

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	iv
KISALTMA LİSTESİ .....	v
ŞEKİL LİSTESİ .....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ .....	ix
ÖNSÖZ.....	x
ÖZET .....	xi
ABSTRACT .....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. FREN MALZEMELERİ .....	3
2.1 Fren Malzemelerinin Genel Tribolojik Özellikleri.....	3
2.2 Bellibaşlı Fren Malzemeleri .....	3
3. OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE FRENLER .....	7
3.1 Kampana Frenler .....	7
3.2 Disk Frenler .....	8
3.2.1 Tarihsel Gelişim .....	8
3.2.2 Disk Fren Elemanları .....	9
3.2.2.1 Disk.....	9
3.2.2.2 Disk Fren Balataları.....	10
3.2.2.3 Semer .....	13
3.3 Disk Frenlerle Kampanalı Frenlerin Karşılaştırılması .....	15
4. ÇALIŞMANIN AMACI.....	16
5. DİSK FRENLERLE İLGİLİ YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	18
6. DİSK FRENLERİN TEORİK ANALİZİ .....	22
6.1 Öncü ve Artçı Bölgelerdeki Basınç Farkı, Basınç Üçgeni Analizi: .....	22
6.2 Balata Kalınlığının Basınç Farkına Etkisi .....	27
6.3 Frenleme Momenti Denkleminin Elde Edilmesi .....	29
7. DENEY DÜZENİĞİ .....	38
7.1 Giriş .....	38
7.1.1 Teknik Özellikler .....	38

7.2	Deney Düzenine Tasarımı ve İmalatı .....	38
7.2.1	Volan Sistemi .....	40
7.2.2	Elektrik Motoru .....	40
7.2.3	Kavrama.....	41
7.2.4	Kasnak .....	41
7.2.5	Disk Fren Sistemi .....	41
7.2.5.1	Disk Fren Balataları.....	42
7.2.6	Hidrolik Güç Ünitesi .....	42
7.3	Deney Olarak Frenleme Momentinin Tespiti İçin Kullanılan Ölçme Sistemi..	44
7.3.1	Ölçü Mili.....	44
7.3.2	Strain Gauge (Gerinim Ölçer) .....	45
7.3.2.1	Gerinim Ölçer Devrenin Kurulması .....	46
7.3.3	Ölçü Milinin ve Digital Göstergenin Kalibrasyonu .....	47
7.4	Balata Yüzey Sıcaklıklarının Tespiti İçin Kullanılan Sıcaklık Ölçme Sistemi .....	49
7.4.1	Termokupl ( Isıl Çift ) .....	49
7.4.2	SIM THERMO 16 Sıcaklık Ölçüm Cihazı.....	49
8.	DENEYLERİN YAPILIŞI .....	51
8.1	Frenleme Momentinin Ölçülmesi .....	51
8.2	Çeşitli Deney Koşullarında Frenleme Momentinin Ölçülmesi .....	52
8.3	Eski (Aşınmış) ve Yeni Balatalardaki Sürtünme Katsayılarının Tespiti .....	52
8.4	Balata Yüzey Sıcaklıklarının Ölçülmesi.....	57
9.	DENEY SONUÇLARI.....	60
9.1	Farklı Taşıtların Hızlarında Ölçülen Frenleme Momenti Değerleri .....	60
9.2	Çeşitli Tribolojik Koşullarda Belirlenen Frenleme Momenti Ölçüm Sonuçları ve Karşılaştırmalar .....	62
9.3	Teorik Frenleme Momenti Değerlerinin Deney Sonuçlarıyla Karşılaştırılması ..	65
9.4	Balata Yüzey Sıcaklıkları Ölçüm Sonuçları .....	79
10.	SONUÇLAR.....	90
	KAYNAKLAR.....	93
	ÖZGEÇMİŞ.....	96

## SİMGE LİSTESİ

$A_a$	Nominal temas alanı
$dA$	Elementer alan
$F_N$	Normal kuvvet
$F_O$	Birim genişlik için ortalama kuvvet
$F_S$	Disk-balata arasındaki sürtünme kuvveti
$F_Z$	Zarf-destek arasındaki sürtünme kuvveti
$L$	Balata boyu
$M_{fr}$	Frenleme momenti
$p_o$	Ortalama basınç
$p_{max}$	Öncü bölgede oluşan maksimum basınç
$p_{min}$	Artçı bölgede oluşan minimum basınç
$p_{sil}$	Fren silindiri basıncı
$p_{pad}$	Balata baskı basıncı
$r$	Balata elementer alanının diskin merkezine uzaklığı
$r_1$	Disk merkezine göre balatanın iç yüzeyinin merkeze uzaklığı
$r_2$	Disk merkezine göre balatanın dış yüzeyinin merkeze uzaklığı
$t_b$	Balata kalınlığı
$t_p$	A noktasının balata yüzeyine olan uzaklığı
$\theta$	Balata açısı
$\theta_1$	Balata başlangıç açısı
$\theta_2$	Balata bitiş açısı
$\mu$	Sürtünme katsayısı
$\mu_p$	Disk-balata arasındaki sürtünme katsayısı
$\mu_z$	Zarf-destek arasındaki sürtünme katsayısı
$\Delta p$	Basınç farkı

## **KISALTIMA LİSTESİ**

DTI	Disc Thickness Indicator
HB	Hardness Brinell
AISI	American Industrial Standards Institution

## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Disk ve Kampana Fren ..... 2
Şekil 3.1	Kampana fren elemanları ..... 7
Şekil 3.2	Disk fren elemanları ..... 9
Şekil 3.3	Disk fren balataları ..... 11
Şekil 3.4	Kayar semerin aksenal doğrultudaki hareketi ..... 14
Şekil 6.1	Lineer (doğrusal) basınç dağılımında basınç farkı ..... 23
Şekil 6.2	$F_s, t_p$ momentinden ötürü değme basıncının değişimi ..... 26
Şekil 6.3	$\mu_p=0,3$ ve $\mu_z=0,08$ için basınç farkının balata kalınlığına bağlı olarak değişimi .. 27
Şekil 6.4	$\mu_p=0,4$ ve $\mu_z=0,07$ için basınç farkının balata kalınlığına bağlı olarak değişimi ... 28
Şekil 6.5	Disk frende elementer alanın gösterilmesi ..... 29
Şekil 6.6	Basıncın $\theta$ doğrultusunda a) doğrusal ve b) eğrisel değişimi ..... 31
Şekil 6.7	Basıncın $\theta$ ve $r$ doğrultusunda a) doğrusal ve b) eğrisel değişimi ..... 32
Şekil 6.8	Balata radyal genişliğinin ( $\Delta r$ ) frenleme momenti üzerine etkisi ..... 36
Şekil 6.9	Frenleme momentinin $\Delta\theta'$ ya bağlı değişimi ..... 37
Şekil 6.10	Frenleme momentinin $\mu'$ ye bağlı değişimi ..... 37
Şekil 7.1	Ölçü milinin semere ve fren diskinin kasnağa bağlanması ..... 39
Şekil 7.2	Deney düzeneğinin genel görünüşü ..... 40
Şekil 7.3	Disk fren sisteminin deney düzeneğine monte edilmiş hali ..... 42
Şekil 7.4	Hidrolik devre şeması ..... 43
Şekil 7.5	Hidrolik güç ünitesi ..... 44
Şekil 7.6	Ölçü mili ve strain gaugeler ..... 45
Şekil 7.7	SM 107 Digital Strain Bridge ve HBM Digital Strain Bridge cihazı ..... 46
Şekil 7.8	Ölçü milinin kalibrasyonu ..... 47
Şekil 7.9	Motor saat yönünde dönerken elde edilen kalibrasyon doğrusu ..... 48
Şekil 7.10	Motor saat yönünün tersine dönerken elde edilen kalibrasyon doğrusu ..... 48
Şekil 7.11	SIM Thermo 16 ..... 50
Şekil 8.1	Greening sürtünme katsayısı ölçüm tezgahı ..... 53
Şekil 8.2	Greening test tezgahı ..... 53
Şekil 8.3	Eski balata performans deney raporu ..... 54
Şekil 8.4	Yeni balata performans deney raporu ..... 55
Şekil 8.5	Eski balata sürtünme katsayısı değerleri ..... 56
Şekil 8.6	Yeni balata sürtünme katsayısı değerleri ..... 56
Şekil 8.7	Balata yüzeyine termokuplların yerleşimi ..... 57
Şekil 8.8	İç ve dış balatadaki artçı ve öncü bölgelerin şematik olarak gösterilmesi ..... 57
Şekil 8.9	Termokupl montajı ..... 58
Şekil 8.10	Balata yüzey sıcaklıklarının ölçümü ..... 59
Şekil 9.1	Farklı taşıt hızlarında frenleme momentinin fren silindiri basıncıyla değişimi .... 60
Şekil 9.2	Belli silindir basıncı değerlerinde taşıt hızına bağlı olarak frenleme süresinin değişimi ..... 61
Şekil 9.3	Frenleme süresinin silindir basıncına göre değişimi ..... 61
Şekil 9.4	Eski ve yeni balatada frenleme momentinin baskı basıncı ile değişimi ( $0,2 \dots 1$ $N/mm^2$ arasında) ..... 62
Şekil 9.5	Eski ve yeni balatada frenleme momentinin baskı basıncı ile değişimi ( $2 \dots 8$ $N/mm^2$ arasında) ..... 63
Şekil 9.6	Kuru, suda ve yağda bekletilmiş yeni balatalarda frenleme momentinin baskı basıncı ile değişimi ( $0,2 \dots 1$ $N/mm^2$ arasında) ..... 63
Şekil 9.7	Kuru, suda ve yağda bekletilmiş yeni balatalarda frenleme momentinin baskı basıncı ile değişimi ( $2 \dots 8$ $N/mm^2$ arasında) ..... 64



	frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri .....	87
Şekil 9.42	0,42 N/mm <sup>2</sup> basınçta, disk saat yönünde dönerken, sürekli olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri .....	88
Şekil 9.43	0,42 N/mm <sup>2</sup> basınçta, disk saat yönünün tersine dönerken, sürekli olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri .....	88
Şekil 9.44	1 N/mm <sup>2</sup> basınçta, disk saat yönünde dönerken, sürekli olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri .....	89
Şekil 9.45	1 N/mm <sup>2</sup> basınçta, disk saat yönünün tersine dönerken, sürekli olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri .....	89

## ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3.1 Balataların sınıflandırılması .....	12
Çizelge 6.1 Basınç değerleri.....	36

## ÖNSÖZ

Tez çalışmamda her türlü yardımı esirgemeyen hocam Sn. Prof. Dr. Atilla BOZACI' ya çok teşekkür ederim.

Deneysel çalışmada, her türlü parça temini ve imalatında tüm destek ve yardımlarından ötürü, Sn. M.Evren SARIYERLİ başta olmak üzere, MERCEDES-BENZ TÜRK A.Ş. Karoseri ve Parça İmalatı Kısım Müdürü Sn. Mahmut ÇELİK'e, Teknik Planlama Kısım Müdürü Sn. Nedim ALP'e, Teknik Hizmetler Kısım Müdürü Sn. Birol KAHVECİ ve Grup Şefi Sn. Bora ERDOĞAN'a, Geliştirme Direktörlüğü Test Merkezi Grup Şefi Sn. Cem ŞENTÜRK ve Sn. Şenduran GENÇEL'e çok teşekkür ederim.

Disk fren balatası imalatı ve balata performans deneylerindeki katkılarından dolayı BERKA BALATA SAN. ve TİC. A.Ş. Fabrika Müdürü Sn. Tayfun SERTEL ve AR-GE Şefi Sn. Fahri YILMAZ'a, EGE FREN A.Ş. AR-GE Müdürü Sn. Gökçen GÜLERYÜZ' e çok teşekkür ederim.

Değerli fikirleri ve teknik desteği için TOFAŞ ARGE direktörü Sn. Ayhan ÇAM ve Ürün Geliştirme Yöneticisi Sn. Gökhan AYDOĞAN' a teşekkürlerimi sunarım.

Her türlü destek ve katkılarından ötürü TÜBİTAK UME Basınç Laboratuvarı sorumlusu Sn. Dr. İlknur KOÇAŞ hocama ve Tork Laboratuvarı'ndan Sn. Çetin DOĞAN' a en içten şükranlarımı sunarım.

Tüm yardımları için Y.T.Ü. Matematik Müh. Bölümü'nden Sn. Prof. Dr. Ayşe SOYUÇOK hocama çok teşekkür ederim.

Gökçe S. (DOMAÇ) SARIYERLİ

## ÖZET

Disk frenlerde, klasik frenleme momenti hesaplama yöntemlerinin tümünde sabit basınç ve düzgün aşınma varsayımları kullanılmaktadır. Buna rağmen disk frenlerde dönen disk yüzeyi ile balata yüzeyi arasında basınç dağılımının düzgün olmaması gerektiği de genelde kabul edilmektedir. Ancak basınç dağılımını ölçme konusunda deneysel bir yöntem geliştirilemediğinden bu değişimin nasıl olduğu tam olarak bilinmemektedir.

Bu çalışmanın teorik kısmında, balata ve disk yüzeyleri arasında değişken basınç esas alınarak bir analiz yöntemi geliştirilmiştir. Frenleme başlangıcında dönme yönüne bağlı olarak ortaya çıkan devrilme etkisinden dolayı, disk-balata oturma alanı boyunca öncü ve artçı bölgeler oluşmaktadır. Öncü bölgede basınç artarken, artçı bölgede düşmektedir. Basınç dağılımının matematiksel denklemlerle ifade edilebilen doğrusal ve eğrisel değişimler şeklinde olduğu varsayılarak her değişim için frenleme momenti kuramsal olarak belirlenmeye çalışılmıştır.

