LOCATE 26, 7: PRINT "0"
LOCATE 27, 9: PRINT "0"
LOCATE 27, 73: PRINT "1"
LOCATE 27, 40: PRINT "0.5"

```

```

'////////////////////
'SABIT IVME EGRILERI
'////////////////////

```

```

FOR I = 1 TO 14
  X1 = ((I - 5) * ABS(I > 5) * .1)
  Y1 = ((I * ABS(I < 5) + 5 * ABS(I >= 5)) * .1)
  X2 = ((I * ABS(I < 10) + 10 * ABS(I >= 10)) * .1)
  Y2 = ((I - 10) * ABS(I >= 10) * .1)
  LINE (X1, Y1)-(X2, Y2), r4
NEXT I

```

```

'////////////////////
'IDEAL DAGILIM EGRILERI
'////////////////////

```

```

FOR I = 1 TO 150 STEP .5
  Z1 = I / 100
  X1 = Z1 * (LH / L + H / L * Z1)
  Y1 = Z1 * (LV / L - H / L * Z1)
  IF X1 < 1 THEN PSET (X1, Y1), r5
NEXT I

```

```

'////////////////////
'EG UST SINIR EGRISI
'////////////////////

```

```

FOR I = 15 TO 30
  Z1 = I / 100
  X1 = Z1 * (LH / L + H / L * Z1)
  Y1 = Z1 * (LV / L - H / L * Z1)
  IF I = 15 THEN PSET (0, .15), r1

```

```

IF Z1 < .5 THEN
X2 = 0: Y2 = Z1
ELSE
X2 = Z1 - .5: Y2 = .5
END IF
LINE -(X1, Y1), r1
IF I > 15 THEN LINE (X2, Y2)-(X1, Y1), r2
NEXT I
FOR I = 30 TO 45
Z1 = I / 100
Y1 = (Z1 + .05) * (LV / L - H / L * Z1)
IF Z1 < .5 THEN
X2 = 0: Y2 = Z1
ELSE
X2 = Z1 - .5: Y2 = .1
END IF
LINE -(Z1 - Y1, Y1), r1
IF I > 30 THEN LINE (X2, Y2)-(Z1 - Y1, Y1), r2
NEXT I
FOR I = 45 TO 80
Z1 = I / 100
X1 = Z1 * (LH / L + H / L * Z1)
Y1 = Z1 * (LV / L - H / L * Z1)
IF Z1 < .5 THEN
X2 = 0: Y2 = Z1
ELSE
X2 = Z1 - .5: Y2 = .5
END IF
LINE -(X1, Y1), r1
IF I > 45 THEN LINE (X2, Y2)-(X1, Y1), r2
NEXT I
LINE -( .3, .5), r1

'EG ALT SINIR EGRISI
X1 = ((10 / 100 + .07) / .85) * (LH / L + H / L * 10 / 100)
LINE (0, 0)-(X1, ((10 / 100 - X1) * ABS((I / 100 - x) >= 0)))
FOR I = 10 TO 61
Z1 = I / 100
X1 = ((Z1 + .07) / .85) * (LH / L + H / L * Z1)
LINE -(X1, ((Z1 - X1) * ABS((Z1 - X1) >= 0))), r1
LINE (Z1, 0)-(X1, ((Z1 - X1) * ABS((Z1 - X1) >= 0))), r2
NEXT I
LINE -( .61, 0), r1

'TASITIN FREN KUVVETI DAGILIMI
I = Arzh * Cbh * Rmh / (Arzv * Cbv * Rmv)
LINE (0, 0)-(1, I), r6
LINE (0, 0)-(1, .5), r7, B
RETURN
DO: LOOP WHILE INKEY$ = ""
TASITDAT: '-----'
FOR I = 1 TO 25
READ FDAT$(I), FZGD(I), FBIR$(I)
NEXT I
DATA "Ip", 6, "[-]"
DATA "Vx", 2.14, "[-]"
DATA "Ahz", 13.2, "cm2"
DATA "Arzv", 17.12, "cm2"
DATA "Arzh", 3.00, "cm2"
DATA "Cbv", .80, "[-]"

```

```

DATA "Cbh",2.48,"[-]"
DATA "Rmv",.096,"m"
DATA "Rmh",.090,"m"
DATA "Jrv",1,""
DATA "Jrh",1,""
DATA "Rr",.274,"m"
DATA "G",1410,"kg"
DATA "L",2.6,"m"
DATA "Lv",1.41,"m"
DATA "Lh",1.19,"m"
DATA "H",.62,"m"
DATA "Fro",1,""
DATA "Cw",.37,""
DATA "Apf",1.9,""
DATA "Sko",.25,""
DATA "Mho",.6,""
DATA "Mgo",.4,""
DATA "Split",1,""
DATA "Spur",1,""

```

