

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

84926

OTOMOBİL VE KAMYONET FREN SİSTEMLERİNİN
BİLİNEN TAŞIT VERİLERİNE BAĞLI TASARIMI



Mak.Müh. N.Banu ARIKAN

F.B.E.Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TC. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Tez Savunma Tarihi : 15 Temmuz 1999
Tez Danışmanı : Prof. İrfan YAVAŞLIOL (YTÜ)
Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Orhan DENİZ (YTÜ)
: Prof. Dr. Nihat TEKİN (YTÜ)



84926

İSTANBUL, 1999

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	i
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vii
ÖNSÖZ.....	viii
ÖZET.....	ix
ABSTRACT.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. FRENLEME DİNAMİĞİ.....	2
2.1 Statik Dingil Yükleri.....	2
2.1.1 Statik ön dingil yükü.....	2
2.1.2 Statik arka dingil yükü.....	2
2.2 Frenleme Oranı.....	2
2.3 Dinamik Dingil Yükleri.....	2
2.3.1 Dinamik ön dingil yükü.....	3
2.3.2 Dinamik arka dingil yükü.....	3
2.4 Dinamik Fren Kuvvetleri.....	3
2.4.1 Ön dingil dinamik fren kuvveti.....	4
2.4.2 Arka dingil dinamik fren kuvveti.....	4
2.5 Optimum Frenleme.....	4
2.5.1 Optimum frenleme şartı.....	4
2.5.2 Ön dingil optimum frenleme kuvveti.....	4
2.5.3 Arka dingil optimum frenleme kuvveti.....	4
2.6 Özgül fren kuvvetleri.....	4
2.6.1 Ön dingil özgül fren kuvveti.....	4
2.6.2 Arka dingil özgül fren kuvveti.....	4
2.7 Genel Optimum Fren Kuvvetleri Denklemi.....	5
2.8 Optimum Fren Kuvvetleri Parabolü.....	5
2.9 Maksimum optimum arka fren kuvveti.....	7
2.10 Arka Teker Fren Yüzdesi.....	7
3. FRENLEME MOMENTİ ANALİZİ.....	8
3.1 Kampanalı Frenlerin Frenleme Momenti Analizi.....	8
3.1.1 Kendiliğinden enerjilenme ve kendiliğinden kilitlenme.....	8
3.1.2 Kampanalı frenlerin frenleme faktörü.....	9
3.1.2.1 Leading-trailing (simpleks) pabuç frenin frenleme faktörü.....	9
3.1.2.1.1 Leading pabucunun frenleme faktörü.....	10
3.1.2.1.2 Trailing pabucunun frenleme faktörü.....	12
3.1.2.1.3 Toplam frenleme faktörü.....	13

3.2	Disk Frenlerin Frenleme Momenti Analizi.....	13
3.2.1	Standart (kendiliğinden enerjilenmeyen) kaliper disk frenin frenleme faktörü.....	13
4.	HİDROLİK FREN SİSTEMLERİNİN ANALİZİ.....	17
4.1	Sistem Hidrolik Basıncı.....	17
4.2	Dingil Başına Fren Kuvveti.....	17
4.3	Frenleme Oranı.....	17
4.4	Arka Teker Fren Basıncının Kontrolü.....	17
4.4.1	Arka teker fren basıncının artışının azaltılması.....	18
4.4.2	Arka teker fren basıncının sınırlandırılması.....	18
5.	OTOMOBİLLER İÇİN FREN SİSTEMİ DİZAYNI.....	19
5.1	Fren Sisteminin Dizaynında Kullanılan Ana Parametreler.....	19
5.1.1	Taşıtların ağırlığı.....	19
5.1.1.1	Taşıtların yüklü ağırlığı.....	19
5.1.1.2	Taşıtların boş ağırlığı.....	19
5.1.2	Statik dingil yükleri.....	19
5.1.2.1	Statik ön dingil yükleri.....	19
5.1.2.1.1	Yüklü taşıtların statik ön dingil yükü.....	19
5.1.2.1.2	Boş taşıtların statik ön dingil yükü.....	19
5.1.2.2	Statik arka dingil yükleri.....	19
5.1.2.2.1	Yüklü taşıtların statik arka dingil yükü.....	20
5.1.2.2.2	Boş taşıtların statik arka dingil yükü.....	20
5.1.3	Dingiller arası mesafe.....	20
5.1.4	Teker yarıçapı.....	20
5.1.5	Statik dingil yükü dağılımı katsayısı.....	20
5.1.5.1	Yüklü taşıtların statik dingil yükü dağılımı katsayısı.....	20
5.1.5.2	Boş taşıtların statik dingil yükü dağılımı katsayısı.....	20
5.1.6	Taşıtların ağırlık merkezinin yerden yüksekliği.....	20
5.2	Frenleme Faktörleri.....	21
5.2.1	Disk fren için frenleme faktörü.....	22
5.2.2	Simpleks pabuç fren için frenleme faktörü.....	22
5.3	Fren Regülatörlü Sistem Dizaynı.....	23
5.3.1	Ön teker silindiri kesit alanı.....	23
5.3.2	Arka teker silindiri kesit alanı.....	24
5.3.3	Optimum fren kuvvetleri.....	29
5.3.4	Fren regülatörü karakteristiği.....	36
5.3.5	Azaltıcı eğimi.....	38
5.3.6	Sistem basıncı.....	39
5.3.7	Ana merkez silindiri kesit alanı.....	40
5.3.8	Pedal kol oranının kontrolü.....	41
5.3.9	Kuvvetlendirici seçimi.....	44
5.3.10	Yüklü durum için kırılma noktası frenleme oranı ve kırılma noktasına ait optimum fren kuvvetleri.....	45
5.3.11	Yüklü durum için kırılma noktası basıncı.....	47
5.3.12	Fren regülatörünün boyutlandırılması.....	48

5.3.12.1	Regülatör yaylarının boyutlandırılması.....	51
5.3.12.1.1	1 no 'lu yayın boyutlandırılması.....	51
5.3.12.1.2	3 no 'lu yayın boyutlandırılması.....	53
5.4	Limitörlü Sistem Dizaynı.....	55
5.4.1	Ön teker silindiri kesit alanı.....	55
5.4.2	Sınır frenleme oranı.....	55
5.4.3	Arka teker silindiri kesit alanı.....	58
5.4.4	Üst sınır frenleme oranının bulunması.....	59
5.4.5	Optimum fren kuvvetleri.....	59
5.4.6	Fren limitörü karakteristiği.....	62
5.4.7	Sistem basıncı.....	63
5.4.8	Ana merkez silindiri kesit alanı.....	64
5.4.9	Pedal kol oranının kontrolü.....	65
5.4.10	Kuvvetlendirici seçimi.....	65
5.4.11	Yüklü durum için sınır frenleme oranı ve sınırlandırma noktasına ait optimum fren kuvvetleri.....	66
5.4.12	Yüklü durum için sınırlandırma basıncı.....	68
5.4.13	Fren limitörünün boyutlandırılması.....	69
5.4.13.1	Limitör yayının boyutlandırılması.....	71
6.	KAMYONETLER İÇİN FREN SİSTEMİ DİZAYNI.....	74
6.1	Fren Sisteminin Dizaynında Kullanılan Ana Parametreler.....	74
6.1.1	Taşıtların ağırlığı.....	74
6.1.1.1	Taşıtların yüklü ağırlığı.....	74
6.1.1.2	Taşıtların boş ağırlığı.....	74
6.1.2	Statik dingil yükleri.....	74
6.1.2.1	Statik ön dingil yükleri.....	74
6.1.2.1.1	Yüklü taşıtların statik ön dingil yükü.....	74
6.1.2.1.2	Boş taşıtların statik ön dingil yükü.....	74
6.1.2.2	Statik arka dingil yükleri.....	74
6.1.2.2.1	Yüklü taşıtların statik arka dingil yükü.....	74
6.1.2.2.2	Boş taşıtların statik arka dingil yükü.....	75
6.1.3	Dingiller arası mesafe.....	75
6.1.4	Teker yarıçapı.....	75
6.1.5	Statik dingil yükü dağılımı katsayısı.....	75
6.1.5.1	Yüklü taşıtların statik dingil yükü dağılımı katsayısı.....	75
6.1.5.2	Boş taşıtların statik dingil yükü dağılımı katsayısı.....	75
6.1.6	Taşıtların ağırlık merkezinin yerden yüksekliği.....	75
6.2	Frenleme Faktörleri.....	76
6.2.1	Disk fren için frenleme faktörü.....	76
6.2.2	Simpleks pabuç fren için frenleme faktörü.....	76
6.3	Fren Regülatörlü Sistem Dizaynı.....	78
6.3.1	Ön teker silindiri kesit alanı.....	78
6.3.2	Arka teker silindiri kesit alanı.....	78
6.3.3	Optimum fren kuvvetleri.....	80
6.3.4	Fren regülatörü karakteristiği.....	87
6.3.5	Azaltıcı eğimi.....	88

6.3.6	Ana merkez silindiri kesit alanı.....	89
6.3.7	Pedal kol oranının kontrolü.....	90
6.3.8	Kuvvetlendirici seçimi.....	91
6.3.9	Yüklü durum için kırılma noktası frenleme oranı ve kırılma noktasına ait optimum fren kuvvetleri.....	92
6.3.10	Yüklü durum için kırılma noktası basıncı.....	93
6.3.11	Fren regülatörünün boyutlandırılması.....	93
6.3.11.1	Regülatör yaylarının boyutlandırılması.....	95
6.3.11.1.1	1 no 'lu yayın boyutlandırılması.....	95
6.3.11.1.2	3 no 'lu yayın boyutlandırılması.....	97
6.4	Limitörlü Sistem Dizaynı.....	98
6.4.1	Ön teker silindiri kesit alanı.....	98
6.4.2	Sınır frenleme oranı.....	98
6.4.3	Arka teker silindiri kesit alanı.....	100
6.4.4	Üst sınır frenleme oranının bulunması.....	100
6.4.5	Optimum fren kuvvetleri.....	101
6.4.6	Fren limitörü karakteristiği.....	103
6.4.7	Ana merkez silindiri kesit alanı.....	104
6.4.8	Pedal kol oranının kontrolü.....	105
6.4.9	Kuvvetlendirici seçimi.....	106
6.4.10	Yüklü durum için sınır frenleme oranı ve sınırlandırma noktasına ait optimum fren kuvvetleri.....	106
6.4.11	Yüklü durum için sınırlandırma basıncı.....	108
6.4.12	Fren limitörünün boyutlandırılması.....	108
6.4.12.1	Limitör yayının boyutlandırılması.....	110
7.	SONUÇLAR.....	112
	KAYNAKLAR.....	113
	ÖZGEÇMİŞ.....	114

SİMGE LİSTESİ

a	: Kampana boyutu
A_{mc}	: Ana merkez silindiri kesit alanı
A_{p_2}	: 2 no' lu pistonun alanı
A_{p_4}	: 4 no' lu pistonun alanı
A_{wc}	: Teker silindiri kesit alanı
A_{wc_0}	: Ön teker silindiri kesit alanı
A_{wc_A}	: Arka teker silindiri kesit alanı
A_B	: Balata yüzey alanı
b	: Frenleme ivmesi
b'	: Balata genişliği
B	: Yüklü durum için; statik arka dingil yükü dağılımı katsayısı
BF	: Frenleme faktörü
$(BF)_0$: Standart kaliper disk fren için frenleme faktörü
$(BF)_A$: Simpleks pabuç fren için frenleme faktörü
$(BF)_1$: Leading pabucunun frenleme faktörü
$(BF)_2$: Trailing pabucunun frenleme faktörü
B_0	: Yüksüz durum için; statik arka dingil yükü dağılımı katsayısı
d	: Tel çapı
D	: Yayın sarım çapı
D_d	: Yayın dış sarım çapı
D_{p_2}	: 2 no' lu pistonun çapı
D_{p_4}	: 4 no' lu pistonun çapı
e	: Teker tepkisinin düşey eksenden kaçıklığı
F	: Yayda çökmeyi meydana getiren kuvvet
F_a	: Kampana veya disk sürtünme kuvveti
F_d	: Bir pabuca karşılık gelen uygulama kuvveti
F_{d_1}	: Leading pabucunda bir pabuca karşılık gelen uygulama kuvveti
F_{d_2}	: Trailing pabucunda bir pabuca karşılık gelen uygulama kuvveti
F_{mc}	: Ana merkez piston kuvveti
F_0	: Yüklü durum için; ön teker fren kuvveti
$F_{0_{opt}}$: Ön teker optimum fren kuvveti
F_{0_0}	: Yüksüz durum için; ön teker fren kuvveti
$F_{0_0}^*$: Yüksüz durum için; ön teker özgül fren kuvveti
F_0^*	: Yüklü durum için; ön teker özgül fren kuvveti
$F_{0_1}^*$: Regülatörlü sistem için; $z = 0.4$ ile optimum eğrinin kesiştiği noktadaki ön teker özgül fren kuvveti. Limitörlü sistem için; $z = 0.5$ ile optimum eğrinin kesiştiği noktadaki ön teker özgül fren kuvveti
$F_{0_2}^*$: Regülatörlü sistem için; $z = 0.4$ ile optimum eğrinin kesiştiği noktanın orijinele birleştirilmesiyle oluşturulan doğrunun, $z_k = 0.32$ hattı ile kesiştiği noktadaki ön teker özgül fren kuvveti. Limitörlü sistem için; $z = 0.5$ ile optimum eğrinin kesiştiği noktanın orijinele birleştirilmesiyle oluşturulan doğrunun $z_k = 0.32$ hattı ile kesiştiği noktadaki ön teker özgül fren kuvveti
$F_{0_3}^*$: Hem regülatörlü hem de limitörlü sistem için; yüklü durum için olan optimum eğriye kadar uzatılan doğrunun yüklü optimum eğriyi kestiği noktadaki ön teker özgül fren kuvveti

- F_{δ}^* : Regülatörlü sistem için; orijinden yüklü durum için olan optimum eğriye kadar uzatılan doğrunun, $z_{k,y}$ hattını kestiği noktadaki ön teker özgül fren kuvveti.
Limitörlü sistem için; orijinden yüklü durum için olan optimum eğriye kadar uzatılan doğrunun, $z_{smr,y}$ hattını kestiği noktadaki ön teker özgül fren kuvveti.
- $F_{\delta n}$: Yayın ön yükleme kuvveti
- F_p : Pedal kuvveti
- F_x : Dingil başına fren kuvveti
- F_{xT_b} : Ön dingilin toplam fren kuvveti
- F_{xT_A} : Arka dingilin toplam fren kuvveti
- F_A : Yüklü durum için; arka teker fren kuvveti
- $F_{A_{opt}}$: Arka teker optimum fren kuvveti
- F_{A_0} : Yüksüz durum için; arka teker fren kuvveti
- $F_{A_0}^*$: Yüksüz durum için; arka teker özgül fren kuvveti
- F_A^* : Yüklü durum için; arka teker özgül fren kuvveti
- $F_A^*_{max}$: Yüklü durum için; arka teker maksimum özgül fren kuvveti
- $F_{A_1}^*$: Regülatörlü sistem için; $z = 0.4$ ile optimum eğrinin kesiştiği noktadaki arka teker özgül fren kuvveti. Limitörlü sistem için; $z = 0.5$ ile optimum eğrinin kesiştiği noktadaki arka teker özgül fren kuvveti
- $F_{A_2}^*$: Regülatörlü sistem için; $z = 0.4$ ile optimum eğrinin kesiştiği noktanın orijinle birleştirilmesiyle oluşturulan doğrunun, $z_k = 0.32$ hattı ile kesiştiği noktadaki arka teker özgül fren kuvveti. Limitörlü sistem için; $z = 0.5$ ile optimum eğrinin kesiştiği noktanın orijinle birleştirilmesiyle oluşturulan doğrunun $z_k = 0.32$ hattı ile kesiştiği noktadaki arka teker özgül fren kuvveti
- $F_{A_3}^*$: Hem regülatörlü hem de limitörlü sistem için; yüklü durum için olan optimum eğriye kadar uzatılan doğrunun yüklü optimum eğriyi kestiği noktadaki arka teker özgül fren kuvveti
- $F_{A_4}^*$: Regülatörlü sistem için; orijinden yüklü durum için olan optimum eğriye kadar uzatılan doğrunun, $z_{k,y}$ hattını kestiği noktadaki arka teker özgül fren kuvveti.
Limitörlü sistem için; orijinden yüklü durum için olan optimum eğriye kadar uzatılan doğrunun, $z_{smr,y}$ hattını kestiği noktadaki arka teker özgül fren kuvveti.
- F_R : Yuvarlanma direnci
- F_T : Toplam fren kuvveti
- g : Yerçekimi ivmesi
- G : Taşıtın yüklü ağırlığı
- G' : Kayma modülü
- G_{δ} : Yüklü durum için; statik ön dingil yükü
- G_{δ_f} : Yüklü durum için ; dinamik ön dingil yükü
- G_A : Yüklü durum için; statik arka dingil yükü
- G_{A_f} : Yüklü durum için; dinamik arka dingil yükü
- G_0 : Taşıtın boş ağırlığı
- G_{0_b} : Yüksüz durum için; statik ön dingil yükü
- G_{0_A} : Yüksüz durum için; statik arka dingil yükü
- h : Kampana boyutu
- H_1 : Yüklü durum için ; ağırlık merkezinin yerden yüksekliğinin dingiller arası mesafeye oranı

H_{1_0}	: Yüksüz durum için ; ağırlık merkezinin yerden yüksekliğinin dingiller arası mesafeye oranı
i_A	: Arka teker fren yüzdesi
J_T	: Teker atalet momenti
k_1	: 1 no' lu yayın yay sabiti
k_3	: 3 no' lu yayın yay sabiti
K	: Düzeltme faktörü
L	: Dingiller arası mesafe
L'	: Katılmış yay boyu
L''	: Yayın çökmesinden sonra sarımlar arası gerekli boşluk
L'''	: Yayın serbest boyu
L_p	: Pedal kol oranı
L_1	: Fren pedalı-destek noktası arasındaki mesafe
L_2	: İtme çubuğu mafsal noktası - destek noktası arası mesafe
m	: Taşıt kütlesi
M	: Teker momenti
n	: Yayın sarım sayısı
N	: Teker tepkisi
p	: Balata yüzey basıncı
p_{max}	: Maksimum balata yüzey basıncı
p_0	: Ortalama balata yüzey basıncı
P_{mc}	: Ana merkez silindir basıncı
P_L	: Sistem basıncı
$P_{L_{max}}$: Maksimum sistem basıncı
P_{L_0}	: Yüksüz durum için; ön sistem hidrolik basıncı
$P_{L_0_{max}}$: Ön sistem maksimum hidrolik basıncı
$P_{L_0_y}$: Yüklü durum için; ön sistem hidrolik basıncı
P_{L_k}	: Yüksüz durum için; kırılma noktası basıncı
$P_{L_k_y}$: Yüklü durum için; kırılma noktası basıncı
P_{L_s}	: Yüksüz durum için; sınırlandırma basıncı
$P_{L_s_y}$: Yüklü durum için; sınırlandırma basıncı
P_{L_A}	: Yüksüz durum için; arka sistem hidrolik basıncı
$P_{L_A_{max}}$: Arka sistem maksimum hidrolik basıncı
$P_{L_A_y}$: Yüklü durum için; arka sistem hidrolik basıncı
P_0	: Pabuçların kampanaya veya padlerin diske temasını sağlamak için gerekli basınç
P_{0_0}	: Padlerin diske temasını sağlamak için gerekli basınç
P_{0_A}	: Pabuçların kampanaya temasını sağlamak için gerekli basınç
r	: Kampana yarıçapı
r_0	: Disk efektif yarıçapı
r_A	: Kampana efektif yarıçapı
R	: Teker yarıçapı
S_{mc}	: Ana merkez piston stroku
S_p	: Pedal yol
SL	: Azaltıcı eğimi
V	: Taşıt hızı
V_{mc}	: Ana merkez silindir hacmi

- x : Regülatörlü sistem için; $z = 0.4$ ile optimum eğrinin kesiştiği noktadan orijine birleştirilen doğrunun uzunluğu ile bu doğrunun $z_k = 0.32$ hattını kestiği noktanın orijine olan uzaklığının farkı. Limitörlü sistem için; $z = 0.5$ ile optimum eğrinin kesiştiği noktadan orijine birleştirilen doğrunun uzunluğu ile bu doğrunun $z_{sınır}$ hattını kestiği noktanın orijine olan uzaklığının farkı
- x' : Pedal S_p mesafesini aldığı anda, ana merkez silindiri pistonu tijinin mafsal noktasının ötelenme miktarı
- x'' : Balatanın orta noktası-merkez arasındaki doğru ile mafsal noktası arasındaki dik mesafe
- x_0 : Ön yükleme kuvvetinden kaynaklanan yayın sıkışma miktarı
- x_1 : 1 no' lu yayın sıkışma miktarı
- x_3 : 3 no' lu yayın sıkışma miktarı
- x_4 : Şasinin çökmesi sonucu 1 no' lu yayın sıkışma miktarı
- $x_{4 \text{ gerçek}}$: Şasinin çökme miktarı
- x_5 : Şasinin çökmesi sonucu 3 no' lu yayın sıkışma miktarı
- $x_{5 \text{ gerçek}}$: Şasinin çökme miktarı
- y : Regülatörlü sistem için; $z = 0.4$ ile optimum eğrinin kesiştiği noktadan orijine birleştirilen doğrunun uzunluğu. Limitörlü sistem için; $z = 0.5$ ile optimum eğrinin kesiştiği noktadan orijine birleştirilen doğrunun uzunluğu.
- y' : Eğimli platformda duran taşıtın ön tekerinin zemine temas noktasının, arka tekerin zemine temas noktasına olan düşey mesafesi
- y / x : Şasinin gerçek çökme miktarının, yayın çökme miktarına oranı
- Y_s : Fren yüzeyi sayısı
- z : Frenleme oranı
- z_k : Yüksüz durum için; kırılma noktası frenleme oranı
- $z_{k y}$: Yüklü durum için; kırılma noktası frenleme oranı
- $z_{sınır}$: Yüksüz durum için; sınırlandırma noktası frenleme oranı
- $z_{sınır y}$: Yüklü durum için; sınırlandırma noktası frenleme oranı
- $z_{üst}$: Üst sınır frenleme oranı
- α : Orijinden kırılma veya sınırlandırma noktasına kadar çizilen doğrunun, yatayla yaptığı açı
- α' : Eğimli platformun eğim açısı
- α'' : dF kuvvetinin uygulandığı nokta ile merkez arasındaki doğrunun, mafsal-merkez arasındaki doğru yaptığı açı
- α_0 : balatanın başlangıç ve bitim noktalarının merkezle birleştirilmesiyle oluşan iki doğrunun arasındaki açı
- α_1 : pabucun mafsal noktası ile merkezin birleştirilmesiyle oluşan doğrunun, balatanın başlangıç noktası-merkez arasındaki doğruyla yaptığı açı
- α_2 : α_0 ve α_1 ' in toplamı
- α_3 : α_1 ve α_2 ' nin toplamı
- β : balatanın bitim noktası-merkez arasındaki doğrunun, mafsal-merkez arasındaki doğruyla yaptığı açı
- δ : Yayın maksimum boy değişimi
- ϕ : Kırılma noktasından sonra çizilen doğrunun yatayla yaptığı açı
- $\dot{\phi}_T$: Tekerin dönme açısal ivmesi
- γ : Balatanın orta noktası-merkez arasındaki doğrunun, x eksenine yaptığı açı
- η_c : Teker silindiri verimi

$\eta_{e\delta}$: Ön teker silindiri verimi
η_{eA}	: Arka teker silindiri verimi
η_p	: Pedal verimi
μ	: Sürtünme katsayısının pik değeri
$\mu_{f\delta}$: Ön teker kuvvet bağlantı katsayısı
μ_{fA}	: Arka teker kuvvet bağlantı katsayısı
μ_{δ}	: Ön teker kuvvet bağlantı katsayısı
μ_A	: Arka teker kuvvet bağlantı katsayısı
μ_L	: Balata-kampana veya balata-disk arasındaki sürtünme katsayısı
θ	: dF kuvvetinin uygulandığı nokta-merkez arasındaki doğrunun, balatanın orta noktası-merkez arasındaki doğruyla yaptığı açı
σ_k	: Malzemenin kopma dayanımı
τ_{emn}	: Emniyetli kayma gerilmesi
τ_{max}	: Maksimum kayma gerilmesi
ΔF_{δ}^*	: Yüksüz durum için; $F_{\delta 1}^*$ ve $F_{\delta 2}^*$, yüklü durum için $F_{\delta 3}^*$ ve $F_{\delta 4}^*$ arasındaki fark
ΔF_A^*	: Yüksüz durum için; $F_{A 1}^*$ ve $F_{A 2}^*$, yüklü durum için $F_{A 3}^*$ ve $F_{A 4}^*$ arasındaki fark
ΣF_{mc}	: Toplam ana merkez sıkıştırma kuvveti
2λ	: Pabuç hareket miktarı
$2(\lambda)_{\delta}$: Ön frenler için pabuç hareket miktarı
$2(\lambda)_A$: Arka frenler için pabuç hareket miktarı

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	Yüklü taşıta etkiyen statik dingil yükleri..... 2
Şekil 2.2	Yüklü taşıta etkiyen dinamik dingil yükleri..... 3
Şekil 2.3	Optimum fren kuvvetleri diyagramı..... 6
Şekil 3.1	Kampanalı frende kendiliğinden enerjilenme..... 8
Şekil 3.2.a	Leading pabucu..... 9
Şekil 3.2.b	Leading pabucu..... 10
Şekil 3.3	Frenlenen bir ön tekerleğe etkiyen kuvvet ve momentler..... 14
Şekil 3.4	Diske etkiyen kuvvetler ve momentler..... 15
Şekil 5.1	Taşıtın ağırlık merkezinin yerden yüksekliğinin belirlenmesi..... 21
Şekil 5.2	z_k için optimum fren kuvvetlerinin bulunması..... 25
Şekil 5.3	Optimum fren kuvvetleri diyagramı..... 34
Şekil 5.4	Kırık karakterli fren regülatörü için optimum özgül fren kuvvetleri..... 35
Şekil 5.5	Fren regülatörü karakteristiği..... 38
Şekil 5.6	Fren regülatörü karakteristiğinden azaltıcı eğiminin belirlenmesi..... 38
Şekil 5.7	Pedal kol oranı..... 41
Şekil 5.8	Pedal kol oranının kontrolü..... 42
Şekil 5.9	Vakum kuvvetlendirici karakteristiği..... 44
Şekil 5.10	Yüke duyarlı fren regülatörü..... 48
Şekil 5.11	Sınır frenleme oranı..... 56
Şekil 5.12	Fren limitörü için optimum özgül fren kuvvetleri..... 61
Şekil 5.13	Fren limitörü karakteristiği..... 63
Şekil 5.14	Yüke duyarlı fren limitörü..... 69
Şekil 6.1	Optimum fren kuvvetleri diyagramı..... 85
Şekil 6.2	Kırık karakterli fren regülatörü için optimum özgül fren kuvvetleri..... 86
Şekil 6.3	Fren regülatörü karakteristiği..... 89
Şekil 6.4	Fren limitörü için optimum özgül fren kuvvetleri..... 102
Şekil 6.5	Fren limitörü karakteristiği..... 104

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 5.1.a	Yüksüz durum için optimum fren kuvvetleri..... 30
Çizelge 5.1.b	Yüklü durum için optimum fren kuvvetleri..... 31
Çizelge 6.1.a	Yüksüz durum için optimum fren kuvvetleri..... 81
Çizelge 6.1.b	Yüklü durum için optimum fren kuvvetleri..... 82



ÖNSÖZ

Bu tezin hazırlanmasında benden yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Prof. İrfan YAVAŞLIOL 'a, Yrd. Doç. Dr. Muammer ÖZKAN 'a, ToyotaSA Koltaş Plaza Servis Müdürü Mak. Yük. Müh. Erdoğan DÖKMEN 'e teşekkürlerimi sunarım.

N.Banu Arıkan
İstanbul, Haziran 1999



ÖZET

Otomobil ve kamyonetler için, frenleme performansı yüksek bir hidrolik fren sistemi dizaynı gerçekleştirilmiştir. Dizayn yöntemi ve kabuller belirlenirken, frenleme ile ilgili yönetmelikler göz önünde bulundurulmuştur. Tasarımın, bu yönetmeliklerin gereklerini karşılamasına özen gösterilmiştir. Her kabul sistemin emniyetli olması da dikkate alınarak yapılmıştır. Dizayn yöntemi belirlendikten sonra, saptanan yöntemi uygulamaya geçirmek amacıyla iki örnek taşıt seçilmiştir. Her bir taşıtın fiziksel temel verileri kullanılarak, belirlenen dizayn yöntemi adım adım uygulanmıştır. Bu temel veriler; taşıtın ağırlığı, ağırlık merkezinin yeri, dingiller arası mesafe gibi her taşıtta farklılık gösteren verilerdir. Bu verilere bağlı olarak yapılan hesaplamalar, optimum özgül fren kuvvetlerine en fazla yaklaşım sağlanacak şekilde sürdürülmüş ve hesaplamalardan elde edilen sonuçların optimum duruma yaklaşım düzeyi grafiklerle gösterilmiştir. Geliştirilen dizayn yöntemi, kritik fren sistemi elemanlarının boyutlandırılmasını içermektedir.



ABSTRACT

A high braking performed hydraulic brake system design for cars and light-duty trucks was achieved. During the determination of the design procedure and the presumptions, braking regulations were considered in order to have the design procedure which covers the requirements of these regulations. Each presumption had been presumed by considering safety of the system. After determining the design procedure, in order to fit the procedure in application, two model vehicles had been chosen. Pre-determined design procedure was applied step by step by using the physical basic data of each vehicle. These basic data such as vehicle's weight, location of the center of gravity and distance between axles, vary vehicle to vehicle. The calculations that had been made according to these basic data, were conducted to achieve the best approach to the relative optimum braking forces curve. The approach of the calculation results to the optimum curve, were showed on graphics. The design procedure that had been developed in this research, contains dimensioning of critical brake system elements.



1. GİRİŞ

Bu çalışmada, otomobil ve kamyonetler için hidrolik fren sistemi dizaynı gerçekleştirilecektir. Hidrolik fren sistemleri otomobil ve kamyonetlerde uygulanmaktadır.

Fren sisteminin tasarımcısı, öncelikle fren sistemini tasarlayacağı taşıtın temel fiziksel verilerine bağlı olarak statik yükleri, dinamik yük ve kuvvetleri hesaplamak zorundadır.

Bu aşamadan sonra fren sisteminin ana elemanlarının boyutlandırılmasına geçilir. Bu ana elemanlar; teker silindiri kesit alanları ve ana merkez silindiri kesit alanıdır.

Fren sisteminde pedal kuvveti ve pedal stroku, ergonomi ve güvenlik nedenleriyle sınırlıdır. 500 N 'un üzerinde pedal kuvveti gerekmesi halinde, pedal kol oranını aşırı büyütmemek ve dolayısıyla da pedal strokunun izin verilen üst sınırı aşmamasını sağlamak amacıyla sisteme kuvvetlendirici eklenir. Bu noktaya kadar hesaplanan boyutlara, basınçlara ve yapılan kabullere bağlı olarak servo ünite de boyutlandırılır.

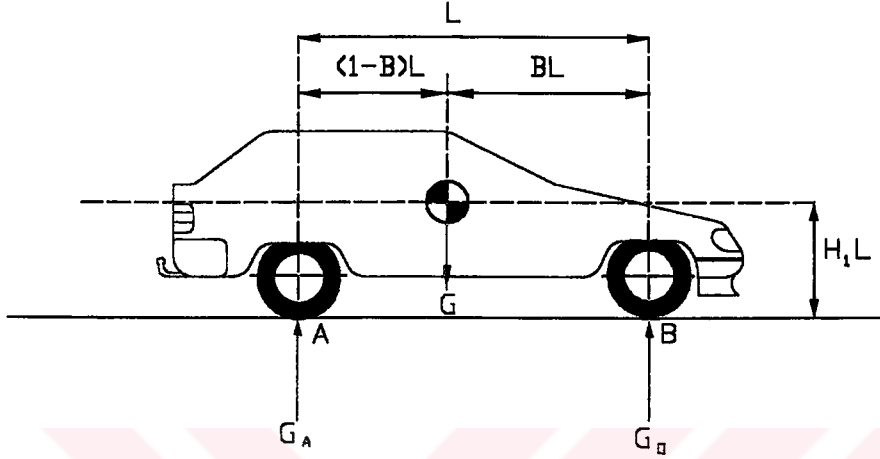
Tasarımın her aşamasında ideal frenleme şartlarına yakın, frenleme performansı yüksek bir fren sistemi dizaynı hedeflenmektedir.

Fren iyilik derecesinin artırılması amacıyla sistemde fren regülatörleri veya fren limitörleri kullanılır. Son olarak ta bu elemanların boyutlandırılması gerçekleştirilir.

Tüm bu boyutlandırmalar yapılırken, ilgili frenleme yönetmelikleri dikkate alınmalı ve kararsız frenleme şartına girilmemesi için optimum fren özgül kuvvetleri değişim eğrisi de göz önünde bulundurulmalıdır.