Deneysel çalışma için, bir taşıtın dört tekerleğinden birine karşılık gelecek şekilde tasarlanarak imal edilmiş olan deney düzeneğinden yararlanılmıştır. Bu taşıt modeline monte edilen fren sistemi Tofaş Şahin ön disk freninden oluşmaktadır. Taşıtın fren sistemini belirlenen şartlarda simule edebilen bu deney düzeneğinde farklı frenleme basıncı ve hız koşullarında çeşitli deneyler yapılmıştır. Diskin dönme yönü değiştirilerek aynı testler tekrarlanmıştır. Elde edilen deneysel verilerin açıklanabilir, tekrarlanabilir ve güvenilir oldukları görülmüştür. Daha sonra deneysel olarak belirlenen frenleme momenti değerleri teorik olarak hesaplanan değerlerle karşılaştırılarak tartışılmıştır.

Yapılan sıcaklık ölçmeleri sonucunda, her iki dönme yönünde de öncü bölgenin başlangıcında artçı bölgenin sonuna nazaran sıcaklığın daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Bu durum balata-disk arasında basınç dağılımının düzgün olmadığı tezini doğrulamıştır.

**Anahtar kelimeler:** Disk fren, balata, öncü-artçı bölge, basınç dağılımı

## **ABSTRACT**

In traditional brake moment calculation methods, the uniform interface pressure and the uniform pad wear are validated. In disc brakes, it's generally accepted that the pressure distribution between rotor and pads interface is uneven. The pressure changes can't be determined certainly because there is no experimental method available for directly measuring disc brake pad pressure while it's operating.

In this study, it has been represented a new method to predict the brake moment by using uneven pressure distribution at the rotor and pads interface. At the beginning of brake process, the leading and the trailing edge have been occurred at the rotor and pads interface depending on rotating direction of disc. There's higher pressure between the rotor and the pad on the leading side than the trailing side. In order to calculate the brake moment under various pressure distributions, the pressure changes have been determined by using mathematical equations in linear and non linear forms.

A test rig, which is modeling one axle of a vehicle was designed and manufactured for the experimental study. The disc brake of Tofaş Şahin car has been used as test brake system. The experiments were carried out by using various parameters due to the experimental set up was capable of simulating brake system under specified conditions. All the experiments were verified again and again by changing the rotating direction of disc. It was seen that the experimental results were reliable and clear. The theoretical analysing method has been discussed by comparing the theoretical and repetable experimantal results.

The result of the measurement of temperature showed that the temperature at the beginning of leading edge was higher than the temperature at the end of trailing edge for both rotation direction. This should be a strong evidence of the uneven pressure distribution between disc and pad.

**Keywords:** Disc brake, brake lining, leading-trailing side, pressure distribution

## 1. GİRİŞ

Bir taşıtın en önemli bölümü fren sistemidir. Frenleme ile ilgili elemanların görevi aracı en kısa sürede ve emniyetli bir şekilde durdurmaktır. Ayrıca taşıtın yokuş yukarı, yokuş aşağı gibi ortam şartlarına uygun hareket etmesini sağlamaktır. İstenmeyen hızların önlenmesi, taşıtı yavaşlatmak ve taşıtın kendiliğinden harekete geçmesini önlemek asıl amaçtır. Frenlerde sürtünme prensipleri geçerlidir. Frenleme işleminde sürtünme yüzeylerine uygulanan basınçtan yararlanır. Taşıtın sürüş sırasında emniyetini sağlamada fren balatalarına önemli bir görev düşmektedir. Balata, kendisi ve frenlemeye çalıştığı eş karşı yüzey arasındaki kaçınılmaz kaymayı kontrollü olarak yavaşlatmak ve nihayet durdurmak amacıyla kullanılan malzeme olarak tanımlanır. Otomobil icat edilene kadar sürtünme yüzeyi malzemeleri ve mekanizmaları konusunda çok az gelişme olmuştur. İlk otomobillerde deri sürtünme malzemeleri kullanılmıştır. Uzun yıllar kullanılan asbest esaslı sürtünme yüzeyi malzemelerinin sağlık nedenleriyle kullanımının yasaklanması sonucu bunların yerine asbest içermeyen elyaf takviyeli yeni kompozit balatalar geliştirilmiştir. Bu yönde yapılan çalışmalar sonucu son yıllarda otomotiv fren balatalarının bileşiminde büyük değişiklikler olmuştur. Balata bileşimindeki bu değişiklikler sonucu balataların sıcaklık dayanımı, sürtünme ve aşınma özellikleri iyileşmiştir.

Hareket halindeki taşıt kinetik enerjiye sahiptir. Taşıt hızının azaltılabilmesi için sahip olduğu enerjinin başka bir şekle dönüşümü gereklidir. Fren sistemlerinde, taşıtın kinetik enerjisi sürtünme yoluyla ısı enerjisine çevrilir. Frenlerin fonksiyonu, hareket enerjisini yutarak, ısıya çevirmek ve bu ısıyı da atmosfere yaymaktır. Eğer frenlere çevreye verebileceğinden daha fazla bir ısı verilirse fren balatalarındaki sürtünme katsayısı düşmekte ve frenlerin durdurma kabiliyetleri azalmaktadır. Fren balatalarının etkinliğindeki bu azalma için balata yumuşaması terimi kullanılır. Bu noktadan sonra aşınma hızlanır. Fren balatalarının sürekli olarak aşırı sıcaklıklara maruz kalmaları balataların frenleme etkinliklerinin sona ermesine sebep olur. Bu durum, frenlerin performansındaki azalma, hatalı çalışma, hızlı balata aşınması ve ses olarak kendini gösterir

Fren performansının en önemli göstergesi, frenlemeden sonra sağlanan kısa durma mesafesidir. Bu maksimum yavaşlama ivmesi ile mümkündür. Yüksek frenleme kuvveti, sürtünen yüzeylerin önemli bir kısmını oluşturan balata kalitesi ile ilgilidir.

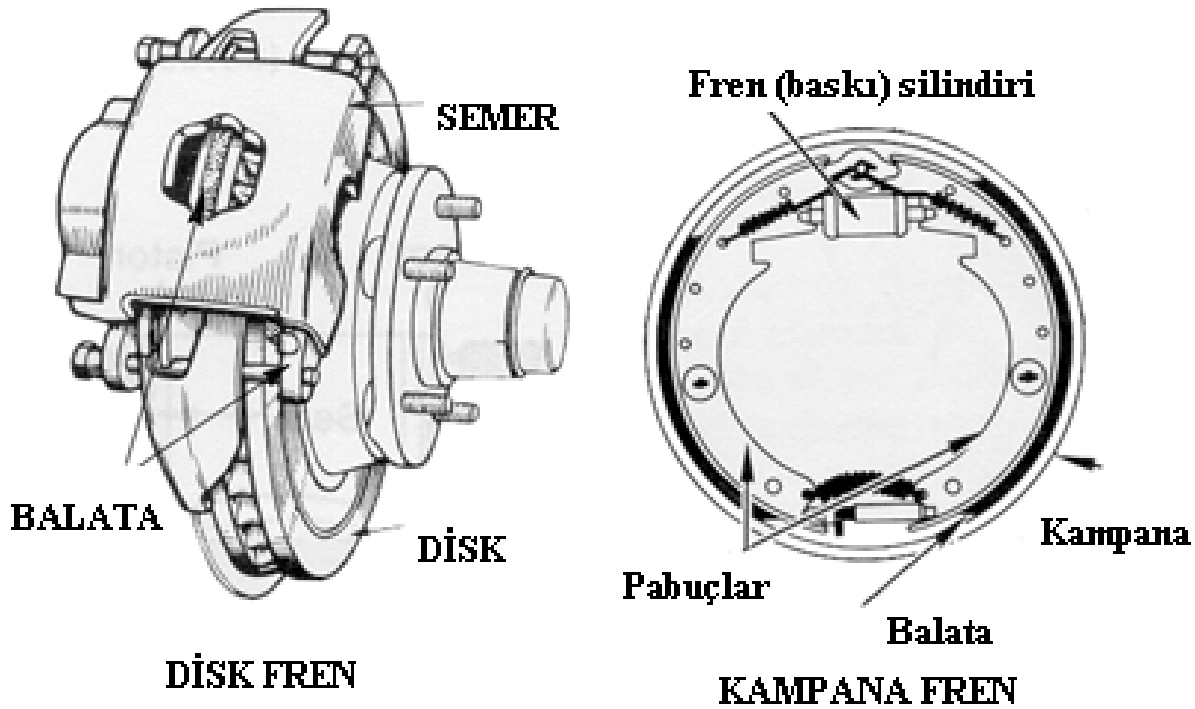
Taşıtlarda tekerlek freni olarak sürtünmeli frenler kullanılmaktadır. Genel olarak doğrudan doğruya tekerleğe bağlı olan bu frenler; fren momentinin oluşturulması ve enerji değişiminin gerçekleşmesi olmak üzere iki ana fonksiyonu yerine getirirler. Otomotiv fren istemleri üç ana bölümden oluşmaktadır (BAUER, 1995).

— Rotor (kampana veya disk); tekerlek ile birlikte dönen kısımdır. Sürtünme çiftinin karşı yüzey parçasını oluşturur. Rotor malzemesi genellikle gri dökme demirdir.

— Balata (pabuç veya ped); sürtünme çiftinin sürtünme yüzeyi kısmıdır. Frenleme anında, sürtünme yüzeyi, hidrolik piston aracılığıyla rotor üzerine bastırılır. Dönen kampana veya disk ile sabit balata arasındaki sürtünme kuvvetleri, kinetik enerjiyi ısı enerjisine dönüştürür. Genel olarak karşı yüzey aşınmaya karşı korunurken sürtünme yüzeyinin aşınmasına izin verilir.

— Hidrolik sistem; fren pedalındaki frenleme kuvvetini balataya basınç uygulayan hidrolik pistonu transfer etmek ve basıncı arttırmak amacıyla kullanılan bir sistemdir. Modern fren sistemlerinde hidrolik sistem ABS (anti blokaj sistemi) sistemini de içermektedir.

Taşıt fren sistemleri kampana ve disk fren olmak üzere iki tipe ayrılmıştır. Disk ve kampana fren arasındaki temel fark rotor ve balata geometrisidir. Hidrolik sistemler benzerdir. Şekil 1.1’ de disk ve kampana fren sistemlerinin şematik resmi görülmektedir



Şekil1.1 Disk ve Kampana Fren

## 2. FREN MALZEMELERİ

### 2.1 Fren Malzemelerinin Genel Tribolojik Özellikleri

Fren malzemelerinin özellikleri belirlenirken çalışma şartları göz önüne alınmaktadır. Frenlerde sürtünmenin önemi bilinmektedir. Bu nedenle sürtünme görevi yapan elemanların istenilen özelliklerde olmaları gerekmektedir. Sürtünme elemanları düşük sıcaklıklardan çok yüksek sıcaklıklara kadar sürekli değişebilen çalışma sıcaklıklarında ve yüksek hızlarda çalışmaktadır. Disk ve kampananın mekanik ve ısıl zorlamalara karşı dayanıklı olması istenir. Fren sistemlerinde sürtünmeden dolayı kısa zamanda oluşan sıcaklık artışının, en kısa zamanda sistemden uzaklaştırılabilmesi için karşı malzemenin yüksek ısı iletim katsayısı ile özgül ısıya sahip olması gerekmektedir. Sürtünmeye bağlı sıcaklık artışı nedeniyle disk veya kampananın bozulmadan, minimum deformasyon göstermesi için ısıl genleşme katsayısının küçük olması istenir. Frenleme sırasında kısa zamanda oluşan yüksek ısı miktarı, disk veya kampana tarafından alınıp, iletilerek dışarıya verileceğinden, disk malzemesinin yüksek ısı iletme kabiliyetine sahip olması gerekir (FENTON, 1996).

Fren balata malzemesinin yüksek bir sürtünme katsayısına sahip olması gerekmektedir. Balata üzerine uygulanan frenleme kuvvetlerine karşı dayanıklılık, iyi aşınma direnci ve sürtünme yüzeyine iyi oturma ilk bakışta istenilen özellikler olarak karşımıza çıkmaktadır. Fren sistemindeki sürtünme malzemeleri homojen değildir ve anizotropiktir. Malzeme yüksek sıcaklık direnci, yüksek ısı iletkenliği, yüksek mekanik mukavemet ve iyi korozyon direncine sahip olmalıdır.

### 2.2 Bellibaşlı Fren Malzemeleri

Disk ve kampana malzemesi olarak genellikle perlitik yapıya kır dökme demir kullanılmaktadır. % 2,8 – 3,2 C; % 1,6 – 1,9 Si; % 0,6 – 0,8 Mn; % 0,15 S; % 0,3 P ve bunlara ek olarak karbür, Ti, Cr ve Nikel kimyasal bileşimi oluşturur. Sertlik değeri 170-280 HB' dir. Perlitik dökme demir grafit yaprakçıkları bulundurduğundan iyi bir kayma özelliği gösterir. Yüksek işlenebilirlik, titreşimi soğurma, yüksek ısı iletkenlik ve aşınma direnci en önemli özelliklerdendir. Bunun yanında kırılma oluşu ve dinamik yüklere karşı hassas oluşu dikkati çeker. Dökme demirlere eklenen fosfor, %0,1 ve %0,2 arasında bir değere yükseltirse, bu malzemenin sürtünme katsayısı yükselir. İlave fosfor ile sürtünme katsayısının kararlılığı ve aşınma dirençleri de düzelir.

Yüksek performanslı taşıtlarda disk malzemesi olarak dökme demir tercih edilmez. Mercedes tarafından imal edilen seramik fren diskleri, dökme demir diske oranla % 60 daha hafif olmaktadır. Bu hafiflik taşıtın daha dinamik bir hal almasına olanak vermektedir. Karbon fiber, karbon tozu ve reçineden oluşan bir madde, yüksek basınçla sıkıştırılarak 1000° C sıcaklığındaki bir fırında disk şeklini almaktadır. Disk soğuduktan sonra üzerine püskürtülen sıvı haldeki silisyum, karbon alaşımlı disk tarafından tamamen emilmektedir. Bundan dolayı meydana gelen kimyasal reaksiyon sayesinde disk seramiğe dönüşür. Ortaya çıkan yeni seramik fren diski, normal dökme demir fren disklerine oranla çok fazla avantaj sağlamaktadır. Seramiğin 1400° C' a kadar dayanıklı olması, sürekli frene basıldığında frenin fazla ısınıp şişmesi ve kaydırması gibi durumları ortadan kaldırır.