```

GOSUB TASITP
FOR I = 1 TO 25
FOR j = 1 TO 3
  READ FPAR$(I, j)
NEXT j
NEXT I

```

```

DATA ip,IP,Ip,vx,VX,Vx,ahz,AHZ,Ahz,arzv,ARZV,Arzv
DATA arzh,ARZH,Arzh,cbv,CBV,Cbv,cbh,CBH,Cbh
DATA rmv,RMV,Rmv,rmh,RMH,Rmh,jrv,JRV,Jrv
DATA jrh,JRH,Jrh,rr,RR,Rr,g,G,G,l,L,L,lv,LV,Lv
DATA lh,LH,Lh,h,H,H,fro,FRO,Fro,cw,CW,Cw,apf,APF,Apf
DATA sko,SKO,Sko,mho,MHO,Mho,mgo,MGO,Mgo
DATA split,SPLIT,Split,spur,SPUR,Spur

```

```

RETURN '-----
DATADEG: '-----
:IKIS11:

```

```

GOSUB FRKUD
VIEW (440, 10)-(629, 300), 0
COLOR 14
LOCATE 5, 57: PRINT "TASIT DATALARI"
LOCATE 6, 57: PRINT "-----"

```

```

FOR I = 4 TO 17
  IF I > 9 AND I < 14 THEN GOTO nex11
  IF I > 13 THEN loca = -1 ELSE loca = 3
  COLOR 3
  LOCATE (loca + I), 57: PRINT FPAR$(I)
  LOCATE (loca + I), 62: PRINT "=";
  COLOR 15
  PRINT FZGD(I)
  COLOR 3
  LOCATE (loca + I), 70: PRINT FBIR$(I)
ex11: COLOR 15
NEXT I
DO: LOOP WHILE INKEY$ = ""
COLOR 12
I01 = 0
LOCATE 18, 57: INPUT "Degisiklik ? (1/0)", I01
IF I01 = 0 THEN GOTO CIKIS22
LOCATE 18, 57: PRINT "
LOCATE 18, 57: INPUT "Hangi data ?", WAS$

```

```

FOR I = 4 TO 17
  IF I > 9 AND I < 14 THEN GOTO next19
  IF WAS$ = FPAR$(I, 1) THEN GOTO VERI1
  IF WAS$ = FPAR$(I, 2) THEN GOTO VERI1
  IF WAS$ = FPAR$(I, 3) THEN GOTO VERI1
  IF I < 18 AND I > 3 THEN GOTO next19

VERI1:
  LOCATE 18, 57: PRINT "          "
  LOCATE 18, 57: PRINT FPAR$(I); "      "
  LOCATE 18, 65: INPUT "="; FZGD(I)
  IF I <> 14 THEN GOTO ATL2
  FZGD(15) = FZGD(14) * FZGD(15) / (FZGD(15) + FZGD(16))
  FZGD(16) = FZGD(14) - FZGD(15)
ATL2:
  IF I = 15 THEN FZGD(16) = FZGD(14) - FZGD(15)
  IF I = 16 THEN FZGD(15) = FZGD(14) - FZGD(16)

  COLOR 15
  GOSUB TASITP
  GOTO CIKIS11
next19: NEXT I

  LOCATE 20, 45: PRINT "YANLIS VERI ADI.TEKRAR DENEYIN !!"
  t = TIMER
  DO: LOOP WHILE (TIMER - t) < 2
  GOTO CIKIS11
IKIS22: COLOR 15: CLS
OSUB BTIDAGR
  RETURN '-----'
ASITP: '-----'

IP = FZGD(1)
VX = FZGD(2)
AHZ = FZGD(3)

FOR I = 1 TO 2
  ARZ(I) = FZGD(4)
  ARZ(I + 2) = FZGD(5)
  CB(I) = FZGD(6)
  CB(I + 2) = FZGD(7)
  RM(I) = FZGD(8)
  RM(I + 2) = FZGD(9)
  JR(I) = FZGD(10)
  JR(I + 2) = FZGD(11)
NEXT I
  Arzv = FZGD(4)
  Arzh = FZGD(5)
  Cbv = FZGD(6)
  Cbh = FZGD(7)
  Rmv = FZGD(8)
  Rmh = FZGD(9)
  Rr = FZGD(12)
  G = FZGD(13)
  L = FZGD(14)
  LV = FZGD(15)
  LH = FZGD(16)
  H = FZGD(17)

  RETURN '-----'

```

BTIDAGR: '-----'

```

SCREEN 12
VIEW (1, 1)-(639, 479)
WINDOW (0, 0)-(1, 1)
CLS
LINE (0, 0)-(1, 1), r0, B
VIEW (67, 52)-(578, 404), 15
VIEW (16, 17)-(629, 439)
WINDOW (-.1, -.05)-(1.1, .55)
LOCATE 3, 20: PRINT "BOS TASIT ICIN FREN KUVVETI DAGILIM DIYAGRAMLARI"
FOR Y = .5 TO 0 STEP -.1
  LINE (0, Y)-(1, Y), r3
NEXT Y
FOR x = 0 TO 1 STEP .1
  LINE (x, 0)-(x, .5), r3
NEXT x
COLOR 14
LOCATE 7, 4: PRINT "Ba/G"
LOCATE 27, 65: PRINT "Bo/G"
COLOR 15
LOCATE 4, 5: PRINT "0.5"
LOCATE 26, 7: PRINT "0"
LOCATE 27, 9: PRINT "0"
LOCATE 27, 73: PRINT "1"
LOCATE 27, 40: PRINT "0.5"