2. FRENLEME DİNAMIĞI

2.1 Statik Dingil Yükleri



Şekil 2.1 Yüklü taşıta etkiyen statik dingil yükleri

2.1.1 Statik ön dingil yükü

A noktasına göre moment dengesinden:

$$G_B \cdot L = G \cdot (1-B) \cdot L$$

$$G_B = (1-B) \cdot G \quad (2.1)$$

2.1.2 Statik arka dingil yükü

B noktasına göre moment dengesinden:

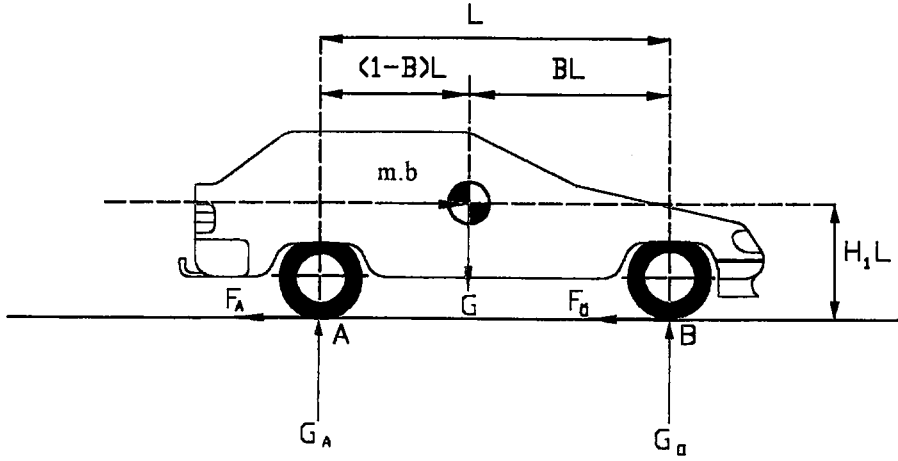
$$G_A \cdot L = G \cdot B \cdot L$$

$$G_A = B \cdot G \quad (2.2)$$

2.2 Frenleme Oranı

$$z = b/g \quad (2.3)$$

2.3 Dinamik Dingil Yükleri



Şekil 2.2 Yüklü taşıta etkiyen dinamik dingil yükleri

2.3.1 Dinamik ön dingil yükü

A noktasına göre moment dengesinden:

$$G_{\delta_f} \cdot L - G \cdot (1-B) \cdot L - m \cdot b \cdot H_1 \cdot L = 0$$

$$G_{\delta_f} = G \cdot (1-B) - m \cdot b \cdot H_1 \quad (2.4)$$

Eş.(2.3) 'ten $z = b/g$ idi.

$$G_{\delta_f} = G_{\delta} + H_1 \cdot z \cdot G \quad (2.5)$$

olarak frenlemedeki dinamik ön dingil yükü bulunur.

2.3.2 Dinamik arka dingil yükü

B noktasına göre moment dengesinden:

$$G_{A_f} \cdot L - G \cdot B \cdot L + m \cdot b \cdot H_1 \cdot L = 0$$

$$G_{A_f} \cdot L = B \cdot G - m \cdot b \cdot H_1 \quad (2.6)$$

$$G_{A_f} = G_A - H_1 \cdot z \cdot G \quad (2.7)$$

2.4 Dinamik Fren Kuvvetleri

2.4.1 Ön dingil dinamik fren kuvveti

$$F_{\delta} = \mu_{f_{\delta}} \cdot G_{\delta_f} \quad (2.8)$$

2.4.2 Arka dingil dinamik fren kuvveti

$$F_A = \mu_{f_A} \cdot G_{A_f} \quad (2.9)$$

2.5 Optimum Frenleme

2.5.1 Optimum frenleme şartı

Optimum frenleme için $\mu_{\delta} = \mu_A = \mu = z$ olmalıdır. (2.10)

2.5.2 Ön dingil optimum frenleme kuvveti

$$F_{\delta_{opt}} = ((1-B) + H_1 \cdot z) \cdot z \cdot G \quad (2.11)$$

2.5.3 Arka dingil optimum frenleme kuvveti

$$F_{A_{opt}} = (B - H_1 \cdot z) \cdot z \cdot G \quad (2.12)$$

2.6 Özgül Fren Kuvvetleri

2.6.1 Ön dingil özgül fren kuvveti

$$F_{\delta}^* = F_{\delta} / G \quad (2.13)$$

$$F_{\delta}^* = ((1-B) + H_1 \cdot z) \cdot z \quad (2.14)$$

2.6.2 Arka dingil özgül fren kuvveti

$$F_A^* = F_A / G \quad (2.15)$$

$$F_A^* = (B - H_1 \cdot z) \cdot z \quad (2.16)$$

2.7 Genel Optimum Fren Kuvvetleri Denklemi

Eş.(2.14) ve (2.16) 'ya göre bulunan optimum özgül fren kuvvetleri B , H_1 ve z 'in fonksiyonudur. Tasarlanan fren sistemi donanımının fonksiyonu değildir. Gerçek fren kuvvetlerini optimum fren kuvvetleri ile daha iyi eşleştirmek için genel optimum fren kuvvetleri denklemi (Eş.(2.20)) bulunmalıdır.

Eş.(2.14)'ten $F_6^* = ((1-B) + H_1.z).z$ idi.

$H_1.z^2 + (1-B)z - F_6^* = 0$ yazılabilir.

Buradan z çekilirse;

$$z = \sqrt{\left[(1-B)^2 / (4.H_1^2) + (F_6^* / H_1) \right]} - (1-B) / (2.H_1) \quad (2.17)$$

$$F_6^* + F_A^* = z \quad (2.18)$$

$$F_A^* = z - F_6^* \quad (2.19)$$

$$F_A^* = \left\{ \sqrt{\left[(1-B)^2 / (4.H_1^2) + (F_6^* / H_1) \right]} - (1-B) / (2.H_1) \right\} - F_6^* \quad (2.20)$$

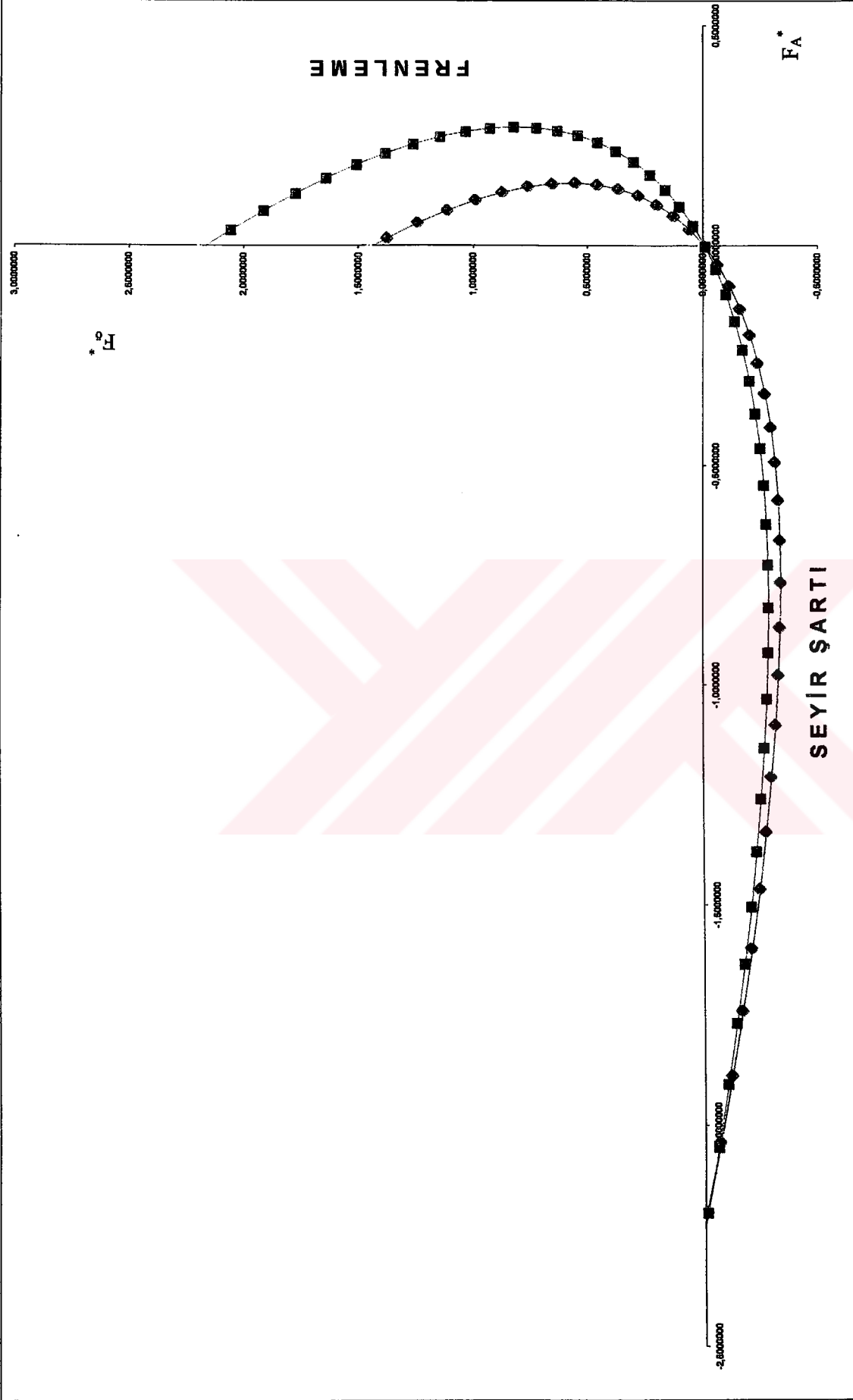
2.8 Optimum Fren Kuvvetleri Parabolü

Eş.(2.20) 'den çizilen grafik parabol şeklindedir.

Optimum frenleme kuvvetleri diyagramı (Şekil 2.3), optimum ve gerçek fren kuvvetlerini eşleştirmek için yararlı dizayn yöntemlerinin geliştirilmesinde kullanılır.

Artan yavaşlama için, lastik yol sürtünmesinin yeteri kadar yüksek olduğu kabul edilerek, arka dingilin optimum frenlenmesi azalmaya başlar ve ön fren eksenine ile bulunduğu noktada sıfıra ulaşır. Bu noktada taşıtın yavaşlatılması yeterince yüksektir. Dolayısıyla arka dingil, aşırı yük transferine bağlı olarak zeminden havalanmaya başlar.

Artan seyir şartında, optimum seyir şartı eğrisi arka fren kuvveti eksenine ile bulunduğu anda, ön aks zeminden havalanmaya başlar.



Şekil 2.3 Optimum fren kuvvetleri diyagramı

Ön fren kuvveti eksenindeki sıfır noktası şöyle belirlenir:

Eş.(2.20) sıfıra eşitlenip F_{δ}^* bulunursa;

$$F_A^* = 0 \text{ ise } F_{\delta}^* = B / H_1 \text{ olur.} \quad (2.21)$$

Benzer şekilde;

$$F_{\delta}^* = 0 \text{ ise } F_A^* = -(1-B) / H_1 \text{ olur.} \quad (2.22)$$

Optimum fren kuvvetleri eğrisinin üzerindeki her nokta $\mu_{\delta} = \mu_A = \mu = z$ şartını temsil eder.

Bu şartlar altında, mevcut tüm lastik-yol sürtünmesi taşıtın frenlenmesi için kullanılır.

Her bir eksenin sıfır noktasında, lastik tutunma kuvvetleri (hem frenleme hem de seyir şartı); lastik ve zemin arasındaki normal kuvvetlerin sıfır olmasına bağlı olarak, lastik-zemin arasındaki sürtünme katsayısının seviyesi ne olursa olsun; sıfırdır.

2.9 Maksimum Optimum Arka Fren Kuvveti

Eş.(2.20)'den $F_A^* = \left\{ \sqrt{ \left[(1-B)^2 / (4.H_1^2) + (F_{\delta}^* / H_1) \right] - (1-B) / (2.H_1) } \right\} - F_{\delta}^*$ idi.

Eş.(2.20) için $dF_A^* / dF_{\delta}^* = 0$ yazılırsa;

$$F_{\delta}^* = (2B - B^2) / (4.H_1) \quad (2.23)$$

bulunur.

Eş.(2.23), Eş.(2.20)'de yerine yazılırsa;

$$F_A^*_{\max} = B^2 / (4.H_1) \quad (2.24)$$

olarak bulunur.

2.10 Arka Teker Fren Yüzdesi

$$i_A = F_A / F_T = F_A / (G.z) = ((B-H_1.z).z.G) / (G.z) \quad (2.25)$$

3. FRENLEME MOMENTİ ANALİZİ

Frenleme momenti (Nm) veya (lb.ft) biriminde ölçülür. Yani fren yarıçapının fonksiyonudur.

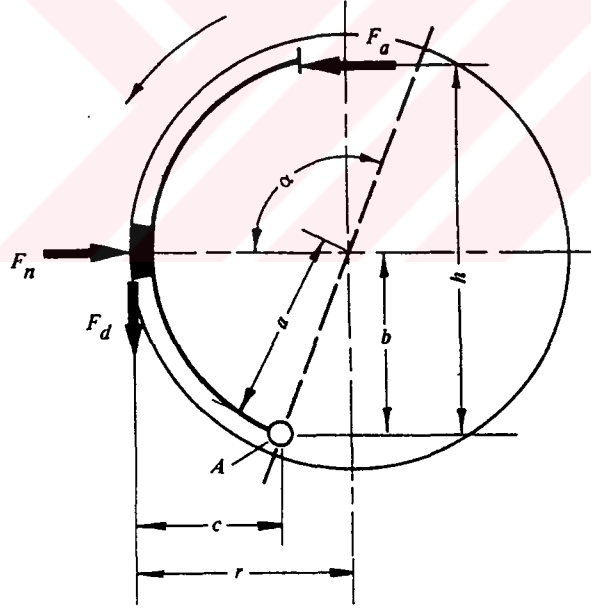
Tek bir frenin frenleme momenti verimini boyutsuz bir şekilde ifade etmek mümkündür. Buna "Frenleme Faktörü" adı verilir.

Frenleme faktörü (BF); toplam kampana veya rotor sürtünme kuvveti F_d 'nin, bir pabuca karşılık gelen uygulama kuvveti F_a 'ya oranıdır.

$$BF = F_d / F_a \quad (3.1)$$

3.1 Kampanalı Frelerin Frenleme Momenti Analizi

3.1.1 Kendiliğinden enerjilenme ve kendiliğinden kilitleme



Şekil 3.1 Kampanalı frende kendiliğinden enerjilenme (5)

Şekil 3.1 'de gösterilen pabucun sivri ucuna uygulanan F_a kuvveti, fren bloğunu kampanaya doğru iter. Kampananın saat ibresinin zıt yönündeki dönüşü F_d sürtünme kuvvetini üretir. Şekil 3.1'in incelenmesi gösterir ki: Kampana sürtünme kuvveti; bloğun normal kuvvetini kampanaya doğru iterek arttıracak şekilde fren pabucunu döndürür. Kampana sürtünme kuvvetinde ek bir

olarak gösterilmiştir.

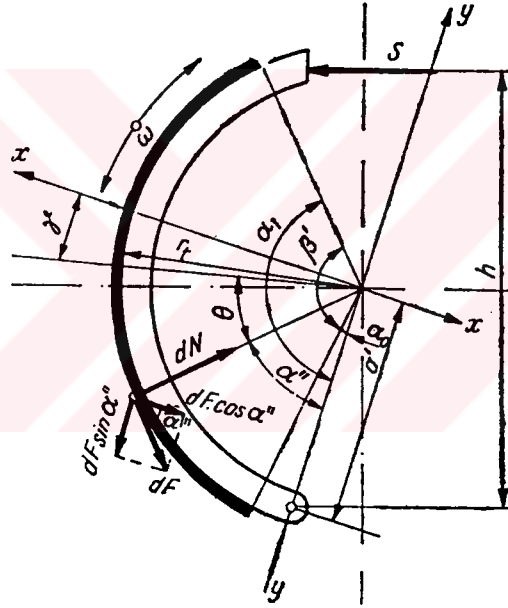
α_0 ; balatanın başlangıç ve bitim noktalarının merkezle birleştirilmesiyle oluşan iki doğrunun arasındaki açı

α_1 ; pabucun mafsal noktası ile merkezin birleştirilmesiyle oluşan doğrunun, balatanın başlangıç noktası-merkez arasındaki doğruyla yaptığı açı

a' ve h ; kampana boyutları

α'' ; dF kuvvetinin uygulandığı nokta ile merkez arasındaki doğrunun, mafsal-merkez arasındaki doğru yaptığı açı

β ; balatanın bitim noktası-merkez arasındaki doğrunun, mafsal-merkez arasındaki doğruyla yaptığı açıdır.



Şekil 3.2.b Leading pabucu (3)

3.1.2.1.1 Leading pabucunun frenleme faktörü

Şekil 3.2.a ve 3.2.b 'nin birlikte kullanımıyla aşağıdaki bağıntılar yazılabilir.

$$x'' = a' \cdot \sin \alpha''$$

$$\beta = 180 - (\alpha_1 + \alpha_0) \text{ 'dir.}$$

$(\beta + \alpha_0)$; I ile

β ; II ile

gösterilirse;

$$F_a \cdot h - a' \cdot \int_{II}^I dF_n \cdot \sin \alpha'' + \int_{II}^I dF_d \cdot \sin \alpha'' \cdot r \cdot \sin \alpha'' - \int_{II}^I dF_d \cdot \cos \alpha'' \cdot (a' - r \cdot \cos \alpha'') = 0 \quad (3.4)$$

$$dF_n = p_0 \cdot b' \cdot r \cdot d\alpha'' \quad (3.5)$$

$$dF_d = \mu_L \cdot dF_n = \mu_L \cdot p_0 \cdot b' \cdot r \cdot d\alpha'' \quad (3.6)$$

$$F_a \cdot h - a' \cdot p_0 \cdot b' \cdot r \cdot \int_{II}^I \sin \alpha'' \cdot d\alpha'' + \mu_L \cdot p_0 \cdot b' \cdot r^2 \cdot \int_{II}^I \sin^2 \alpha'' \cdot d\alpha'' - \mu_L \cdot p_0 \cdot b' \cdot r \cdot a' \cdot \int_{II}^I \cos \alpha'' \cdot d\alpha'' + \mu_L \cdot p_0 \cdot b' \cdot r \cdot \int_{II}^I \cos^2 \alpha'' \cdot d\alpha'' = 0 \quad (3.7)$$

$$p = p_{\max} \cdot \cos \theta \quad (3.8)$$

$$\theta = (\pi/2) - (\alpha'' + \gamma) \quad (3.9)$$

$$p = p_{\max} \cdot \cos((\pi/2) - (\alpha'' + \gamma)) = p_{\max} \cdot \sin(\alpha'' + \gamma) \quad (3.10)$$

$$dF_n = p_{\max} \cdot b' \cdot r \cdot \sin(\alpha'' + \gamma) \cdot d\alpha'' \quad (3.11)$$

$$dF_d = \mu_L \cdot p_{\max} \cdot b' \cdot r \cdot \sin(\alpha'' + \gamma) \cdot d\alpha'' \quad (3.12)$$

Eğer simetri varsa $\gamma = 0$ 'dır

$$\begin{aligned}
& F_a \cdot h - a' \cdot p_{\max} \cdot b' \cdot r \cdot \int_{II}^I \sin \alpha'' \cdot \sin(\alpha'' + \gamma) \cdot d\alpha'' \\
& + \mu_L \cdot p_{\max} \cdot b' \cdot r^2 \cdot \int_{II}^I \sin^2 \alpha'' \cdot \sin(\alpha'' + \gamma) \cdot d\alpha'' \\
& - \mu_L \cdot p_{\max} \cdot b' \cdot r \cdot a' \cdot \int_{II}^I \cos \alpha'' \cdot \sin(\alpha'' + \gamma) \cdot d\alpha'' \\
& + \mu_L \cdot p_{\max} \cdot b' \cdot r^2 \cdot \int_{II}^I \cos^2 \alpha'' \cdot \sin(\alpha'' + \gamma) \cdot d\alpha'' = 0
\end{aligned} \tag{3.13}$$

Simetri varsa Eş.(3.13)'te $\gamma = 0$ yazılır.

$$\begin{aligned}
\beta &= 180 - (\alpha_1 + \alpha_0) = 180 - \alpha_2 \\
(\beta + \alpha_0) &= 180 - \alpha_1
\end{aligned} \tag{3.14}$$

olduğu gözönünde bulundurularak;

$$\begin{aligned}
F_a \cdot h &= p_{\max} \cdot b' \cdot r \cdot \left\{ (a' / 2 \cdot r) \left[\widehat{\alpha_0} + (1/2)(\sin 2\alpha_1 - \sin 2\alpha_2) \right] - \mu_L (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2) \right. \\
&\quad \left. + \mu_L (a' / 2 \cdot r)(\sin^2 \alpha_1 - \sin^2 \alpha_2) \right\}
\end{aligned} \tag{3.15}$$

$$F_d = \int_{II}^I \mu_L \cdot p_{\max} \cdot b' \cdot r \cdot \sin \alpha'' \cdot d\alpha'' = \mu_L \cdot p_{\max} \cdot b' \cdot r \cdot (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2) \tag{3.16}$$

ifadeleri elde edilir.

Eş.(3.1) 'e göre $(BF)_1 = F_{d_1} / F_a$ 'dır.

$$\begin{aligned}
& F_{d_1} \qquad \qquad \qquad \mu_L \cdot h / r \\
& \text{---} = \text{---} \\
& F_a \quad (a' / r) \left((\widehat{\alpha_0} - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_3) / (4 \cdot \sin(\alpha_3/2) \sin(\alpha_0/2)) - \mu_L (1 + (a' / r) \cos(\alpha_3/2) \cos(\alpha_0/2)) \right)
\end{aligned} \tag{3.17}$$

3.1.2.1.2 Tailing pabucunun frenleme faktörü

Leading pabucunun frenleme faktörünün belirlenmesinde kullanılan işlemlere benzer işlemler yapılarak;

Eş.(3.1) 'e göre $(BF)_2 = F_{d_2} / F_a$ 'dır.

$$F_{d_2} = \frac{\mu_L \cdot h / r}{(a' / r) ((\widehat{\alpha}_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_3) / (4 \cdot \sin(\alpha_3/2) \sin(\alpha_0/2)) + \mu_L (1 + (a' / r) \cos(\alpha_3/2) \cos(\alpha_0/2))}$$
(3.18)

olarak elde edilir. Eş.(3.18)'de paydadaki (+) işaret, artan μ_L değerleriyle birlikte frenleme faktöründeki düşüşü yani, trailing pabucunun kendiliğinden enerjilenen olmadığını gösterir.

3.1.2.1.3 Toplam frenleme faktörü

Simpleks pabuç fren için toplam frenleme faktörü (BF);

$(BF)_1$: Leading pabucunun frenleme faktörü

$(BF)_2$: Trailing pabucunun frenleme faktörü

olmak üzere

$$BF = (BF)_1 + (BF)_2$$
(3.19)

3.2 Disk Frenlerin Frenleme Momenti Analizi

Kendiliğinden enerjilenen disk frenler, tipik otomotiv uygulamalarında kullanılmazlar.

3.2.1 Standart (kendiliğinden enerjilenmeyen) kaliper disk frenin frenleme faktörü

Şekil 3.3 'te frenlenen bir ön tekerleğe etkiyen kuvvetler ve momentler gösterilmiştir. Şekilde şu semboller kullanılmıştır;

G_θ : Teker yükü

M : Teker momenti

J_T : Teker atalet momenti

e : Teker tepkisinin düşey eksenden kaçıklığı

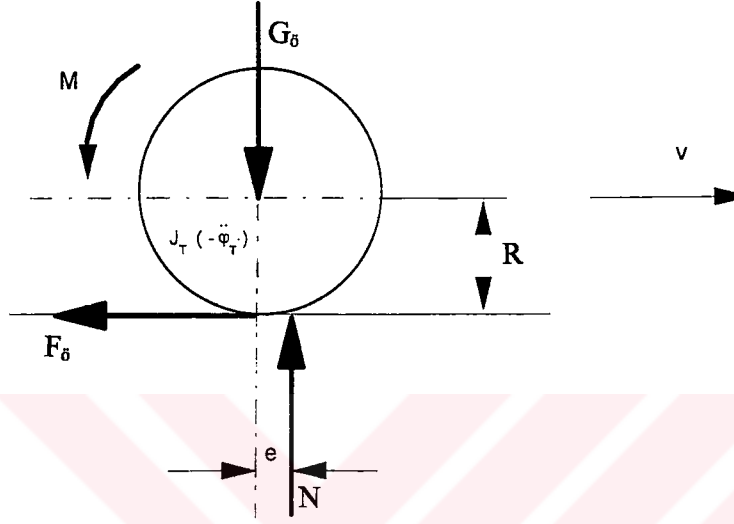
N : Teker tepkisi

R : Teker yarıçapı

V : Taşıt hızı

$\ddot{\varphi}_T$: Tekerin dönme açısal ivmesi

F_δ : Fren kuvveti



Şekil 3.3 Frenlenen bir ön tekerleğe etkiyen kuvvet ve momentler (4)

Moment dengesine göre dönen tekerleğin atalet momenti;

$$J_T \cdot \ddot{\varphi}_T = -M + F_\delta \cdot R - N \cdot e \quad (3.20)$$

$$J_T \cdot \ddot{\varphi}_T = -M + F_\delta \cdot R - F_R \cdot R \quad (3.21)$$

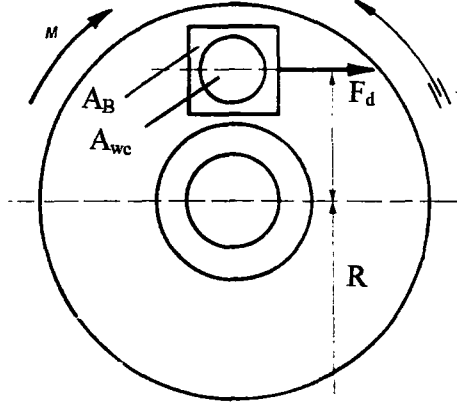
Burada F_R ; yuvarlanma direncidir.

F_R 'nin tekerde oluşturduğu moment, diğerlerine göre ihmal edilebilir mertebededir.

Yokuş aşağı seyirde hızı sabit tutmak amacıyla yapılan frenlemede açısal ivme $\dot{\varphi}_T = 0$

olacaktır. Yavaşlama sırasında ise (-) bir değer alacak olan $\ddot{\varphi}_T$; ancak bloke olmak üzere olan tekerlerde büyük değerler alacak, normal mertebelerdeki frenlemeler için oldukça düşük değerlerde kalacaktır. Dolayısıyla $J_T \cdot \ddot{\varphi}_T$ ihmal edilirse;

$$M = F_\delta \cdot R \quad (3.22)$$



Şekil 3.4 Diske etkiyen kuvvetler ve momentler (4)

Şekil 3.4 'te;

F_d : Rotor sürtünme kuvveti

A_B : Balata yüzey alanı

A_{wc} : Teker silindiri kesit alanı

r_b : Etkili fren yarıçapı

R : Teker yarıçapıdır.

Fren pedalına uygulanan kuvvetten kaynaklanan P_L hidrolik basıncı, teker fren silindirindeki pistonu etkileyerek;

$$F_a = P_L \cdot A_{wc} \quad (3.23)$$

baskı kuvvetini (uygulama kuvvetini) oluşturur.

A_B alanına sahip balata, bu kuvvet ile diske bastırılır. Ortalama balata yüzey basıncı:

$$P = F_a / A_B \quad (3.24)$$

Baskı kuvvetinin oluşturduğu çevresel kuvvet:

$$F_d = \mu_L \cdot Y_s \cdot F_a \quad (3.25)$$

Şekil 3.4 'ten görüldüğü gibi fren yüzeyi sayısı (Y_s) 2'dir.

Bu durumda;

$$BF = F_d / F_a = \mu_L \cdot Y_s = 2 \cdot \mu_L \quad (3.26)$$

Fren momenti:

$$M = F_d \cdot r_b \quad (3.27)$$

Etkili fren yarıçapı (r_b); yaklaşık olarak balatanın ortasından aks merkezine kadar olan mesafedir.



4. HİDROLİK FREN SİSTEMLERİNİN ANALİZİ

4.1 Sistem Hidrolik Basıncı

$$P_L = (F_p \cdot L_p \cdot \eta_p) / A_{mc} \quad (4.1)$$

4.2 Dingil Başına Fren Kuvveti

$$F_x = 2 \cdot (P_L - P_o) \cdot A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R) \quad (4.2)$$

4.3 Frenleme Oranı

$$z \cdot G = 2 \cdot (F_{x_{r_b}} + F_{x_{r_A}}) \quad (4.3)$$

$$z = (2/G.R) \cdot [(A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_b \cdot (P_L - P_o)_b + (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_A \cdot (P_L - P_o)_A] \quad (4.4)$$

4.4 Arka Teker Fren Basıncının Kontrolü

Fren pedalına uygulanan kuvvet ile tekerlerde yaratılan momentin etkisiyle tekerler kilitlenme eğilimine girerler. Stabil frenleme için ön tekerlerin arka tekerlerden önce kilitlenmesi gerekir.

Arka tekerler ön tekerlerden önce kilitlenirse, arka tekerler kaymaya başlayacaktır. Kayma nedeniyle lastiklerin yola tutunması zayıflayacaktır ve bu şartlar altında da taşıt düz doğrultuda gidemeyecek, savrulacaktır. Bu nedenle önce arka tekerlerin kilitlenmesi çok tehlikeli ve sakıncalı bir durumdur.

Önce ön tekerlerin kilitlenmesi, taşıtta direksiyon kontrolünün kaybına yol açar; ancak taşıtın seyir doğrultusu bozulmaz. İlk olarak ön tekerleri kilitlenmiş bir taşıt, direksiyon hareketlerine cevap vermez ve frenleme başlangıcındaki doğrultusunda seyretmeye devam eder.

Frenleme esnasında arka tekerlerden önce ön tekerlerin kilitlenmesi durumuna “Stabil Frenleme” denir. Stabil halin sağlanması fren sistemi dizaynında çok önemli bir husustur. Stabil frenlemenin sağlanması, belirli bir frenleme oranına ulaşıldıktan sonra, arka fren sistemi basıncının ön fren sistemi basıncına göre daha düşük kalmasını gerektirir. Belirli bir z

değerinden sonra, arka fren sistemi basıncının ön fren sistemi basıncına göre daha düşük kalmasının sağlanması uygulamada iki yöntemle sağlanır.

4.4.1 Arka teker fren basıncının artışının azaltılması

Arka teker fren basıncının artışının azaltılması için “kırık karakteri sağlayan fren regülatörü” kullanılır. Arka teker fren basıncı, frenleme oranı belirli bir değere (z_k) ulaştığında azaltılmaya başlanır. Bu azaltmanın başladığı noktaya kırılma noktası adı verilir.

Kırık karakterli frenlemede; kırılma noktasının frenleme oranı olarak

$$z_k = 0.4 \quad (4.5)$$

alınır.

Arka teker fren yüzdesi;

$$i_a = B_0 - 0.4 H_{1_0} \quad (4.6)$$

ifadesiyle hesaplanır.

Üst sınır frenleme oranı;

$$z_{üst} = 1.1 \div 1.2 \quad (4.7)$$

değerleri arasındadır.

4.4.2 Arka teker fren basıncının sınırlandırılması

Arka teker fren basıncının sınırlandırılmasında “limitör”ler kullanılır. Bu sistemde; belirli bir frenleme oranına ulaşıldığında arka tekerlere hidroliğin sevki engellenerek, arka teker fren basıncı sınırlandırılır. Bu sınırlandırmanın yapıldığı frenleme oranına $z_{sınırlı}$ adı verilir.

Arka teker fren basıncının sınırlandırılmasında;

$$z_{sınırlı} = 0.5 \quad (4.8)$$

$$i_a = B_0 - 0.5 H_{1_0} \quad (4.9)$$

ifadeleri kullanılır.

5. OTOMOBİLLER İÇİN FREN SİSTEMİ DİZAYNI

5.1. Fren Sisteminin Dizaynında Kullanılan Ana Parametreler

Bir taşıtın fren sisteminin dizaynında; bu taşıta ait bazı ana veriler, dizaynın belirleyici parametrelerini oluştururlar.

Otomobiller için fren sistemi dizaynında, AE 101 tip Toyota Corolla marka otomobilin ana verileri kullanılmıştır.