Seramik kullanımı, frenlerin soğukken de iyi performans göstermesini sağlamaktadır. Seramik fren disklerinin en büyük avantajlarından bir diğeryse 300000 km' ye kadar dayanıklı olması ve kimyasal yapısından dolayı asla paslanmamasıdır.

Disk ve kampana fren balataları çok sıkıştırılmış, bakır içeren sürtünme malzemelerinden imal edilmektedir. Su ve yağ kirlenmesinden asgari derecede etkilenmektedirler. Otomotiv disk ve kampana frenlerinde kullanılan fren balataları genellikle birçok bileşenin bileşiminden yapılıdır. Yaygın olarak kullanılan asbestin kanser yapıcı özellikte olması iddiasından dolayı, asbestin özelliklerini sağlayacak ikame malzemelerin, hem istenen özellikleri sağlaması, hem de ekonomik olması istenmektedir. Birçok endüstri alanında kullanılan bor ürünlerinden olan borik asit, asbestin elyaf özelliğini karşılamada alternatif malzemelerden olan cam elyafın üretiminde kullanılmaktadır. Borik asit fren balataları komponenti içerisine katılmaktadır. Balata malzemesi bileşenleri beş kategoriye ayrılabilir (KAPOOR v.d., 2001).

- i) Bağlayıcı malzemeler
- ii) Fiber (takviye) malzemeler
- iii) Sürtünme ayarlayıcı malzemeler
- iv) Dolgu malzemeler
- v) Madeni dolgu malzemeleri
- vi) Temizleyiciler

**Bağlayıcı malzemeler;** balata bileşenlerini kullanım öncesinde ve kullanım sırasında bir arada tutan yapıştırıcılardır. Genellikle ısı ile sertleştirilmiş polimerden oluşur. Bağlayıcı olarak birçok termoset reçineyi kullanmak mümkündür. Doğal veya sentetik kauçuk da bağlayıcı olarak kullanılmaktadır. Otomotiv sektöründe kullanılan en yaygın bağlayıcı fenol formaldehit reçinedir. Bu reçinelerin en büyük özelliği sıcaklıkta sertleşmeleridir. Reçineler, yüksek sıcaklıkta kullanışlıdır, çünkü sürekli bir yapı kafesine sahip oldukları için moleküller arasında kayma olmaz. Şekil değiştirme sıcaklıktan bağımsızdır (KAPOOR v.d., 2001).

**Fiberler (takviye malzemeleri);** fren balatalarında güç, sağlamlık ve rijitlik sağlamak amacıyla kullanılırlar. Takviye malzemeleri çok çeşitlidir.

Asbest; kömür, demir cevherleri gibi doğal bir mineraldir. İşlendikten sonra elde edilen asbest elyaf yumağı görünüşündedir. Ateşe dayanıklı, elektrik ve ısı yalıtımı yüksektir. Esnek ve bükülebilir bir yapıya sahiptir. Çimento ürünlerine katıldığında beton içindeki çelik kafeslere benzer şekilde bağlayıcılık özelliği gösterir. Kansorejen bir bileşiktir. Solunması veya yiyeceklerle alınması kansere neden olabilir. Son on yılda ulusal ve uluslar arası mahkemelerde, kullanımını yasaklayan kararlar alınmıştır. Dolayısıyla asbeste alternatif malzemelerin ve karışımlarının kullanılması yaygınlaşmıştır.

Cam elyafı; eritilmiş cam karışımının basınçlı hava ile sıkıştırılması sonucu özel olarak yapılmış bölmelerden aşağı akıtılarak elde edilir. Asbestsiz sürtünme malzemelerinde ana yapının mukavemetini arttırmak amacıyla % 10-15 oranında cam elyafına yer verilmiştir. Ayrıca cam elyafının ısı iletiminin az olması, asbest liflerine iyi bir alternatif olması ve esnek olmasından dolayı sürtünme malzemelerinde kullanılabilir bir yapıya sahiptir.

Aramid (keklar); ticari olarak mevcut olan mukavemeti en yüksek ve rijit organik elyaftır. Yüksek mukavemete sahip olduğundan balatalarda takviye elemanı olarak kullanılır.

Çelik elyaf (çelik yünü); iyi ısı ve sürtünme kararlılığı, ekonomikliği ve karıştırma sırasında parçalanmaya karşı direnci nedeniyle en çok kullanılan alternatif malzemelerden biridir.

Taş yünü; yüksek sıcaklığa dayanıklı olduğundan tercih edilmektedir.

Basarit, fiberfrax ve mika grubu minerallerde balatalarda kullanılan takviye malzemelerindendir.

Dolgu maddeleri; sürtünme özelliklerini bozmadan balata hacmini doldurmak ve maliyeti

düşürmek amacıyla katılır. Takviye edici özellikleri vardır. Sıvılardan etkilenmez. Mekanik özellikleri iyileştirir. Abrasif aşınma direncini ve alevlenmeye karşı direnci artırır.

Alçı; alçı taşı doğada mineraller halinde bulunur. Isı iletkenlik değeri çok düşük bir malzemedir. Yeni geliştirilen sürtünme malzemelerinde % 50'lere varan oranlarda dolgu malzemesi olarak kullanılmaktadır.

Barit; barit minerali suda ve asitte kolay çözünmez. Kimyasal etkilere karşı dayanıklıdır. Sürtünme malzemelerinde önemli bir kullanım yerine sahiptir.

Kil; doğada toprak ve taş halinde bulunur. Esas maddesi içerisinde su bulunan slikaştır (KAPOOR v.d., 2001).

**Sürtünme ayarlayıcı malzemeler;** bu katkı maddeleri balata sürtünme katsayısını değiştiren maddelerdir. Aşındırıcı olan ve olmayan malzemeler olarak sınıflandırılır. Toz halde alümina gibi abrasif özellikli malzemeler, sürtünme katsayısını arttıran grafit gibi katı yağlayıcılar ise sürtünme katsayısını istenilen değere getirmek için katılan bileşenlerdir. Pirinç, çinko veya diğer metal tozları abrasif özellikleri kontrol etmek için katılmaktadır. Metalik tozlar ısı iletimini iyileştirir. Grafit gibi sürtünme ayarlayıcılar aynı zamanda bir yağlayıcı olarak balataları kalıptan çıkarmaya da yardım etmektedir. Katkı maddesi olarak birden çok etkiye sahiptir. Sürtünme ayarlayıcı maddeler aynı zamanda dolgu maddesi ve temizleyici madde etkisi de yaparlar. Sürtünme ayarlayıcı olan yağlayıcılar, katı ve yağ yağlayıcı olarak sınıflandırılabilir. Grafit ve molibdendisülfid yaygın olarak kullanılan katı yağlayıcılardır. Kurşun ise önceleri yaygın olarak kullanılan katı bir yağlayıcı olmasına rağmen son yıllarda çevre kirliliğine etkisi ve sağlık riski nedeniyle kullanımından vazgeçilmiştir. Yağlayıcılar sürtünme yüzeyinde bir film oluşturarak sürtünme katsayısını azaltmaktadırlar (KAPOOR v.d., 2001).

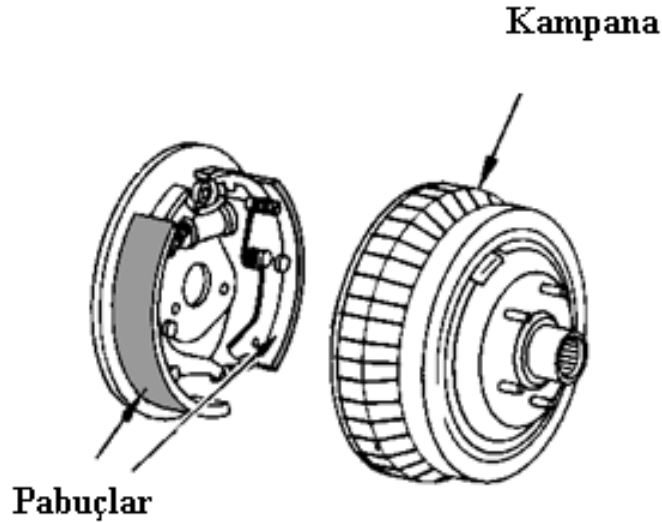
**Dolgu ve madeni dolgu malzemeleri;** balatalarda yapıyı homojenleştiren, ısı iletim katsayısını düzenleyen, aşınma ile sürtünme katsayısının dağılımına etki eden bu malzemeleri, metal yünleri ve metal talaşları oluşturur. Metal yünü olarak demir ve alüminyum yünleri, talaş için de pirinç, bakır ve alüminyum metallerinin talaşları kullanılır (KAPOOR v.d., 2001).

**Temizleyiciler;** çoğu balatalar kendi kendine temizleyicidir. Temizleyiciye ihtiyaç duyulan bazı kullanım şartlarında pirinç tozu, bronz tozu ve çinko tozu gibi metalik malzemeler kullanılır (KAPOOR v.d., 2001).

### 3. OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE FRENLER

#### 3.1 Kampana Frenler

Kampana frenlerde fren yüzeyi silindiriktir. Fren yüzeyini, duran parça (pabuç) ile dönen parçanın (kampana) birbirlerine temas ettikleri yüzey oluşturmaktadır. Çeşitli tipleri olmakla birlikte karayolu taşıtlarının tekerlek frenlerinde içten pabuçlu olanlar kullanılmaktadır. Frenleme gerçekleşmeden önce tekerlek ile birlikte dönmekte olan kampana, frenleme ile birlikte kampanaya içten sürtünerek frenlemeyi sağlayan bir çift pabuç, pabuçların dışarıya doğru açılarak kampanaya bastırılmasını sağlayan hidrolik sistem temel elemanlardır. Ayrıca pabuçlar üzerine yapıştırılarak veya perçinlenerek yerleştirilen ve balata olarak adlandırılan sürtünme yüzeyi ile pabuç ayar mekanizması bulunur. Kampana frenler genel olarak sabit mafsallı ve kayar tabanlı fren olarak ikiye ayrılır. Mafsallı frenlerde fren tablası üzerinde bağlı bulunan ve üzerinde sürtünme yüzeyini taşıyan pabuçların tabanları sabit bir mafsal noktasına dayanmakta olup, pabuçlar bir mafsal eksenine etrafında dönme serbestisine sahiptir. Kayar tabanlı frende ise; fren pabucu tabanı sabit bir yüzeye dayanmaktadır. Bu düzendeki pabuç dayandığı yüzey doğrultusunda iki yönde kayma serbestisine sahiptir. Bu özellik pabuçların frenleme olayı sırasında kendi kendilerini merkezleyebilmelerine ve düzgün basınç dağılımına sebep olmaktadır (KOÇAŞ, 1999).

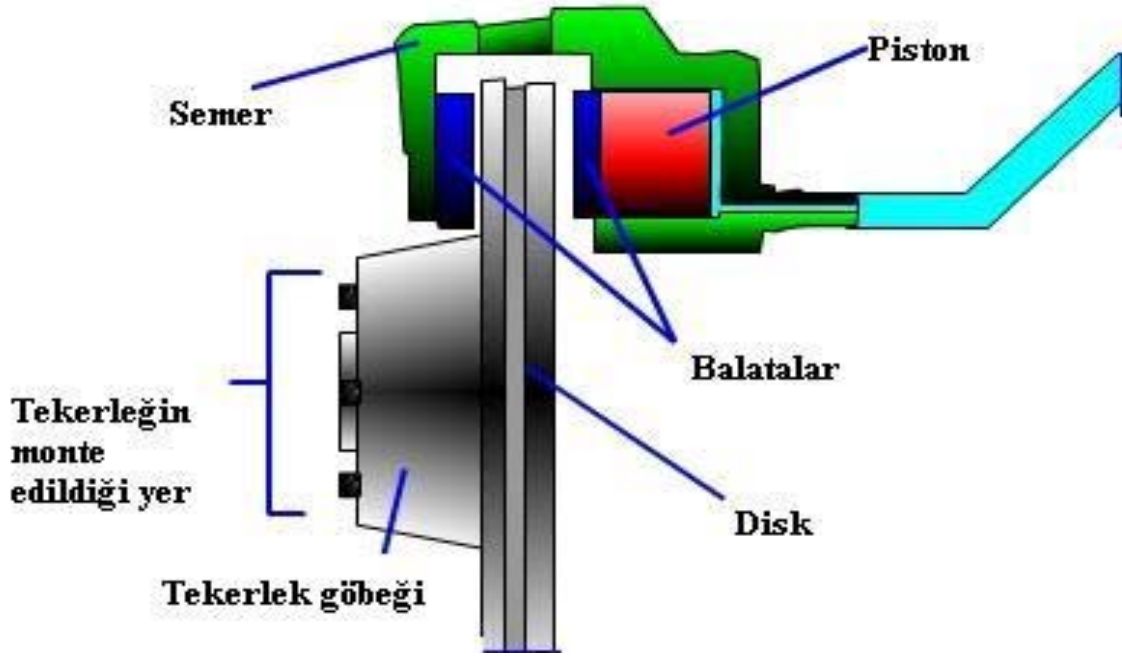


Şekil 3.1 Kampana fren elemanları

## 3.2 Disk Frenler

### 3.2.1 Tarihsel Gelişim

1890'larda Amerikalı Elmer Ambrose Sperry elektromanyetik kumandalı disk dizayn etmiştir. Fren mıknatısı olarak adlandırılan disk, fren diski ile moment elde etmek için temas edecek şekilde yerleştirmiştir. Sperry elde edilen momentin bir kısmının sürtünme dolayısıyla, bir kısmının da manyetik akımdan kaynaklandığını belirtmiştir. İngiliz mühendis William Lanchester, 1902 yılında disk frenin patentini almıştır. Disk fren, metal bir diskin taşıtın arka tekerleklerinden birine rijit olarak bağlanması ile tanımlanmıştır. Taşıtı yavaşlatmak için diskin bir çift tırnak ile sıkıştırılması gerekmiştir. Bu dönemde fren teknolojisinde çeşitli gelişmeler olmuştur. Newcomb ve Spurr'a göre Mercedes ve Renault 1903 yılında modern kampana fren geliştirmiştir. 20. yüzyıl boyunca Lanchester ve Sperry'nin fren tasarımlarında gelişmeler olmuştur. Malzeme ve kumanda yöntemleri değişmiştir. Harper'a göre II. Dünya Savaşı döneminde havacılık endüstrisinin gelişmesiyle bu alanda değişimler gözlenmiştir. Uçaklarda kullanılan disk frenler kavrama tipi olarak nitelendirildi. Otomotiv endüstrisinde kullanılan disk frenlerin sürtünme balatası açısı büyüklükleri  $30^\circ$  ile  $50^\circ$  arasında değişmektedir. Kavrama tipi disk frenlerde balata ile diskin temas ettiği bölge halka biçiminde  $360^\circ$  'lik bir alandan oluşmuştur. Açısı büyüklükleri çok çeşitlidir. Otomotiv disk frenlerindeki en büyük ilerleme Dunlop, Girdling ve Lockheed Co. ile 1950'lerde kaydedilmiştir. 1970 öncesi, A.B.D. 'de otomobillerin ön tekerleklerinde kampana fren kullanılmaktaydı. Bu durum 1976'da Federal Motor Taşıt Güvenliği standardının belirlenmesiyle değişmiştir. Yüksek performanslı otomobil sayısının artışı A.B.D.'de disk fren sistemlerinin kullanımını yaygınlaştırmıştır (HALDERMAN v.d., 2000).