'-----'
'          SABIT IVME EGRILERI
'-----'
FOR I = 1 TO 14
  X1 = ((I - 5) * ABS(I > 5) * .1)
  Y1 = ((I * ABS(I < 5) + 5 * ABS(I >= 5)) * .1)
  X2 = ((I * ABS(I < 10) + 10 * ABS(I >= 10)) * .1)
  Y2 = ((I - 10) * ABS(I >= 10) * .1)
  LINE (X1, Y1)-(X2, Y2), r4
NEXT I

'-----'
'          IDEAL DAGILIM EGRISI
'-----'
FOR I = 1 TO 150 STEP .5
  Z1 = I / 100
  X1 = Z1 * (LH / L + H / L * Z1)
  Y1 = Z1 * (LV / L - H / L * Z1)
  IF X1 < 1 THEN PSET (X1, Y1), r5
NEXT I

'-----'
'          EG .ST SINIR EGRISI
'-----'
FOR I = 15 TO 30
  Z1 = I / 100
  X1 = Z1 * (LH / L + H / L * Z1)
  Y1 = Z1 * (LV / L - H / L * Z1)
  IF I = 15 THEN PSET (0, .15), r1
  IF Z1 < .5 THEN
    X2 = 0: Y2 = Z1
  ELSE
    X2 = Z1 - .5: Y2 = .5
  END IF
  LINE -(X1, Y1), r1

```

```

    IF I > 15 THEN LINE (X2, Y2)-(X1, Y1), r2
NEXT I

```

```

FOR I = 30 TO 45
    Z1 = I / 100
    Y1 = (Z1 + .05) * (LV / L - H / L * Z1)
    IF Z1 < .5 THEN
        X2 = 0: Y2 = Z1
    ELSE
        X2 = Z1 - .5: Y2 = .1
    END IF
    LINE -(Z1 - Y1, Y1), r1
    IF I > 30 THEN LINE (X2, Y2)-(Z1 - Y1, Y1), r2
NEXT I

```

```

FOR I = 45 TO 80
    Z1 = I / 100
    X1 = Z1 * (LH / L + H / L * Z1)
    Y1 = Z1 * (LV / L - H / L * Z1)
    IF Z1 < .5 THEN
        X2 = 0: Y2 = Z1
    ELSE
        X2 = Z1 - .5: Y2 = .5
    END IF
    LINE -(X1, Y1), r1
    IF I > 45 THEN LINE (X2, Y2)-(X1, Y1), r2
NEXT I
    LINE -(0.3, .5), r1

```

```

////////////////////////////////////
'          EG ALT SINIR EGRISI
////////////////////////////////////

X1 = ((10 / 100 + .07) / .85) * (LH / L + H / L * 10 / 100)
LINE (0, 0)-(X1, ((10 / 100 - X1) * ABS((I / 100 - x) >= 0)))
FOR I = 10 TO 61
    Z1 = I / 100
    X1 = ((Z1 + .07) / .85) * (LH / L + H / L * Z1)
    LINE -(X1, ((Z1 - X1) * ABS((Z1 - X1) >= 0))), r1
    LINE (Z1, 0)-(X1, ((Z1 - X1) * ABS((Z1 - X1) >= 0))), r2
NEXT I
    LINE -(0.61, 0), r1

```

```

////////////////////////////////////
'          TASITIN FREN KUVVETI DAGILIMI
////////////////////////////////////

```

```

I = Arzh * Cbh * Rmh / (Arzv * Cbv * Rmv)
LINE (0, 0)-(1, I), r6

```

```

LINE (0, 0)-(1, .5), r7, B
DO: LOOP WHILE INKEY$ = ""

```

```

PI = 3.142
NU = .4

```

```

Cbv = 2 * (NU + .1 * NU)
Cbh = (19 / 12 * (NU - .1 * NU)) / (10 / 12 * PI / 4 - (NU - .1 * NU))
X1 = Arzv * Cbv * Rmv
Y1 = Arzh * Cbh * Rmh
I = Y1 / X1
LINE (0, 0)-(1, I), r5
DO: LOOP WHILE INKEY$ = ""

```

ÖZGEÇMİŞ

Aybar AYVALI 1968 yılında Adana'da doğdu. İlk ve Orta öğrenimine burada başlayıp, Adana Karşıyaka Teknik Lisesi Makina Bölümü'nden 1986 yılında iyi dereceyle mazun oldu. Aynı yıl üniversite sınavında İTÜ Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümüne girmeye hak kazandı. Adı geçen fakülteden 1990 yılında iyi dereceyle mezun oldu ve aynı yıl İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Yüksek Lisans programına başladı. Bildiği yabancı dil ise İngilizce'dir.