5.1.1 Taşıt ağırlığı

5.1.1.1 Taşıtın yüklü ağırlığı

$$G = 14616.9 \text{ N}$$

5.1.1.2 Taşıtın boş ağırlığı

$$G_0 = 9417.6 \text{ N}$$

5.1.2 Statik dingil yükleri

5.1.2.1 Statik ön dingil yükleri

5.1.2.1.1 Yüklü taşıtın statik ön dingil yükü

$$G_0 = 7357.5 \text{ N}$$

5.1.2.1.2 Boş taşıtın statik ön dingil yükü

$$G_{0_s} = 5689.8 \text{ N}$$

5.1.2.2 Statik arka dingil yükleri

5.1.2.2.1 Yüklü taşıtın statik arka dingil yükü

$$G_A = 7259.4 \text{ N}$$

5.1.2.2.2 Boş taşıtın statik arka dingil yükü

$$G_{0_A} = 3727.8 \text{ N}$$

5.1.3 Dingiller arası mesafe

$$L = 2430 \text{ mm}$$

5.1.4 Teker yarıçapı

$$R = 284.1 \text{ mm}$$

5.1.5 Statik dingil yükü dağılımı katsayısı

5.1.5.1 Yüklü taşıtın statik dingil yükü dağılımı katsayısı

Eş.(2.2)'den $G_A = B \cdot G$ idi.

$$B = G_A / G \quad (5.1)$$

$$B = 7259.4 / 14616.9 = 0.4966$$

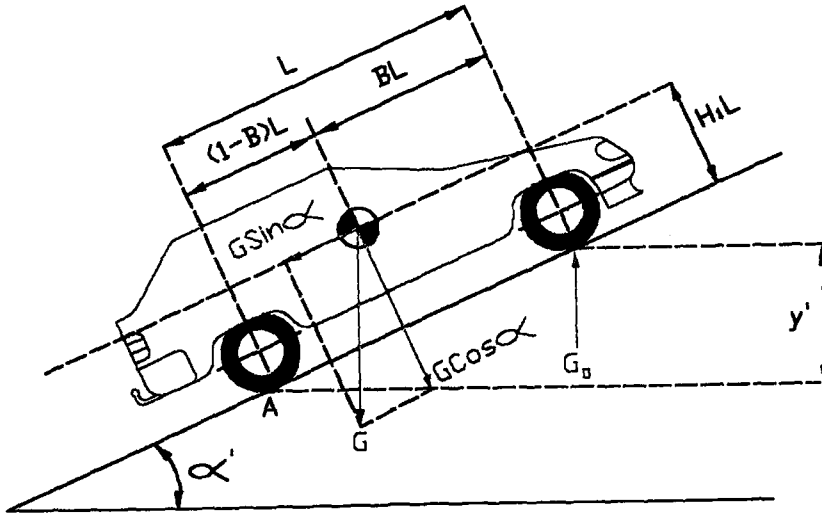
5.1.5.2 Boş taşıtın statik dingil yükü dağılımı katsayısı

Eş.(5.1) 'e benzer şekilde yüksüz durum için ;

$$B_0 = G_{0_A} / G_0 \quad (5.2)$$

$$B_0 = 3727.8 / 9417.6 = 0.3958$$

5.1.6 Taşıtın ağırlık merkezinin yerden yüksekliği



Şekil 5.1 Taşıtın ağırlık merkezinin yerden yüksekliğinin belirlenmesi

Şekil 5.1 'de A noktasına göre moment alınırsa;

$$G_0 \cdot L \cdot \cos \alpha' = G \cdot \cos \alpha' (1-B) L = G \cdot \sin \alpha' \cdot H_1 \cdot L$$

$$H_1 = ((G \cdot \cos \alpha' (1-B)) - (G_0 \cdot \cos \alpha')) / (G \cdot \sin \alpha')$$

$$H_1 = (G(1-B) - G_0) / (G \cdot \tan \alpha') \quad (5.3)$$

$$\sin \alpha' = y' / L \quad (5.4)$$

Eş.(5.4)'ten $\sin \alpha' = y' / L$ idi.

$$y' = 267 \text{ mm}$$

$$\sin \alpha' = 267 / 2430$$

$$\alpha' = 6^\circ 8' 36''$$

Eş.(5.3)'ten $H_1 = (G(1-B) - G_0) / (G \cdot \tan \alpha')$ idi.

$$H_1 = (14616.9 (1-0.4966) - 6989.625) / (14616.9 \times \tan 6.31) = 0.22807$$

$$H_{1_0} = (9417.6 (1-0.3958) - 5405.31) / (9417.6 \times \tan 6.31) = 0.27357$$

5.2 Frenleme Faktörleri

Dizaynı yapılan fren sisteminde ön tekerler için disk fren, arka tekerler için simpleks pabuç fren kullanılacaktır.

Disk efektif yarıçapı;

$$r_d = 127 \text{ mm}$$

Kampana efektif yarıçapı;

$$r_A = 100 \text{ mm}$$

olarak seçilmiştir.

5.2.1 Disk fren için frenleme faktörü

Balata-disk yüzeyi sürtünme katsayısı (μ_L) için 0.3 uygun bir değerdir.

Eş.(3.26)'dan $BF = 2 \cdot \mu_L$ idi.

$$(BF)_d = 2 \times 0.3 = 0.6$$

5.2.2 Simpleks pabuç fren için frenleme faktörü

Kampana düzenlemesi;

$$\alpha_0 = 112^\circ$$

$$\alpha_1 = 30^\circ$$

$$h = 170 \text{ mm}$$

$$a' = 80 \text{ mm}$$

olacak şekilde yapılmıştır.

Eş.(3.2)'den $\alpha_1 + \alpha_0 = \alpha_2$ idi.

$$\alpha_2 = 30 + 112 = 142^\circ$$

Eş.(3.3)'ten $\alpha_1 + \alpha_2 = \alpha_3$ idi.

$$\alpha_3 = 30 + 142 = 172^\circ$$

$$\widehat{\alpha}_0 = 1.95 \text{ rad}$$

Balata-kampana yüzeyi sürtünme katsayısı;

$$\mu_L = 0.3$$

Eş.(3.17)'den

$$F_{d_1} = \frac{\mu_L \cdot h}{r}$$

$$F_a = \frac{(a'/r)((\widehat{\alpha}_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_3)/(4 \cdot \sin(\alpha_3/2) \sin(\alpha_0/2)) - \mu_L(1+(a'/r)\cos(\alpha_3/2) \cos(\alpha_0/2)))}{(0.3 \times 170) / 100}$$

idi.

$$(BF)_1 = \frac{(80/100)((1.95 - \sin 112 \cos 172)/(4 \sin 56 \sin 86))) - 0.3(1+(80/100)\cos 56 \cos 86)}{(0.3 \times 170) / 100}$$

$$(BF)_1 = 1.327$$

Eş.(3.18)'den

$$F_{d_2} = \frac{\mu_L \cdot h}{r}$$

$$F_a = \frac{(a'/r)((\widehat{\alpha}_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_3)/(4 \cdot \sin(\alpha_3/2) \sin(\alpha_0/2)) + \mu_L(1+(a'/r)\cos(\alpha_3/2) \cos(\alpha_0/2)))}{(0.3 \times 170) / 100}$$

idi.

$$(BF)_2 = \frac{(80/100)((1.95 - \sin 112 \cos 172)/(4 \sin 56 \sin 86))) + 0.3(1+(80/100)\cos 56 \cos 86)}{(0.3 \times 170) / 100}$$

$$(BF)_2 = 0.508$$

Eş.(3.19)'dan $BF = (BF)_1 + (BF)_2$ idi.

$$(BF)_A = 1.327 + 0.508 = 1.835$$

5.3 Fren Regülatörlü Sistem Dizaynı

5.3.1 Ön teker silindiri kesit alanı

A.T. Normlarına göre: taşıtın kararsız frenleme şartına girmemesi için, frenleme oranı (z)

0.82 'nin üzerinde olmalıdır.

$$z = 0.85$$

$$P_{L_{\max}} = 120 \text{ bar} = 1177.2 \text{ N/cm}^2$$

$$\mu_{f_0} = 0.8 \text{ (kuru asfalt için)}$$

olarak seçildi.

Yani yüklü taşıtımız, kuru asfaltta 120 bar basınçta $z = 0.85$ 'i sağlayabilmelidir.

$$\text{Eş.(2.5) 'ten } G_{\delta_f} = G_0 + H_1.z.G \quad \text{idi.}$$

$$G_{\delta_f} = 7357.5 + (0.22807 \times 0.85 \times 14616.9) = 10191.12493 \text{ N}$$

$$\text{Eş.(4.2) 'den } F_x = 2 \cdot (P_L - P_0) \cdot A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R) \quad \text{idi.}$$

$$\text{Eş.(3.22) 'den } M = F_{\delta} \cdot R \quad \text{idi.}$$

$$\text{Eş.(2.8) 'den } F_{\delta} = \mu_{f_0} \cdot G_{\delta_f} = (G_0 + H_1.z.G) \cdot \mu_{f_0} \quad \text{idi.}$$

$$M = (G_0 + H_1.z.G) \cdot \mu_{f_0} \cdot R \quad (5.5)$$

$$M = 2 \cdot (P_L - P_0) \cdot A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R) \cdot R \quad (5.6)$$

Eş.(5.5) ve (5.6) eşitlenirse;

$$(G_0 + H_1.z.G) \cdot \mu_{f_0} \cdot R = 2 \cdot (P_L - P_0) \cdot (A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot r) \quad (5.7)$$

Disk frenler için;

$$P_0 = (3.5 \div 7) \text{ N/cm}^2$$

$$\eta_c = 0.98$$

$$P_{0_0} = 4 \text{ N/cm}^2$$

olarak seçildi.

$$A_{wc_0} = (G_{\delta_f} \cdot \mu_{f_0} \cdot R) / (2 \cdot (P_{L_0} - P_{0_0}) \cdot (BF)) \cdot \eta_c \cdot r \quad (5.8)$$

$$A_{wc_0} = (10191.12493 \times 0.8 \times 284.1) / (2 \times (1177.2 - 4) \times 0.6 \times 0.98 \times 127)$$

$$A_{wc_0} = 13.21 \text{ cm}^2$$

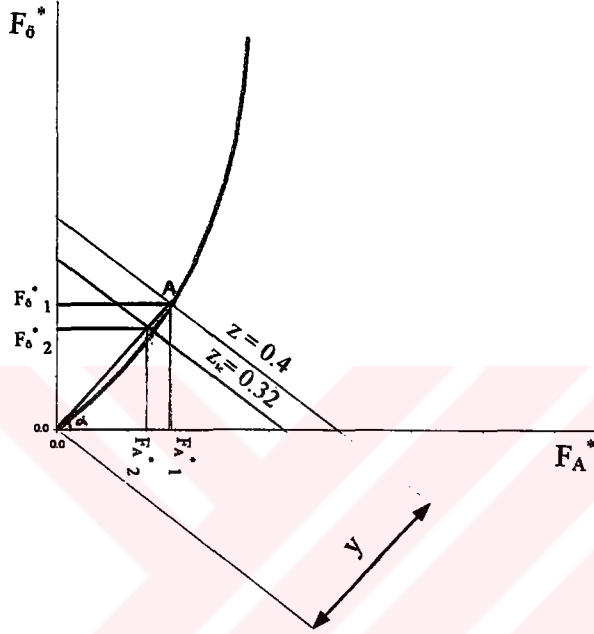
5.3.2 Arka teker silindir kesit alanı

Eş.(4.5) 'ten kırık karakterli frenleme için kırılma noktası frenleme oranı $z_k = 0.4$ 'tür.

Emniyet için bu z değerinin $(0.8 \div 0.9)$ 'u alınır.

$$z_k = 0.4 \times 0.8 = 0.32$$

(5.9)



Şekil 5.2 z_k için optimum fren kuvvetlerinin bulunması

Şekil 5.2 'den şu bağıntılar yazılabilir:

$$\operatorname{tg} \alpha = F_{\delta^* 1} / F_{A^* 1} = F_{\delta^* 2} / F_{A^* 2} \quad (5.10)$$

$$\Delta F_{A^*} = F_{A^* 1} - F_{A^* 2} \quad (5.11)$$

$$\Delta F_{\delta^*} = F_{\delta^* 1} - F_{\delta^* 2} \quad (5.12)$$

$$x = \sqrt{(\Delta F_{A^*})^2 + (\Delta F_{\delta^*})^2} \quad (5.13)$$

$$y = \sqrt{(F_{A_1}^*)^2 + (F_{\delta_1}^*)^2} \quad (5.14)$$

Eş.(2.14) 'ten $F_{\delta}^* = ((1-B) + H_1.z).z$ idi.

$$F_{\delta_0}^* = ((1-B_0) + H_{1_0}.z).z \quad (5.15)$$

A noktası optimum eğri üzerinde olduğundan Eş.(5.15) kullanılabilir.

$z = 0.4$ için $F_{\delta_0}^* = F_{\delta_1}^*$ 'dir.

Eş.(5.15) 'ten $F_{\delta_0}^* = ((1-B_0) + H_{1_0}.z).z$ idi.

$$F_{\delta_1}^* = ((1 - 0.3958) + (0.27357 \times 0.4)) \times 0.4 = 0.2854512$$

Eş.(2.16) 'dan $F_A^* = (B - H_1.z).z$ idi.

$$F_{A_0}^* = (B_0 - H_{1_0}.z).z \quad (5.16)$$

$z = 0.4$ için $F_{A_0}^* = F_{A_1}^*$ 'dir.

Eş.(5.16) 'dan $F_{A_0}^* = (B_0 - H_{1_0}.z).z$ idi.

$$F_{A_1}^* = (0.3958 - (0.27357 \times 0.4)) \times 0.4 = 0.1145488$$

Eş.(5.10) 'dan $\text{tg } \alpha = F_{\delta_1}^* / F_{A_1}^* = F_{\delta_2}^* / F_{A_2}^*$ idi.

$$\text{tg } \alpha = F_{\delta_2}^* / F_{A_2}^* = 0.2854512 / 0.1145488 = 2.491961505$$

Eş.(5.14) 'ten $y = \sqrt{(F_{A_1}^*)^2 + (F_{\delta_1}^*)^2}$ idi.

$$y = \sqrt{(0.1145488)^2 + (0.2854512)^2} = 0.307577332$$

$z_k = 0.8 \times 0.4$ olduğundan

$$y - x = 0.8 y$$

$$x = 0.2 y$$

Eş.(5.11) 'den $\Delta F_A^* = F_{A_1}^* - F_{A_2}^*$ idi.

Eş.(5.12) 'den $\Delta F_{\delta}^* = F_{\delta_1}^* - F_{\delta_2}^*$ idi.

Eş.(5.10) 'dan $\text{tg } \alpha = F_{\delta_1}^* / F_{A_1}^* = F_{\delta_2}^* / F_{A_2}^*$ idi.

$$F_{A_2}^* = F_{\delta_2}^* \times (F_{A_1}^* / F_{\delta_1}^*) \quad (5.17)$$

$$F_{\delta_2}^* = F_{A_2}^* \times (F_{\delta_1}^* / F_{A_1}^*) \quad (5.18)$$

Eş.(5.10) 'dan $\text{tg } \alpha = F_{\delta_2}^* / F_{A_2}^*$ idi.

$$F_{A_2}^* = F_{\delta_2}^* / \text{tg } \alpha \quad (5.19)$$

Eş.(5.11) 'den $\Delta F_{A^*} = F_{A_1}^* - F_{A_2}^*$ idi.

$$\Delta F_{A^*} = F_{A_1}^* - (F_{\delta_2}^* / \text{tg } \alpha) \quad (5.20)$$

Eş.(5.12) 'den $\Delta F_{\delta^*} = F_{\delta_1}^* - F_{\delta_2}^*$ idi

$$\Delta F_{\delta^*} = F_{\delta_1}^* - F_{\delta_2}^* \quad (5.21)$$

yazılır.

Eş.(5.13) 'ten $x = \sqrt{(\Delta F_{A^*})^2 + (\Delta F_{\delta^*})^2}$ idi.

$$0.2 y = \sqrt{(F_{A_1}^* - (F_{\delta_2}^* / \text{tg } \alpha))^2 + (F_{\delta_1}^* - F_{\delta_2}^*)^2} \quad (5.22)$$

$$(0.2 \times 0.307577332)^2 = (0.1145488 - 0.4012903081 F_{\delta_2}^*)^2 + (0.2854512 - F_{\delta_2}^*)^2$$

$$1.1610339114 (F_{\delta_2}^*)^2 - 0.6628370465 F_{\delta_2}^* + 0.09081966255 = 0$$

Denklem çözümünden;

$$F_{\delta_2}^* = 0.2283609598$$

Eş.(5.19) 'dan $F_{A_2}^* = F_{\delta_2}^* / \text{tg } \alpha$ idi.

$$F_{A_2}^* = 0.2283609598 / 2.491961505 = 0.09163903991$$

Eş.(2.13) 'ten $F_{\delta}^* = F_{\delta} / G$ idi.

$$F_{\delta} = F_{\delta}^* \times G \quad (5.23)$$

$$F_{\delta_0} = F_{\delta_0}^* \times G_0 \quad (5.24)$$

Eş.(5.24) 'ten $F_{\delta_0} = F_{\delta_0}^* \times G_0$ idi.

$$F_{\delta_0} = 0.2283609598 \times 9417.6 = 2150.612175 \text{ N}$$

Eş.(4.2) 'den $F_x = 2 \cdot (P_L - P_o) \cdot A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R)$ idi.

$$F_{\delta} = 2 \left[(A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R))_{\delta} \cdot (P_L - P_o)_{\delta} \right] \quad (5.25)$$

$$F_A = 2 \left[(A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R))_A \cdot (P_L - P_o)_A \right] \quad (5.26)$$

Eş.(5.25) 'ten $F_{\delta} = 2 \left[(A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R))_{\delta} \cdot (P_L - P_o)_{\delta} \right]$ idi.

$$2150.612175 = 2 \left[(13.21 \times 0.6 \times 0.98 \times (127/284.1)) \times (P_{L_{\delta}} - 4) \right]$$

$$P_{L_{\delta}} = 313.6845032 \text{ N/cm}^2$$

Kampanalı frenler için;

$$P_o = (70 \div 172) \text{ N/cm}^2$$

$$\eta_c = 0.96$$

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

olarak seçildi.

Eş.(5.25) ve (5.26) oranlanırsa;

$$\frac{F_{\delta}}{F_A} = \frac{2 \cdot A_{wc_{\delta}} \cdot \eta_{c_{\delta}} \cdot (BF)_{\delta} \cdot r_{\delta} \cdot R \cdot (P_{L_{\delta}} - P_{o_{\delta}})}{2 \cdot A_{wc_A} \cdot \eta_{c_A} \cdot (BF)_A \cdot r_A \cdot R \cdot (P_{L_A} - P_{o_A})} \quad (5.27)$$

Eş.(2.15) 'ten $F_A^* = F_A / G$ idi.

$$F_A = F_A^* \times G \quad (5.28)$$

$$F_{A_0} = F_{A_0}^* \times G_0 \quad (5.29)$$

Eş.(5.29) 'dan $F_{A_0} = F_{A_0}^* \times G_0$ idi.

$$F_{A_0} = 0.09163903903991 \times 9417.6 = 863.0198222 \text{ N}$$

$$\text{Eş.(5.27) 'den} \quad \frac{F_{\delta}}{F_A} = \frac{2 \cdot A_{wc_{\delta}} \cdot \eta_{c_{\delta}} \cdot (BF)_{\delta} \cdot r_{\delta} \cdot R \cdot (P_{L_{\delta}} - P_{o_{\delta}})}{2 \cdot A_{wc_A} \cdot \eta_{c_A} \cdot (BF)_A \cdot r_A \cdot R \cdot (P_{L_A} - P_{o_A})} \quad \text{idi.}$$

$$\frac{2150.612175}{863.0198222} = \frac{13.21 \times 0.98 \times 0.6 \times 127 \times (313.6845032 - 4)}{A_{wc_A} \times 0.96 \times 1.835 \times 100 \times (313.6845032 - 70)}$$

$$A_{wc_A} = 2.8558 \text{ cm}^2$$

5.3.3 Optimum fren kuvvetleri

Eş.(2.21) 'den $F_{\delta}^* = B / H_1$ idi.

$$F_{\delta_0}^* = B_0 / H_{1_0} \quad (5.30)$$

$$F_{\delta}^* = 0.4966 / 0.22807 = 2.177401675$$

$$F_{\delta_0}^* = 0.3958 / 0.27357 = 1.446796067$$

Eş.(2.22) 'den $F_A^* = -(1-B) / H_1$ idi.

$$F_{A_0}^* = -(1-B_0) / H_{1_0} \quad (5.31)$$

$$F_A^* = -(1 - 0.4966) / 0.22807 = -2.207217082$$

$$F_{A_0}^* = -(1 - 0.3958) / 0.27357 = -2.208575502$$

Eş.(2.14) 'ten $F_{\delta}^* = ((1-B) + H_1.z) .z$ idi.

Eş.(5.15) 'ten $F_{\delta_0}^* = ((1-B_0) + H_{1_0}.z) .z$ idi..

Eş.(2.16) 'dan $F_A^* = (B - H_1.z) .z$ idi.

Eş.(5.16) 'dan $F_{A_0}^* = (B_0 - H_{1_0}.z) .z$ idi.

Eş.(5.15) ve (5.16) 'dan yüksüz durum için çeşitli z değerlerine göre hesaplanan optimum fren kuvvetleri Çizelge 5.1.a 'da , Eş.(2.14) ve (2.16) 'dan yüklü durum için çeşitli z değerlerine göre hesaplanan optimum fren kuvvetleri ise Çizelge 5.1.b 'de verilmiştir.

Çizelge 5.1.a Yüksüz durum için optimum fren kuvvetleri

z	$F_{A_0}^*$	$F_{\bar{v}_0}^*$
- 2.20858	- 2.20858	0.00000
- 2.10800	- 2.05000	- 0.05800
- 2.00800	- 1.89782	- 0.11018
- 1.90800	- 1.75111	- 0.15689
- 1.80800	- 1.60987	- 0.19813
- 1.70800	- 1.47410	- 0.23390
- 1.60800	- 1.34381	- 0.26419
- 1.50800	- 1.21898	- 0.28902
- 1.40800	- 1.09963	- 0.30837
- 1.30800	- 0.98575	- 0.32225
- 1.20800	- 0.87734	- 0.33066
- 1.10800	- 0.77440	- 0.33360
- 1.00800	- 0.67693	- 0.33107
- 0.90800	- 0.58494	- 0.32306
- 0.80800	- 0.49841	- 0.30959
- 0.70800	- 0.41736	- 0.29064
- 0.60800	- 0.34178	- 0.26622
- 0.50800	- 0.27166	- 0.23634
- 0.40800	- 0.20703	- 0.20097
- 0.30800	- 0.14786	- 0.16014
- 0.20800	- 0.09416	- 0.11384
- 0.10800	- 0.04594	- 0.06206
- 0.00800	- 0.00318	- 0.00482
0.09200	0.03410	0.05790
0.19200	0.06591	0.12609
0.29200	0.09225	0.19975
0.39200	0.11312	0.27888
0.49200	0.12851	0.36349
0.59200	0.13844	0.45356
0.69200	0.14289	0.54911

Çizelge 5.1.a'nın devamı

z	$F_{A_0}^*$	$F_{\delta_0}^*$
0.79200	0.14187	0.65013
0.89200	0.13538	0.75662
0.99200	0.12342	0.86858
1.09200	0.10599	0.98601
1.19200	0.08309	1.10891
1.29200	0.05471	1.23729
1.39200	0.02087	1.37113
1.44500	0.00000	1.44429

Çizelge 5.1.b Yüklü durum için optimum fren kuvvetleri

z	F_A^*	F_{δ}^*
- 2.20722	- 2.20722	0.00000
- 2.10500	- 2.05593	- 0.04907
- 2.00500	- 1.91253	- 0.09247
- 1.90500	- 1.77369	- 0.13131
- 1.80500	- 1.63942	- 0.16558
- 1.70500	- 1.50971	- 0.19529
- 1.60500	- 1.38456	- 0.22044
- 1.50500	- 1.26397	- 0.24103
- 1.40500	- 1.14794	- 0.25706
- 1.30500	- 1.03647	- 0.26853
- 1.20500	- 0.92957	- 0.27543
- 1.10500	- 0.82722	- 0.27778
- 1.00500	- 0.72944	- 0.27556
- 0.99500	- 0.71991	- 0.27509
- 0.89500	- 0.62715	- 0.26785
- 0.79500	- 0.53894	- 0.25606

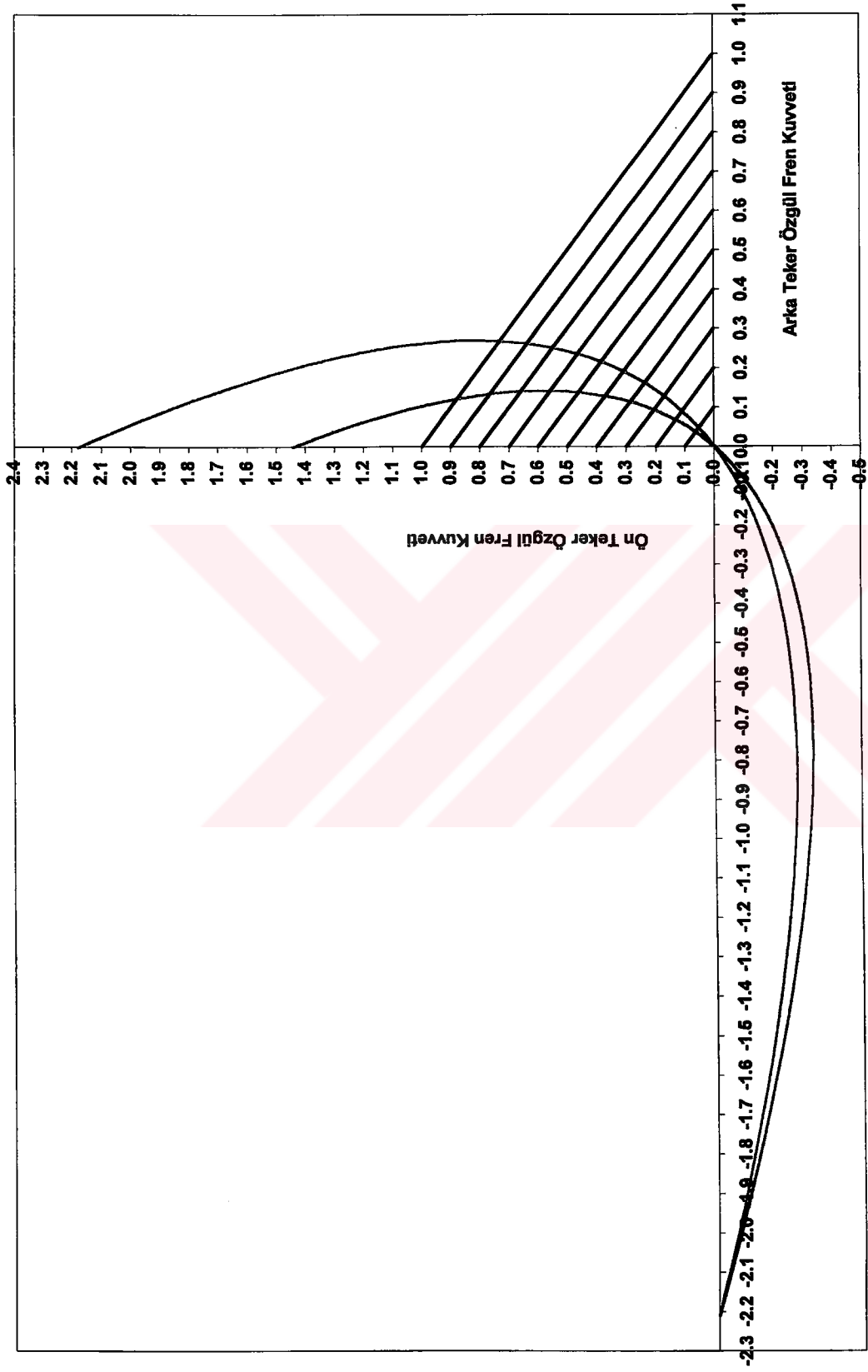
Çizelge 5.1.b'nin devamı

z	F_A^*	F_B^*
- 0.69500	- 0.45530	- 0.23970
- 0.59500	- 0.37622	- 0.21878
- 0.49500	- 0.30170	- 0.19330
- 0.39500	- 0.23174	- 0.16326
- 0.29500	- 0.16634	- 0.12866
- 0.19500	- 0.10551	- 0.08949
- 0.09500	- 0.04924	- 0.04576
0.00500	0.00248	0.00252
0.10500	0.04963	0.05537
0.20500	0.09222	0.11278
0.30500	0.13025	0.17475
0.40500	0.16371	0.24129
0.50500	0.19262	0.31238
0.60500	0.21696	0.38804
0.70500	0.23675	0.46825
0.80500	0.25197	0.55303
0.90500	0.26263	0.64237
1.00500	0.26873	0.73627
1.10500	0.27026	0.83474
1.20500	0.26724	0.93776
1.30500	0.25965	1.04535
1.40500	0.24751	1.15749
1.50500	0.23080	1.27420
1.60500	0.20953	1.39547
1.70500	0.18370	1.52130
1.80500	0.15331	1.65169
1.90500	0.11835	1.78665
2.00500	0.07884	1.92616
2.10500	0.03476	2.07024
2.18000	- 0.00129	2.18129

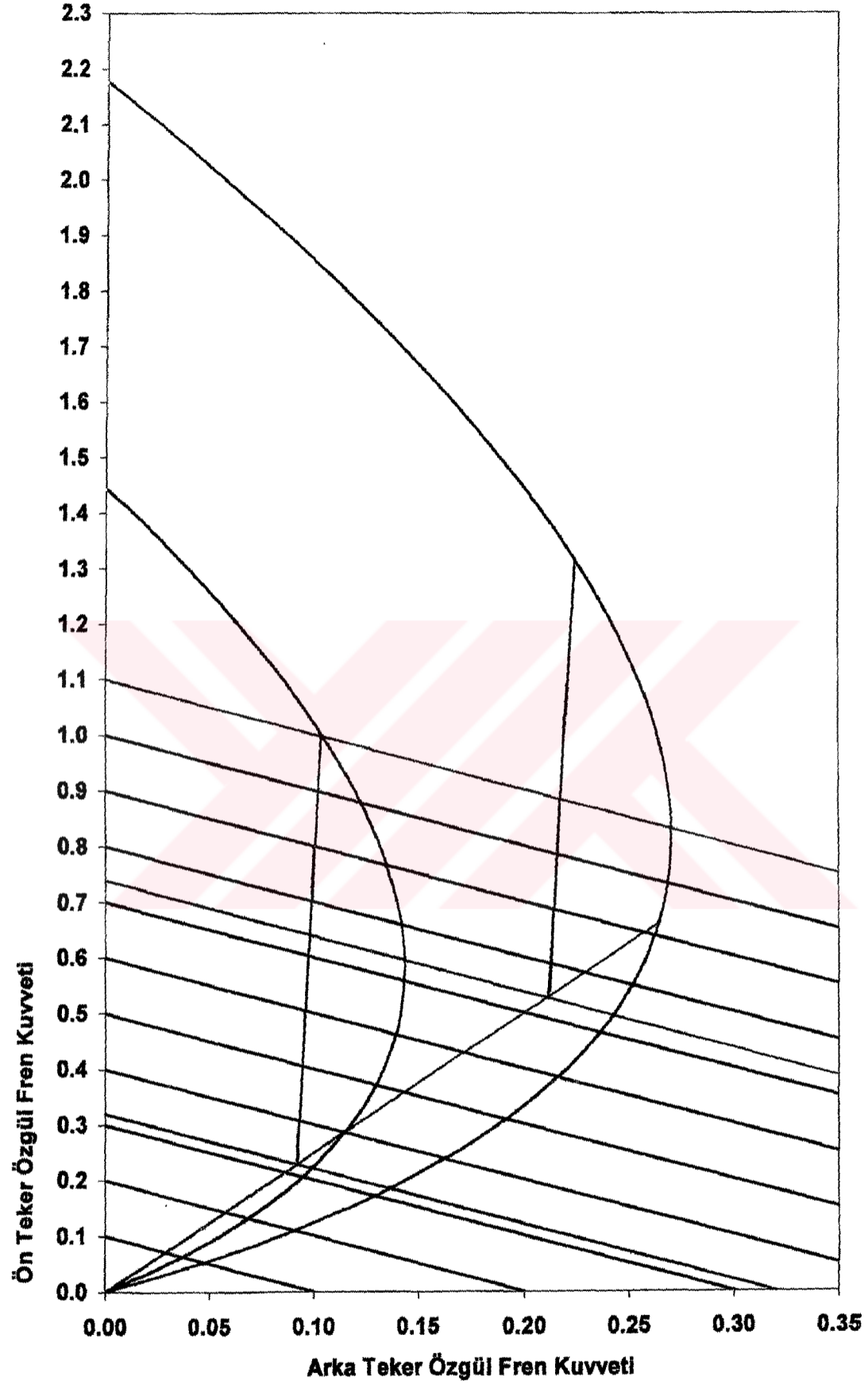
Çizelge 5.1.a ve 5.1.b 'de sayısal olarak, yüklü ve yüksüz durumlar için hesaplanan optimum fren kuvvetleri, Şekil 5.3 'te grafiksel olarak gösterilmiştir.

Şekil 5.4 'te, optimum fren kuvvetleri grafiğinin "frenleme" kısmı görülmektedir.





Şekil 5.3 Optimum fren kuvvetleri diyagramı



Şekil 5.4 Kırık karakterli fren regülatörü için optimum özgül fren kuvvetleri

Kırık karakterli frenleme yapıldığından $z = 0.4$ hattı ile yüksüz durum için olan optimum eğrinin kesiştiği nokta belirlenerek; bu nokta orijin ile bir doğru şeklinde birleştirilmiştir. Kesişme noktası ile orijin arasındaki doğrunun % 80 'i alınarak, yeni bir nokta elde edilmiştir. Bulunan bu yeni nokta kırılma noktasıdır ve buradan geçen z hattı 0.32 'dir. Dolayısıyla $z_k = 0.32$ 'dir. İkinci adımda, üst sınır frenleme oranı olarak 1.1 seçilmiştir. Bu durumda, $z_{üst} = 1.1$ hattı ile yüksüz durum için olan optimum eğrinin kesişim noktası da kırılma noktasıyla bir doğru şeklinde birleştirilmiştir.