Şekil 3.2 Disk fren elemanları

### 3.2.2 Disk Fren Elemanları

#### 3.2.2.1 Disk

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

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

Disk performansını etkileyen en önemli faktörler aşınma, disk kalınlık değişimi, düzgünlük ve yüksek sıcaklıktır. Bu faktörler aynı zamanda titreşime sebep olur. Frenleme etkinliği azalır. DTI gauge ile disk kalınlığındaki değişim ölçülebilir. Düzgün olmayan aşınma ve bunun sonucu frenleme yüzeyindeki farklı kalınlık değerleri titreşime sebep olur.

Disk frenleme yüzeyindeki kalınlık farkı 35  $\mu\text{m}$ ' yi geçmemelidir. Uzun süreli nemli ortam şartlarında çalışma disk yüzeyinde korozyon oluşturur. Paslanma şeklinde ifade edilir. Normal bir çalışmadan sonra korozyon sadece frenleme yüzeyinde kalıyorsa, sorun semerden kaynaklanmaktadır. Disk yüzeyinde derin dairesel yarıklar veya çok sayıda radyal çatlaklar görülüyorsa disk değiştirilmelidir. Mavi noktalar ve siyah yamalar titreşim oluşum sebebidir. Ancak frenleme sistemi bir bütün olarak düşünölmeli ve diğer parçalar da incelenmelidir (HARPER, 1998).

### 3.2.2.2 Disk Fren Balataları

Tekerleğe bağlı bulunan bir fren diskinin, semer içine yerleştirilmiş iki balata arasında her iki tarafından sıkıştırılması şeklinde çalışmaktadır. Disk fren sistemlerinde; sürtünme malzemesini (balata), dönen fren diskine her iki yönden bastırmak için bir piston kullanılmaktadır. Tekerleklerin dönmesi yavaşlamakta, araç da tekerlekler ile yol yüzeyi arasındaki sürtünmeden dolayı durmaktadır. Disk balatalarının (pedlerinin) kampana pabuçları gibi kendi kendini güçlendirme özellikleri yoktur. Bu nedenle disk balatalarına, kampana pabuçlarına kıyasla, daha yüksek bir basıncın uygulanmasına gerek duyulmaktadır.

Bu dezavantajın dışında disk balatalarının avantajları aşağıda sıralanmıştır.

— Disk ve balata yüzeyi arasında kaymalar kaçınılmazdır. Aşınma, ısınma ve yıpranmalar bu aşamada (kaymaların olduğu) olmaktadır. Sürtünmeden ötürü açığa çıkan ısı yüzey sıcaklığını yükseltmektedir. Disk frenler bu tür etkilere karşı daha dirençlidir. Çünkü fren sistemi çevresinde hava dolaşımı daha elverişlidir. Bazı disklerin içine hava sirkülasyonlarına imkan veren kanallar açılmıştır. Zaten fren diskinin % 80'i açıktadır. Kampana frenlerde balata kampananın iç tarafında saklı olduğundan soğutma açısından disk frenler kadar avantajlı değildir.

— Islak durma mümkündür. Su diskin dikey yüzeyinden kolayca akar ve balatalar disk yüzeyine sürekli değer, bu durum su birikmesini ve frenlerin kaymasını etkili bir şekilde önler.



Şekil 3.3 Disk fren balataları

#### **Balata Standartları:**

Balataların kullanıldıkları konstrüksiyondaki görevlerine göre belirli standartlarda üretilmesi gereklidir. Balata malzemesi üretiminde Türk standartları; TS 864 debriyaj balataları için kullanılan, TS 925 debriyaj kaplama malzemelerini içeren ve TS 555 taşıt fren balatalarını sınıflandıran olmak üzere üç adettir. Sürtünme esasına dayanan konstrüksiyonlarda sürtünme katsayısının ( $\mu$ ) en önemli faktör olduğu söylenebilir. Sürtünme malzemelerinin sınıflandırılmasında genellikle dört faktör göz önüne alınır. Bunlar basınç, kayma hızı, sıcaklık ve aşınma miktarıdır. Sürtünme olayı sırasında yüzey pürüzlülüğü ve yutulan enerjiler sonucu ortaya çıkan sıcaklık, sürtünme katsayısı üzerinde önemli rol oynar. Isınan malzemenin sıcaklığa bağlı olarak sürtünme katsayısı değişir ve görev yapamaz hale gelir. Sürtünme malzemelerinin karşı yüzeyle iyi bir alışma göstermesi, atmosfer şartlarında yapısını koruması, çeşitli basınçlara karşı dayanım göstermesi gerekmektedir. Dış zorlamalara karşı sürtünme katsayısı değerinin büyük sapma göstermemesi ve sıcaklık karşısında sürtünme malzemesinin yapısının bozulmaması istenir. TS 555' e göre sürtünme katsayısı, disk veya kampana ile disk fren veya kampana fren balatası arasındaki sürtünme kuvvetinin normal kuvvete oranıdır. Soğuk (normal) sürtünme katsayısı, aşınma deneyi esnasında 100° C, 150° C ve 200° C' da ölçülen sürtünme katsayılarının aritmetik ortalamasıdır. Sıcak

sürtünme katsayısı yapılan deney sonucu A grubu sınıftaki balatalarda 300° C-350° C ve B grubu sınıftaki balatalarda ise 350° C-400° C sıcaklıklarda ölçülen sürtünme katsayılarının aritmetik ortalamasıdır. Sıcaklık grubu A, 350° C' a kadar sınırlanmış sıcaklıkta ve 1050 kPa basınçta yapılan aşınma deneyine bağlı şartlardır. (TS 9076) Sıcaklık grubu B, 400° C' a kadar sınırlanmış sıcaklıkta ve 3 MPa basınçta yapılan aşınma deneyine bağlı şartlardır. (TS 9076)

Balata kalitesini belirlemede sürtünme katsayısı aralıkları TS 555' te verilmiştir. Tabloda sürtünme katsayısına göre balataların sınıflandırılması görülmektedir.

Çizelge 3.1 Balataların sınıflandırılması

SINIF	$\mu$
C	0,15' e kadar
D	0,15-0,25
E	0,25-0,35
F	0,35-0,45
G	0,45-0,55
H	0,55'ten yukarı

### Balata Seçimi:

Bir taşıt için uygun balatanın belirlenmesinde, taşıtın teknik spesifikasyonları ile taşıt için ideal fren kuvvet dağılımları oluşturulur. Bundan sonra taşıtta ideal dağılıma yakın fren kuvvet dağılımı sağlayacak iç fren faktörü belirlenir. İç fren faktörünün belirlenmesinden sonra, bu şartları sağlayacak balata geliştirilir. Balata sürtünme katsayısı istenen iç fren faktörünü sağlayacak şekilde olmalıdır. Sürtünme katsayısının istenenden yüksek olması tekerleklerin arzu edilenden daha düşük fren basınçlarında bloke olmasına, balataların daha çabuk aşınmasına neden olurken, sürtünme katsayısının istenenden düşük olması ise fren mesafelerinin uzamasına neden olacaktır. Bu nedenle taşıt için en uygun sürtünme katsayısını veren balata geliştirilmelidir.

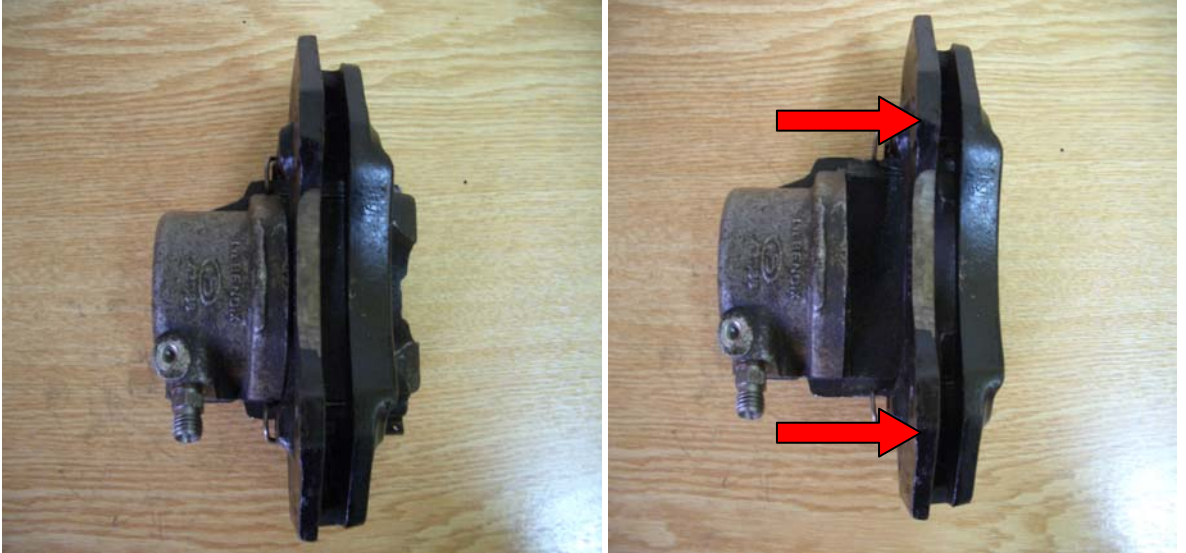
Fren elemanlarının, sürtünme ve aşınma karakteristiklerini fren tasarımı, malzemeye ve balataya etkileyen şartlar belirlemektedir. Sıcaklık, kayma hızı ve basınç balata ömrünü belirleyen temel parametrelerdir. Fren sisteminde sürtünme elemanları sürekli olmayan farklı büyüklükteki basınç ve sıcaklık etkisinde çalışması nedeniyle, aşınma ve sürtünme davranışları oldukça karmaşıktır. Balataların sürtünme ve aşınmasına bilimsel ve sınıfsal ayırım getirmek karmaşık bileşenler ve birbirleriyle etkileşimleri yüzünden mümkün değildir. Ancak, farklı fren tasarımları için balata malzeme seçimi yapılabilir. Frenlemede sürtünme sırasında yüzeylerin pürüzlülüğü ve absorpsiyonu sonucu meydana gelen sıcaklık, sürtünme katsayısını önemli ölçüde etkiler, sıcaklığın artması malzemede sürtünme katsayısının düşmesine neden olur ve sistem görev yapamaz hale gelir.

Balatalar bütün frenleme durumlarında sabit kalan kararlı bir sürtünme katsayısına sahip olmalıdır. Ancak uygulamada hız ve basıncın artmasıyla sıcaklığın yükselmesi sonucu sürtünme katsayısında düşme görülür. Balatalardan, her çalışma şartlarında sabit sürtünme performansı, sürtünme katsayısının sıcaklık, fren basıncı ve hızdan bağımsız olması veya sürtünme davranışındaki değişimin az olması, yüksek sıcaklık direnci, yüksek ısı iletkenliği, iyi korozyon direnci, yüksek mekanik mukavemet, düşük gürültü seviyesi, hava koşullarından etkilenmeme, balata malzemesinin sağlığa zararsız olması, yüksek aşınma mukavemeti ve karşı malzemede düşük aşınma istenmektedir

### 3.2.2.3 Semer

Disk fren sistemlerinde genellikle sabit ve kayar semer kullanılır. Taşıt tekniğinde disk frenlerin gelişmesi sabit semerli tiplerle başlamıştır. Eksenel yönde hareketsiz olarak monte edilmiş olan semerin her iki yanında karşılıklı duran fren silindirlilerindeki hidrolik basınçları eşittir. Diskin aksenal yöndeki kaçınılmaz balanssızlığı pistonların hareketleri ile dengelenir. Günümüzde kayar semerli konstrüksiyon, kayma bölgelerinin korozyon ve kirden iyi korunabiliyor olması nedeniyle daha çok kullanılmaktadır. Kayar semerli konstrüksiyonda; fren hidroliği ile dolu bir adet hücre, seyir rüzgarıyla soğutulabilmektedir. Bu sayede ısınma ile ortaya çıkabilecek hidrolik buharlaşması tehlikesinin önüne geçilmiştir. Semerin temel görevi, hidrolik olarak hareket eden pistonun (ya da pistonların) yerleştiği bölüm olmasıdır. Kayar semer konstrüksiyonunda, semer; semer tertibatı tarafından dikey olarak desteklenir. Bu tertibat direksiyon dingili ya da dingil muhafazasına bağlanır. Sabit semer rijit olarak taşıta bağlanır. Böylece frenleme momentini iletir. Bu tip semer, iç ve dış balata montajında bir ya da daha fazla piston içerir. Pistonlar hidrolik olarak bağlanır ve montaj parçaları arasındaki tahrik kuvvetini dengeler. Kayar semer sadece tek piston içermektedir. Bağlantı

tertibatı, frenleme momenti taşıta iletilirken, diske doğru semerin enine hareketine izin verir. Piston iç balatayı diske doğru bastırırken, semer hareketi ters yönde gerçekleşir. Bu tepki kuvvetinin yönünü vermektedir. Böylece dış balata semer ile aynı yönde hareket ederek diskin diğer yüzüne baskı uygular. Bu şekilde diskin balatayla temas ettiği her iki yüzeyde de normal kuvvetler eşit olur. Frenleme sırasında balata hareketi çok küçük miktarda gerçekleşir. Semer çeperleri ve piston arasında çeşitli sayılarda conta bulunmaktadır. Contanın görevi fren hidrolik yağının sızıntısını önlemektir. Fren pedalındaki basınç arttırıldığında, pistonda sarfedilen hidrolik basınç artar. Piston hareketi balata sürtünme malzemesinin rotor (disk) yüzeyine baskı yapmasına neden olur. Fren pedalındaki baskı tamamen kaldırıldığında, pistonda kullanılan basınç nominal değerine düşer, piston ile temas halinde olan balata geri çekilir (HARPER, 1998).