Bundan sonra, yüklü durumun optimum eğrisine geçilir. Orijin ve kırılma noktasından geçen doğru, yüklü eğriye kadar uzatılır ve tam yüklü optimum eğriyi kestiği noktadaki z değeri okunur. Bu z değerinin % 80'i alınır ve bulunan bu yeni nokta da yüklü optimum eğrinin kırılma noktası olur. Burada da yüksüz durumda olduğu gibi, emniyet nedeniyle kesişim noktasındaki z değerinin % 80'i alınmaktadır. Çünkü optimum eğriden uzaklaştıkça, arka tekerlerin zamanından önce kilitlenmesi tehlikesi azalır. Kesişim noktasında $z = 0.92$ olarak okunmuştur. $z_{k_y} = 0.92 \times 0.8 = 0.736$ olarak bulunur. Yüklü eğrinin kırılma noktasından yukarı doğru çizilecek doğrunun eğiminin, yüksüz durum için çizilen doğru (yüksüz optimum eğri ve $z_{üst} = 1.1$ hattı kesişimi ile kırılma noktası arasındaki doğru) ile aynı olması gerekir. Yüklü durumun kırılma noktasından itibaren, yüksüz durum için çizilen doğru ile aynı eğimde bir doğru çizilir. Bu son doğrunun yüklü optimum eğriyi kestiği noktadaki z değeri, yüklü durum için üst sınır frenleme oranını verir.

5.3.4 Fren regülatörü karakteristiği

Üst sınır frenleme oranı $z_{üst} = 1.1$ için

$$\text{Eş.(5.15) 'ten } F_{\delta_0}^* = ((1 - B_0) + H_{1_0} \cdot z) \cdot z \quad \text{idi.}$$

$$F_{\delta_0}^* = ((1 - 0.3958) + (0.27357 \times 1.1)) \times 1.1 = 0.9956397$$

$$\text{Eş.(5.24) 'ten } F_{\delta_0} = F_{\delta_0}^* \times G_0 \quad \text{idi.}$$

$$F_{\delta_0} = 0.9956397 \times 9417.6 = 9376.536439 \text{ N}$$

$$\text{Eş.(5.25) 'ten } F_{\delta} = 2 \cdot \left[(A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r / R))_{\delta} \cdot (P_L - P_o)_{\delta} \right] \quad \text{idi.}$$

$$9376.536439 = 2 \times \left[(13.21 \times 0.6 \times 0.98 \times (127 / 284.1) \times (P_{L_{\delta}} - 4) \right]$$

$$z_{üst} = 1.1 \text{ için } P_{L_{\delta}} = P_{L_{\delta} \text{ max}} \quad (5.32)$$

$$P_{L_{\delta} \text{ max}} = 1354.205333 \text{ N/cm}^2$$

$$\text{Eş.(5.16) 'dan } F_{A_0}^* = (B_0 - H_{l_0} \cdot z) \cdot z \text{ idi.}$$

$$F_{A_0}^* = (0.3958 + (0.27357 \times 1.1)) \times 1.1 = 0.1043603$$

$$\text{Eş.(5.29) 'dan } F_{A_0} = F_{A_0}^* \times G_0 \text{ idi.}$$

$$F_{A_0} = 0.1043603 \times 9417.6 = 982.8235613 \text{ N}$$

$$\text{Eş.(5.26) 'dan } F_A = 2 \left[(A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R))_A \cdot (P_L - P_o)_A \right] \text{ idi.}$$

$$982.8235613 = 2 \times \left[(2.8558 \times 1.835 \times 0.96 \times (100 / 284.1)) \times (P_{L_A} - 70) \right]$$

$$z_{üst} = 1.1 \text{ için } P_{L_A} = P_{L_A \text{ max}} \quad (5.33)$$

$$P_{L_A \text{ max}} = 347.5119611 \text{ N/cm}^2$$

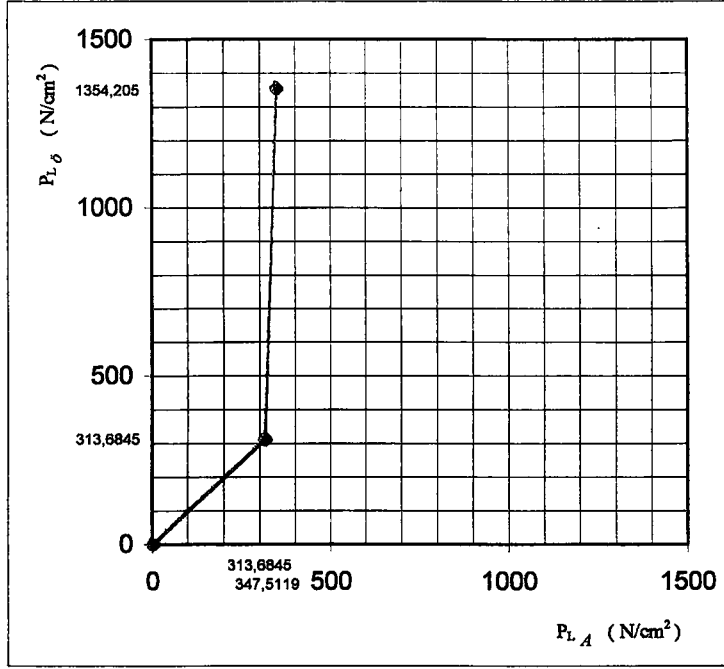
Daha önce $z_k = 0.32$ için $P_{L_{\delta}} = 313.6845032 \text{ N/cm}^2$ olarak hesaplanmıştı. Kırılma noktasına kadar ön ve arka sistem basınçları birbirine eşit olduğuna göre

$$z_k \text{ için } P_{L_{\delta}} = P_{L_A} = P_{L_k} \quad (5.34)$$

yazılabilir.

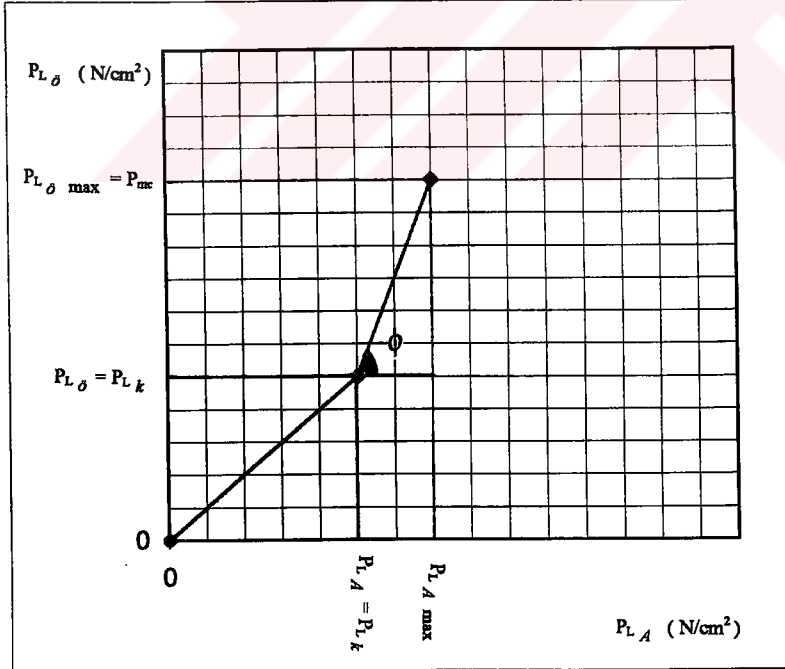
$$z_k = 0.32 \text{ için } P_{L_{\delta}} = P_{L_A} = P_{L_k} = 313.6845032 \text{ N/cm}^2$$

Yukarda bulunan basınç değerleriyle çizilen “fren regülatörü karakteristiği” Şekil 5.5 ‘te gösterilmiştir. Şekil 5.5 ‘ten görüldüğü gibi, $z_k = 0.32$ değerine kadar olan doğru lineer olarak artmaktadır. Yani $z_k = 0.32$ ile belirlenen kırılma noktasına kadar ön ve arka sistem basınçları birbirlerine eşittir. Kırılma noktasından sonra eğri lineer olmamakta yani, arkan ön sistem basınçlarına göre, arka sistem basınçları çok daha az bir şekilde artmaktadır. Bu da arka sistem basıncının artışının azaltıldığını göstermektedir.



Şekil 5.5 Fren regülatörü karakteristiği

5.3.5 Azaltıcı Eğimi



Şekil 5.6 Fren regülatörü karakteristiğinden azaltıcı eğiminin bulunması

Kırık karakterli fren regülatörü P_{L_δ} 'ye müdahale etmediğinden, kırılma noktasından sonra da P_{L_δ} normal artışına devam eder. Ancak durum P_{L_A} için böyle değildir. Bu nedenle P_{L_A} 'nın kırılma noktasından sonra ne şekilde değiştiği, daha önceki tarzda hesaplarla bulunamaz. Bu da P_{L_A} 'yı, P_{L_δ} 'nün fonksiyonu olarak formülize etme gereğini doğurur. Şekil 5.6 'dan şu eşitlikler elde edilebilir:

$$\operatorname{tg} \phi = (P_{L_\delta} - P_{L_k}) / (P_{L_A} - P_{L_k}) \quad (5.35)$$

$$P_{L_A} = P_{L_k} + (P_{L_\delta} - P_{L_k}) \cdot (1 / \operatorname{tg} \phi) \quad (5.36)$$

Azaltıcı eğimi;

$$SL = \operatorname{tg} \phi \quad (5.37)$$

ϕ değeri; Eş.(5.26) ve (5.33) ile bulunan $P_{L_A \max}$ değerinin , Eş.(5.25) ve (5.32) ile bulunan $P_{L_\delta \max}$ değerinin ve de Eş.(5.34) 'ten bulunan P_{L_k} değerinin, Eş.(5.36) 'ya yazılmalarıyla bulunabilir.

$$347.5119611 = 313.6845032 + (1354.205333 - 313.6845032) \times SL$$

$$SL = 0.03251011208$$

$$\phi = 88^\circ 8' 24''$$

ϕ değeri Şekil 5.5 'ten de okunabilir.

$$\text{Şekil 5.5 'ten } \phi = 88^\circ 6'$$

5.3.6 Sistem basıncı

$$\text{Eş.(4.4) 'ten } z = (2/G.R) \cdot [(A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_B \cdot (P_L - P_o)_B + (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_A \cdot (P_L - P_o)_A] \text{ idi.}$$

$$\text{Eş.(5.36) 'dan } P_{L_A} = P_{L_k} + (P_{L_\delta} - P_{L_k}) \cdot (1 / \operatorname{tg} \phi) \text{ idi.}$$

Eş.(5.36), Eş.(4.4) 'te yerine yazılırsa;

$$(z \cdot G.R/2) = \left[(A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_\delta \cdot (P_{L_\delta}) - (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_\delta \cdot (P_{0_\delta}) \right. \\ \left. + (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_A \cdot (P_{L_k} + (P_{L_\delta} - P_{L_k}) \cdot SL) - (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_A \cdot (P_{0_A}) \right]$$

$$(z \cdot G.R/2) = \left[\{ P_{L_\delta} \cdot (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_\delta + SL \cdot (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_A \} \right. \\ \left. + \{ P_{L_k} \cdot (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_A \cdot (1-SL) \} - (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_\delta \cdot (P_{0_\delta}) \right. \\ \left. - (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_A \cdot (P_{0_A}) \right]$$

$$P_L = \left[z \cdot G.R - 2 \cdot \{ P_{L_k} \cdot (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_A \cdot (1-SL) - (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_\delta \cdot (P_{0_\delta}) \right. \\ \left. - (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_A \cdot (P_{0_A}) \} \right] / \left[2 \cdot \{ (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_\delta + SL \cdot (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_A \} \right] \quad (5.38)$$

Kırılma noktasının üzerindeki herhangi bir nokta için sistem basıncı Eş.(5.38) ile hesaplanabilir.

5.3.7 Ana merkez silindiri kesit alanı

Ana merkez silindiri kesit alanı hesabı, hidrolik devre arızası şartına göre yapılır.

Federal Motorlu Taşıt Güvenlik Standardı (FMVSS 105) 'e göre: hidrolik devre arızası durumunda; 445 N 'luk (100 lb) maksimum pedal kuvveti, brüt taşıt ağırlığıyla yüklü bir taşıtı $z = 0.3$ frenleme oranıyla yavaşlatmalıdır.

Öncelikle yüklü taşıt ve $z = 0.3$ için sistem basıncı belirlenmelidir. Ancak sistem basıncı belirlenirken kullanılacak olan Eş.(5.38) 'de $SL = 1$ alınmalıdır. Bunun nedeni; $z = 0.3$ 'ün kırılma noktasının altında bir nokta olmasıdır. Kırılma noktasının altında, doğru lineer olarak seyrettiğinden, $\phi = 45^\circ$ 'dir.

Kırılma noktasının altındaki noktalar için sistem basıncı:

$$P_L = \left[z \cdot G.R + 2 \cdot \{ (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_\delta \cdot (P_{0_\delta}) + (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_A \cdot (P_{0_A}) \} \right] \\ / \left[2 \cdot \{ (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_\delta + (A_{wc} \cdot BF.r. \eta_c)_A \} \right] \quad (5.39)$$

$z = 0.3$ ve yüklü taşıt için;

$$P_L = \left[(0.3 \times 14616.9 \times 28.41) + 2. \{ (13.21 \times 0.6 \times 12.7 \times 0.98) (4) + (2.8558 \times 1.835 \times 10 \times 0.96) (70) \} \right] / \left[2. \{ (13.21 \times 0.6 \times 12.7 \times 0.98) + (2.8558 \times 1.835 \times 10 \times 0.96) \} \right]$$

$$P_L = 444.4708416 \text{ N/cm}^2$$

Eş.(4.1) 'den $P_L = (F_p \cdot L_p \cdot \eta_p) / A_{mc}$ idi.

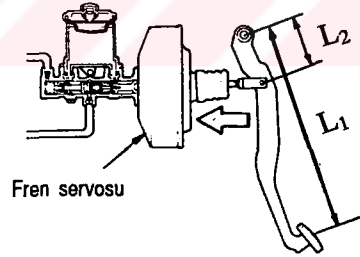
$$A_{mc} = (F_p \cdot L_p \cdot \eta_p) / P_L \quad (5.40)$$

$L_p = 5$ olarak seçildi.

$\eta_p = 0.8$ 'dir.

$$A_{mc} = (445 \times 5 \times 0.8) / 444.4708416 = 4.0047 \text{ cm}^2$$

5.3.8 Pedal kol oranının kontrolü

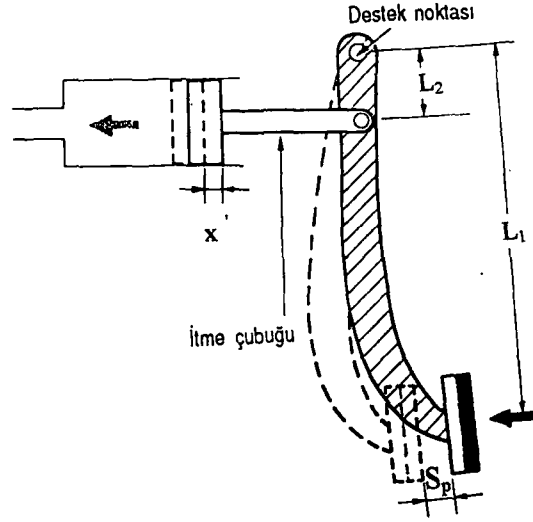


Şekil 5.7 Pedal kol oranı (6)

Pedal kol oranı:

$$L_p = L_1 / L_2 \quad (5.41)$$

olarak tanımlanır.



Şekil 5.8 Pedal kol oranının kontrolü (6)

Pedal kol oranının kontrolü Şekil 5.8 'e göre yapılır. Pedala tam olarak basıldığında, pedal S_p kadar yol alacaktır. S_p 'ye "pedal yolu" adı verilir.

$S_p \leq 160$ mm olmalıdır.

$S_p = 85$ mm olarak seçildi.

Pedal S_p mesafesini aldığı anda, ana merkez silindir pistonu tijinin mafsal noktası da x ' kadar ötelenecektir.

Frenleme esnasında 1 teker silindirindeki hidrolik hacmi, o tekerin teker silindiri kesit alanı ile o tekere ait fren pabucu hareket miktarının çarpımına eşittir.

Pabuç hareket miktarı 2λ ile gösterilir.

Disk frenlerde $\lambda = (0.65 \div 0.7)$ mm

Kampanalı frenlerde $\lambda = (2.2 \div 2.6)$ mm 'dir.

Ana merkez silindiri hacminin bulunması için toplam hidrolik hacmi bulunmalıdır.

Toplam hidrolik hacminin belirlenmesi için her bir teker silindirindeki hidrolik hacmi dikkate alınmalıdır. Öte yandan ana merkez silindiri hacmi, ana merkez silindiri kesit alanı ile ana merkez silindiri piston strokunun çarpımına eşittir.

Ön tarafta disk frenli iki teker silindiri, arka tarafta da kampanalı frenli iki teker silindiri bulunduğuna göre;

$$V_{mc} = (2 \cdot A_{wc\delta} \cdot (2\lambda)_{\delta}) + (2 \cdot A_{wcA} \cdot (2\lambda)_A) \quad (5.42)$$

yazılabilir.

Ana merkez piston stroku, S_{mc} ile gösterilirse;

$$A_{mc} \cdot S_{mc} = V_{mc} \quad (5.43)$$

yazılır.

Eş.(5.42) ve (5.43) birbirlerine eşitlenirse;

$$(2 \cdot A_{wc\delta} \cdot (2\lambda)_{\delta}) + (2 \cdot A_{wcA} \cdot (2\lambda)_A) = A_{mc} \cdot S_{mc} \quad (5.44)$$

Şekil 5.8 'deki orantılardan şu sonuç çıkar;

$$S_p \cdot L_2 = x' \cdot L_1 \quad (5.45)$$

olmalıdır.

Eş.(5.41) 'den $L_p = L_1 / L_2$ idi.

$$x' = S_p / L_p \quad (5.46)$$

olur.

$$x' \geq S_{mc} \text{ olmalıdır.} \quad (5.47)$$

$$(\lambda)_{\delta} = 0.7 \text{ mm}$$

$$(\lambda)_A = 2.6 \text{ mm seçildi.}$$

Eş.(5.44) 'ten $(2 \cdot A_{wc\delta} \cdot (2\lambda)_{\delta}) + (2 \cdot A_{wcA} \cdot (2\lambda)_A) = A_{mc} \cdot S_{mc}$ idi.

$$2 \times (13.21 \times (2 \times 0.7) + 2.8558 \times (2 \times 2.6)) = 4.0047 \times S_{mc}$$

$$S_{mc} = 16.65 \text{ mm}$$

Eş.(5.46) 'dan $x' = S_p / L_p$ idi.

$$x' = 85 / 5 = 17 \text{ mm}$$

Eş.(5.47) 'deki $x' \geq S_{mc}$ şartı

$$17 \text{ mm} > 16.65 \text{ mm}$$

için sağlandığından daha önce seçilen $L_p = 5$ uygundur.

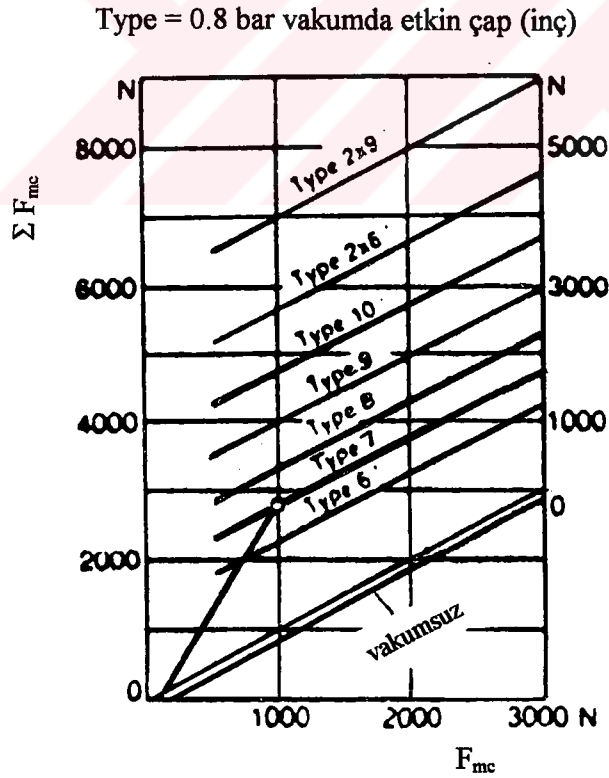
5.3.9 Kuvvetlendirici seçimi

Ana merkez piston kuvveti;

$$F_{mc} = F_p \cdot L_p \quad (5.48)$$

Toplam ana merkez sıkıştırma kuvveti;

$$\Sigma F_{mc} = A_{mc} \cdot P_{L_{max}} \quad (5.49)$$



Şekil 5.9 Vakum kuvvetlendirici karakteristiği (1)

Kuvvetlendirici seçiminde Şekil 5.9 kullanılır.

Eş.(5.48) 'den $F_{mc} = F_p \cdot L_p$ idi.

$$F_{mc} = 445 \times 5 = 2225 \text{ N}$$

Eş.(5.49) 'dan $\Sigma F_{mc} = A_{mc} \cdot P_{L_{max}}$ idi.

$$\Sigma F_{mc} = 4.0047 \times 120 \times 9.81 = 4714.33284 \text{ N}$$

Şekil 5.9'da

yatay ekseninde 2225 N

düşey ekseninde 4714.39284 N

işaretlenir. Bu değerlerin kesişim noktasındaki vakum kuvvetlendirici tipi okunur.

Şekil 5.9 'da mevcut değerlerle elde edilen kesişim noktası "Tip 8" ile "Tip 9" doğrularının arasında kaldığından, sistemin emniyetli olması açısından "Tip 9" seçilir.

"Tip 9", diyafram çapının 9 inç olduğunu ifade eder.

5.3.10 Yüklü durum için kırılma noktası frenleme oranı ve kırılma noktasına ait optimum fren kuvvetleri

Kırık karakterli frenlemede (Şekil 5.4), orijin ile $z = 0.4$ hattının yüksüz optimum eğriyi kestiği nokta birleştirilmiştir. Daha sonra bu doğru yüklü optimum eğriye uzatılmıştır. Öncelikle, çizilen doğrunun yüklü optimum eğriyi kestiği noktadaki F_A^* ve F_δ^* değerleri hesaplanmalıdır.

Şekil 5.2 dikkate alınır;

Eş.(5.10) 'dan $\text{tg } \alpha = F_{\delta^* 1} / F_{A^* 1} = F_{\delta^* 2} / F_{A^* 2}$ idi.

Yüklü optimum eğri-orijin arasındaki doğru ile yüksüz optimum eğri-orijin arasındaki doğrunun eğimleri aynıdır.

Bu durumda Eş.(5.10) 'dan daha önce hesaplanan $\text{tg } \alpha = 2.491961505$ değeri yüklü durum için de geçerlidir.

Yüklü durum için olan optimum eğri ile orijin arasındaki doğruyun kesişim noktasındaki optimum fren kuvvetleri F_{δ}^* ve F_A^* olarak adlandırılırsa;

$$\operatorname{tg} \alpha = F_{\delta}^* / F_A^* \quad (5.50)$$

F_{δ}^* ve F_A^* , optimum eğri üzerindeki bir noktaya ait değerler olduklarından;

$$\text{Eş.(2.14) 'ten} \quad F_{\delta}^* = ((1-B) + H_1.z).z$$

$$\text{Eş.(2.16) 'dan} \quad F_A^* = (B - H_1.z).z$$

kullanılacaktır.

Bu durumda;

$$\operatorname{tg} \alpha = \left[\{ (1 - B) + H_1.z \}.z \right] / \left[(B - H_1.z).z \right] \quad (5.51)$$

olur.

$$2.491961505 = \left[(1 - 0.4966) + (0.22807 \times z) \right] / \left[0.4966 - (0.22807 \times z) \right]$$

$$z = 0.9217696318$$

Orijinden gelen doğru ile yüklü optimum eğrinin kesişim noktasındaki z değerinin, emniyet nedeniyle, 0.8 'i alındığından;

$$z_{k_y} = z \times 0.8 \quad (5.52)$$

$$z_{k_y} = 0.9217696318 \times 0.8 = 0.7374157054$$

F_{δ}^* ve F_A^* , optimum eğri üzerindeki bir noktaya ait olduklarından;

$$z = 0.9217696318 \quad \text{için} \quad F_{\delta}^* = F_{\delta}^* \quad \text{'tür.}$$

$$\text{Eş.(2.14) 'ten} \quad F_{\delta}^* = ((1-B) + H_1.z).z \quad \text{idi.}$$

$$F_{\delta}^* = ((1 - 0.4966) + (0.22807 \times 0.9217696318)) \times 0.9217696318 = 0.6578006187$$

$$z = 0.9217696318 \quad \text{için} \quad F_A^* = F_A^* \quad \text{'tür.}$$

$$\text{Eş.(2.16) 'dan} \quad F_A^* = (B - H_1.z).z \quad \text{idi.}$$

$$F_A^* = (0.4966 - (0.22807 \times 0.9217696318)) \times 0.9217696318 = 0.263969013$$

Eş.(5.14) 'ten $y = \sqrt{(F_{A^* 1})^2 + (F_{\delta^* 1})^2}$ idi.

$$y = \sqrt{(F_{A^* 3})^2 + (F_{\delta^* 3})^2} \quad (5.53)$$

$$y = \sqrt{(0.263969013)^2 + (0.6578006187)^2} = 0.7087886101$$

$z_{k_y} = z \times 0.8$ olduğundan;

$$y - x = 0.8 \times y$$

$$x = 0.2 \times y \text{ olur.}$$

Eş.(5.22) 'den $0.2 y = \sqrt{(F_{A^* 1} - (F_{\delta^* 2} / \text{tg } \alpha))^2 + (F_{\delta^* 1} - F_{\delta^* 2})^2}$ idi.

$$0.2 y = \sqrt{(F_{A^* 3} - (F_{\delta^* 4} / \text{tg } \alpha))^2 + (F_{\delta^* 3} - F_{\delta^* 4})^2} \quad (5.54)$$

yazılır.

$$(0.2 \times 0.7087886101)^2 = (0.263969013 - 0.4012903081 F_{\delta^* 4})^2 + (0.6578006187 - F_{\delta^* 4})^2$$

$$1.1610339114 (F_{\delta^* 4})^2 - 1.52745765 F_{\delta^* 4} + 0.4822860421 = 0$$

Denklem çözümünden;

$$F_{\delta^* 4} = 0.5262404954$$

Eş.(5.19) 'dan $F_{A^* 2} = F_{\delta^* 2} / \text{tg } \alpha$ idi.

$$F_{A^* 4} = F_{\delta^* 4} / \text{tg } \alpha \quad (5.55)$$

yazılabilir.

$$F_{A^* 4} = 0.5262404954 / 2.491961505 = 0.2111752105$$

5.3.11 Yüklü durum için kırılma noktası basıncı

$z_{k_y} = 0.7374157054$ için $F_{\delta^* 4} = F_{\delta^*}$ 'dır.

Eş.(5.23) 'ten $F_{\delta} = F_{\delta^*} \times G$ idi.

$$F_{\delta} = 0.5262404954 \times 14616.9 = 7692.004697 \text{ N}$$

Eş.(5.25) 'ten $F_{\delta} = 2 \left[(A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R))_{\delta} \cdot (P_L - P_o)_{\delta} \right]$ idi.

$$7692.004697 = 2 \times \left[(13.21 \times 0.6 \times 0.98 \times (127 / 284.1)) \times (P_{L_{\delta}} - 4) \right]$$

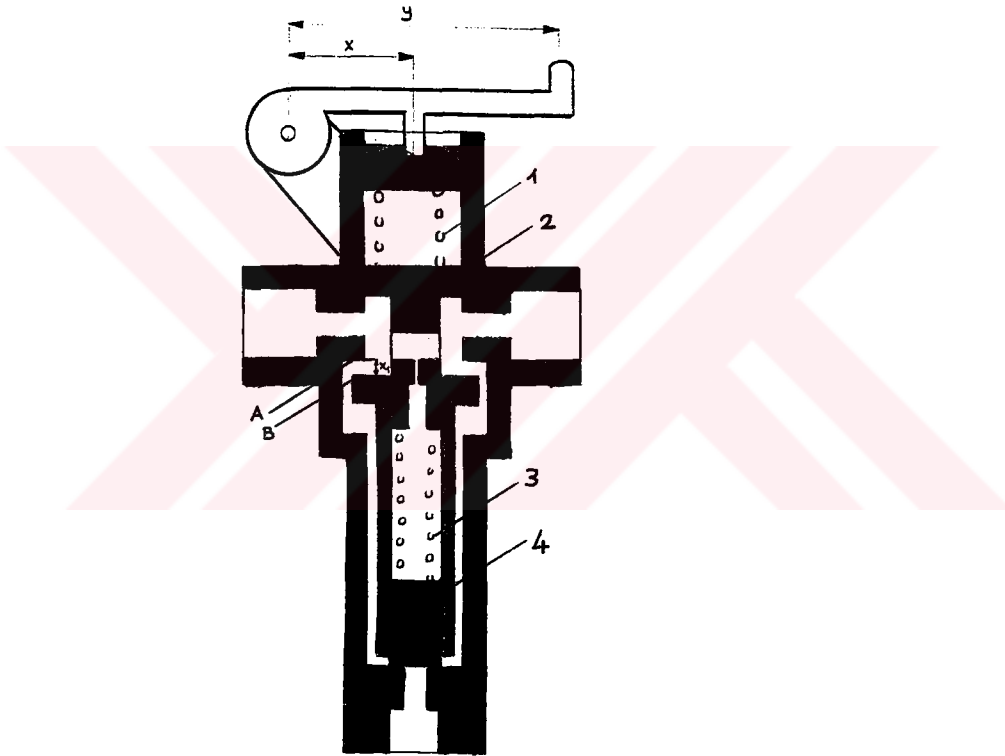
$$P_{L_{\delta}} = 1111.635621 \text{ N/cm}^2$$

Eş.(5.34) 'ten z_k için $P_{L_{\delta}} = P_{L_A} = P_{L_k}$ idi.

$$z_{k_y} \text{ için } P_{L_{\delta_y}} = P_{L_{A_y}} = P_{L_{k_y}} \quad (5.56)$$

$$z_{k_y} = 0.7374157054 \text{ için } P_{L_{\delta_y}} = P_{L_{A_y}} = P_{L_{k_y}} = 1111.635621 \text{ N/cm}^2$$

5.3.12 Fren regülatörünün boyutlandırılması



Şekil 5.10 Yüke duyarlı fren regülatörü

Şekil 5.10'da yüke duyarlı fren regülatörü şematik olarak gösterilmiştir.

Taşıt yüksüzken, tam kırılma noktasına gelindiğinde, 2 no' lu piston (kırılma noktası kontrol pistonu) x_1 kadar deplasman yaparak A ile B yüzeylerinin karşılaşmasına neden olur ve arka teker silindirlere giden hatla sistemin ilişkisini keser. Bu durumda A_{p_2} alanına sahip 2 no' lu

pistonun x_1 kadar deplasman yaparak sıkıştırdığı 1 no' lu yay da x_1 kadar sıkışacaktır. 1 no' lu yayın yay sabiti; k_1 ' dir ve bu yay $F_{\text{ön}} = x_0.k_1$ kadar bir ön yükleme kuvvetine sahiptir.

Taşıtlar yüksüzken tam kırılma noktasındaki durum için kuvvet dengesi yazılırsa;

$$P_{L_k} \cdot A_{p_2} = x_1.k_1 + x_0.k_1 \quad (5.57)$$

$z_k = 0.32$ için $P_{L_k} = 313.6845032 \text{ N/cm}^2 = 3.136845032 \text{ N/mm}^2$ olarak hesaplanmıştır.

2 no' lu pistonun çapı;

$D_{p_2} = 12 \text{ mm}$ olarak seçildi.

Bu durumda,

$$A_{p_2} = \pi \cdot (12)^2 / 4 = 113.0973355 \text{ mm}^2$$

$x_0.k_1 = 20 \text{ N}$ kabul edildi.

$x_1 = 3 \text{ mm}$ kabul edildi.

Eş.(5.57) 'den $P_{L_k} \cdot A_{p_2} = x_1.k_1 + x_0.k_1$ idi.

$$3.136845032 \times 113.0973355 = 3 \times k_1 + 20$$

$$k_1 = 111.589605 \text{ N/mm}$$

Kırılma noktasından sonra pedala uygulanan baskı arttırılırsa, 2 pistonunun çevresindeki basınç (P_{L_σ}) artar. Ancak hidrolik B noktasından ileri geçemez. P_{L_σ} 'deki artış, 2 pistonunu yukarı doğru harekete zorlar. Buna karşın 2 no' lu piston A-B temasından dolayı yukarı doğru hareketlenemez. Bu arada P_{L_σ} 'nün artışı, 4 no' lu pistonu (kırık karakter basınç kontrol pistonu) yukarı doğru harekete zorlar. 2 pistonunun içindeki basınç (P_{L_A}), doğrudan hidrolik geçişi olmadığından düşüktür. Bu basınç farkının etkisiyle 4 no' lu piston yukarı doğru deplasman alır. 4 no' lu pistonun yukarı doğru hareketi sonucunda 3 no' lu yay, x_3 kadar sıkışır.

Taşıtlar yüksüzken kırılma noktasından sonraki durum için kuvvet dengesi yazılırsa;

$$P_{L_A \text{ max}} \cdot A_{p_4} + x_3.k_3 + x_0.k_3 = P_{L_\sigma \text{ max}} \cdot A_{p_4} \quad (5.58)$$

$z_{üst} = 1.1$ için

$$P_{L_A \max} = 347.5119611 \text{ N/cm}^2 = 3.475119611 \text{ N/mm}^2,$$

$$P_{L_\delta \max} = 1354.205333 \text{ N/cm}^2 = 13.54205333 \text{ N/mm}^2 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

4 no' lu pistonun çapı;

$$D_{p_4} = 10 \text{ mm olarak seçildi.}$$

Bu durumda,

$$A_{p_4} = \pi \cdot (10)^2 / 4 = 78.53981635 \text{ mm}^2$$

$$x_0 \cdot k_3 = 20 \text{ N kabul edildi.}$$

$$x_3 = 4 \text{ mm kabul edildi.}$$

$$\text{Eş.(5.58) 'den } P_{L_A \max} \cdot A_{p_4} + x_3 \cdot k_3 + x_0 \cdot k_3 = P_{L_\delta \max} \cdot A_{p_4} \text{ idi.}$$

$$(3.475119611 \times 78.53981635) + (4 \times k_3) + 20 = (13.54205333 \times 78.53981635)$$

$$k_3 = 192.6637814 \text{ N/mm}$$

Taşıtlı yüklendiğinde, taşıtlı şasisi bir miktar çökecektir. Bu çökme miktarı da (x_5), 1 no 'lu yaya yansıtılacaktır.

x_5 değeri, taşıtlı üzerinden 120 mm olarak ölçülmüştür.