Şekil 3.4 Kayar semerin aksenal doğrultudaki hareketi

### 3.3 Disk Frenlerle Kampana Frenlerin Karşılaştırılması

Hem disk hem de kampana frenlerin kullanılıyor olması birbirlerine göre avantajlı ve sakıncalı yanlarının bulunduğunu göstermektedir.

Kampana frenlerin avantajları:

\* Kampana frenlerde baskı kuvveti daha küçük olduğundan fren elemanlarına dağılan yüklerde disk frenlere göre daha küçük olmaktadır. Bu nedenle kampana frenler küçük kesitlere sahip olarak ve daha ucuz imal edilebilirler.

\* Kampana frenlerde balata basıncı düşük olduğundan aşınmalar daha azdır.

\* Fren diski kampanaya göre daha hafiftir. Frenlemede hafifliği nedeniyle disk fren ve balataları kampanalı frene oranla daha fazla ısınmaktadır.

Disk frenlerin avantajları:

\* Disk frenlerde, balata disk arasındaki sürtünme katsayısının değişimlerinden kaynaklanan fren momenti değişimleri, kampana frenlerdekine oranla daha az olmaktadır.

\* Sürtünme katsayısı farklılıkları balata malzemesindeki ya da disk veya kampana yüzey pürüzlülüklerindeki farklılardan kaynaklanabildiği gibi işletme sırasında da ortaya çıkabilmektedir. Frenlerin ıslanması halinde; disk frende su damlaları merkezkaç kuvvet ile çabucak savrulup atılabilirken kampana da daha uzun süre etki etmektedir.

\* Artan sıcaklık sonucu kampana genişerek şekil değişimine uğramaktadır. Disk frenlerde ise ısıl genişleme sonucu ortaya çıkan boyut büyümesi herhangi bir probleme neden olmamaktadır. Kalınlığı artan disk, balataları bir miktar geri iter ve yalnızca pedal hareketi azalır.

#### 4. ÇALIŞMANIN AMACI

Disk frenlerin tasarımında disk ve balata arasındaki basınç dağılımının mümkün olduğu ölçüde düzgün gerçekleşmesi için yapılan konstrüktif geliştirme çalışmaları ve gösterilen çabalar iki nedenle büyük önem taşımaktadır. Birincisi fren sisteminin ömrüyle ilgilidir. Düzgün olmayan basınç dağılımı düzgün olmayan aşınmalara sebep olmaktadır. Bu da frenin servis ömrünü önemli ölçüde kısaltmaktadır. İkincisi ise gürültü ile ilgilidir. Düzgün olmayan basınç dağılımı ve aşınma, titreşimlere ve gürültüye sebep olmaktadır. Bu durum gürültü kirlenmesine sebep olduğundan giderilmesi için yoğun çalışmalar yapılmaktadır. Konstrüktif iyileştirme çalışmalarında yararlı sonuçlara ulaşabilmek için her şeyden önce, işletme koşullarında disk-balata arasında değme basıncının nasıl değiştiğini, bu değişime hangi etmenlerin sebep olduğunu, hangi parametrelerin ne ölçüde etkili olduğunu bilmek büyük önem taşımaktadır.

Fren pedalına basıldığı zaman doğal olarak balata yüzeyi disk yüzeyine doğru, fren sisteminin yapısı gereği bastırılmaktadır. Eğer disk yüzeyi de duruyorsa (yani taşıt duruyorsa) iki yüzey arasında sadece baskı (normal) kuvveti vardır. Bu durumda disk-balata değme alanı boyunca basınç dağılımı düzgündür. Sabit basınç varsayımı ancak bu özel durum için doğrudur. Bu durumda aşınma zaten söz konusu değildir. Ancak normal çalışma koşullarında disk tekerlekle aynı açisal hızda dönmektedir. Balata ise durmaktadır. Frenleme başlangıcında biri duran, diğeri dönen iki yüzey basınç altında birbirine değdiği zaman normal kuvvetin yanı sıra bir de sürtünme kuvveti doğar. Sürtünme kuvveti değme alanının içinde ve yüzeylere paraleldir. Yönü ise balata açısından hareket yönündedir. Bu sürtünme kuvveti zarf ile birlikte balatayı (ped) diske doğru devirmeye çalışan bir moment yaratır. Bu devirme momenti, disk-balata yüzeyleri arasındaki etkileşime önce giren bölgede (öncü bölge) balatayı diske doğru bastırarak ilave bir kuvvet yaratırken, etkileşimin sona erdiği artçı bölgede balatayı diskten uzaklaştırma yönünde etki yapmaktadır. Bu nedenle öncü bölgede değme basıncı artarken artçı bölgede azalmaktadır.

Bu çalışmada; kampana frenlere göre daha üstün özellikleri bulunan disk frenlerin tasarım ve tribolojik açıdan incelenmesi hedeflenmiştir. Disk frenlerin kullanımı ile balata-disk arasındaki düzgün olmayan basınç dağılımı göz önüne alınarak, frenleme momentinin teorik ve deneysel olarak tespit edilmesi, karşılaştırılması; balata disk arasındaki aşınmanın tespiti, frenleme momenti üzerindeki etkilerini incelenmesi temel amaçtır. Disk frenlerde dönen disk yüzeyi ile duran balata yüzeyi arasında basınç dağılımının düzgün olmaması gerektiği kabul edilmekle birlikte geleneksel frenleme momenti hesaplama yöntemlerinin tümünde sabit

basınç ve düzgün aşınma varsayımları yapılmaktadır. Oysaki frenleme başlangıcında, dönme yönüne bağlı olarak ortaya çıkan devrilme etkisinden ötürü disk-balata oturma alanı boyunca öncü ve artçı bölgeler oluşmaktadır. Öncü bölgede basınç artarken artçı bölgede düşmektedir. Ancak bu değişimin nasıl olduğu tam olarak bilinmemektedir. Basınç dağılımını ölçme konusunda da deneysel bir yöntem geliştirilememiştir. Yapılan çalışmalarda fren balatası ile disk yüzeyi arasındaki basıncın düzgün olmadığı konusunun göz ardı edildiği görülmektedir. Oysaki balatanın diske oturma alanının öncü bölgesinde basıncın, artçı bölgesine nazaran daha büyük olması frenleme momentini dolayısıyla fren tasarımını etkileyeceği düşünülmektedir. Bu çalışmada balata ve disk yüzeyleri arasında basınç dağılımının düzgün olmadığı (değişken basınç) esas alınarak bir analiz yöntemi geliştirilmeye çalışılmıştır. Basınç dağılımının matematiksel denklemlerle ifade edilebilen doğrusal ve eğrisel değişimler şeklinde olduğu varsayılarak her değişim için frenleme momenti kuramsal olarak belirlenmiştir. İlk aşamada farklı basınç dağılımları kabulleri yapılarak teorik çözümler elde edilmiştir. Daha sonra teorik çözümler deneysel çalışmadan elde edilmiş olan sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

## 5. DİSK FRENLERLE İLGİLİ YAPILAN ÇALIŞMALAR

Tirovic ve Day (1991), parça geometrisi, malzeme özellikleri ve temas karakteristiklerinin basınç dağılımı üzerine etkilerini incelediler. Disk frenin bilgisayar ortamında basit bir üç boyutlu modeli üzerinde yaptıkları çalışmada, büyük basınç farkı ve düzgünsüzlüğünün aşınmanın yüksek olduğu balata - disk yüzeyinde oluştuğunu belirlemişlerdir.

Ripin (1995), temas basıncı üzerine çalışmıştır. Disk-balata ara yüzündeki temas etkisini göstermek amacıyla basınç dağılımını incelemiştir. Yapılan çalışmalarda en büyük aşınmanın balata öncü bölgesinde görüldüğü saptanmıştır. Düzgün olmayan bu aşınmanın sebebi öncü bölgede disk ve balata arasındaki basınç, artçı bölgeye göre daha yüksektir. Fakat bu oran teorik olarak ispat edilmemiştir. Sonlu elemanlar yöntemi, ADINA ve ANSYS gibi programlar kullanılarak model üzerinde basıncın yoğun olduğu bölgeler tespit edilmeye çalışılmıştır. Bu konuda deneysel bir çalışma mevcut değildir.

Hohmann ve arkadaşları (1999), kampana ve disk frenlerde kontak analizi yapmaya yönelik ADINA software programı kullanarak üç boyutlu bir model geliştirdiler. Yapışma ve kayma alanlarını araştırma sonuçlarında gösterdiler. Çalışmanın amacı iki durum için gerilme analizi yapmaya yönelik olmuştur. Hohmann ve arkadaşları birinci durum için, frenleme yapıldıktan sonra analiz yapmışlar ve balata dış yarıçapında yüksek kontak basıncı tespit etmişlerdir. İkinci durumda, disk dönerken balata basıncı uygulanmış ve balata destek plakasında yüksek basınç tespit edilmiştir.

Tamari, Doi ve Tamasho (2000), disk fren balatalarında temas basıncının tahmini ile ilgili yaptıkları çalışmada, disk frenlerde aşınmanın düzgün olabilmesi için temas basıncının da düzgün olması gerektiğini belirtmişlerdir. Direkt olarak frenleme esnasında basıncın ölçülebilmesi deneysel olarak mümkün olmadığından bu çalışmada çeşitli ortam şartlarında basınç dağılımı tahmini için kullanılan bir metot sunulmuştur. Tamari ve arkadaşlarının modeli statik durum için geçerli olmakla birlikte üç aşamadan oluşmuştur. Birincisi, sürtünme yüzeyi malzemesinin lineer olmayan elastiklik karakteristiklerinin elde edilmesidir. Elastiklik karakteristiklerini belirlemek için disk-balata yüzeyinde 20 bar basınçta dinamometre ile basma testi uygulanmıştır. İkincisi, testi simule etmek için sonlu elemanlar yöntemiyle fren sisteminin modelinin oluşturulmasıdır. Üçüncüsü ise, frenleme testinin simulasyonu için sonlu elemanlar yönteminin geliştirilmesidir. Elde ettikleri en önemli sonuç, aşınma karakteristikleri ile temas basınç dağılımı arasındaki sıkı ilişkinin ortaya konulmasıdır.

Bergman, Eriksson ve Jacobson (2000), fren pedi yüzey geometrisinin, fren gürültüsüne etkilerini incelemiştirlerdir. Fren pedindeki öncü ve artçı bölgelerden malzeme azaltıldığında, gürültü seviyesinde azalma görülmüştür.

Severin ve Dörsch (2001), frenlerde sürtünme mekanizmasıyla ilgili yaptıkları çalışmada, sürtünme malzemelerinin ve sürtünme tabakasının, frenleme işlemine etkilerini incelediler. Balata malzemesinin içerdiği demir oranının sürtünme katsayısının belirlenmesindeki önemi tespit edilmiştir. Deneysel olarak farklı oranlarda demir içeren balata üzerinde sürtünme testleri gerçekleştirilmiştir. Demir oranı azaldıkça, sürtünme katsayısının da azaldığı belirlenmiştir.

Ostermeyer (2001), fren sistemlerindeki sürtünme ve aşınma olgusunu incelemiştir. Temas bölgesindeki aşınma ve sürtünme karakteristikleri bu çalışmanın temelini oluşturmaktadır. Ostermeyer, sürtünme gücünün (kayıp enerji) artmasına bağlı olarak sürtünme katsayısının azaldığını görmüş, bunu fren zayıflaması olarak nitelendirmiştir. Temas bölgesindeki sıcaklık dağılımının homojen olmadığı, disk üzerinde yapılan uzun süreli deneysel çalışmalarda, periyodik sıcaklık değişimleri gözlenmiştir. Ayrıca fiziksel olarak açıklanamamasına rağmen sürtünme katsayısının zamana bağlı periyodik değişimleri tespit edilmiştir.

Jearsiripongkul ve arkadaşlarının (2002), disk frenlerde gürültü kontrolü ile ilgili yapmış oldukları çalışmalarında, kayar semerin dinamik dengesizliğini azaltmaya yönelik model oluşturulmuştur. Dinamik dengesizliğin nedenleri ped ve disk arasındaki hareket, frenleme kuvveti ve sürtünme kuvveti olarak belirtilmiştir.

Abu Bakar, Ouyang ve Cao (2003), balata-disk arasındaki basınç dağılımını farklı tasarım, boyut ve malzeme kullanılarak bilgisayar ortamında modellemeye çalışmışlardır. Abu Bakar ve arkadaşları, piston, balata ve disk geometrisinde farklı düzenlemeler uyguladılar. Modelleme için sonlu eleman yöntemi ve ABAQUS kullandılar. Çalışmada, disk ve balata arasındaki temas yüzeyinde oluşan sürtünme kuvvetlerinden dolayı disk balata arasındaki basınç dağılımının asimetric olduğunu görmüşlerdir. Asimetri ve düzgün olmayan basınç dağılımı, düzgün olmayan aşınmaya ve balata ömrünün kısılmasına sebep olmuştur. Balata konstüksiyonun basınç dağılımı ve aşınma üzerinde etkili olduğu sonucuna vardılar. Abu Bakar ve arkadaşlarının bu çalışmasında ped ve disk arasındaki sürtünme katsayısı 0,6, basınç  $2 \text{ N/mm}^2$  olarak alınmıştır. Çalışmanın devamında, ilk adımda basınç uygulanmış, ikinci adımda disk dönme eksenine etrafında iki farklı açısız hız ile döndürülmüştür ( $\omega_1=0,1 \text{ rad/s}$   $\omega_2=6 \text{ rad/s}$ ). Disk döndürülmediğinde, balatanın simetri eksenine göre her iki yüzeyindeki

basınç dağılımının aynı olduğu görülmüştür. Disk döndürüldüğünde, öncü bölgedeki basınç değeri daha yüksek olmuştur. Açısal hız arttırıldığında öncü ve artçı bölgelerdeki basınç farkı biraz daha artmıştır.

Bettge ve Starceviz (2003), disk frenlerde aşınma yüzeylerindeki temas bölgelerinin topografik özelliklerini incelemişlerdir. Sürtünme ve kaymaya bağlı olarak temas basıncının değişimi, aşınma miktarı, yüzey geometrisi ve disk-balata malzeme özellikleri ele alınmıştır. Çalışmanın sonucunda yüksek frenleme kuvvetlerinde, geniş temas pürüzlülüğü ortaya çıkmıştır.

Jacobsson (2003), konvansiyonel disk fren analizi yapmıştır. Buna bağlı olarak ara yüzey basıncı sabit ya da yarıçapla ters orantılı olarak alınmıştır. Dinamik şartlar altında, temas alanı ve frenleme basıncı dağılımı çeşitlilik göstermektedir. Zamana bağlı olarak ısıl bozunmalar sürtünmeden dolayı oluşmuştur. Jacobsson mekanik bozunmaların uygulanan işletme kuvvetlerinden dolayı oluştuğu sonucuna varmıştır. Deneysel çalışma sonucunda, sürtünen malzeme çiftinde aşınma oluştuğu ve diskin kalınlığında azalma meydana geldiği görülmüştür.

Fieldhouse ve Steel (2003), 0,5-8 N/mm<sup>2</sup> arasındaki yüzey basıncı değerlerinde yapmış oldukları deneysel çalışmada, basıncın, disk- balata arasındaki sürtünme katsayısının ve semer geometrisinin disk fren gürültüsü üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Fieldhouse ve Steel, fren gürültüsüne, disk-ped arasındaki basınç, sürtünme katsayısı ve semer geometrisini etkilerini incelemişlerdir. Sürtünme çifti arasındaki (disk-ped) sürtünme katsayısının fren gürültüsünün oluşmasında etkili bir rol oynadığını görmüşlerdir. Ancak yaptıkları deneysel çalışmada, stabil olmayan fren sistemlerinde, gürültünün her koşulda oluştuğunu ve gürültünün sürtünme katsayısı değişikliklerinden (çeşitli sıcaklık/basınç değerlerinde) etkilenmediğini görmüşlerdir. Frenin sessiz çalışması için yüksek sürtünme katsayısına sahip malzemenin kullanılmamasını veya malzemenin sıcaklık ve basınç değişimlerine duyarlı olmamasını tavsiye etmişlerdir.

Voller ve arkadaşları (2003), disk fren soğutma karakteristikleri analizi için bir yöntem geliştirmeye çalıştılar. Sonlu elemanlar ve bilgisayarlı akışkan dinamiği metotları kullanılarak, fren tertibatı ve ara yüzeyleri arasındaki ısı transferi analizi yapılmıştır. Deney düzeneğinde optimum ısı transferinin gerçekleşmesi için disk hava kanalları tasarımı yapılmıştır.

Mosleh ve arkadaşları (2003), çeşitli hızlarda frenlemeye tabi tutulan balatalardaki aşınma ve

sürtünme davranışları ve aşındırıcı malzemelerin tribolojik özellikleri ile ilgili incelemeler yapmışlardır. Deneysel olarak yapılan testlerde fren malzemesi karakteristikleri belirlenmiştir. Fren malzemelerinin farklılığına bağlı olarak aşınma oranındaki değişimin düşük ve yüksek kayma hızlarına bağlı olduğunu tespit etmişlerdir.

Cho, Kim ve arkadaşları (2003), rotor mikro yapısı hakkında yaptıkları çalışmada tribolojik özelliklerin fren performansına etkilerini incelemişlerdir. Yapılan deneysel çalışmalarda sürtünme karakteristikleri belirlenmiştir. Cho ve arkadaşları, bu çalışmada farklı mikro yapılardaki kır dökme demirin sürtünme özelliklerini ortaya çıkarmışlar, grafit içeren dökme demirin fren zayıflama direncinde artışa sebep olduğunu tespit etmişlerdir.

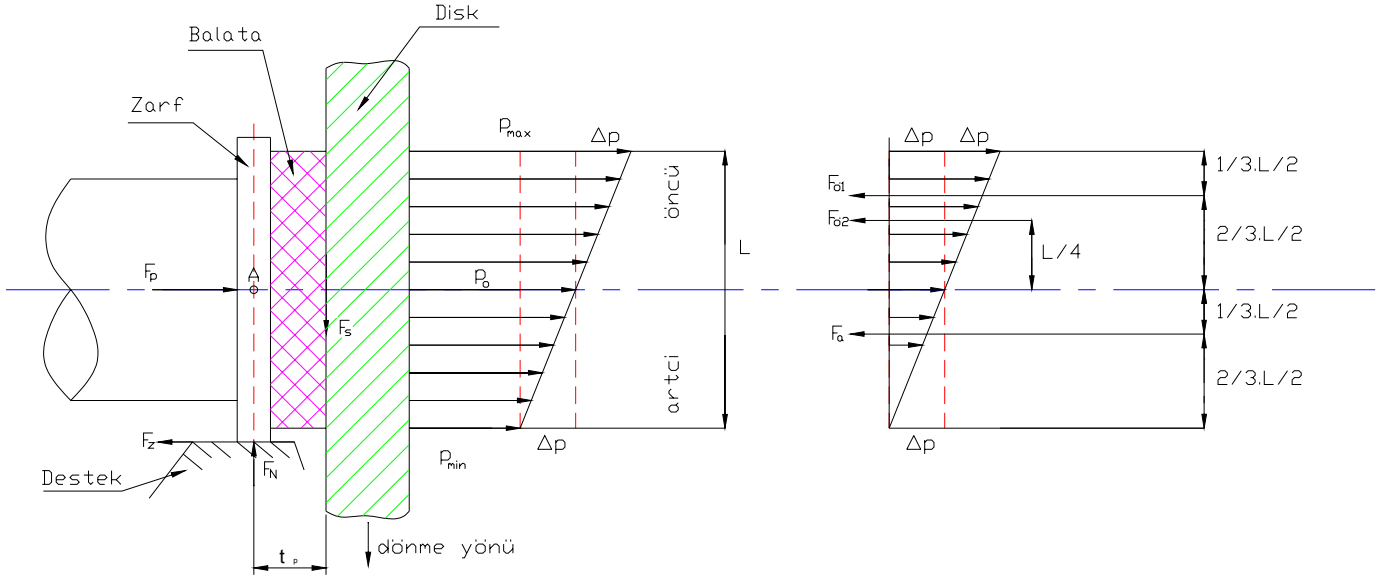
## 6. DİSK FRENLERİN TEORİK ANALİZİ

### 6.1 Öncü ve Artçı Bölgelerdeki Basınç Farkı, Basınç Üçgeni Analizi:

Öncü bölgedeki basınç artışını ve artçı bölgedeki azalışı incelemek için lineer (doğrusal) basınç dağılımı varsayımı en basit ve elverişli olanıdır (Şekil 6.1). Araç durmakta iken pistonun balataya uyguladığı ortalama  $F_0$  kuvvetinden doğan ortalama basınç  $p_0$  olup sabittir. Ancak frenleme başlangıcında disk dönmekte olduğundan öncü bölgede basıncın  $\Delta p$  kadar daha arttığı, buna karşılık artçı bölgede  $\Delta p$  kadar azaldığını düşünelim. Basınç  $p_{\max} = p_0 + \Delta p$  ile  $p_{\min} = p_0 - \Delta p$  değerleri arasında doğrusal olarak değişmektedir. Devrilmenin zarf kesiti içindeki bir A noktası etrafında olduğu kabul edilmektedir.

Düzgün olmayan balata aşınmasına öncü ve artçı bölgeler arasındaki basınç farkı sebep olmaktadır. Öncü ve artçı bölgelere ise A noktasına göre hesaplanan devirme momenti neden olur. Devirme momenti öncü bölgede balatayı diske bastırırken ( $+\Delta p$ ), artçı bölgede ise balatayı diskten uzaklaştırmaktadır ( $-\Delta p$ ). A noktası etrafında balatayı devirmeye çalışan moment ve ters yönde onu dengeleyen moment hesaplanırken artçı ve öncü bölgelerde basınç dağılımını temsil eden üçgenlerden yararlanılacaktır. Bu nedenle bu yaklaşıma basınç üçgeni analizi adını vermek tarafımızdan uygun görülmüştür.

Göz önüne alınan modelde destek plakası zarfı desteklemekte olup, balataya değmemektedir (Şekil 6.1). Dolayısıyla bu bölgedeki sürtünme, çelik destek – çelik zarf arasındaki sürtünmeden ibarettir. Burada hem deplasman küçük olduğundan, hem de sürtünme küçük olduğundan (balata değmediği için) pratik hesaplarda gerektiğinde ihmal edilebilecektir. Öncü bölgede oluşan maksimum basınç ile artçı bölgede oluşan minimum basınç arasındaki fark  $p_{\max} - p_{\min} = 2\Delta p$  olmaktadır.



Şekil 6.1 Lineer (doğrusal) basınç dağılımında basınç farkı

İlk yaklaşım olarak A noktasının yeri çelik zarfın ağırlık merkezi olsun. Devrilmenin bu nokta etrafında olacağı kabul edilmiş oldu. Bu bir varsayım olup, doğal olarak değişebilir.

Ortalama basınç  $p_0$

Birim genişlik için ortalama kuvvet  $F_0 = p_0 \cdot 1 \cdot L$

Disk-balata arasındaki sürtünme kuvveti  $F_s = \mu_p \cdot F_0$

Zarf-destek arasında sürtünme kuvveti  $F_z = F_s \cdot \mu_z = \mu_z \cdot \mu_p \cdot F_0$

Zarf-destek arasındaki normal kuvvet  $F_N$

Pistonun zarfa uyguladığı toplam piston kuvveti  $F_p$  (piston alanı x silindir basıncı)

Toplam baskı kuvveti  $F_t = F_p - F_z$

Artçı bölgedeki (arka yarıdaki) basınç kuvveti  $F_a$

Öncü bölgedeki  $\Delta p$  artışından dolayı (ön yarıdaki) basınç kuvveti  $F_{\delta 1}$

Öncü bölgedeki mevcut basınç kuvveti  $F_{\delta 2}$

Ön yarıdaki toplam kuvvet  $F_{\delta 1} + F_{\delta 2}$

Piston baskı kuvveti  $F_p = F_{\delta 1} + F_{\delta 2} + F_a + F_z$

Burada  $\mu_p$  disk-balata arasındaki sürtünme katsayısı,  $\mu_z$  ise zarf-destek arasındaki sürtünme katsayısıdır.

Basınç kuvvetlerinin bileşkeleri, dağılımı temsil eden üçgenlerin ağırlık merkezlerinden etki ederler.

A etrafında saat yönünde döndüren moment;

$$F_s \cdot t_p + F_z \cdot \frac{L}{2} + F_a \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{L}{2} \quad (6.1)$$

Ters yönde dengeleyen moment;

$$F_{\delta 2} \cdot \frac{L}{4} + F_{\delta 1} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{L}{2} \quad (6.2)$$

$$F_{\delta 2} = \frac{L}{2} \cdot 1 \cdot \Delta p$$

Öncü ve artçı bölgelerdeki basınç üçgenlerinde ortalama basınç  $\Delta p/2$  alınır;  $F_{\delta 1}$  ve  $F_a$  eşit olur.

$$F_{\delta 1} = F_a = \frac{L}{2} \cdot 1 \cdot \frac{\Delta p}{2} = \frac{\Delta p \cdot L}{4} \quad (6.3)$$

Momentler eşitlenirse;

$$\mu_p \cdot p_0 \cdot L \cdot t_p + \mu_z \cdot \mu_p \cdot p_0 \cdot L \cdot \frac{L}{2} + \Delta p \cdot \frac{L}{4} \cdot \frac{L}{6} = \frac{L}{2} \cdot \Delta p \cdot \frac{L}{4} + \Delta p \cdot \frac{L}{4} \cdot \frac{L}{3} \quad (6.4)$$

Burada gerekli düzenlemeler yapılmıca basınç farkı;

$$\Delta p = \frac{6p_0}{L} \left( \mu_p \cdot t_p + \mu_z \cdot \mu_p \cdot \frac{L}{2} \right) \quad (6.5)$$

olmaktadır.

Öncü bölgede oluşan maksimum basınç;

$$p_{\max} = p_0 + \Delta p = p_0 \left[ 1 + \frac{6}{L} \left( \mu_p \cdot t_p + \mu_z \cdot \mu_p \cdot \frac{L}{2} \right) \right] \quad (6.6)$$

Artçı bölgede oluşan minimum basınç;

$$p_{\min} = p_0 - \Delta p = p_0 \left[ 1 - \frac{6}{L} \left( \mu_p \cdot t_p + \mu_z \cdot \mu_p \cdot \frac{L}{2} \right) \right] \text{ olur.} \quad (6.7)$$

Çelik zarf - çelik destek arasındaki sürtünme katsayısının balata dakine nazaran küçük olduğu, bu yöndeki hareketinde çok küçük olduğu düşünülürse  $F_z$  ihmal edilebilir.