Ancak bu 120 mm' lik çökmenin yaya 120 mm olarak yansıtılması mümkün değildir. Çünkü bu durumda yay boyu çok uzar ve yay boyunu da regülatörün konstrüksiyonu sınırlar. Bu nedenle gerçek çökme y/x oranı ile yaya yansıtılır.

Taşıtlı yüklüken tam kırılma noktasındaki durum için kuvvet dengesi yazılırsa;

$$P_{L_{k_y}} \cdot A_{p_2} = x_1 \cdot k_1 + x_0 \cdot k_1 + x_5 \cdot k_1 \quad (5.59)$$

$$z_{k_y} = 0.7374157054 \text{ için } P_{L_{k_y}} = 1111.635621 \text{ N/cm}^2 = 11.11635621 \text{ N/mm}^2 \text{ olarak}$$

hesaplanmıştır.

Eş.(5.59) 'dan $P_{L_k y} \cdot A_{p_2} = x_1.k_1 + x_0.k_1 + x_5.k_1$ idi.

$$11.11635621 \times 113.0973355 = (3 \times 111.589605) + 20 + (x_5 \times 111.589605)$$

$$x_5 = 8.087325455 \text{ mm}$$

Şekil 5.10' dan

$$(y/x) = (x_{5 \text{ gerçek}} / x_5) \quad (5.60)$$

yazılabilir.

Eş (5.60) 'tan $(y/x) = (x_{5 \text{ gerçek}} / x_5)$ idi.

$$(y/x) = (120 / 8.087325455) = 14.83803275$$

oranı kullanılarak, gerçek çökmenin yaya yansıtılması sağlanmış olur.

5.3.12.1 Regülatör yaylarının boyutlandırılması

Fren regülatöründe helisel bası yayı kullanılmaktadır.

1 ve 3 no' lu yayların malzemesi olarak soğuk haddelenmiş çeliklerden seçim yapılacaktır.

Yay malzemesi olarak kalite çeliklerinden, 55Si7 seçildi.

55Si7 malzemenin kopma dayanımı $\sigma_k = 1600 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_{\text{emn}} = 0.5 \times \sigma_k \quad (5.61)$$

$$\tau_{\text{emn}} = 0.5 \times 1600 = 800 \text{ N/mm}^2$$

5.3.12.1.1 1 no' lu yayın boyutlandırılması

Dairesel tel kesitli helisel yaylarda aksenal kuvvet etkisi altında meydana gelen kayma gerilmesi;

$$\tau_{\text{max}} = (K.8.F.D / \pi . d^3) \leq \tau_{\text{emn}} \quad (5.62)$$

K: düzeltme faktörüdür

$$K = \left[(4(D/d))^{-1} / (4(D/d))^{-4} \right] + \left[0.615 / (D/d) \right] \quad (5.63)$$

Yayın dış sarım çapı;

$D_d = 10$ mm kabul edildi.

Yayın sarım çapı;

$$D = D_d - d \quad (5.64)$$

d ; tel çapıdır.

Eş.(5.64) 'ten $D = D_d - d$ idi.

$$D = 10 - d$$

$D/d = 3$ seçildi

Eş.(5.63) 'ten $K = \left[\frac{4(D/d)-1}{4(D/d)-4} \right] + \left[\frac{0.615}{(D/d)} \right]$ idi.

$$K = \left[\frac{4 \times 3 - 1}{4 \times 3 - 4} \right] + \left[\frac{0.615}{3} \right] = 1.58$$

Eş.(5.62) 'de τ_{em} , τ_{max} 'a eşitlenirse;

$$(1.58 \times 8 \times (3.136845032 \times 113.0973355) \times (10-d)) / (\pi \times d^3) = 800$$

$$d = 2.5 \text{ mm}$$

Eş. (5.64) 'ten $D = D_d - d$ idi.

$$D = 10 - 2.5 = 7.5 \text{ mm}$$

Sarım sayısı;

$$n = \left[\frac{x_1 \cdot G' \cdot d}{8 \cdot F} \right] \times \left[\frac{d}{D} \right]^3 \quad (5.65)$$

G' ; kayma modülüdür.

$$G' = 78400 \text{ N/mm}^2$$

F : çökmeyi meydana getiren kuvvettir.

$$F = (P_{L_k} \cdot A_{p_2}) - F_{\delta n} \quad (5.66)$$

$$F = (3.136845032 \times 113.0973355) - 20 = 334.768815 \text{ N}$$

Eş.(5.65) 'ten $n = \left[\frac{(x_1 \cdot G' \cdot d)}{(8 \cdot F)} \right] \times \left[\frac{(d/D)^3}{1} \right]$ idi.

$$n = \left[\frac{(3 \times 78400 \times 2.5)}{(8 \times 334.768815)} \right] \times \left[\frac{(2.5/7.5)^3}{1} \right] = 8.13$$

$$n = 9$$

Katılmış boy;

$$L' = (n+1) \cdot d \quad (5.67)$$

Çökmeden sonra sarımlar arası gerekli boşluk;

$$L'' = 0.17 \times n \times d \quad (5.68)$$

Maksimum boy değişimi;

$$\delta = F / k \quad (5.69)$$

Serbest boy;

$$L''' = L' + L'' + \delta \quad (5.70)$$

Eş.(5.67) 'den $L' = (n+1) \cdot d$ idi.

$$L' = (9+1) \times 2.5 = 25 \text{ mm}$$

Eş.(5.68) 'den $L'' = 0.17 \times n \times d$ idi.

$$L'' = 0.17 \times 9 \times 2.5 = 3.825 \text{ mm}$$

Eş.(5.69) 'dan $\delta = F / k$ idi.

$$\delta = (3.136845032 \times 113.0973355) / 111.589605 = 3.179 \text{ mm}$$

Eş.(5.70) 'ten $L''' = L' + L'' + \delta$ idi.

$$L''' = 25 + 3.825 + 3.179 = 32 \text{ mm}$$

5.3.12.1.2 3 no' lu yayın boyutlandırılması

Yayın dış sarım çapı;

$$D_d = 8 \text{ mm kabul edildi.}$$

Eş.(5.64) 'ten $D = D_d - d$ idi.

$$D = 8 - d$$

$D/d = 2.55$ seçildi.

Eş.(5.63) 'ten $K = \left[(4(D/d))^{-1} / (4(D/d))^{-4} \right] + \left[0.615 / (D/d) \right]$ idi.

$$K = \left[(4 \times 2.55)^{-1} / (4 \times 2.55)^{-4} \right] + \left[0.615 / 2.55 \right] = 1.725$$

Eş.(5.62) 'de $\tau_{\text{em}} , \tau_{\text{max}}$ 'a eşitlenirse;

$$(1.725 \times 8 \times (3.475119611 \times 78.53981635) \times (8-d)) / (\pi \times d^3) = 800$$

$$d = 2.25 \text{ mm}$$

Eş.(5.64) 'ten $D = D_d - d$ idi.

$$D = 8 - 2.25 = 5.75 \text{ mm}$$

Eş.(5.66) 'dan $F = (P_{Lk} \cdot A_{p2}) - F_{\text{ön}}$ idi.

$$F = (3.475119611 \times 78.53981635) - 20 = 252.935256 \text{ N}$$

Eş.(5.65) 'ten $n = \left[(x_1 \cdot G' \cdot d) / (8 \cdot F) \right] \times \left[(d/D)^3 \right]$ idi.

$$n = \left[(3 \times 78400 \times 2.25) / (8 \times 252.935256) \right] \times \left[(2.25 / 5.75)^3 \right] = 20.89$$

$$n = 21$$

Eş.(5.67) 'den $L' = (n+1) \cdot d$ idi.

$$L' = (21+1) \times 2.25 = 49.5 \text{ mm}$$

Eş.(5.68) 'den $L'' = 0.17 \times n \times d$ idi.

$$L'' = 0.17 \times 21 \times 2.25 = 8.925 \text{ mm}$$

Eş.(5.69) 'dan $\delta = F / k$ idi.

$$\delta = (3.475119611 \times 78.53981635) / 192.6637814 = 1.4166 \text{ mm}$$

Eş.(5.70) 'ten $L''' = L' + L'' + \delta$ idi.

$$L''' = 49.5 + 8.925 + 1.4166 = 59.8416 \text{ mm}$$

$$L''' = 60 \text{ mm}$$

5.4 Limitörlü Sistem Dizaynı

5.4.1 Ön teker silindiri kesit alanı

Ön teker silindiri kesit alanı, regülatörlü fren sistemi dizaynında kullanılan yöntemle hesaplanır.

Başlangıç şartları;

$$z = 0.85$$

$$P_{L_{\max}} = 120 \text{ bar} = 1177.2 \text{ N/cm}^2$$

$$\mu_{f_0} = 0.8 \text{ (kuru asfalt için)}$$

değişmediğinden, A_{wc_0} değeri regülatörlü fren sistemi dizaynı için hesaplanandan farklı olmayacaktır.

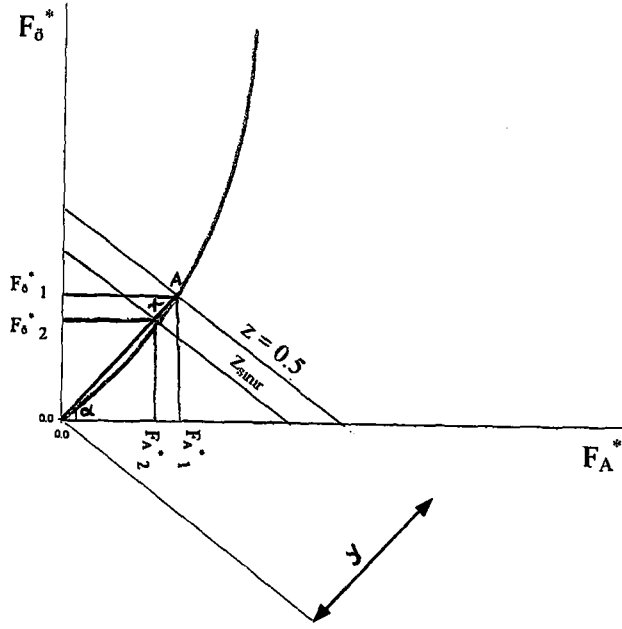
$$A_{wc_0} = 13.21 \text{ cm}^2$$

5.4.2 Sınır frenleme oranı

Eş.(4.8) 'den limitörlü fren sistemi için sınır frenleme oranı $z_{\text{sınır}} = 0.5$ 'tir. Ancak sistemde limitör kullanıldığında, arka sistemin basıncı $z = 0.5$ hattı ile optimum eğrinin tam kesiştiği noktada sınırlandırılmaz. Emniyet açısından, bu kesişme noktasının F_A^* 'ı okunur.

Okunan F_A^* 'ın % 90 'ı alınır ve bulunan bu yeni F_A^* değerinden yukarı çıkılarak orijin ile kesişme noktası arasındaki doğruya ulaşılır. Bulunan bu yeni noktadan geçen z değeri $z_{\text{sınır}}$ 'dir. Hesaplara devam edebilmek için öncelikle $z_{\text{sınır}}$ belirlenmelidir.

Sınırlandırma noktası optimum eğri üzerinde bir nokta olmadığından, bu noktadan geçen z hattının belirlenmesinde Şekil 5.11 kullanılacaktır



Şekil 5.11 Sınır frenleme oranı

Şekil 5.11 'den şu bağıntılar yazılabilir:

$$\operatorname{tg} \alpha = F_{\delta}^* / F_{A}^* \quad (5.71)$$

$$F_{A}^* = 0.9 \times F_{A}^* \quad (5.72)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = F_{\delta}^* / F_{A}^* = F_{\delta}^* / (0.9 \times F_{A}^*) \quad (5.73)$$

$$\Delta F_{A}^* = F_{A}^* - F_{A}^* \quad (5.74)$$

$$\Delta F_{\delta}^* = F_{\delta}^* - F_{\delta}^* \quad (5.75)$$

$$x = \sqrt{(\Delta F_{A}^*)^2 + (\Delta F_{\delta}^*)^2} \quad (5.76)$$

$$y = \sqrt{(F_{A}^*)^2 + (F_{\delta}^*)^2} \quad (5.77)$$

Bu durumda;

$$z_{\text{snir}} = 0.5 \times (y - x) / y \quad (5.78)$$

olur.

$$z = 0.5 \quad \text{için} \quad F_{\delta_0}^* = F_{\delta_1}^* \quad \text{'dir.}$$

$$\text{Eş.(5.15) 'ten} \quad F_{\delta_0}^* = ((1 - B_0) + H_{1_0} \cdot z) \cdot z \quad \text{idi.}$$

$$F_{\delta_1}^* = ((1 - 0.3958) + (0.27357 \times 0.5)) \times 0.5 = 0.3704925$$

$$z = 0.5 \quad \text{için} \quad F_{A_0}^* = F_{A_1}^* \quad \text{'dir.}$$

$$\text{Eş.(5.16) 'dan} \quad F_{A_0}^* = (B_0 - H_{1_0} \cdot z) \cdot z \quad \text{idi.}$$

$$F_{A_1}^* = (0.3958 - (0.27357 \times 0.5)) \times 0.5 = 0.1295075$$

$$\text{Eş.(5.71) 'den} \quad \text{tg } \alpha = F_{\delta_1}^* / F_{A_1}^* \quad \text{idi.}$$

$$\text{tg } \alpha = 0.3704925 / 0.1295075 = 2.860780264$$

$$\text{Eş.(5.72) 'den} \quad F_{A_2}^* = 0.9 \times F_{A_1}^* \quad \text{idi.}$$

$$F_{A_2}^* = 0.9 \times 0.1295075 = 0.11655675$$

$$\text{Eş.(5.73) 'ten} \quad \text{tg } \alpha = F_{\delta_2}^* / F_{A_2}^* \quad \text{idi.}$$

$$2.860780264 = F_{\delta_2}^* / 0.11655675$$

$$F_{\delta_2}^* = 0.33344325$$

$$\text{Eş.(5.74) 'ten} \quad \Delta F_A^* = F_{A_1}^* - F_{A_2}^* \quad \text{idi.}$$

$$\Delta F_A^* = 0.1295075 - 0.11655675 = 0.01295075$$

$$\text{Eş.(5.75) 'ten} \quad \Delta F_{\delta}^* = F_{\delta_1}^* - F_{\delta_2}^* \quad \text{idi.}$$

$$\Delta F_{\delta}^* = 0.3704925 - 0.33344325 = 0.03704925$$

$$\text{Eş.(5.76) 'dan} \quad x = \sqrt{(\Delta F_A^*)^2 + (\Delta F_{\delta}^*)^2} \quad \text{idi.}$$

$$x = \sqrt{(0.01295075)^2 + (0.03704925)^2} = 0.03924753306$$

Eş.(5.77) 'den $y = \sqrt{(F_{A_1}^*)^2 + (F_{\delta_1}^*)^2}$ idi.

$$y = \sqrt{(0.1295075)^2 + (0.3704925)^2} = 0.3924753306$$

Eş.5.78) 'den $z_{\text{smr}} = 0.5 \times (y - x) / y$ idi.

$$z_{\text{smr}} = 0.5 \times (0.3924753306 - 0.03924753306) / 0.3924753306 = 0.45$$

olarak bulunur.

5.4.3 Arka teker silindiri kesit alanı

$z_{\text{smr}} = 0.45$ için $F_{\delta_0}^* = F_{\delta_2}^*$ 'dir.

Eş.(5.24) 'ten $F_{\delta_0} = F_{\delta_0}^* \times G_0$ idi.

$$F_{\delta_0} = 0.33344325 \times 9417.6 = 3140.235151 \text{ N}$$

Eş.(5.25) 'ten $F_{\delta_0} = 2 \left[(A_{\text{wc}} \cdot \text{BF} \cdot \eta_c \cdot (r/R))_{\delta} \cdot (P_L - P_o)_{\delta} \right]$ idi.

$$3140.235151 = 2 \times \left[(13.21 \times 0.6 \times 0.98 \times (127 / 284.1)) \times (P_{L_{\delta}} - 4) \right]$$

$$P_{L_{\delta}} = 456.1885321 \text{ N/cm}^2$$

$z_{\text{smr}} = 0.45$ için $F_{A_0}^* = F_{A_2}^*$ 'dir.

Eş.(5.29) 'dan $F_{A_0} = F_{A_0}^* \times G_0$ idi.

$$F_{A_0} = 0.1165474764 \times 9417.6 = 1097.597513 \text{ N}$$

Eş.(5.27) 'den $F_{\delta} = \frac{2 \cdot A_{\text{wc}_{\delta}} \cdot \eta_{c_{\delta}} \cdot (\text{BF})_{\delta} \cdot r_{\delta} \cdot R \cdot (P_{L_{\delta}} - P_{o_{\delta}})}{F_A}$

idi.

$$F_A = \frac{2 \cdot A_{\text{wc}_A} \cdot \eta_{c_A} \cdot (\text{BF})_A \cdot r_A \cdot R \cdot (P_{L_A} - P_{o_A})}{F_{\delta}}$$

$$\frac{3140.235151}{1097.597513} = \frac{13.21 \times 0.98 \times 0.6 \times 127 \times (456.1885321 - 4)}{A_{\text{wc}_A} \times 0.96 \times 1.835 \times 100 \times (456.1885321 - 70)}$$

$$A_{\text{wc}_A} = 2.2918 \text{ cm}^2$$

5.4.4 Üst sınır frenleme oranının bulunması

Sınırlandırmanın yapılacağı $F_{A_0}^*$ değeri 0.11655675 idi. Üst sınır noktası optimum eğrinin üzerinde bir noktadır. Dolayısıyla bu noktadan geçen z değerinin bulunmasında, optimum eğrinin üzerindeki noktalarda geçerli olan Eş.(5.16) kullanılacaktır.

$$\text{Eş.(5.16) 'dan } F_{A_0}^* = (B_0 - H_{1_0} \cdot z) \cdot z \quad \text{idi.}$$

$$\text{Eş.(5.16) 'dan } F_{A_0}^* = (B_0 \cdot z - H_{1_0}) \cdot z^2 \quad \text{yazılırsa;}$$

$$0.11655675 = (0.3958 \times z) - (0.27357 \times z^2) \quad \text{olur.}$$

$$-(0.27357 \times z^2) + (0.3958 \times z) - 0.11655675 = 0 \quad \text{denklemini ortaya çıkar.}$$

Denklemin çözümü yapılırsa, $z = 1.035$ olarak bulunur.

Yani üst sınır frenleme oranı $z_{\text{üst}} = 1.035$ olacaktır.

5.4.5 Optimum fren kuvvetleri

Taşıtın ana verileri (B, B_0, H_1, H_{1_0}) değişmediğinden, Çizelge 5.1.a ve Çizelge 5.1.b 'de bulunan sayısal değerler geçerlidir.

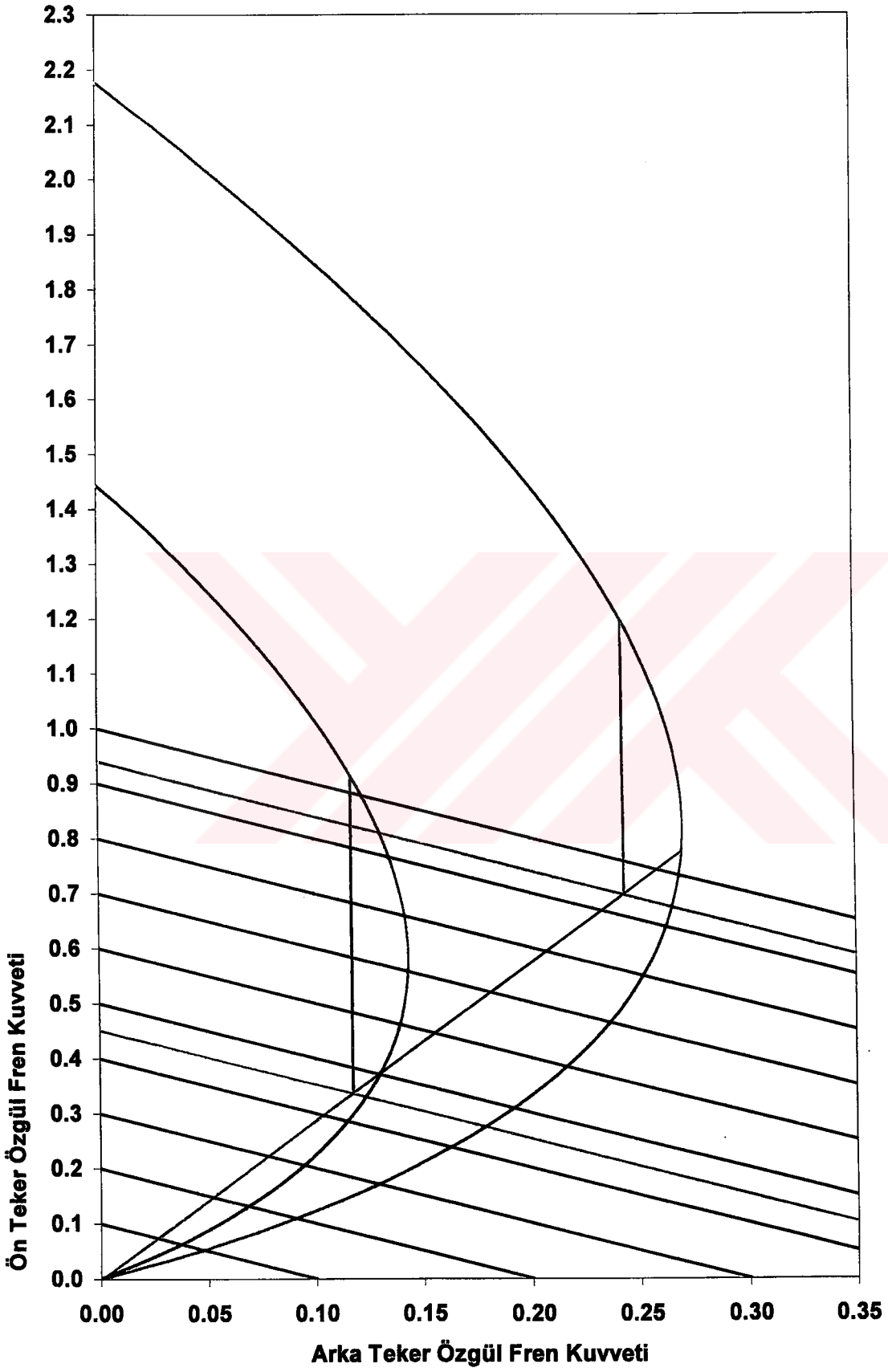
Çizelge 5.1.a. ve Çizelge 5.1.b. 'de hesaplanan değerlere bağlı olarak, optimum özgül fren kuvvetlerinin değişimi, yüklü ve yüksüz durumlar için Şekil 5.12 'de gösterilmiştir.

Şekil 5.12 'nin oluşturulmasında şu yöntem izlenir:

Öncelikle $z = 0.5$ olduğundan orijine, $z = 0.5$ hattı ve yüksüz durum için olan optimum eğrinin kesiştiği nokta birleştirilir. Bu kesişim noktasından aşağı inilerek $F_{A_0}^*$ değeri okunur.

($F_{A_0}^* = 0.129$). Bu $F_{A_0}^*$ değerinin % 90 'ı alınır ($\% 90 F_{A_0}^* = 0.116$). Bu değerden yukarı doğru çıkılır ve orijinden çıkıp $z = 0.5$ hattı ile yüksüz optimum eğrinin kesişim noktasına gelen doğru kestirilir. Bu nokta, sınırlandırmanın yapılacağı noktadır. Buradan geçen z hattı, $z_{\text{min}} = 0.45$ 'tir. Bu noktadan yukarı doğru düz bir doğru çıkarılırsa, bu doğru yüksüz optimum eğriyi $z = 1.035$ değerinde keser. Yani üst sınır frenleme oranı $z_{\text{üst}} = 1.035$ 'tir.

Yüklü durum için; orijinden çıkan doğru, yüklü optimum eğriyi kesecek şekilde uzatılır. Bu kesişim noktasından aşağı doğru inilirse, okunan F_A^* değeri artık $F_{A_{\text{max}}}^*$ 'tir. Çünkü optimum



Şekil 5.12 Fren limitörü için optimum özgül fren kuvvetleri

5.4.6 Fren limitörü karakteristiği

Üst sınır frenleme oranı $z_{üst} = 1.035$ için

Eş.(5.15) 'ten $F_{\delta_0}^* = ((1-B_0) + H_{1_0} \cdot z) \cdot z$ idi.

$$F_{\delta_0}^* = ((1 - 0.3958) + (0.27357 \times 1.035)) \times 1.035 = 0.9210640581$$

Eş.(5.24) 'ten $F_{\delta_0} = F_{\delta_0}^* \times G_0$ idi.

$$F_{\delta_0} = 0.9210640581 \times 9417.6 = 8674.212874 \text{ N}$$

Eş.(5.25) 'ten $F_{\delta} = 2 \left[(A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R))_{\delta} \cdot (P_L - P_o)_{\delta} \right]$ idi.

$$8674.212874 = 2 \times \left[(13.21 \times 0.6 \times 0.98 \times (127 / 284.1) \times (P_{L_{\delta}} - 4) \right]$$

Eş.(5.32) 'ye benzer şekilde $z_{üst} = 1.035$ için $P_{L_{\delta}} = P_{L_{\delta \max}}$ 'tır

$$P_{L_{\delta \max}} = 1249.071932 \text{ N/cm}^2$$

Daha önce Eş.(5.25) 'ten, $z_{sınır} = 0.45$ için $P_{L_{\delta}} = 456.1885321 \text{ N/cm}^2$ olarak hesaplanmıştı.

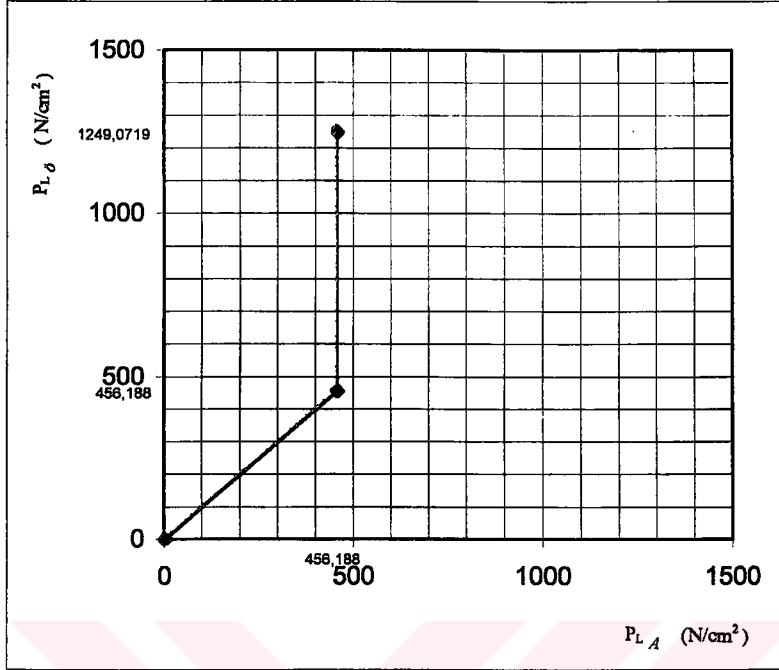
$$z_{sınır} \text{ için } P_{L_{\delta}} = P_{L_A} = P_{L_s} \quad (5.79)$$

$$z_{sınır} = 0.45 \text{ için } P_{L_{\delta}} = P_{L_A} = P_{L_s} = 456.1885321 \text{ N/cm}^2$$

$$z > z_{sınır} \text{ için } P_{L_{A \max}} = P_{L_A} = P_{L_s} \quad (5.80)$$

$$P_{L_{A \max}} = P_{L_s} = 456.1885321 \text{ N/cm}^2$$

Yukarıda bulunan basınç değerleriyle çizilen “ fren limitörü karakteristiği ” Şekil 5.13 'te gösterilmiştir. Şekil 5.13 'ten görüldüğü gibi, $z_{sınır} = 0.45$ değerine kadar lineer bir doğru görülmektedir. Yani $z_{sınır} = 0.45$ ile belirlenen sınırlandırma noktasına kadar ön ve arka sistem basınçları birbirlerine eşittir. Bu noktadan sonra, arka sistem basıncı sabit kalmakta, ön sistem basıncı ise artmaktadır.



Şekil 5.13 Fren limitörü karakteristiği

5.4.7 Sistem basıncı

Eş.(4.4) 'ten $z = (2/G.R) \cdot [(A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_\delta \cdot (P_L - P_o)_\delta + (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_A \cdot (P_L - P_o)_A]$ idi.

$$(z \cdot G.R / 2) = [(A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_\delta \cdot (P_{L_\delta}) - (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_\delta \cdot (P_{o_\delta}) + (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_A \cdot (P_{L_A} - P_{o_A})]$$

Eş.(5.79) ve (5.80) 'den $z \geq z_{smr}$ ise $P_{L_A} = P_{L_s}$ idi.

$$P_L = [z \cdot G.R - 2 \cdot \{ (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_A \cdot (P_{L_s} - P_{o_A}) - (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_\delta \cdot (P_{o_\delta}) \}] / [2 \cdot (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_\delta] \quad (5.81)$$

Hesaplanmak istenen sistem basıncı, z_{smr} 'a eşit veya z_{smr} 'dan büyük bir frenleme oranı içinse, Eş.(5.81) ile hesaplama yapmak mümkündür.

Eğer sistem basıncı z_{smr} 'dan küçük bir frenleme oranı için hesaplanacaksa;

Eş.(4.4) 'ten $z = (2/G.R) \cdot [(A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_\delta \cdot (P_L - P_o)_\delta + (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_A \cdot (P_L - P_o)_A]$ idi.

$$z < z_{sınır} \quad \text{için} \quad P_{L_\delta} = P_{L_A} \quad (5.82)$$

$$(z \cdot G.R/2) = [(P_{L_\delta}) \{ (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_\delta + (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_A \} - (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_\delta \cdot (P_{o_\delta}) - (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_A \cdot (P_{o_A})]$$

$$P_L = [z \cdot G.R + 2 \cdot \{ (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_\delta \cdot (P_{o_\delta}) + (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_A \cdot (P_{o_A}) \}] / [2 \cdot \{ (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_\delta + (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_A \}] \quad (5.83)$$

5.4.8 Ana merkez silindiri kesit alanı

Ana merkez silindiri kesit alanı hesabı, hidrolik devre arızası şartına göre yapılır.

Federal Motorlu Taşıt Güvenlik Standardı (FMVSS 105) 'e göre: hidrolik devre arızası durumunda; 445 N 'luk (100 lb) maksimum pedal kuvveti, brüt taşıt ağırlığıyla yüklü bir taşıtı $z = 0.3$ frenleme oranıyla yavaşlatmalıdır.

Ana merkez silindiri bu şartı karşılamak zorundadır.

Öncelikle yüklü taşıt ve $z = 0.3$ için sistem basıncı belirlenmelidir.

$z = 0.3$, sınırlandırma noktasının altında bir noktadır. Bu nedenle hesaplamada Eş.(5.83) kullanılacaktır.

$$\text{Eş.(5.83) 'ten} \quad P_L = [z \cdot G.R + 2 \cdot \{ (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_\delta \cdot (P_{o_\delta}) + (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_A \cdot (P_{o_A}) \}] / [2 \cdot \{ (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_\delta + (A_{wc} \cdot BF \cdot r \cdot \eta_c)_A \}] \quad \text{idi.}$$

$z = 0.3$ ve yüklü taşıt için;

$$P_L = [(0.3 \times 14616.9 \times 28.41) + 2 \cdot \{ (13.21 \times 0.6 \times 12.7 \times 0.98) (4) + (2.2918 \times 1.835 \times 10 \times 0.96) (70) \}] / [2 \cdot \{ (13.21 \times 0.6 \times 12.7 \times 0.98) + (2.2918 \times 1.835 \times 10 \times 0.96) \}]$$

$$P_L = 471.2334952 \text{ N/cm}^2$$

Eş.(5.40) 'tan $A_{mc} = (F_p \cdot L_p \cdot \eta_p) / P_L$ idi.

$L_p = 5$ olarak seçildi.

$\eta_p = 0.8$ 'dir.

$$A_{mc} = (445 \times 5 \times 0.8) / 471.2334952 = 3.777 \text{ cm}^2$$

5.4.9 Pedal kol oranının kontrolü

$S_p = 85$ mm olarak seçildi.

$$(\lambda)_b = 0.7 \text{ mm}$$

$$(\lambda)_A = 2.6 \text{ mm seçildi.}$$

Eş.(5.44) 'ten $(2 \cdot A_{wc_b} \cdot (\lambda)_b) + (2 \cdot A_{wc_A} \cdot (\lambda)_A) = A_{mc} \cdot S_{mc}$ idi.

$$2 \times (13.21 \times (2 \times 0.7) + 2.2918 \times (2 \times 2.6)) = 3.777 \times S_{mc}$$

$$S_{mc} = 16.1034 \text{ mm}$$

Eş.(5.46) 'dan $x' = S_p / L_p$ idi.

$$x' = 85 / 5 = 17 \text{ mm}$$

Eş.(5.47) 'deki $x' \geq S_{mc}$ şartı

$$17 \text{ mm} > 16.1034 \text{ mm}$$

için sağlandığından daha önce seçilen $L_p = 5$ uygundur.