Bu durumda  $\Delta p$ 'yi belirlemek daha da kolaylaşır.

Balatayı A etrafında, saat yönünde deviren moment;

$$F_s \cdot t_p + F_a \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{L}{2} \quad (6.8)$$

Balatayı ters yönde dengeleyen moment;

$$F_{\delta 2} \cdot \frac{L}{4} + F_{\delta 1} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{L}{2} \quad (6.9)$$

Momentler eşitlenirse;

$$\mu_p \cdot p_0 \cdot L \cdot t_p + \Delta p \cdot \frac{L}{4} \cdot \frac{L}{6} = \frac{L}{2} \cdot \Delta p \cdot \frac{L}{4} + \Delta p \cdot \frac{L}{4} \cdot \frac{L}{3} \quad (6.10)$$

Gerekli düzenlemeler yapıldıktan sonra basınç farkı;

$$\Delta p = \frac{6 p_0 \cdot \mu_p \cdot t_p}{L} \text{ olur.} \quad (6.11)$$

Bu basınç farkına bağılı olarak öncü bölgede maksimum basınç;

$$p_{\max} = p_0 + \Delta p = p_0 \left( 1 + \frac{6 \mu_p \cdot t_p}{L} \right) \quad (6.12)$$

Artçı bölgede minimum basınç;

$$p_{\min} = p_0 - \Delta p = p_0 \left( 1 - \frac{6 \mu_p \cdot t_p}{L} \right) \quad (6.13)$$

olur.

A noktasının yeri tahmine dayalı bir seçim olup kesin bir ölçütü yoktur. Bu nedenle A' nın balata yüzeyine olan uzaklığı balata kalınlığı kadar alınır (  $t_p = t_b$  ),  $\Delta p$  balata kalınlığına bağılı olarak elde edilmiş olur.

Balata kalınlığına bağılı olarak basınç farkı;

$$\Delta p = \frac{6 p_0}{L} \left( \mu_p \cdot t_b + \mu_z \cdot \mu_p \cdot \frac{L}{2} \right) \text{ olur.} \quad (6.14)$$

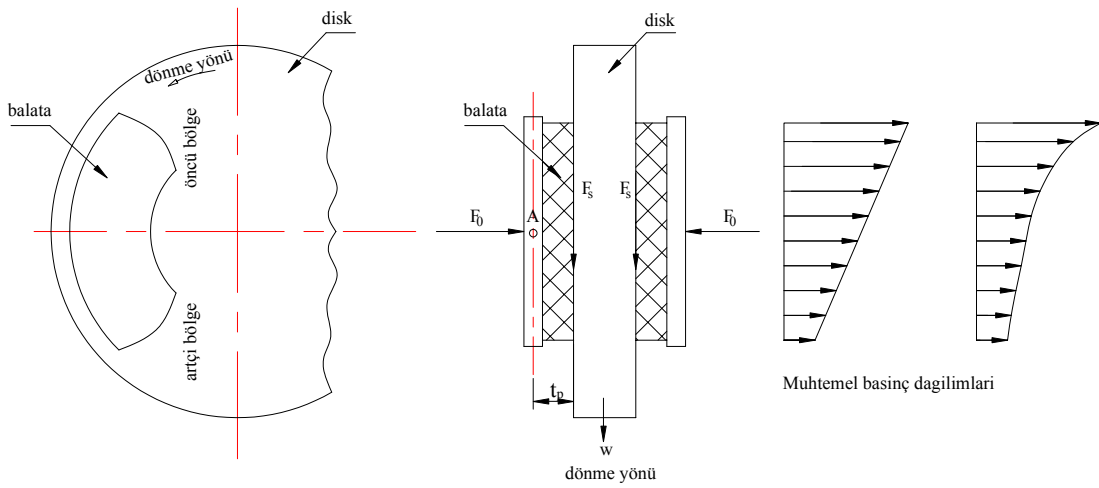
Bu durumda maksimum ve minimum basınçlar;

$$p_{\max} = p_0 + \Delta p = p_0 \left[ 1 + \frac{6}{L} \left( \mu_p \cdot t_b + \mu_z \cdot \mu_p \cdot \frac{L}{2} \right) \right] \quad (6.15)$$

$$p_{\min} = p_0 - \Delta p = p_0 \left[ 1 - \frac{6}{L} \left( \mu_p \cdot t_b + \mu_z \cdot \mu_p \cdot \frac{L}{2} \right) \right] \quad (6.16)$$

olur.

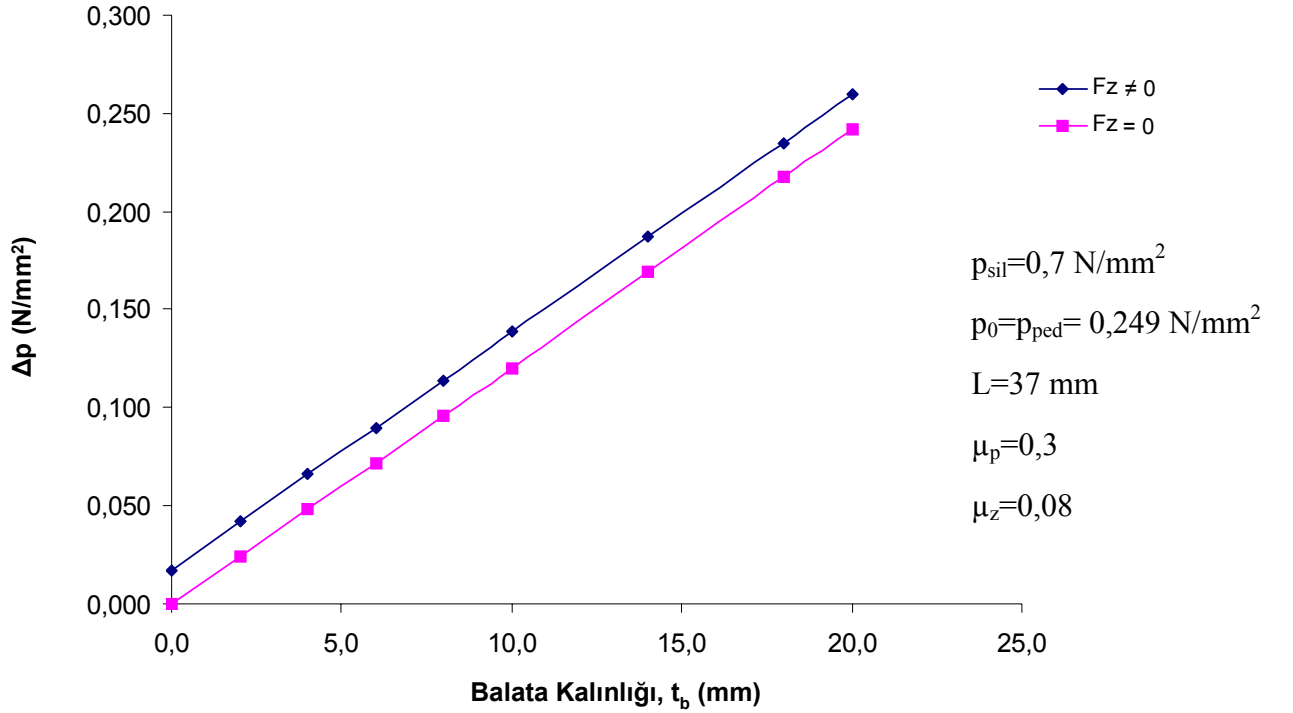
Öncü ve artçı bölgedeki üçgenlerin eşdeğer olması yani  $F_{\delta 1} = F_a$  durumunda toplam frenleme momenti etkilenmemektedir. Ancak dengeli bir çalışma sağlanamadığından ve aşınma düzgün olmadığından balatanın ömrü kısalmakta titreşimlerden ötürü gürültü ortaya çıkmaktadır. Ayrıca değişimin simetrik olmaması hatta değişimin lineer olmayıp, artan bir eğri şeklinde devam etmesi söz konusu olabilir (Şekil 6.2). Bu durumda frenleme momentinin etkilenmesi kaçınılmaz olmaktadır. Bu konu bölüm 6.3’de incelenecektir.



Şekil 6.2  $F_s, t_p$  momentinden ötürü değme basıncının değişimi

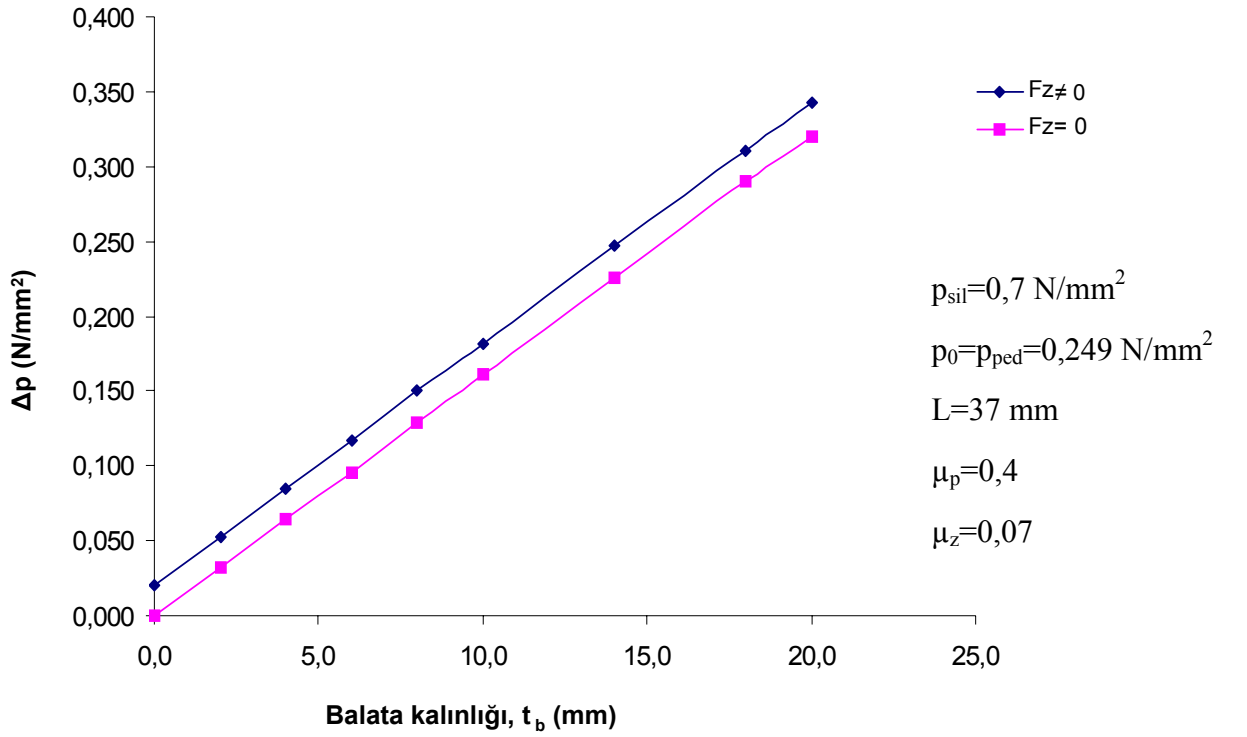
## 6.2 Balata Kalınlığının Basınç Farkına Etkisi

Basınç üçgeni analizi ile elde edilen basınç farkı ( $\Delta p$ ) denkleminde farklı balata kalınlıkları ( $t_b$ ) konularak çeşitli  $\Delta p$  değerleri elde edilir. Şekil 6.3'de silindir basıncı  $0,7 \text{ N/mm}^2$ , balata boyu  $37 \text{ mm}$ , disk-balata arasındaki sürtünme katsayısı  $0,3$  ve zarf-destek arasındaki sürtünme katsayısı  $0,08$  alınarak elde edilen grafikler görülmektedir. Değişim lineer olup, üstteki doğru zarf-destek arasında sürtünme kuvveti hesaba katılmaktadır. Alttaki doğru ihmal edilmiştir.



Şekil 6.3  $\mu_p=0,3$  ve  $\mu_z=0,08$  için basınç farkının balata kalınlığına bağlı olarak değişimi

Şekil 6.4'de silindir basıncı  $0,7 \text{ N/mm}^2$ , balata boyu  $37 \text{ mm}$ , disk-balata arasındaki sürtünme katsayısı  $0,4$  ve zarf-destek arasındaki sürtünme katsayısı  $0,07$  alınarak elde edilen grafikler görülmektedir. Değişim lineer olup, üstteki doğru zarf-destek arasında sürtünme kuvveti hesaba katılmaktadır. Altteki doğru ihmal edilmiştir.