5.4.10 Kuvvetlendirici seçimi

Kuvvetlendirici seçiminde Şekil 5.9 kullanılır.

Eş.(5.48) 'den $F_{mc} = F_p \cdot L_p$ idi.

$$F_{mc} = 445 \times 5 = 2225 \text{ N}$$

Eş.(5.49) 'dan $\Sigma F_{mc} = A_{mc} \cdot P_{L_{max}}$ idi.

$$\Sigma F_{mc} = 3.777 \times 120 \times 9.81 = 4466.2844 \text{ N}$$

Şekil 5.9 'da

yatay ekseninde 2225 N

düsey ekseninde 4466.2844 N

işaretlenir. Bu değerlerin kesişim noktasındaki vakum kuvvetlendirici tipi okunur.

Bu değerlere göre, 8 inç çaplı servo beklentiyi karşılamaktadır.

5.4.11 Yüklü durum için sınır frenleme oranı ve sınırlandırma noktasına ait optimum fren kuvvetleri

Şekil 5.12 'de, orijin ile $z = 0.5$ hattının yüksüz optimum eğriyi kestiği nokta birleştirilmişti. Daha sonra bu doğru yüklü optimum eğriye uzatılmıştı. Öncelikle, çizilen doğrunun yüklü optimum eğriyi kestiği noktadaki F_A^* ve F_θ^* değerleri hesaplanmalıdır. Şekil 5.11 dikkate alınır;

Eş.(5.71) 'den $\text{tg } \alpha = F_{\theta^*} / F_{A^*}$ idi.

Yüklü optimum eğri-orijin arasındaki doğru ile yüksüz optimum eğri-orijin arasındaki doğrunun eğimleri aynıdır.

Dolayısıyla Eş.(5.71) 'den daha önce hesaplanan $\text{tg } \alpha = 2.860780264$ değeri yüklü durum için de geçerlidir.

Yüklü durum için olan optimum eğri ile orijin arasındaki doğrunun kesişim noktasındaki optimum fren kuvvetleri $F_{\theta^*}^3$ ve $F_{A^*}^3$ olarak adlandırılırsa;

$$\text{tg } \alpha = F_{\theta^*}^3 / F_{A^*}^3 \quad (5.84)$$

$F_{\theta^*}^3$ ve $F_{A^*}^3$, optimum eğri üzerindeki bir noktaya ait değerler olduklarından;

Eş.(2.14) 'ten $F_{\theta^*}^3 = ((1-B) + H_1.z).z$

Eş.(2.16) 'dan $F_{A^*}^3 = (B - H_1.z).z$

kullanılacaktır.

Bu durumda;

$$\operatorname{tg} \alpha = \left[\{ (1 - B) + H_1 \cdot z \} \cdot z \right] / \left[(B - H_1 \cdot z) \cdot z \right] \quad (5.85)$$

olur.

$$2.860780264 = \left[(1 - 0.4966) + (0.22807 \times z) \right] / \left[0.4966 - (0.22807 \times z) \right]$$

$$z = 1.041719647$$

$z = 1.041719647$ için $F_0^* = F_0^*_3$ 'tür.

Eş.(2.14) 'ten $F_0^* = ((1-B) + H_1 \cdot z) \cdot z$ idi.

$$F_0^*_3 = ((1 - 0.4966) + (0.22807 \times 1.041719647)) \times 1.041719647 = 0.7718986325$$

$z = 1.041719647$ için $F_A^* = F_A^*_3$ 'tür.

Eş.(2.16) 'dan $F_A^* = (B - H_1 \cdot z) \cdot z$ idi.

$$F_A^*_3 = (0.4966 - (0.22807 \times 1.041719647)) \times 1.041719647 = 0.2698210144$$

Emniyet açısından bu kesişme noktası optimum eğriden uzaklaştırılmıştı ve sınırlandırma % 90

$F_{A \max}^*$ 'ın çizilen doğruyla kesiştiği noktaya alınmıştı. Bu yeni noktanın optimum fren

kuvvetlerine $F_0^*_4$ ve $F_A^*_4$ adı verilirse;

Eş.(5.72) 'den $F_A^*_2 = 0.9 \times F_A^*_1$ idi.

$$F_A^*_4 = 0.9 \times F_A^*_3 \quad (5.86)$$

yazılabilir.

$$F_A^*_4 = 0.9 \times 0.2698210144 = 0.242838913$$

Eş.(5.73) 'ten $\operatorname{tg} \alpha = F_0^*_2 / F_A^*_2$ idi.

$$\operatorname{tg} \alpha = F_0^*_4 / F_A^*_4 \quad (5.87)$$

yazılabilir.

$$2.860780264 = F_0^*_4 / 0.242838913$$

$$F_0^*_4 = 0.6947087696$$

Eş.(5.74) 'ten $\Delta F_A^* = F_{A^*_1} - F_{A^*_2}$ idi.

$$\Delta F_A^* = F_{A^*_3} - F_{A^*_4} \quad (5.88)$$

$$\Delta F_A^* = 0.2698210144 - 0.242838913 = 0.0269821014$$

Eş.(5.75) 'ten $\Delta F_\delta^* = F_{\delta^*_1} - F_{\delta^*_2}$ idi

$$\Delta F_\delta^* = F_{\delta^*_3} - F_{\delta^*_4} \quad (5.89)$$

$$\Delta F_\delta^* = 0.7718986325 - 0.6947087696 = 0.0771898629$$

Eş.(5.76) 'dan $x = \sqrt{(\Delta F_A^*)^2 + (\Delta F_\delta^*)^2}$ idi

$$x = \sqrt{(0.0269821014)^2 + (0.0771898629)^2} = 0.08176985221$$

Eş.(5.77) 'den $y = \sqrt{(F_{A^*_1})^2 + (F_{\delta^*_1})^2}$ idi.

$$y = \sqrt{(F_{A^*_3})^2 + (F_{\delta^*_3})^2} \quad (5.90)$$

$$y = \sqrt{(0.2698210144)^2 + (0.7718986325)^2} = 0.8176985256$$

Eş.(5.78) 'den $z = 0.5$ için $z_{snr} = 0.5 \times (y - x) / y$ idi.

$$z = 1.0417199647 \text{ için } z_{snr_y} = \left[1.041719647 \times (y - x) \right] / y \quad (5.91)$$

$$z_{snr_y} = \left[1.041719647 \times (0.8176985256 - 0.08176985221) / 0.8176985256 \right]$$

$$z_{snr_y} = 0.9375476828$$

olarak bulunur.

5.4.12 Yüklü durum için sınırlandırma basıncı

$z_{snr_y} = 0.9375476828$ için $F_{\delta^*_4} = F_{\delta^*_4}$ 'dır.

Eş.(5.23) 'ten $F_\delta = F_{\delta^*_4} \times G$ idi.

$$F_\delta = 0.6947087696 \times 14616.9 = 10154.48862 \text{ N}$$

Eş.(5.25) 'ten $F_{\delta} = 2 \left[(A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R))_{\delta} \cdot (P_L - P_o)_{\delta} \right]$ idi.

$$10154.48862 = 2 \times \left[(13.21 \times 0.6 \times 0.98 \times (127 / 284.1) \times (P_{L_{\delta}} - 4) \right]$$

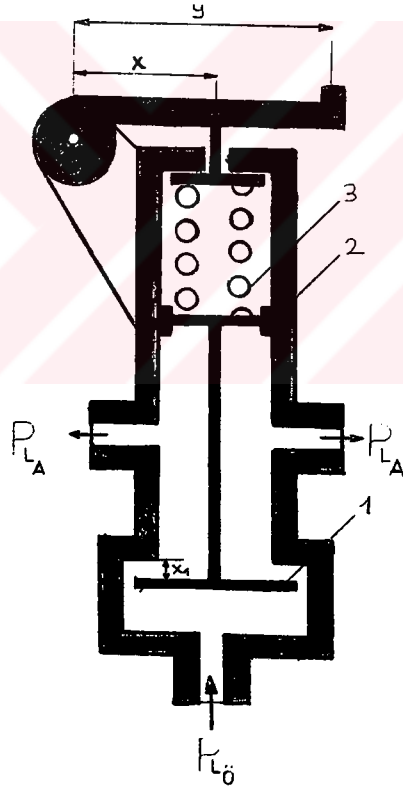
$$P_{L_{\delta}} = 1466.229127 \text{ N/cm}$$

Eş.(5.79) 'dan z_{snr} için $P_{L_{\delta}} = P_{L_A} = P_{L_s}$ idi.

$$z_{snr_y} \text{ için } P_{L_{\delta_y}} = P_{L_{A_y}} = P_{L_{s_y}} \quad (5.92)$$

$$z_{snr_y} = 0.9375476828 \text{ için } P_{L_{\delta_y}} = P_{L_{A_y}} = P_{L_{s_y}} = 1466.229127 \text{ N/cm}^2$$

5.4.13 Fren limitörünün boyutlandırılması



Şekil 5.14 Yüke duyarlı fren limitörü

Şekil 5.14 'te şematik olarak fren limitörü gösterilmiştir.

Ana merkez silindirinden P_{L_0} basıncında gelen hidrolik, 1 no'lu valfin etrafından geçerek arka tekerlere sevk edilir. 2 no 'lu pistonun arkasında (yay tarafında) atmosferik basınç bulunmaktadır. Sistem basıncı arttıkça piston yukarı doğru hareket ederek 3 no 'lu yayı sıkıştırır. Belirli bir sistem basıncına ulaşıldığında (sınırlandırma basıncı), 1 no 'lu valf yukarı doğru aldığı deplasmanın sonucunda, arka tekerlere hidrolik geçişini kapatır. Pedala uygulanan kuvvet arttırılırsa hidrolik arka tekerlere geçemez, ancak ön tekerlere sevk sürer.

Taşıt yüksüzken, tam sınırlandırma noktasına gelindiğinde, 1 no' lu valf x_1 kadar deplasman yaparak üst yüzeyine karşılık gelen gövde yüzeylerine yaslanır. Bu anda arka teker silindirlerine giden hatla sistemin ilişkisi kesilir. 1 no 'lu valf x_1 mesafesini aldığıında, A_{p_2} alanına sahip 2 no' lu piston da x_1 kadar deplasman yapacak ve 3 no' lu yayı da x_1 kadar sıkıştıracaktır. 3 no' lu yayın yay sabiti; k_3 ' tür ve bu yay $F_{0n} = x_0.k_3$ kadar bir ön yükleme kuvvetine sahiptir.

Taşıt yüksüzken tam sınırlandırma noktasındaki durum için kuvvet dengesi yazılırsa;

$$P_{L_s} \cdot A_{p_2} = x_1.k_3 + x_0.k_3 \quad (5.93)$$

$z_{sınırl} = 0.45$ için $P_{L_s} = 456.1885321 \text{ N/cm}^2 = 4.561885321 \text{ N/mm}^2$ olarak hesaplanmıştır.

2 no' lu pistonun çapı;

$D_{p_2} = 12 \text{ mm}$ olarak seçildi.

Bu durumda,

$$A_{p_2} = \pi \cdot (12)^2 / 4 = 113.0973355 \text{ mm}^2$$

$x_0.k_3 = 20 \text{ N}$ kabul edildi.

$x_1 = 3 \text{ mm}$ kabul edildi.

Eş.(5.93) 'ten $P_{L_s} \cdot A_{p_2} = x_1.k_3 + x_0.k_3$ idi.

$$4.561885321 \times 113.0973355 = 3 \times k_3 + 20$$

$$k_3 = 165.3123582 \text{ N/mm}$$

Taşıt yüklendiğinde, taşıtın şasisi bir miktar çökecektir. Bu çökme miktarı da (x_4), 3 no 'lu yaya yansıtılacaktır.

x_4 değeri, taşıt üzerinden 120 mm olarak ölçülmüştür.

Ancak bu 120 mm' lik çökmenin yaya 120 mm olarak yansıtılması mümkün değildir. Çünkü bu durumda yay boyu çok uzar ve yay boyunu da limitörün konstrüksiyonu sınırlar. Bu nedenle gerçek çökme y/x oranı ile yaya yansıtılır.

Taşıt yüklüken tam sınırlandırma noktasındaki durum için kuvvet dengesi yazılırsa;

$$P_{L_s y} \cdot A_{p_2} = x_1.k_3 + x_0.k_3 + x_4.k_3 \quad (5.94)$$

$z_{sınırlı y} = 0.9375476828$ için $P_{L_s y} = 1466.229127 \text{ N/cm}^2 = 14.66229127 \text{ N/mm}^2$ olarak hesaplanmıştır.

Eş.(5.94) 'ten $P_{L_s y} \cdot A_{p_2} = x_1.k_3 + x_0.k_3 + x_4.k_3$ idi.

$$14.66229127 \times 113.0973355 = (3 \times 165.3123582) + 20 + (x_4 \times 165.3123582)$$

$$x_4 = 6.910124642 \text{ mm}$$

Şekil 5.15 'ten

$$(y/x) = (x_{4 \text{ gerçek}} / x_4) \quad (5.95)$$

yazılabilir.

Eş (5.95) 'ten $(y/x) = (x_{4 \text{ gerçek}} / x_4)$ idi.

$$(y/x) = (120 / 6.910124642) = 17.36582279$$

oranı kullanılarak, gerçek çökmenin yaya yansıtılması sağlanmış olunur.

5.4.13.1 Limitör yayının boyutlandırılması

Fren limitöründe helisel bası yayı kullanılmaktadır.

3 no' lu yayın malzemesi olarak soğuk haddelenmiş çeliklerden seçim yapılacaktır.

Yay malzemesi olarak kalite çeliklerinden, 55Si7 seçildi.

55Si7 malzemenin kopma dayanımı $\sigma_k = 1600 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_{emn} = 0.5 \times \sigma_k \quad (5.96)$$

$$\tau_{\text{emn}} = 0.5 \times 1600 = 800 \text{ N/mm}^2$$

Yayın dış sarım çapı;

$D_d = 10 \text{ mm}$ kabul edildi.

Eş.(5.64) 'ten $D = D_d - d$ idi.

$$D = 10 - d$$

$D/d = 2.63$ seçildi

Eş.(5.63) 'ten $K = \left[(4(D/d))^{-1} / (4(D/d))^{-4} \right] + \left[0.615 / (D/d) \right]$ idi.

$$K = \left[(4 \times 2.63)^{-1} / (4 \times 2.63)^{-4} \right] + \left[0.615 / 2.63 \right] = 1.69$$

Eş.(5.62) 'de τ_{emn} , τ_{max} 'a eşitlenirse;

$$(1.69 \times 8 \times (4.561885321 \times 113.0973355) \times (10-d)) / (\pi \times d^3) = 800$$

$$d = 2.75 \text{ mm}$$

Eş.(5.64) 'ten $D = D_d - d$ idi.

$$D = 10 - 2.75 = 7.25 \text{ mm}$$

Eş.(5.66) 'dan $F = (P_{L_k} \cdot A_{p_2}) - F_{\text{öñ}}$ idi.

$$F = (P_{L_s} \cdot A_{p_2}) - F_{\text{öñ}} \quad (5.97)$$

yazılabilir.

Eş.(5.97) 'den $F = (P_{L_s} \cdot A_{p_2}) - F_{\text{öñ}}$ idi.

$$F = (4.561885321 \times 113.0973355) - 20 = 495.9370747 \text{ N}$$

Eş.(5.65) 'ten $n = \left[(x_1 \cdot G' \cdot d) / (8 \cdot F) \right] \times \left[(d/D)^3 \right]$ idi.

$$n = \left[(3 \times 78400 \times 2.75) / (8 \times 495.9370747) \right] \times \left[(2.75 / 7.25)^3 \right] = 8.89$$

$$n = 9$$

Eş.(5.67) 'den $L' = (n+1) \cdot d$ idi.

$$L' = (9+1) \times 2.75 = 27.5 \text{ mm}$$

Eş.(5.68) 'den $L'' = 0.17 \times n \times d$ idi.

$$L'' = 0.17 \times 9 \times 2.75 = 4.2075 \text{ mm}$$

Eş.(5.69) 'dan $\delta = F / k$ idi.

$$\delta = (4.561885321 \times 113.0973355) / 165.3123582 = 3.12098 \text{ mm}$$

Eş.(5.70) 'ten $L''' = L' + L'' + \delta$ idi.

$$L''' = 27.5 + 4.2075 + 3.12098 = 34.82848 \text{ mm}$$

$$L''' = 35 \text{ mm}$$



6. KAMYONETLER İÇİN FREN SİSTEMİ DİZAYNI

6.1 Fren Sisteminin Dizaynında Kullanılan Ana Parametreler

Kamyonetler için fren sistemi dizaynında, Toyota Hilux marka kamyonetin ana verileri kullanılmıştır.

6.1.1 Taşıt ağırlığı

6.1.1.1 Taşıtın yüklü ağırlığı

$$G = 23887.35 \text{ N}$$

6.1.1.2 Taşıtın boş ağırlığı

$$G_o = 12654.9 \text{ N}$$

6.1.2 Statik dingil yükleri

6.1.2.1 Statik ön dingil yükleri

6.1.2.1.1 Yüklü taşıtın statik ön dingil yükü

$$G_{\bar{o}} = 11477.7 \text{ N}$$

6.1.2.1.2 Boş taşıtın statik ön dingil yükü

$$G_{o_o} = 7161.3 \text{ N}$$

6.1.2.2 Statik arka dingil yükleri

6.1.2.2.1 Yüklü taşıtın statik arka dingil yükü

$$G_A = 12409.65 \text{ N}$$

6.1.2.2 Boş taşıtın statik arka dingil yükü

$$G_{0_A} = 5493.6 \text{ N}$$

6.1.3 Dingiller arası mesafe

$$L = 2850 \text{ mm}$$

6.1.4 Teker yarıçapı

$$R = 307.3 \text{ mm}$$

6.1.5 Statik dingil yükü dağılımı katsayısı

6.1.5.1 Yüklü taşıtın statik dingil yükü dağılımı katsayısı

$$\text{Eş.(5.1) 'den } B = G_A / G \text{ idi.}$$

$$B = 12409.65 / 23887.35 = 0.5195$$

6.1.5.2 Boş taşıtın statik dingil yükü dağılımı katsayısı

$$\text{Eş.(5.2) 'den } B_o = G_{0_A} / G_o \text{ idi.}$$

$$B = 5493.6 / 12654.9 = 0.4341$$

6.1.6 Taşıtın ağırlık merkezinin yerden yüksekliği

$$\text{Eş.(5.4)'ten } \sin \alpha' = y' / L \text{ idi.}$$

$$y' = 267 \text{ mm}$$

$$\sin \alpha' = 267 / 2850$$

$$\alpha' = 5^\circ 22' 30''$$

$$\text{Eş.(5.3)'ten } H_1 = (G \cdot (1-B) - G_o) / (G \cdot \tan \alpha') \text{ idi.}$$

$$H_1 = (23887.35 (1-0.5195) - 10903.815) / (23887.35 \times \tan 5.375592867) = 0.25539$$

$$H_{1_0} = (12654.9 (1-0.4341) - 6803.235) / (12654.9 \times \tan 5.375592867) = 0.30078$$

6.2 Frenleme Faktörleri

Dizaynı yapılan fren sisteminde ön tekerler için disk fren, arka tekerler için simpleks pabuç fren kullanılacaktır.

Disk efektif yarıçapı;

$$r_b = 135 \text{ mm}$$

Kampana efektif yarıçapı;

$$r_A = 127 \text{ mm}$$

olarak seçilmiştir.

6.2.1 Disk fren için frenleme faktörü

Balata-disk yüzeyi sürtünme katsayısı (μ_L) için 0.3 uygun bir değerdir.

Eş.(3.26)'dan $BF = 2 \cdot \mu_L$ idi.

$$(BF)_b = 2 \times 0.3 = 0.6$$

6.2.2 Simpleks pabuç fren için frenleme faktörü

Kampana düzenlemesi;

$$\alpha_0 = 110^\circ$$

$$\alpha_1 = 20^\circ$$

$$h = 200 \text{ mm}$$

$$a' = 100 \text{ mm}$$

olacak şekilde yapılmıştır.

Eş.(3.2)'den $\alpha_1 + \alpha_0 = \alpha_2$ idi.

$$\alpha_2 = 20 + 110 = 130^\circ$$

Eş.(3.3)'ten $\alpha_1 + \alpha_2 = \alpha_3$ idi.

$$\alpha_3 = 20 + 130 = 150^\circ$$

$$\widehat{\alpha}_0 = 1.9198 \text{ rad}$$

Balata-kampana yüzeyi sürtünme katsayısı;

$$\mu_L = 0.3$$

Eş.(3.17)'den

$$F_{d_1} = \frac{\mu_L \cdot h}{r}$$

$$F_a = \frac{(a'/r)((\widehat{\alpha}_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_3)/(4 \cdot \sin(\alpha_3/2) \sin(\alpha_0/2)) - \mu_L(1 + (a'/r) \cos(\alpha_3/2) \cos(\alpha_0/2))}{(0.3 \times 200) / 127}$$

idi.

$$(BF)_1 = \frac{(100/127)((1.9198 - \sin 110 \cos 150)/(4 \sin 55 \sin 75))) - 0.3(1 + (100/127) \cos 55 \cos 75)}{(0.3 \times 200) / 127}$$

$$(BF)_1 = 1.369$$

Eş.(3.18)'den

$$F_{d_2} = \frac{\mu_L \cdot h}{r}$$

$$F_a = \frac{(a'/r)((\widehat{\alpha}_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_3)/(4 \cdot \sin(\alpha_3/2) \sin(\alpha_0/2)) + \mu_L(1 + (a'/r) \cos(\alpha_3/2) \cos(\alpha_0/2))}{(0.3 \times 200) / 127}$$

idi.

$$(BF)_2 = \frac{(100/127)((1.9198 - \sin 110 \cos 150)/(4 \sin 55 \sin 75))) + 0.3(1 + (100/127) \cos 55 \cos 75)}{(0.3 \times 200) / 127}$$

$$(BF)_2 = 0.4654$$

Eş.(3.19)'dan $BF = (BF)_1 + (BF)_2$ idi.

$$(BF)_A = 1.369 + 0.4654 = 1.8344$$

6.3 Fren Regülatörlü Sistem Dizaynı

6.3.1 Ön teker silindiri kesit alanı

A.T. Normlarına göre: taşıtın kararsız frenleme şartına girmemesi için, frenleme oranı (z) 0.82 'nin üzerinde olmalıdır.

$$z = 0.85$$

$$P_{L_{\max}} = 120 \text{ bar} = 1177.2 \text{ N/cm}^2$$

$$\mu_{f_0} = 0.8 \text{ (kuru asfalt için)}$$

olarak seçildi.

Yani yüklü taşıtımız, kuru asfaltta 120 bar basınçta z = 0.85 'i sağlayabilmelidir.

$$\text{Eş.(2.5) 'ten } G_{\sigma_f} = G_0 + H_1 \cdot z \cdot G \quad \text{idi.}$$

$$G_{\sigma_f} = 11477.7 + (0.25539 \times 0.85 \times 23887.35) = 16663.20177 \text{ N}$$

$$\text{Eş (5.8) 'den } A_{wc_0} = (G_{\sigma_f} \cdot \mu_{f_0} \cdot R) / (2 \cdot (P_{L_0} - P_{0_0}) \cdot (BF)_0 \cdot \eta_{c_0} \cdot r_0) \quad \text{idi.}$$

$$P_{0_0} = 4 \text{ N/cm}^2$$

olarak seçildi.

$$A_{wc_0} = (16663.20177 \times 0.8 \times 307.3) / (2 \times (1177.2 - 4) \times 0.6 \times 0.98 \times 135)$$

$$A_{wc_0} = 21.99 \text{ cm}^2$$

6.3.2 Arka teker silindiri kesit alanı

Eş.(4.5) 'ten kırık karakterli frenleme için kırılma noktası frenleme oranı $z_k = 0.4$ 'tür.

Emniyet için bu z değerinin (0.8 ÷ 0.9) 'u alınır.

$$z_k = 0.4 \times 0.8 = 0.32$$

Eş.(5.15) 'ten $F_{\delta_0}^* = ((1-B_0) + H_{1_0} \cdot z) \cdot z$ idi.

$$F_{\delta_1}^* = ((1 - 0.4341) + (0.30078 \times 0.4)) \times 0.4 = 0.2744848$$

Eş.(5.16) 'dan $F_{A_0}^* = (B_0 - H_{1_0} \cdot z) \cdot z$ idi.

$$F_{A_1}^* = (0.4341 - (0.30078 \times 0.4)) \times 0.4 = 0.1255152$$

Eş.(5.10) 'dan $\text{tg } \alpha = F_{\delta_1}^* / F_{A_1}^* = F_{\delta_2}^* / F_{A_2}^*$ idi.

$$\text{tg } \alpha = 0.2744848 / 0.1255152 = 2.186865017$$

Eş.(5.14) 'ten $y = \sqrt{(F_{A_1}^*)^2 + (F_{\delta_1}^*)^2}$ idi.

$$y = \sqrt{(0.1255152)^2 + (0.2744848)^2} = 0.3018210907$$

$z_k = 0.8 \times 0.4$ olduğundan

$$y - x = 0.8 y$$

$$x = 0.2 y$$

Eş (5.22) 'den $0.2 y = \sqrt{(F_{A_1}^* - (F_{\delta_2}^* / \text{tg } \alpha))^2 + (F_{\delta_1}^* - F_{\delta_2}^*)^2}$ idi.

$$(0.2 \times 0.3018210907)^2 = (0.1255152 - 0.4572755942 F_{\delta_2}^*)^2 + (0.2744848 - F_{\delta_2}^*)^2$$

$$1.2091009691 (F_{\delta_2}^*)^2 - 0.6637596753 F_{\delta_2}^* + 0.08745213197 = 0$$

Denklem çözümünden;

$$F_{\delta_2}^* = 0.2195878395$$

Eş.(5.19) 'dan $F_{A_2}^* = F_{\delta_2}^* / \text{tg } \alpha$ idi.

$$F_{A_2}^* = 0.2195878395 / 2.186865017 = 0.1004121598$$

Eş.(5.24) 'ten $F_{\delta_0} = F_{\delta_0}^* \times G_0$ idi.

$$F_{\delta_0} = 0.2195878395 \times 12654.9 = 2778.862151 \text{ N}$$

Eş.(5.25) 'ten $F_{\delta} = 2 \left[(A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R))_{\delta} \cdot (P_L - P_o)_{\delta} \right]$ idi.

$$2778.862151 = 2 \times \left[(21.99 \times 0.6 \times 0.98 \times (135 / 307.3)) \times (P_{L_{\delta}} - 4) \right]$$

$$P_{L_{\delta}} = 248.6038251 \text{ N/cm}^2$$

Eş.(5.29) 'dan $F_{A_0} = F_{A_0}^* \times G_0$ idi.

$$F_{A_0} = 0.1004121598 \times 12654.9 = 1270.705841 \text{ N}$$

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

olarak seçildi.

$$\text{Eş.(5.27) 'den} \quad \frac{F_{\delta}}{F_A} = \frac{2 \cdot A_{wc_{\delta}} \cdot \eta_{c_{\delta}} \cdot (BF)_{\delta} \cdot r_{\delta} \cdot R \cdot (P_{L_{\delta}} - P_{o_{\delta}})}{2 \cdot A_{wc_A} \cdot \eta_{c_A} \cdot (BF)_A \cdot r_A \cdot R \cdot (P_{L_A} - P_{o_A})} \text{ idi.}$$

$$\frac{2778.862151}{1270.705841} = \frac{21.99 \times 0.98 \times 0.6 \times 135 \times (248.6038251 - 4)}{A_{wc_A} \times 0.96 \times 1.8344 \times 127 \times (248.6038251 - 70)}$$

$$A_{wc_A} = 4.8878 \text{ cm}^2$$

6.3.3 Optimum fren kuvvetleri

Eş.(2.21) 'den $F_{\delta}^* = B / H_1$ idi.

Eş.(5.30) 'dan $F_{\delta_0}^* = B_0 / H_{1_0}$ idi.

$$F_{\delta}^* = 0.5195 / 0.25539 = 2.034143858$$

$$F_{\delta_0}^* = 0.4341 / 0.30078 = 1.443247556$$

Eş.(2.22) 'den $F_A^* = -(1-B) / H_1$ idi.

Eş.(5.31) 'den $F_{A_0}^* = -(1-B_0) / H_{1_0}$ idi.

$$F_A^* = -(1 - 0.5195) / 0.25539 = -1.881436235$$

$$F_{A_0}^* = -(1 - 0.4341) / 0.30078 = -1.881441585$$

Eş.(2.14) 'ten $F_{\delta}^* = ((1-B) + H_1 \cdot z) \cdot z$ idi.

Eş.(5.15) 'ten $F_{\delta_0}^* = ((1-B_0) + H_{1_0} \cdot z) \cdot z$ idi..

Eş.(2.16) 'dan $F_A^* = (B - H_1.z).z$ idi.

Eş.(5.16) 'dan $F_{A_0}^* = (B_0 - H_{1_0}.z).z$ idi.

Eş.(5.15) ve (5.16) 'dan yüksüz durum için çeşitli z değerlerine göre hesaplanan optimum fren kuvvetleri Çizelge 6.1.a 'da , Eş.(2.14) ve (2.16) 'dan yüklü durum için çeşitli z değerlerine göre hesaplanan optimum fren kuvvetleri ise Çizelge 6.1.b 'de verilmiştir.

Çizelge 6.1.a Yüksüz durum için optimum fren kuvvetleri

z	$F_{A_0}^*$	$F_{\delta_0}^*$
- 1.90800	- 1.92324	0.00000
- 1.80800	- 1.76806	- 0.03994
- 1.70800	- 1.61890	- 0.08910
- 1.60800	- 1.47575	- 0.13225
- 1.50800	- 1.33862	- 0.16938
- 1.40800	- 1.20750	- 0.20050
- 1.30800	- 1.08240	- 0.22560
- 1.20800	- 0.96331	- 0.24469
- 1.10800	- 0.85024	- 0.25776
- 1.00800	- 0.74318	- 0.26482
- 0.90800	- 0.64215	- 0.26585
- 0.80800	- 0.54712	- 0.26088
- 0.70800	- 0.45811	- 0.24989
- 0.60800	- 0.37512	- 0.23288
- 0.50800	- 0.29814	- 0.20986
- 0.40800	- 0.22718	- 0.18082
- 0.30800	- 0.16224	- 0.14576
- 0.20800	- 0.10331	- 0.10469
- 0.10800	- 0.05039	- 0.05761
- 0.00800	- 0.00349	- 0.00451
0.09200	0.03739	- 0.05461
0.19200	0.07226	0.11974

Çizelge 6.1.a'nın devamı

z	$F_{A_0}^*$	$F_{\delta_0}^*$
0.29200	0.10111	0.19089
0.39200	0.12395	0.26805
0.49200	0.14077	0.35123
0.59200	0.15157	0.44043
0.69200	0.15636	0.53564
0.79200	0.15514	0.63686
0.89200	0.14790	0.74410
0.99200	0.13464	0.85736
1.09200	0.11537	0.97663
1.19200	0.09008	1.10192
1.29200	0.05878	1.23322
1.39200	0.02146	1.37054
1.44500	0.00000	1.44576

Çizelge 6.1.b Yüklü durum için optimum fren kuvvetleri

z	F_A^*	F_{δ}^*
- 1.90500	- 1.91646	0.00000
- 1.80500	- 1.76976	- 0.03524
- 1.70500	- 1.62817	- 0.07683
- 1.60500	- 1.49169	- 0.11331
- 1.50500	- 1.36031	- 0.14469
- 1.40500	- 1.23404	- 0.17096
- 1.30500	- 1.11288	- 0.19212
- 1.20500	- 0.99683	- 0.20817
- 1.10500	- 0.88589	- 0.21911
- 1.00500	- 0.78005	- 0.22495
- 0.99500	- 0.76974	- 0.22526

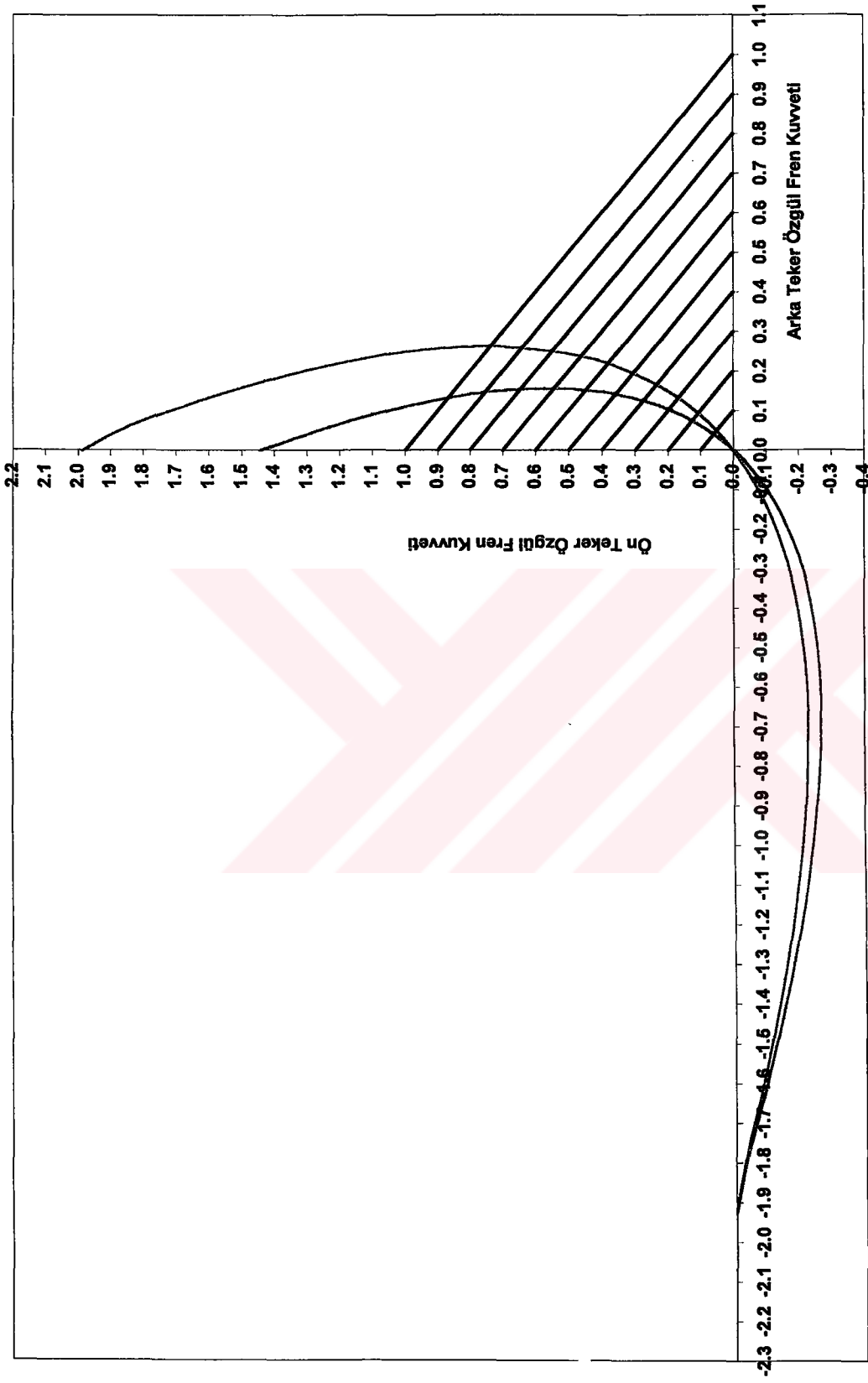
Çizelge 6.1.b'nin devamı

z	F_A^*	F_6^*
- 0.89500	- 0.66953	- 0.22547
- 0.79500	- 0.57442	- 0.22058
- 0.69500	- 0.48441	- 0.21059
- 0.59500	- 0.39952	- 0.19548
- 0.49500	- 0.31973	- 0.17527
- 0.39500	- 0.24505	- 0.14995
- 0.29500	- 0.17548	- 0.11952
- 0.19500	- 0.11101	- 0.08399
- 0.09500	- 0.05166	- 0.04334
0.00500	0.00259	0.00241
0.10500	0.05173	0.05327
0.20500	0.09576	0.10924
0.30500	0.13469	0.17031
0.40500	0.16851	0.23649
0.50500	0.19722	0.30778
0.60500	0.22082	0.38418
0.70500	0.23931	0.46569
0.80500	0.25270	0.55230
0.90500	0.26098	0.64402
1.00500	0.26415	0.74085
1.10500	0.26221	0.84279
1.20500	0.25516	0.94984
1.30500	0.24301	1.06199
1.40500	0.22575	1.17925
1.50500	0.20338	1.30162
1.60500	0.17591	1.42909
1.70500	0.14332	1.56168
1.80500	0.10563	1.69937
1.90500	0.06283	1.84217
2.00500	0.00000	1.99008

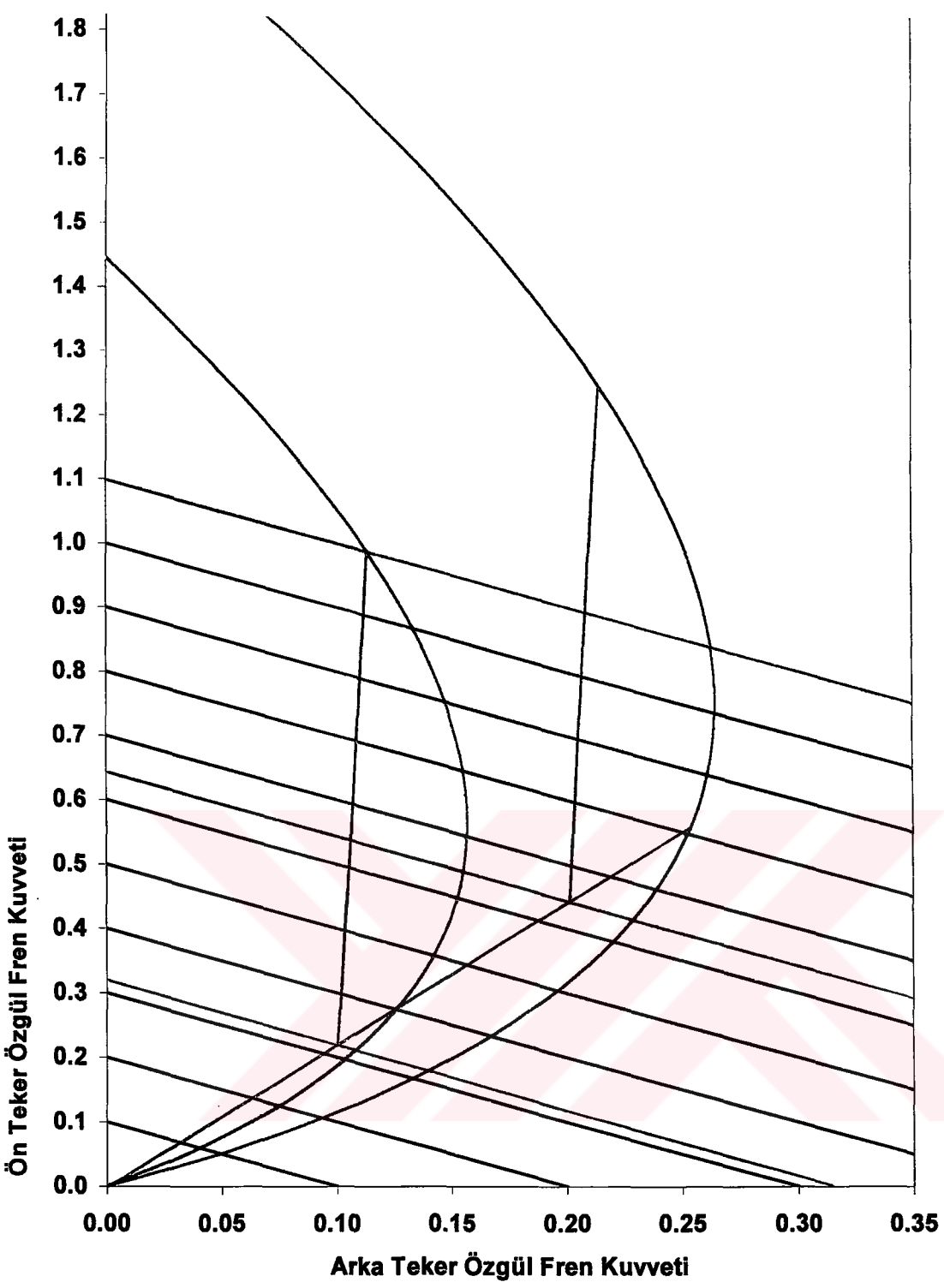
Çizelge 6.1 a ve 6.1.b 'de sayısal olarak, yüklü ve yüksüz durumlar için hesaplanan optimum fren kuvvetleri, Şekil 6.1 'de grafiksel olarak gösterilmiştir.

Optimum fren kuvvetleri diyagramının "frenleme" kısmı ise Şekil 6.2 'de gösterilmiştir.





Şekil 6.1 Optimum fren kuvvetleri diyagramı



Şekil 6.2 Kırık karakterli fren regülatörü için optimum özgül fren kuvvetleri

Kırık karakterli frenleme yapıldığından $z = 0.4$ hattı ile yüksüz durum için olan optimum eğrinin kesiştiği nokta belirlenerek; bu nokta orijin ile bir doğru şeklinde birleştirilmiştir. Kesişme noktası ile orijin arasındaki doğrunun % 80 'i alınarak, yeni bir nokta elde edilmiştir. Bulunan bu yeni nokta kırılma noktasıdır ve buradan geçen z hattı 0.32 'dir. Dolayısıyla $z_k = 0.32$ 'dir. İkinci adımda, üst sınır frenleme oranı olarak $z_{üst} = 1.1$ seçilmiştir. Bu durumda, $z = 1.1$ hattı ile yüksüz durum için olan optimum eğrinin kesişim noktası da kırılma noktasıyla bir doğru şeklinde birleştirilmiştir.

Bundan sonra, yüklü durumun optimum eğrisine geçilir. Orijin ve kırılma noktasından geçen doğru, yüklü eğriye kadar uzatılır ve tam, yüklü optimum eğriyi kestiği noktadaki z değeri okunur. Bu z değerinin % 80'i alınır ve bulunan bu yeni nokta da yüklü optimum eğrinin kırılma noktası olur. Burada da yüksüz durumda olduğu gibi, emniyet nedeniyle kesişim noktasındaki z değerinin % 80'i alınmaktadır. Çünkü optimum eğriden uzaklaştıkça, arka tekerlerin zamanından önce kilitlenmesi tehlikesi azalır. Kesişim noktasında $z = 0.92$ olarak okunmuştur. $z_{k,y} = 0.805 \times 0.8 = 0.644$ olarak bulunur. Yüklü eğrinin kırılma noktasından yukarı doğru çizilecek doğrunun eğiminin, yüksüz durum için çizilen doğru (yüksüz optimum eğri ve $z = 1.1$ hattı kesişimi ile kırılma noktası arasındaki doğru) ile aynı olması gerekir. Yüklü durumun kırılma noktasından itibaren, yüksüz durum için çizilen doğru ile aynı eğimde bir doğru çizilir. Bu son doğrunun yüklü optimum eğriyi kestiği noktadaki z değeri, yüklü durum için üst sınır frenleme oranını verir.

6.3.4 Fren regülatörü karakteristiği

Üst sınır frenleme oranı $z_{üst} = 1.1$ için

$$\text{Eş.(5.15) 'ten } F_{\delta_0}^* = ((1-B_0) + H_{1_0} \cdot z) \cdot z \quad \text{idi.}$$

$$F_{\delta_0}^* = ((1 - 0.4341) + (0.30078 \times 1.1)) \times 1.1 = 0.9864338$$

$$\text{Eş.(5.24) 'ten } F_{\delta_0} = F_{\delta_0}^* \times G_0 \quad \text{idi.}$$

$$F_{\delta_0} = 0.9864338 \times 12654.9 = 12483.2211 \text{ N}$$

$$\text{Eş.(5.25) 'ten } F_{\delta} = 2 \cdot \left[(A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R))_{\delta} \cdot (P_L - P_o)_{\delta} \right] \quad \text{idi.}$$

$$12483.2211 = 2 \times \left[(21.99 \times 0.6 \times 0.98 \times (135 / 307.3) \times (P_{L_{\delta}} - 4) \right]$$

Eş.(5.32) 'den $z_{üst} = 1.1$ için $P_{L_{\delta}} = P_{L_{\delta} \max}$

$$P_{L_{\delta} \max} = 1354.205333 \text{ N/cm}^2$$

Eş.(5.16) 'dan $F_{A_0}^* = (B_0 - H_{l_0} \cdot z) \cdot z$ idi.

$$F_{A_0}^* = (0.4341 + (0.30078 \times 1.1)) \times 1.1 = 0.1135662$$

Eş.(5.29) 'dan $F_{A_0} = F_{A_0}^* \times G_0$ idi.

$$F_{A_0} = 0.1135662 \times 12654.9 = 1437.168904 \text{ N}$$

Eş.(5.26) 'dan $F_A = 2 \left[(A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R))_A \cdot (P_L - P_o)_A \right]$ idi.

$$1437.168904 = 2 \times \left[(4.8878 \times 1.8344 \times 0.96 \times (127 / 307.3)) \times (P_{L_A} - 70) \right]$$

Eş.(5.33) 'ten $z_{üst} = 1.1$ için $P_{L_A} = P_{L_A \max}$

$$P_{L_A \max} = 347.5119611 \text{ N/cm}^2$$

Daha önce $z_k = 0.32$ için $P_{L_{\delta}} = 248.6038251 \text{ N/cm}^2$ olarak hesaplanmıştı. Kırılma noktasına kadar ön ve arka sistem basınçları birbirine eşit olduğuna göre;

Eş.(5.34) 'ten z_k için $P_{L_{\delta}} = P_{L_A} = P_{L_k}$ idi.

$$z_k = 0.32 \text{ için } P_{L_{\delta}} = P_{L_A} = P_{L_k} = 248.6038251 \text{ N/cm}^2$$

Yukarda bulunan basınç değerleriyle çizilen “fren regülatörü karakteristiği” Şekil 6.3 'te gösterilmiştir. Şekil 6.3 'ten görüldüğü gibi, $z_k = 0.32$ değerine kadar olan doğru lineer olarak artmaktadır. Yani $z_k = 0.32$ ile belirlenen kırılma noktasına kadar ön ve arka sistem basınçları birbirlerine eşittir. Kırılma noktasından sonra eğri lineer olmamakta yani; atran ön sistem basınçlarına göre, arka sistem basınçları çok daha az bir şekilde artmaktadır. Bu da arka sistem basıncının artışının azaltıldığını göstermektedir.

6.3.5 Azaltıcı eğimi

Eş.(5.35) 'ten $tg \phi = (P_{L_{\delta}} - P_{L_k}) / (P_{L_A} - P_{L_k})$ idi.

Eş.(5.36) 'dan $P_{L_A} = P_{L_k} + (P_{L_\phi} - P_{L_k}) \cdot (1 / \text{tg } \phi)$ idi.

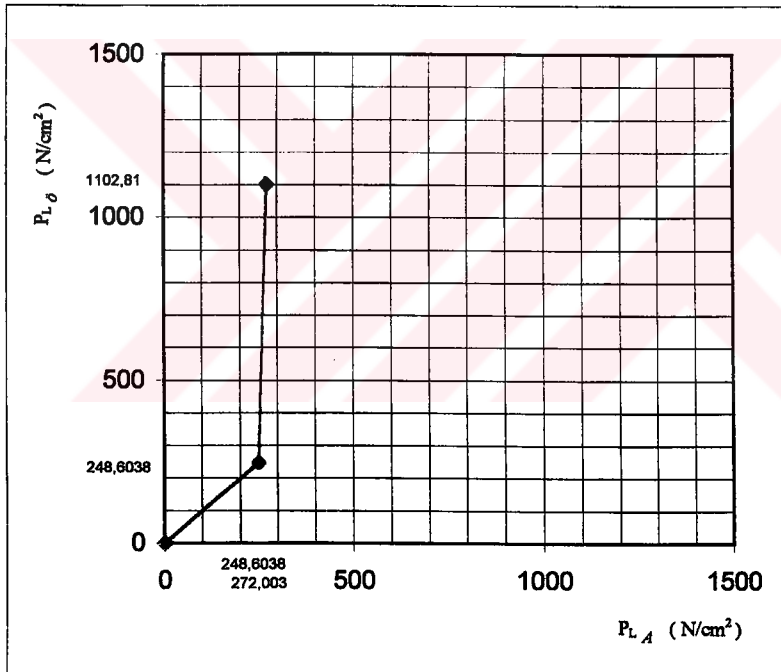
Eş.(5.37) 'den $SL = \text{tg } \phi$ idi.

ϕ değeri; Eş.(5.26) ve (5.33) ile bulunan $P_{L_A \text{ max}}$ değerinin , Eş.(5.25) ve (5.32) ile bulunan $P_{L_\phi \text{ max}}$ değerinin ve de Eş.(5.34) 'ten bulunan P_{L_k} değerinin, Eş.(5.36) 'ya yazılmalarıyla bulunabilir..

$$272.0030625 = 248.6038251 + (1102.81076 - 2448.6038251) \times SL$$

$$SL = 0.02739293776$$

$$\phi = 88^\circ 25' 48''$$



Şekil 6.3 Fren regülatörü karakteristiği

6.3.6 Ana merkez silindiri kesit alanı

Ana merkez silindiri kesit alanı hesabı, hidrolik devre arızası şartına göre yapılır.

Federal Motorlu Taşıt Güvenlik Standardı (FMVSS 105) 'e göre: hidrolik devre arızası durumunda; 445 N 'luk (100 lb) maksimum pedal kuvveti, brüt taşıt ağırlığıyla yüklü bir taşıtı $z = 0.3$ frenleme oranıyla yavaşlatmalıdır

Öncelikle yüklü taşıt ve $z = 0.3$ için sistem basıncı belirlenmelidir. Ancak sistem basıncı belirlenirken kullanılacak olan Eş.(5.38) 'de $SL = 1$ alınmalıdır. Bunun nedeni; $z = 0.3$ 'ün kırılma noktasının altında bir nokta olmasıdır. Kırılma noktasının altında, doğru lineer olarak seyrettiğinden, $\phi = 45^\circ$ 'dir.

Kırılma noktasının altındaki noktalar için sistem basıncı:

Eş.(5.39) 'dan

$$P_L = \left[z.G.R + 2. \{ (A_{wc}.BF.r.\eta_c)_B.(P_{0_B}) + (A_{wc}.BF.r.\eta_c)_A.(P_{0_A}) \} \right] / \left[2. \{ (A_{wc}.BF.r.\eta_c)_B + (A_{wc}.BF.r.\eta_c)_A \} \right] \quad \text{idi.}$$

$z = 0.3$ ve yüklü taşıt için;

$$P_L = \left[(0.3 \times 23887.35 \times 30.73) + 2. \{ (21.99 \times 0.6 \times 13.5 \times 0.98) (4) + (4.8878 \times 1.8344 \times 12.7 \times 0.96) (70) \} \right] / \left[2. \{ (21.99 \times 0.6 \times 13.5 \times 0.98) + (4.8878 \times 1.8344 \times 12.7 \times 0.96) \} \right]$$

$$P_L = 417.2970283 \text{ N/cm}^2$$

$$\text{Eş.(5.40) 'tan} \quad A_{mc} = (F_p \cdot L_p \cdot \eta_p) / P_L \quad \text{idi.}$$

$L_p = 5$ olarak seçildi.

$\eta_p = 0.8$ 'dir.

$$A_{mc} = (445 \times 5 \times 0.8) / 417.2970283 = 4.26555 \text{ cm}^2$$

6.3.7 Pedal kol oranının kontrolü

$S_p = 120 \text{ mm}$ olarak seçildi.

$$(\lambda)_b = 0.65 \text{ mm}$$

$$(\lambda)_A = 2.2 \text{ mm}$$

seçildi.

$$\text{Eş.(5.44) 'den } (2 \cdot A_{wc_b} \cdot (2\lambda)_b) + (2 \cdot A_{wc_A} \cdot (2\lambda)_A) = A_{mc} \cdot S_{mc} \text{ idi.}$$

$$2 \times (21.99 \times (2 \times 0.65)) + 4.8878 \times (2 \times 2.2) = 4.26555 \times S_{mc}$$

$$S_{mc} = 23.487 \text{ mm}$$

$$\text{Eş.(5.46) 'den } x' = S_p / L_p \text{ idi.}$$

$$x' = 120 / 5 = 24 \text{ mm}$$

$$\text{Eş.(5.47) 'deki } x' \geq S_{mc} \text{ şartı}$$

$$24 \text{ mm} > 23.487 \text{ mm}$$

için sağlandığından daha önce seçilen $L_p = 5$ uygundur.

6.3.8 Kuvvetlendirici seçimi

Kuvvetlendirici seçiminde Şekil 5.9 kullanılır.

$$\text{Eş.(5.48) 'den } F_{mc} = F_p \cdot L_p \text{ idi.}$$

$$F_{mc} = 445 \times 5 = 2225 \text{ N}$$

$$\text{Eş.(5.49) 'den } \Sigma F_{mc} = A_{mc} \cdot P_{L_{max}} \text{ idi.}$$

$$\Sigma F_{mc} = 4.26555 \times 120 \times 9.81 = 5021.40546 \text{ N}$$

Şekil 5.9 'da

yatay ekseninde 2225 N

düşey ekseninde 5021.40546 N

işaretlenir. Bu değerlerin kesişim noktasındaki vakum kuvvetlendirici tipi okunur.

Bu değerlere göre, 9 inç çaplı servo beklentiyi karşılamaktadır.

6.3.9 Yüklü durum için kırılma noktası frenleme oranı ve kırılma noktasına ait optimum fren kuvvetleri

Kırık karakterli frenlemede (Şekil 6.2), orijin ile $z = 0.4$ hattının yüksüz optimum eğriyi kestiği nokta birleştirilmişti. Daha sonra bu doğru yüklü optimum eğriye uzatılmıştı. Öncelikle, çizilen doğrunun yüklü optimum eğriyi kestiği noktadaki F_A^* ve F_δ^* değerleri hesaplanmalıdır.

$$\text{Eş.(5.51) 'den} \quad \text{tg } \alpha = \left[\{ (1 - B) + H_1.z \}.z \right] / \left[(B - H_1.z).z \right] \quad \text{idi.}$$

$$2.186865017 = \left[(1 - 0.5195) + (0.25539 \times z) \right] / \left[0.5195 - (0.25539 \times z) \right]$$

$$z = 0.8054818117$$

Orijinden gelen doğru ile yüklü optimum eğrinin kesişim noktasındaki z değerinin, emniyet nedeniyle, 0.8 'i alındığından;

$$\text{Eş.(5.52) 'den} \quad z_{k_y} = z \times 0.8 \quad \text{idi.}$$

$$z_{k_y} = 0.8054818117 \times 0.8 = 0.6443584494$$

$F_{\delta_3}^*$ ve $F_{A_3}^*$, optimum eğri üzerindeki bir noktaya ait olduklarından;

$$z = 0.8054818117 \quad \text{için} \quad F_{\delta_3}^* = F_{\delta_3}^* \quad \text{'tür.}$$

$$\text{Eş.(2.14) 'ten} \quad F_{\delta_3}^* = ((1-B) + H_1.z).z \quad \text{idi.}$$

$$F_{\delta_3}^* = ((1 - 0.5195) + (0.25539 \times 0.8054818117)) \times 0.8054818117 = 0.6862119999$$

$$z = 0.8054818117 \quad \text{için} \quad F_{A_3}^* = F_{A_3}^* \quad \text{'tür.}$$

$$\text{Eş.(2.16) 'dan} \quad F_{A_3}^* = (B - H_1.z).z \quad \text{idi.}$$

$$F_{A_3}^* = (0.5195 - (0.25539 \times 0.8054818117)) \times 0.8054818117 = 0.2527505267$$

$$\text{Eş.(5.53) 'ten} \quad y = \sqrt{(F_{A_3}^*)^2 + (F_{\delta_3}^*)^2} \quad \text{idi.}$$

$$y = \sqrt{(0.2527505267)^2 + (0.6862119999)^2} = 0.70312795208$$

$$z_{k_y} = z \times 0.8 \quad \text{olduğundan;}$$

$$y - x = 0.8 \times y$$

$$x = 0.2 \times y \quad \text{olur.}$$

Eş.(5.54) 'ten $0.2 y = \sqrt{(F_{A_3}^* - (F_{\delta_4}^* / \operatorname{tg} \alpha))^2 + (F_{\delta_3}^* - F_{\delta_4}^*)^2}$ idi.

$$(0.2 \times 0.7312795208)^2 = (0.2527505267 - 0.4572755942 F_{\delta_4}^*)^2 + (0.6862119999 - F_{\delta_4}^*)^2$$

$$1.2091009691 (F_{\delta_4}^*)^2 - 1.603577295 F_{\delta_4}^* + 0.513378948 = 0$$

Denklem çözümünden;

$$F_{\delta_4}^* = 0.5400707218$$

Eş.(5.55) 'ten $F_{A_4}^* = F_{\delta_4}^* / \operatorname{tg} \alpha$ idi.

$$F_{A_4}^* = 0.5400707218 / 2.186865017 = 0.2469611602$$

6.3.10 Yüklü durum için kırılma noktası basıncı

$z_{k_y} = 0.6443854494$ için $F_{\delta_4}^* = F_{\delta}^*$ 'dır.

Eş.(5.23) 'ten $F_{\delta} = F_{\delta_4}^* \times G$ idi.

$$F_{\delta} = 0.5400707218 \times 23887.35 = 12900.85836 \text{ N}$$

Eş.(5.25) 'ten $F_{\delta} = 2 \left[(A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R))_{\delta} \cdot (P_L - P_o)_{\delta} \right]$ idi.

$$12900.85863 = 2 \times \left[(21.99 \times 0.6 \times 0.98 \times (135 / 307.3)) \times (P_{L_{\delta}} - 4) \right]$$

$$P_{L_{\delta}} = 1139.572474 \text{ N/cm}^2$$

Eş.(5.34) 'ten z_k için $P_{L_{\delta}} = P_{L_A} = P_{L_k}$ idi.

$$z_{k_y} = 0.6443854494 \text{ için } P_{L_{\delta_y}} = P_{L_{A_y}} = P_{L_{k_y}} = 1139.572474 \text{ N/cm}^2 \quad (6.1)$$

6.3.11 Fren regülatörünün boyutlandırılması

Taşıt yüksüzken tam kırılma noktasındaki durum için kuvvet dengesi;

Eş.(5.57) 'den $P_{L_k} \cdot A_{p_2} = x_1 \cdot k_1 + x_0 \cdot k_1$ idi.

$$z_k = 0.32 \text{ için } P_{L_k} = 248.6038251 \text{ N/cm}^2 = 2.486038251 \text{ N/mm}^2 \text{ olarak hesaplanmıştı.}$$

2 no' lu pistonun çapı;

$$D_{p_2} = 12 \text{ mm olarak seçildi.}$$

Bu durumda,

$$A_{p_2} = \pi \cdot (12)^2 / 4 = 113.0973355 \text{ mm}^2$$

$x_0.k_1 = 20 \text{ N}$ kabul edildi.

$x_1 = 3 \text{ mm}$ kabul edildi.

Eş.(5.57) 'den $P_{L_k} \cdot A_{p_2} = x_1.k_1 + x_0.k_1$ idi.

$$2.486038251 \times 113.0973355 = 3 \times k_1 + 20$$

$$k_1 = 87.05476737 \text{ N/mm}$$

Taşıt yüksüzken kırılma noktasından sonraki durum için kuvvet dengesi;

Eş.(5.58) 'den $P_{L_{A \max}} \cdot A_{p_4} + x_3.k_3 + x_0.k_3 = P_{L_{\sigma \max}} \cdot A_{p_4}$ idi.

$z_{üst} = 1.1$ için

$$P_{L_{A \max}} = 272.0030625 \text{ N/cm}^2 = 2.720030625 \text{ N/mm}^2,$$

$$P_{L_{\sigma \max}} = 1102.81076 \text{ N/cm}^2 = 11.0281076 \text{ N/mm}^2 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

4 no' lu pistonun çapı;

$D_{p_4} = 10 \text{ mm}$ olarak seçildi.

Bu durumda,

$$A_{p_4} = \pi \cdot (10)^2 / 4 = 78.53981635 \text{ mm}^2$$

$x_0.k_3 = 20 \text{ N}$ kabul edildi.

$x_3 = 4 \text{ mm}$ kabul edildi.

Eş.(5.58) 'den $P_{L_{A \max}} \cdot A_{p_4} + x_3.k_3 + x_0.k_3 = P_{L_{\sigma \max}} \cdot A_{p_4}$ idi.

$$(2.720030625 \times 78.53981635) + (4 \times k_3) + 20 = (11.0281076 \times 78.53981635)$$

$$k_3 = 158.12871 \text{ N/mm}$$

Taşıt yüklendiğinde, taşıtın şasisi bir miktar çökecektir. Bu çökme miktarı da (x_5), 1 no 'lu yaya yansıtılacaktır.

x_5 değeri, taşıt üzerinden 150 mm olarak ölçülmüştür.

Taşıt yüklüken tam kırılma noktasındaki durum için kuvvet dengesi;

Eş.(5.59) 'dan $P_{L_k y} \cdot A_{p_2} = x_1.k_1 + x_0.k_1 + x_5.k_1$ idi.

$z_{k_y} = 0.6443854494$ için $P_{L_k y} = 1139.572474 \text{ N/cm}^2 = 11.39572474 \text{ N/mm}^2$ olarak hesaplanmıştı.

Eş.(5.59) 'dan $P_{L_k y} \cdot A_{p_2} = x_1.k_1 + x_0.k_1 + x_5.k_1$ idi.

$$11.39572474 \times 113.0973355 = (3 \times 87.05476737) + 20 + (x_5 \times 87.05476737)$$

$$x_5 = 11.57503296 \text{ mm}$$

Eş.(5.60) 'tan $(y/x) = (x_{5 \text{ gerçek}} / x_5)$ idi.

$$(y/x) = (150 / 11.57503296) = 12.95892638$$

oranı kullanılarak, gerçek çökmenin yaya yansıtılması sağlanmış olunur.

6.3.11.1 Regülatör yaylarının boyutlandırılması

Fren regülatöründe helisel bası yayı kullanılmaktadır.

1 ve 3 no' lu yayların malzemesi olarak soğuk haddelenmiş çeliklerden seçim yapılacaktır.

Yay malzemesi olarak kalite çeliklerinden, 55Si7 seçildi.

55Si7 malzemenin kopma dayanımı $\sigma_k = 1600 \text{ N/mm}^2$

Eş.(5.61) 'den $\tau_{enn} = 0.5 \times \sigma_k$ idi.

$$\tau_{enn} = 0.5 \times 1600 = 800 \text{ N/mm}^2$$

6.3.11.1.1. 1 no' lu yayın boyutlandırılması

Yayın dış sarım çapı;

$D_d = 10 \text{ mm}$ kabul edildi.

Yayın sarım çapı;

$$\text{Eş.(5.64) 'ten } D = D_d - d \quad \text{idi}$$

$$D = 10 - d$$

$$D/d = 3.44 \text{ seçildi}$$

$$\text{Eş.(5.63) 'ten } K = \left[(4(D/d))^{-1} / (4(D/d))^{-4} \right] + \left[0.615 / (D/d) \right] \quad \text{idi.}$$

$$K = \left[(4 \times 3.44)^{-1} / (4 \times 3.44)^{-4} \right] + \left[0.615 / 3.44 \right] = 1.486$$

Eş.(5.62) 'de τ_{min} , τ_{max} 'a eşitlenirse;

$$(1.486 \times 8 \times (2.486038251 \times 113.0973355) \times (10-d)) / (\pi \times d^3) = 800$$

$$d = 2.25 \text{ mm}$$

$$\text{Eş.(5.64) 'ten } D = D_d - d \quad \text{idi.}$$

$$D = 10 - 2.25 = 7.75 \text{ mm}$$

$$\text{Eş.(5.66) 'dan } F = (P_{L_k} \cdot A_{p_2}) - F_{\text{ön}} \quad \text{idi.}$$

$$F = (2.486038251 \times 113.0973355) - 20 = 261.1643021 \text{ N}$$

$$\text{Eş.(5.65) 'ten } n = \left[(x_1 \cdot G' \cdot d) / (8 \cdot F) \right] \times \left[(d/D)^3 \right] \quad \text{idi.}$$

$$n = \left[(3 \times 78400 \times 2.25) / (8 \times 261.1643021) \right] \times \left[(2.25 / 7.75)^3 \right] = 6.198$$

$$n = 7$$

$$\text{Eş.(5.67) 'den } L' = (n+1) \cdot d \quad \text{idi.}$$

$$L' = (7+1) \times 2.25 = 18 \text{ mm}$$

$$\text{Eş.(5.68) 'den } L'' = 0.17 \times n \times d \quad \text{idi.}$$

$$L'' = 0.17 \times 7 \times 2.25 = 2.6775 \text{ mm}$$

$$\text{Eş.(5.69) 'dan } \delta = F / k \quad \text{idi.}$$

$$\delta = (2.486038251 \times 113.0973355) / 87.05476737 = 3.230 \text{ mm}$$

Eş.(5.70) 'ten $L''' = L' + L'' + \delta$ idi.

$$L''' = 18 + 2.6775 + 3.230 = 23.9075 \text{ mm}$$

$$L''' = 24 \text{ mm}$$

6.3.11.1.2 3 no' lu yayın boyutlandırılması

Yayın dış sarım çapı;

$D_d = 8 \text{ mm}$ kabul edildi.

Eş.(5.64) 'ten $D = D_d - d$ idi.

$$D = 8 - d$$

$D/d = 3.57$ seçildi

Eş.(5.63) 'ten $K = \left[(4(D/d))^{-1} / (4(D/d))^{-4} \right] + \left[0.615 / (D/d) \right]$ idi.

$$K = \left[(4 \times 3.57)^{-1} / (4 \times 3.57)^{-4} \right] + \left[0.615 / 3.57 \right] = 1.4641$$

Eş.(5.62) 'de $\tau_{\text{emn}}, \tau_{\text{max}}$ 'a eşitlenirse;

$$(1.4641 \times 8 \times (2.720030625 \times 78.53981635) \times (8-d)) / (\pi \times d^3) = 800$$

$$d = 2 \text{ mm}$$

Eş.(5.64) 'ten $D = D_d - d$ idi.

$$D = 8 - 2 = 6 \text{ mm}$$

Eş.(5.66) 'dan $F = (P_{L_k} \cdot A_{p_2}) - F_{\text{dn}}$ idi.

$$F = (2.720030625 \times 78.53981635) - 20 = 193.6307058 \text{ N}$$

Eş.(5.65) 'ten $n = \left[(x_1 \cdot G' \cdot d) / (8 \cdot F) \right] \times \left[(d/D)^3 \right]$ idi.

$$n = \left[(3 \times 78400 \times 2) / (8 \times 193.6307058) \right] \times \left[(2/6)^3 \right] = 14.99$$

$$n = 15$$

Eş.(5.67) 'den $L' = (n + 1).d$ idi.

$$L' = (15 + 1) \times 2 = 32 \text{ mm}$$

Eş.(5.68) 'den $L'' = 0.17 \times n \times d$ idi.

$$L'' = 0.17 \times 15 \times 2 = 5.1 \text{ mm}$$

Eş.(5.69) 'den $\delta = F / k$ idi.

$$\delta = (2.720030625 \times 78.53981635) / 38.4509 = 1.3509 \text{ mm}$$

Eş.(5.70) 'ten $L''' = L' + L'' + \delta$ idi.

$$L''' = 32 + 5.1 + 1.3509 = 38.4509 \text{ mm}$$

$$L''' = 39 \text{ mm}$$

6.4 Limitörlü Sistem Dizaynı

6.4.1 Ön teker silindiri kesit alanı

Ön teker silindiri kesit alanı, regülatörlü fren sistemi dizaynında kullanılan yöntemle hesaplanır.

Başlangıç şartları;

$$z = 0.85$$

$$P_{L_{\max}} = 120 \text{ bar} = 1177.2 \text{ N/cm}^2$$

$$\mu_{f_0} = 0.8 \text{ (kuru asfalt için)}$$

değişmediğinden, $A_{w_{\delta}}$ değeri regülatörlü fren sistemi dizaynı için hesaplanandan farklı olmayacaktır.

$$A_{w_{\delta}} = 21.99 \text{ cm}^2$$

6.4.2 Sınır frenleme oranı

Eş (4.8) 'den limitörlü fren sistemi için sınır frenleme oranı $z_{\text{sınır}} = 0.5$ 'tir.

Ancak sistemde limitör kullanıldığında, arka sistemin basıncı $z = 0.5$ hattı ile optimum eğrinin

tam kesiştiği noktada sınırlandırılmaz. Emniyet açısından, bu kesişme noktasının F_A^* 'ı okunur.

Okunan F_A^* 'ın % 90 'ı alınır ve bulunan bu yeni F_A^* değerinden yukarı çıkılarak orijin-kesişme

noktası arasındaki doğruya ulaşılır. Bulunan bu yeni noktadan geçen z değeri z_{smr} 'dır. Hesaplara devam edebilmek için öncelikle z_{smr} belirlenmelidir.

$z = 0.5$ için $F_{\delta_0}^* = F_{\delta_1}^*$ 'dir.

Eş.(5.15) 'ten $F_{\delta_0}^* = ((1-B_0) + H_{1_0} \cdot z) \cdot z$ idi.

$$F_{\delta_1}^* = ((1 - 0.4341) + (0.30078 \times 0.5)) \times 0.5 = 0.358145$$

$z = 0.5$ için $F_{A_0}^* = F_{A_1}^*$ 'dir.

Eş.(5.16) 'dan $F_{A_0}^* = (B_0 - H_{1_0} \cdot z) \cdot z$ idi

$$F_{A_1}^* = (0.4341 - (0.30078 \times 0.5)) \times 0.5 = 0.141855$$

Eş.(5.71) 'den $tg \alpha = F_{\delta_1}^* / F_{A_1}^*$ idi.

$$tg \alpha = 0.358145 / 0.141855 = 2.5247259953$$

Eş.(5.72) 'den $F_{A_2}^* = 0.9 \times F_{A_1}^*$ idi.

$$F_{A_2}^* = 0.9 \times 0.141855 = 0.1276695$$

Eş.(5.73) 'ten $tg \alpha = F_{\delta_2}^* / F_{A_2}^*$ idi.

$$2.524725953 = F_{\delta_2}^* / 0.1276695$$

$$F_{\delta_2}^* = 0.3223305$$

Eş.(5.74) 'ten $\Delta F_A^* = F_{A_1}^* - F_{A_2}^*$ idi.

$$\Delta F_A^* = 0.141855 - 0.1276695 = 0.0141855$$

Eş.(5.75) 'ten $\Delta F_{\delta}^* = F_{\delta_1}^* - F_{\delta_2}^*$ idi.

$$\Delta F_{\delta}^* = 0.358145 - 0.3223305 = 0.0358145$$

Eş.(5.76) 'dan $x = \sqrt{(\Delta F_A^*)^2 + (\Delta F_{\delta}^*)^2}$ idi.

$$x = \sqrt{(0.0141855)^2 + (0.0358145)^2} = 0.03852151115$$

Eş.(5.77) 'den $y = \sqrt{(F_{A_1}^*)^2 + (F_{\delta_1}^*)^2}$ idi.

$$y = \sqrt{(0.141855)^2 + (0.358145)^2} = 0.3852151115$$

Eş.(5.78) 'den $z_{\text{sınır}} = 0.5 \times (y - x) / y$ idi.

$$z_{\text{sınır}} = 0.5 \times (0.3852151115 - 0.03852151115) / 0.3852151115 = 0.45$$

olarak bulunur.

6.4.3 Arka teker silindiri kesit alanı

$z_{\text{sınır}} = 0.45$ için $F_{\delta_0}^* = F_{\delta_2}^*$ 'dir.

Eş.(5.24) 'ten $F_{\delta_0} = F_{\delta_0}^* \times G_0$ idi.

$$F_{\delta_0} = 0.3223305 \times 12654.9 = 4079.060244 \text{ N}$$

Eş.(5.25) 'ten $F_{\delta_0} = 2 \left[(A_{\text{wc}} \cdot \text{BF} \cdot \eta_c \cdot (r/R))_{\delta} \cdot (P_L - P_o)_{\delta} \right]$ idi.

$$4079.060244 = 2 \times \left[(21.99 \times 0.6 \times 0.98 \times (135 / 307.3)) \times (P_{L_{\delta}} - 4) \right]$$

$$P_{L_{\delta}} = 363.0511815 \text{ N/cm}^2$$

$z_{\text{sınır}} = 0.45$ için $F_{A_0}^* = F_{A_2}^*$ 'dir.

Eş.(5.29) 'dan $F_{A_0} = F_{A_0}^* \times G_0$ idi.

$$F_{A_0} = 0.1276695 \times 12654.9 = 1615.644756 \text{ N}$$

Eş.(5.27) 'den

$$\frac{F_{\delta}}{F_A} = \frac{2 \cdot A_{\text{wc}_{\delta}} \cdot \eta_{c_{\delta}} \cdot (\text{BF})_{\delta} \cdot r_{\delta} \cdot R \cdot (P_{L_{\delta}} - P_{o_{\delta}})}{2 \cdot A_{\text{wc}_A} \cdot \eta_{c_A} \cdot (\text{BF})_A \cdot r_A \cdot R \cdot (P_{L_A} - P_{o_A})}$$

idi.

$$\frac{4079.060244}{1615.644756} = \frac{21.99 \times 0.98 \times 0.6 \times 135 \times (363.0511815 - 4)}{A_{\text{wc}_A} \times 0.96 \times 1.8344 \times 127 \times (363.05118815 - 70)}$$

$$A_{\text{wc}_A} = 3.7876 \text{ cm}^2$$

$$A_{\text{wc}_A} = 3.7876 \text{ cm}^2$$

6.4.4 Üst sınır frenleme oranının bulunması

Sınırlandırmanın yapılacağı $F_{A_0}^*$ değeri 0.1276695 idi. Üst sınır noktası optimum eğrinin üzerinde bir noktadır. Dolayısıyla bu noktadan geçen z değerinin bulunmasında, optimum eğrinin üzerindeki noktalarda geçerli olan Eş.(5.16) kullanılacaktır.

Eş.(5.16) 'dan $F_{A_0}^* = (B_0 - H_{1_0} \cdot z) \cdot z$ idi.

Eş.(5.16) 'dan $F_{A_0}^* = (B_0 \cdot z - H_{1_0}) \cdot z^2$ yazılırsa;

$0.1276695 = (0.4341 \times z) - (0.30078 \times z^2)$ olur.

$-(0.30078 \times z^2) + (0.4341 \times z) - 0.1276695 = 0$ denklemi ortaya çıkar.

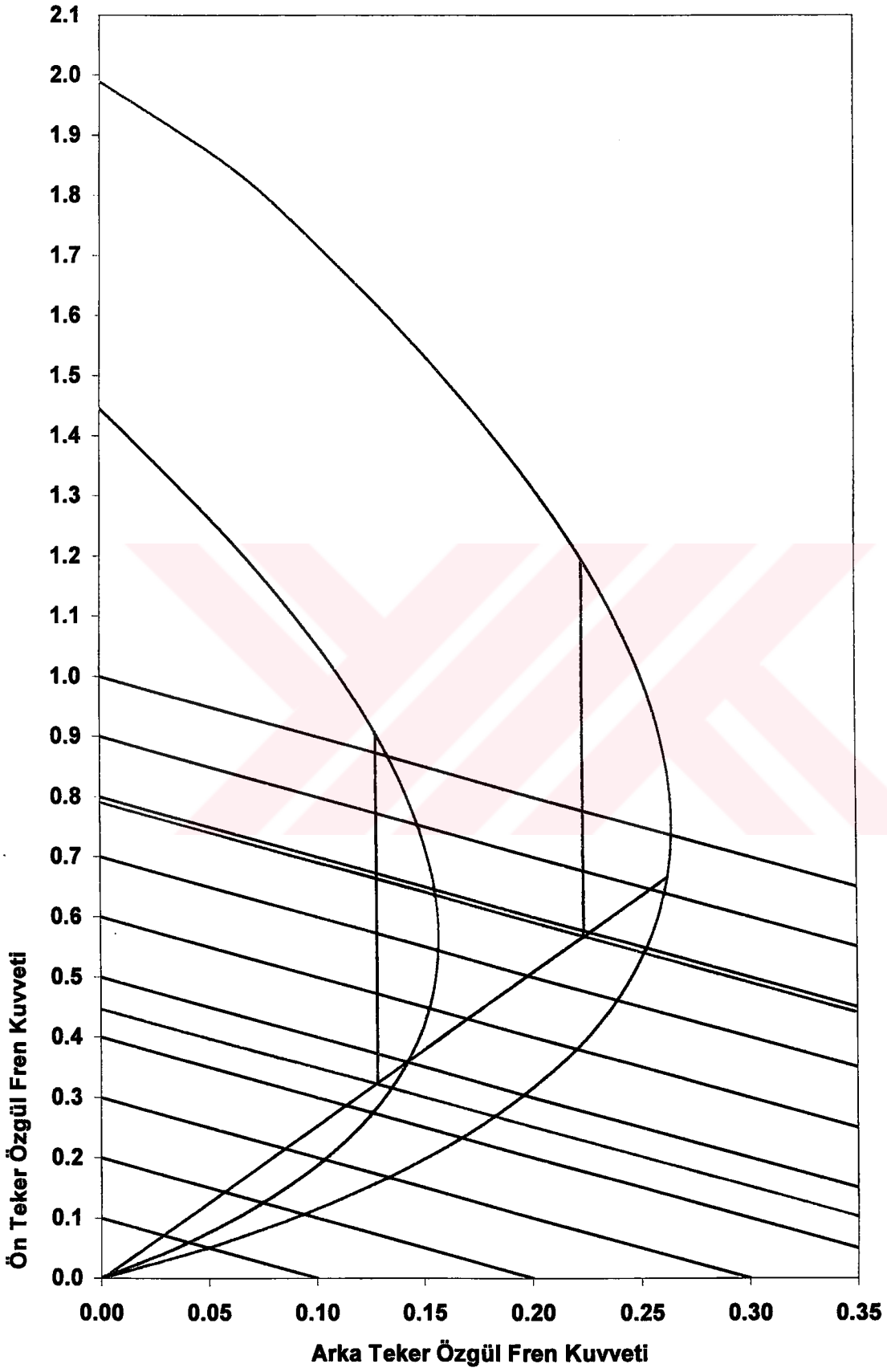
Denklemin çözümü yapılırsa, $z = 1.032$ olarak bulunur.

Yani üst sınır frenleme oranı $z_{üst} = 1.032$ olacaktır.

6.4.5 Optimum fren kuvvetleri

Taşıtın ana verileri (B, B_0, H_1, H_{1_0}) değişmediğinden, Çizelge 6.1.a. ve Çizelge 6.1.b. 'de bulunan sayısal değerler geçerlidir.

Çizelge 6.1.a. ve Çizelge 6.1.b. 'de hesaplanan değerlere bağlı olarak, optimum özgül fren kuvvetlerinin değişimi, yüklü ve yüksüz durumlar için Şekil.6.4 'te gösterilmiştir.



Şekil 6.4 Fren limitörü için optimum özgül fren kuvvetleri

6.4.6 Fren limitörü karakteristiği

Üst sınır frenleme oranı $z_{üst} = 1.035$ için

Eş.(5.15) 'ten $F_{\delta_0}^* = ((1-B_0) + H_{1_0} \cdot z) \cdot z$ idi.

$$F_{\delta_0}^* = ((1 - 0.4341) + (0.30078 \times 1.032)) \times 1.032 = 0.9043467187$$

Eş.(5.24) 'ten $F_{\delta_0} = F_{\delta_0}^* \times G_0$ idi.

$$F_{\delta_0} = 0.9043467187 \times 12654.9 = 1444.41729 \text{ N}$$

Eş.(5.25) 'ten $F_{\delta} = 2 \left[(A_{wc} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R))_{\delta} \cdot (P_L - P_o)_{\delta} \right]$ idi.

$$11444.417299 = 2 \times \left[(21.99 \times 0.6 \times 0.98 \times (135 / 307.3) \times (P_{L_{\delta}} - 4) \right]$$

$z_{üst} = 1.035$ için $P_{L_{\delta}} = P_{L_{\delta \max}}$ 'tır (6.2)

$$P_{L_{\delta \max}} = 1011.372116 \text{ N/cm}^2$$

Daha önce Eş.(5.25) 'ten, $z_{sınırlı} = 0.45$ için $P_{L_{\delta}} = 363.0511815 \text{ N/cm}^2$ olarak hesaplanmıştır.

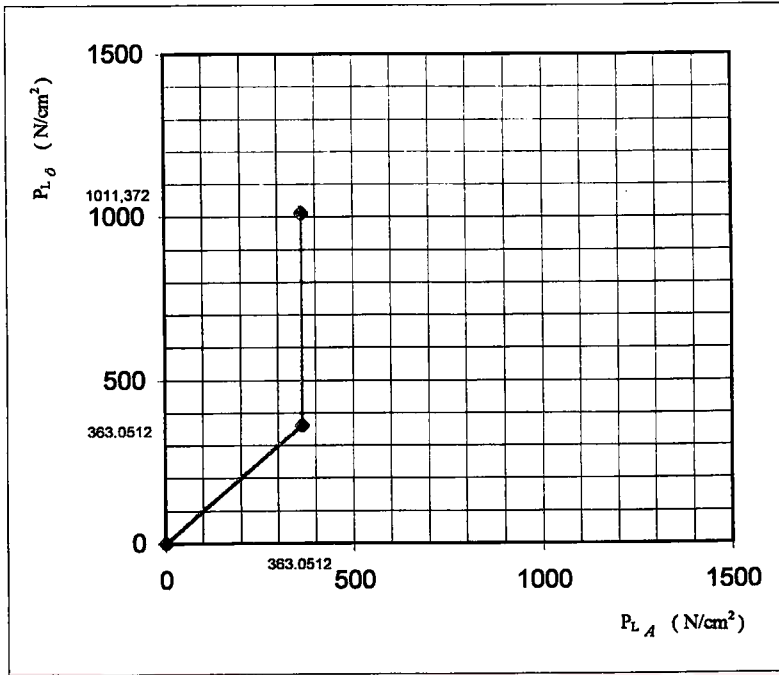
Eş (5.79) 'dan $z_{sınırlı}$ için $P_{L_{\delta}} = P_{L_A} = P_{L_s}$ idi.

$$z = z_{sınırlı} \text{ için } P_{L_{\delta}} = P_{L_A} = P_{L_s} = 363.0511815 \text{ N/cm}^2$$

Eş (5.80) 'den $z > z_{sınırlı}$ için $P_{L_{A \max}} = P_{L_A} = P_{L_s}$ idi.

$$P_{L_{A \max}} = P_{L_s} = 363.0511815 \text{ N/cm}^2$$

Yukarıda bulunan basınç değerleriyle çizilen "fren limitörü karakteristiği" Şekil 6.5 'te gösterilmiştir.



Şekil 6.5 Fren limitörü karakteristiği

6.4.7 Ana merkez silindiri kesit alanı

Ana merkez silindiri kesit alanı hesabı, hidrolik devre arızası şartına göre yapılır.

Federal Motorlu Taşıt Güvenlik Standardı (FMVSS 105) 'e göre: hidrolik devre arızası durumunda; 445 N 'luk (100 lb) maksimum pedal kuvveti, brüt taşıt ağırlığıyla yüklü bir taşıtı $z = 0.3$ frenleme oranıyla yavaşlatmalıdır.

Ana merkez silindiri bu şartı karşılamak zorundadır.

Öncelikle yüklü taşıt ve $z = 0.3$ için sistem basıncı belirlenmelidir.

$z = 0.3$ 'ün sınırlandırma noktasının altında bir noktadır. Bu nedenle hesaplamada Eş.(5.83) kullanılacaktır.

$$\text{Eş.(5.83) 'ten} \quad P_L = \left[z.G.R + 2. \{ (A_{wc}.BF.r. \eta_c)_b . (P_{0_b}) + (A_{wc}.BF.r. \eta_c)_A . (P_{0_A}) \} \right] \\ / \left[2. \{ (A_{wc}.BF.r. \eta_c)_b + (A_{wc}.BF.r. \eta_c)_A \} \right] \quad \text{idi.}$$

$z = 0.3$ ve yüklü taşıt için;

$$P_L = \left[(0.3 \times 23887.35 \times 30.73) + 2 \cdot \{ (21.99 \times 0.6 \times 13.5 \times 0.98) (4) + (3.7876 \times 1.8344 \times 12.7 \times 0.96) (70) \} \right] / \left[2 \cdot \{ (21.99 \times 0.6 \times 13.5 \times 0.98) + (3.7876 \times 1.8344 \times 12.7 \times 0.96) \} \right]$$

$$P_L = 450.2576666 \text{ N/cm}^2$$

Eş.(5.40) 'tan $A_{mc} = (F_p \cdot L_p \cdot \eta_p) / P_L$ idi.

$L_p = 5$ olarak seçildi.

$\eta_p = 0.8$ 'dir.

$$A_{mc} = (445 \times 5 \times 0.8) / 450.2576666 = 3.95329 \text{ cm}^2$$

6.4.8 Pedal kol oranının kontrolü

$S_p = 120$ mm olarak seçildi.

$$(\lambda)_b = 0.65 \text{ mm}$$

$$(\lambda)_A = 2.2 \text{ mm seçildi.}$$

Eş.(5.44) 'ten $(2 \cdot A_{wc_b} \cdot (2\lambda)_b) + (2 \cdot A_{wc_A} \cdot (2\lambda)_A) = A_{mc} \cdot S_{mc}$ idi.

$$2 \times (21.99 \times (2 \times 0.65) + 3.7876 \times (2 \times 2.2)) = 3.953299 \times S_{mc}$$

$$S_{mc} = 22.8936 \text{ mm}$$

Eş.(5.46) 'dan $x' = S_p / L_p$ idi.

$$x' = 120 / 5 = 24 \text{ mm}$$

Eş.(5.47) 'deki $x' \geq S_{mc}$ şartı

$$24 \text{ mm} > 22.8936 \text{ mm}$$

için sağlandığından daha önce seçilen $L_p = 5$ uygundur.

6.4.9 Kuvvetlendirici seçimi

Kuvvetlendirici seçiminde Şekil 5.9 kullanılır.

$$\text{Eş.(5.48) 'den } F_{mc} = F_p \cdot L_p \text{ idi.}$$

$$F_{mc} = 445 \times 5 = 2225 \text{ N}$$

$$\text{Eş.(5.49) 'dan } \Sigma F_{mc} = A_{mc} \cdot P_{L_{max}} \text{ idi.}$$

$$\Sigma F_{mc} = 3.95329 \times 120 \times 9.81 = 4653.812988 \text{ N}$$

Şekil 5.9 'da

yatay ekseninde 2225 N

düşey ekseninde 4653.812988 N

işaretlenir. Bu değerlerin kesişim noktasındaki vakum kuvvetlendirici tipi okunur.

Bu değerler için işaretlenen kesişim noktası "Tip 8" ile "Tip 9" hatlarının arasında kalmaktadır.

Sistemin emniyetli olması açısından, 9 inç çaplı servo seçilmiştir.

6.4.10 Yüklü durum için sınır frenleme oranı ve sınırlandırma noktasına ait optimum fren kuvvetleri

Şekil 6.4 'te, orijin ile $z = 0.5$ hattının yüksüz optimum eğriyi kestiği nokta birleştirilmiştir.

Daha sonra bu doğru yüklü optimum eğriye uzatılmıştır. Öncelikle, çizilen doğrunun yüklü optimum eğriyi kestiği noktadaki F_A^* ve F_δ^* değerleri hesaplanmalıdır.

$$\text{Eş.(5.71) 'den } \text{tg } \alpha = F_\delta^* / F_A^* \text{ idi.}$$

Yüklü optimum eğri-orijin arasındaki doğru ile yüksüz optimum eğri-orijin arasındaki doğrunun eğimleri aynıdır.

Dolayısıyla Eş.(5.71) 'den daha önce hesaplanan $\text{tg } \alpha = 2.524725953$ yüklü durum için de geçerlidir.

Yüklü durum için olan optimum eğri ile orijin arasındaki doğrunun kesişim noktasındaki optimum fren kuvvetleri $F_{\delta_3}^*$ ve $F_{A_3}^*$ olarak adlandırılacaktır.

$$\text{Eş.(5.51) 'den } \operatorname{tg} \alpha = \left[\{ (1 - B) + H_1.z \}.z \right] / \left[(B - H_1.z).z \right] \quad \text{idi.}$$

$$2.524725953 = \left[(1 - 0.5195) + (0.25539 \times z) \right] / \left[0.5195 - (0.25539 \times z) \right]$$

$$z = 0.9232546308$$

$$z = 0.9232546308 \quad \text{için} \quad F_{\delta}^* = F_{\delta_3}^* \quad \text{'tür.}$$

$$\text{Eş.(2.14) 'ten} \quad F_{\delta}^* = ((1-B) + H_1.z).z \quad \text{idi.}$$

$$F_{\delta_3}^* = ((1 - 0.5195) + (0.25539 \times 0.9232546308)) \times 0.9232546308 = 0.6613180595$$

$$z = 0.9232546308 \quad \text{için} \quad F_A^* = F_{A_3}^* \quad \text{'tür.}$$

$$\text{Eş.(2.16) 'dan} \quad F_A^* = (B - H_1.z).z \quad \text{idi.}$$

$$F_{A_3}^* = (0.5195 - (0.25539 \times 0.9232546308)) \times 0.9232546308 = 0.2619365711$$

Emniyet açısından bu kesişme noktası optimum eğriden uzaklaştırılmıştı ve sınırlandırma % 90 $F_{A_{\max}}^*$ 'ın çizilen doğruyla kesiştiği noktaya alınmıştı. Bu yeni noktanın optimum fren kuvvetlerine $F_{\delta_4}^*$ ve $F_{A_4}^*$ adı verilirse;

$$\text{Eş.(5.86) 'dan} \quad F_{A_4}^* = 0.9 \times F_{A_3}^* \quad \text{idi.}$$

$$F_{A_4}^* = 0.9 \times 0.2619365711 = 0.235742914$$

$$\text{Eş.(5.87) 'den} \quad \operatorname{tg} \alpha = F_{\delta_4}^* / F_{A_4}^* \quad \text{idi.}$$

$$2.524725953 = F_{\delta_4}^* / 0.235742914$$

$$F_{\delta_4}^* = 0.5951862532$$

$$\text{Eş.(5.88) 'den} \quad \Delta F_A^* = F_{A_3}^* - F_{A_4}^* \quad \text{idi.}$$

$$\Delta F_A^* = 0.2619365711 - 0.235742914 = 0.0261936571$$

$$\text{Eş.(5.89) 'dan} \quad \Delta F_{\delta}^* = F_{\delta_3}^* - F_{\delta_4}^* \quad \text{idi.}$$

$$\Delta F_{\delta}^* = 0.6613180595 - 0.5951862532 = 0.0661318063$$

Eş.(5.76) 'dan $x = \sqrt{(\Delta F_A^*)^2 + (\Delta F_\delta^*)^2}$ idi

$$x = \sqrt{(0.0261936571)^2 + (0.0661318063)^2} = 0.07113032741$$

Eş.(5.90) 'dan $y = \sqrt{(F_{A_3}^*)^2 + (F_{\delta_3}^*)^2}$ idi.

$$y = \sqrt{(0.2619365711)^2 + (0.6613180595)^2} = 0.5059523431$$

Eş.(5.78) 'den $z = 0.5$ için $z_{\text{snır}} = 0.5 \times (y - x) / y$ idi.

$$z = 0.9232546308 \quad \text{için} \quad z_{\text{snır } y} = \left[1.041719647 \times (y - x) \right] / y \quad (6.3)$$

$$z_{\text{snır } y} = \left[0.9232546308 \times (0.5059523431 - 0.07113032741) / 0.5059523431 \right]$$

$$z_{\text{snır } y} = 0.7934570223$$

olarak bulunur.

6.4.11 Sınırlandırma basıncı

$z_{\text{snır } y} = 0.7934570223$ için $F_{\delta_4}^* = F_{\delta}^*$ 'dır.

Eş.(5.23) 'ten $F_{\delta} = F_{\delta}^* \times G$ idi.

$$F_{\delta} = 0.5951862532 \times 23887.35 = 14217.42235 \text{ N}$$

Eş.(5.25) 'ten $F_{\delta} = 2 \left[(A_{\text{wc}} \cdot BF \cdot \eta_c \cdot (r/R))_{\delta} \cdot (P_L - P_o)_{\delta} \right]$ idi.

$$14217.42235 = 2 \times \left[(21.99 \times 0.6 \times 0.98 \times (135 / 307.3)) \times (P_{L_{\delta}} - 4) \right]$$

$$P_{L_{\delta}} = 1255.460382 \text{ N/cm}^2$$

Eş.(5.79) 'dan $z_{\text{snır}}$ için $P_{L_{\delta}} = P_{L_A} = P_{L_s}$ idi.

$$z_{\text{snır } y} = 0.7934570223 \quad \text{için} \quad P_{L_{\delta} y} = P_{L_A y} = P_{L_s y} = 1255.460382 \text{ N/cm}^2 \quad (6.4)$$

6.4.12 Fren limitörünün boyutlandırılması

Taşıt yüksüzken tam sınırlandırma noktasındaki durum için kuvvet dengesi;

Eş.(5.93) 'ten $P_{L_s} \cdot A_{p_2} = x_1 \cdot k_3 + x_0 \cdot k_3$ idi.

$z_{\text{snir}} = 0.45$ için $P_{L_s} = 363.0511815 \text{ N/cm}^2 = 3.630511815 \text{ N/mm}^2$ olarak hesaplanmıştır.

2 no' lu pistonun çapı;

$D_{p_2} = 12 \text{ mm}$ olarak seçildi.

Bu durumda,

$$A_{p_2} = \pi \cdot (12)^2 / 4 = 113.0973355 \text{ mm}^2$$

$x_0 \cdot k_3 = 20 \text{ N}$ kabul edildi.

$x_1 = 3 \text{ mm}$ kabul edildi.

Eş.(5.93) 'ten $P_{L_s} \cdot A_{p_2} = x_1 \cdot k_3 + x_0 \cdot k_3$ idi.

$$3.630511815 \times 113.0973355 = 3 \times k_3 + 20$$

$$k_3 = 130.2004043 \text{ N/mm}$$

Taşıtlı yüklendiğinde, taşıtlın şasisi bir miktar çökecektir. Bu çökme miktarı da (x_4), 3 no 'lu yaya yansıtılacaktır.

x_4 değeri, taşıtl üzerinden 150 mm olarak ölçülmüştür.

Taşıtlı yüklükten tam sınırlandırma noktasındaki durum için kuvvet dengesi;

Eş.(5.94) 'ten $P_{L_s y} \cdot A_{p_2} = x_1 \cdot k_3 + x_0 \cdot k_3 + x_4 \cdot k_3$ idi.

$z_{\text{snir y}} = 0.7934570223$ için $P_{L_s y} = 1255.460382 \text{ N/cm}^2 = 12.55460382 \text{ N/mm}^2$ olarak hesaplanmıştır.

Eş.(5.94) 'ten $P_{L_s y} \cdot A_{p_2} = x_1 \cdot k_3 + x_0 \cdot k_3 + x_4 \cdot k_3$ idi.

$$12.55460382 \times 113.0973355 = (3 \times 130.2004043) + 20 + (x_4 \times 130.2004043)$$

$$x_4 = 7.751827135 \text{ mm}$$

Eş (5.95) 'ten $(y/x) = (x_4_{\text{gerçek}} / x_4)$ idi.

$$(y/x) = (150 / 7.751827135) = 19.3502767$$

oranı kullanılarak, gerçek çökmenin yaya yansıtılması sağlanmış olunur.

6.4.12.1 Limitör yayının boyutlandırılması

Fren limitöründe helisel bası yayı kullanılmaktadır.

3 no' lu yayın malzemesi olarak soğuk haddelenmiş çeliklerden seçim yapılacaktır.

Yay malzemesi olarak kalite çeliklerinden, 55Si7 seçildi.

55Si7 malzemenin kopma dayanımı $\sigma_k = 1600 \text{ N/mm}^2$

Eş.(5.96) 'dan $\tau_{emn} = 0.5 \times \sigma_k$ idi.

$$\tau_{emn} = 0.5 \times 1600 = 800 \text{ N/mm}^2$$

Yayın dış sarım çapı;

$D_d = 10 \text{ mm}$ kabul edildi.

Eş.(5.64) 'ten $D = D_d - d$ idi.

$$D = 10 - d$$

$D/d = 3$ seçildi

Eş.(5.63) 'ten $K = \left[(4(D/d))^{-1} / (4(D/d))^{-4} \right] + \left[0.615 / (D/d) \right]$ idi.

$$K = \left[(4 \times 3)^{-1} / (4 \times 3)^{-4} \right] + \left[0.615 / 3 \right] = 1.58$$

Eş.(5.62) 'de τ_{emn} , τ_{max} 'a eşitlenirse;

$$(1.58 \times 8 \times (3.630511815 \times 113.0973355) \times (10-d)) / (\pi \times d^3) = 800$$

$$d = 2.5 \text{ mm}$$

Eş.(5.64) 'ten $D = D_d - d$ idi.

Eş.(5.65) 'ten $n = \left[\frac{(x_1 \cdot G' \cdot d)}{(8 \cdot F)} \right] \times \left[\frac{(d/D)^3}{1} \right]$ idi.

$$n = \left[\frac{(3 \times 78400 \times 2.5)}{(8 \times 390.6012128)} \right] \times \left[\frac{(2.5 / 7.5)^3}{1} \right] = 6.96$$

$$n = 7$$

Eş.(5.67) 'den $L' = (n+1) \cdot d$ idi.

$$L' = (7+1) \times 2.5 = 20 \text{ mm}$$

Eş.(5.68) 'den $L'' = 0.17 \times n \times d$ idi.

$$L'' = 0.17 \times 7 \times 2.5 = 2.975 \text{ mm}$$

Eş.(5.69) 'dan $\delta = F / k$ idi.

$$\delta = (3.630511815 \times 113.0973355) / 130.2004043 = 3.1536 \text{ mm}$$

Eş.(5.70) 'ten $L''' = L' + L'' + \delta$ idi.

$$L''' = 20 + 2.975 + 3.1536 = 26.1286 \text{ mm}$$

$$L''' = 27 \text{ mm}$$

7. SONUÇLAR

Bu çalışmada tasarlanan fren sisteminde, yüksek frenleme performansı hedeflenmiştir. Örnek alınan otomobil ve kamyonetin fiziksel temel verileri esas alınarak, optimum frenleme şartına en fazla yaklaşım sağlanacak şekilde, tüm fren sisteminin elemanları boyutlandırılmıştır. Bu beklentiyi gerçekleyen regülatör ve limitörün tasarımları, süspansiyon sisteminin yüke bağlı deplasmanı göz önünde bulundurularak, gerçekleştirilmiştir.



KAYNAKLAR

- 1 - Bosch Automotive Handbook, (1986), Robert Bosch GmbH, Federal Republic of Germany**
- 2 - Bozacı, A., Kosif İ., ve Çolak Ö.Ü., (1995), Makina Elemanlarının Projelendirilmesi, Seç Yayın Dağıtım, İstanbul**
- 3 - Fratila, Gh., (1977), Calculul și Constructia Automobilelor, București/Romania.**
- 4 - Göktaş, A.G., Güney A., ve Ereke M., (1995), Taşıt Frenleri, Alliedsignal Automotive Türkiye, İstanbul**
- 5 - Limpert, R., (1992), Brake Design and Safety, Society of Automotive Engineers Inc, United States of America.**
- 6 - ToyotaSA, (1997), Eğitim Kitabı**
- 7 - Yavaşlıoğ, İ., (1997), “Taşıt Tekniđi Ders Notları”**



ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	18.10.1974	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1985-1992	Özel Selin Lisesi
Lisans	1992-1997	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü