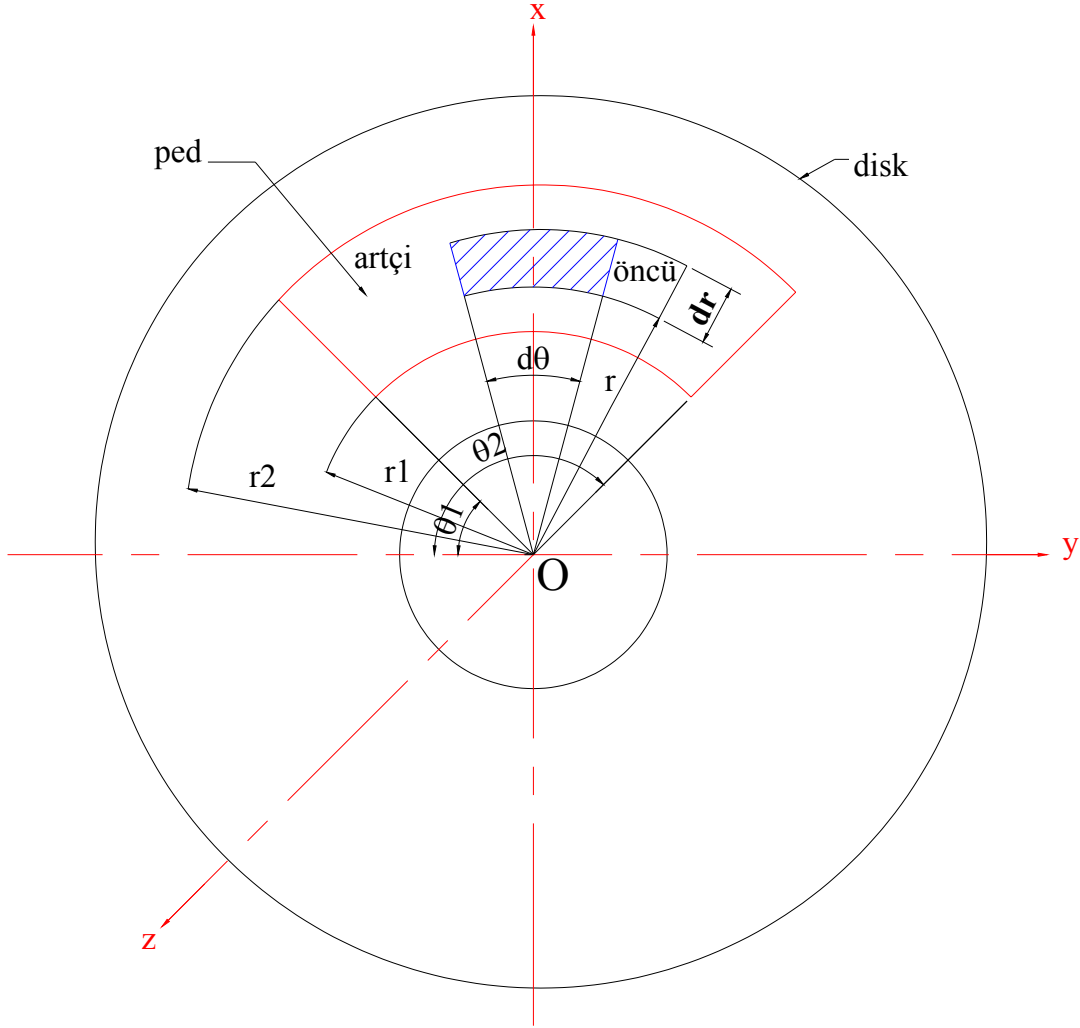


Şekil 6.4  $\mu_p=0,4$  ve  $\mu_z=0,07$  için basınç farkının balata kalınlığına bağlı olarak değişimi

Yukarıdaki bağıntıdan da anlaşıldığı gibi balata kalınlığının basınç farkına etkisi lineer olarak artmaktadır. Çelik zarf-çelik destek arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu_z = 0,07$  alındığı zaman bu bölgedeki sürtünmenin ihmal edilebilecek kadar küçük olduğu görülmektedir. Ancak buradaki sürtünme katsayısı daha büyük değerlerde olunca bu ihmal hatalı sonuçlara yol açabilir.

### 6.3 Frenleme Momenti Denkleminin Elde Edilmesi

Frenleme momentinin tespiti için kullanılan klasik yöntemlerde, basınç sabit kabul edilmekle birlikte, gerçekte, öncü ve artçı bölgelerde ve yine iç tarafta ve çevrede basınç farklı olmaktadır. Bu çalışmada düzgün olmayan basınç dağılımı göz önüne alınarak, çeşitli dağılımlar için frenleme momenti değerleri elde edilmiştir.



Şekil 6.5 Disk frende elementer alanın gösterilmesi

Balata-disk değme alanı içinde, O merkezinden herhangi bir r uzaklığında sonsuz küçük (elementer) bir  $dA$  alanı göz önüne alınsın. Disk balata arasında basınç  $p$  ise, bu alana gelen normal kuvvet ( $dF_N$ );

$$dF_N = p \cdot dA \text{ olur.}$$

Bu alana gelen sürtünme kuvveti ( $dF_s$ );

$dF_s = \mu \cdot p \cdot dA$  olmaktadır.

Elementer alan;  $dA=r \cdot d\theta \cdot dr$  'dır.

Sürtünme kuvvetinin O disk merkezine göre momenti;

$$dM_{fr} = r \cdot dF_s = \mu \cdot p \cdot r \cdot r \cdot d\theta \cdot dr \text{ ' dir.} \quad (6.17)$$

Eğer;  $r$ ,  $r_1$ 'den  $r_2$ 'ye kadar,  $\theta$ ,  $\theta_1$ 'den  $\theta_2$ 'ye kadar değiştirilirse bütün değme alanı taranmış olur. Bu bağıntı frenleme momentini verir.

$$M_{fr} = z \cdot \mu \int_{r_1}^{r_2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr \quad (6.18)$$

$p=p_0$  sabit kabul edildiğinde basınç integral işaretinin dışına alınabilir. Gerekli integrasyon işlemi sonunda,

$$M_{fr} = z \cdot \mu \cdot p_0 \cdot \left( \frac{r_2^3 - r_1^3}{3} \right) \cdot (\theta_2 - \theta_1) \quad (6.19)$$

olmaktadır. Bu sabit basınç varsayımına göre frenleme momentidir.

Burada  $z$  sürtünme yüzeyi sayısı olup, balata konumu itibarıyla diskin her iki yüzeyine de bastırıldığından  $z=2$  ' dir.

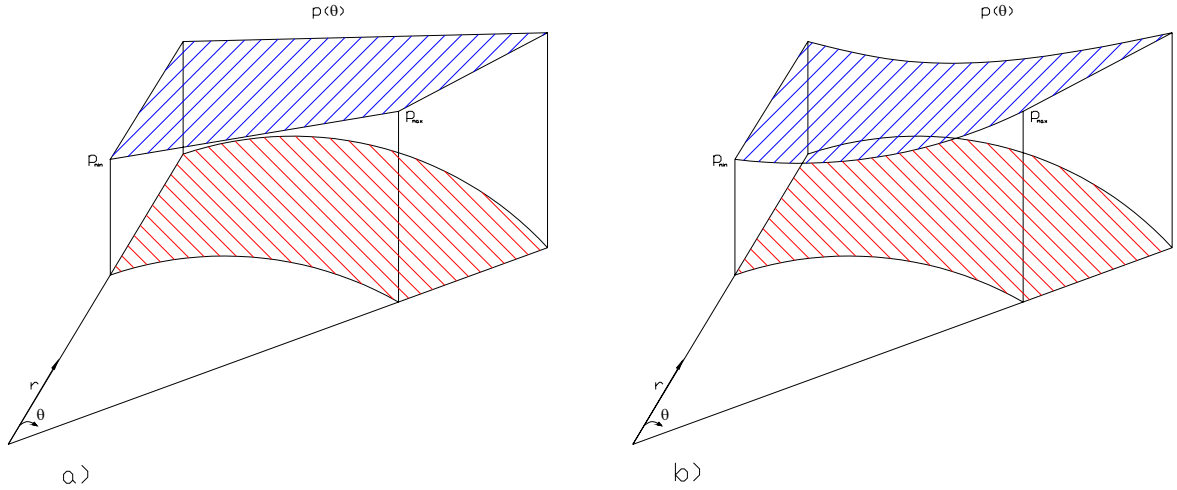
### **Değişken basınç dağılımı varsayımı; doğrusal değişim:**

Eğer basıncın her iki yönde  $(\theta, r)$  lineer olarak değiştiğini varsayarsak basınç vektörlerinin ucu bir düzlemsel yüzey meydana getirecektir.

Bu yüzeyin denklemi;

$$p(\theta, r) = a \cdot \theta + b \cdot r \text{ şeklinde yazılabilir.}$$

İlk basitleştirme olarak basıncın  $r$  doğrultusunda değişmediği sadece  $\theta$  doğrultusunda değiştiği göz önüne alınsın. Ancak esnemelerden ve çizgisel hız farkından ötürü basıncın merkezden çevreye doğru yani  $r$  doğrultusunda da değişmesi beklenmektedir. Öncelikle modelimize uygun olan özel durumu yani  $r$  boyunca basıncın sabit kaldığını göz önüne alalım (Şekil 6.6).



Şekil 6.6 Basıncın  $\theta$  doğrultusunda a) doğrusal ve b) eğrisel değişimi

**Basıncın  $\theta$  doğrultusunda, doğrusal değişimi:**

$$p(\theta) = a\theta + b \text{ (Şekil 6.6 a)}$$

Basıncı  $p_{\min}$  'den  $p_{\max}$  'a kadar doğrusal olarak değişmektedir.

Genel doğru denklemini yazacak olursak;

$$p_{\max} - p_{\min} = a (\theta_2 - \theta_1)$$

şeklini alır.

Denklem düzenlenip a ve b katsayıları belirlenir.

$$a = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{\theta_2 - \theta_1}$$

$$b = \frac{p_{\min} \cdot \theta_2 - \theta_1 \cdot p_{\max}}{\theta_2 - \theta_1}$$

a ve b katsayıları doğru denkleminde yerine konulduğunda;

$$p(\theta) = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{\theta_2 - \theta_1} \theta + \frac{p_{\min} \cdot \theta_2 - \theta_1 \cdot p_{\max}}{\theta_2 - \theta_1} \quad (6.20)$$

elde edilir.

Bütün değme alanı için r,  $r_1$ 'den  $r_2$ 'ye kadar,  $\theta$ ,  $\theta_1$ 'den  $\theta_2$ 'ye kadar değiştirilir. Bunun sonucu olarak basıncın  $p_{\min}$  'den  $p_{\max}$  'a kadar doğrusal değişimi göz önüne alınarak frenleme

momenti bulunur.

$$M_{fr} = z \cdot \mu \int_{r_1}^{r_2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p(\theta) \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr \quad (6.21)$$

$p(\theta)$ , frenleme momenti denkleminde yerine konulup, gerekli integrasyon işlemi yapıldıktan sonra;

$$M_{fr} = z \cdot \mu \cdot \left( \frac{r_2^3 - r_1^3}{3} \right) \left[ \left( \frac{p_{max} - p_{min}}{\theta_2 - \theta_1} \right) \cdot \left( \frac{\theta_2^2 - \theta_1^2}{2} \right) + \left( \frac{p_{min} \cdot \theta_2 - \theta_1 \cdot p_{max}}{\theta_2 - \theta_1} \right) (\theta_2 - \theta_1) \right] \quad (6.22)$$

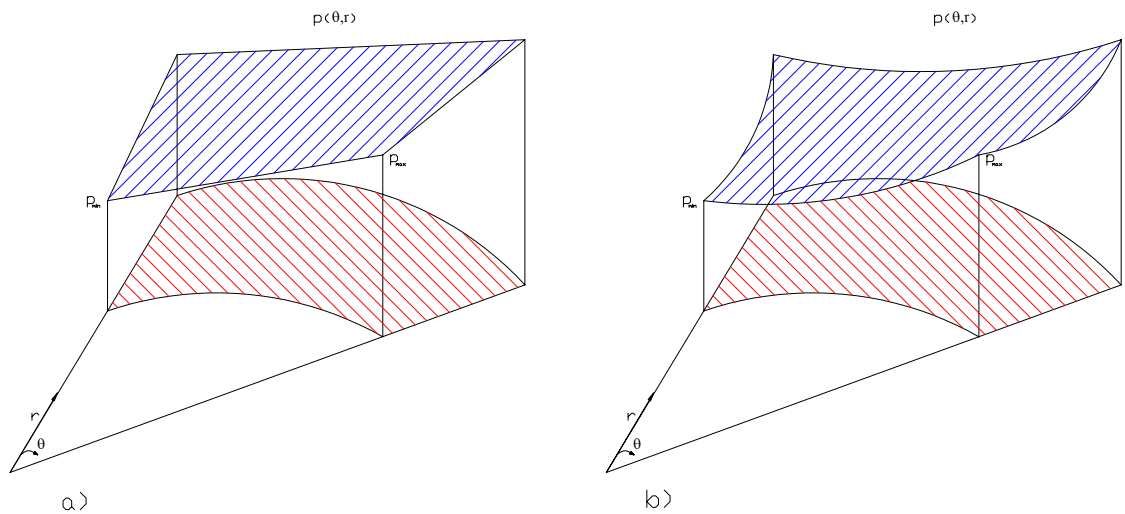
elde edilir.

Basıncın doğrusal değişimi durumunda öncü bölgedeki basınç artışı artçı bölgedeki azalışın simetriği olduğu sürece toplam frenleme momentinin pek fazla etkilenmeyeceği düşünülmektedir. Bu durum daha çok düzgün olmayan aşınmalara sebep olduğu için önemlidir.

#### **Basıncın $\theta$ ve $r$ doğrultusunda, doğrusal değişimi:**

Daha genel bir durum olarak basıncın hem  $\theta$ 'ya, hem  $r$ 'ye göre lineer değiştiğini göz önüne alacak olursak;

$p(\theta, r) = a \cdot \theta + b \cdot r$  düzlemini düşünmemiz gerekir. Basınç değişimini ölçmeye yönelik deneysel bir çalışma olmadığından bu değişimi tam olarak ortaya koymak bu aşamada mümkün olamamaktadır (Şekil 6.7 a)



Şekil 6.7 Basıncın  $\theta$  ve  $r$  doğrultusunda a) doğrusal ve b) eğrisel değişimi

Sınır şartları,

$p_{\min} = a.\theta_1 + b.r_1$  ve  $p_{\max} = a.\theta_2 + b.r_2$  olarak alınarak, bu iki denklem ortak çözümlerse, a ve b katsayıları belirlenir. Doğal olarak a ve b katsayıları  $p_{\max}, p_{\min}, r_1, r_2, \theta_1, \theta_2$  'ye bağlı olarak elde edilecektir. a ve b;

$$a = \frac{p_{\max} \cdot r_1 - p_{\min} \cdot r_2}{r_1 \cdot \theta_2 - r_2 \cdot \theta_1}$$

$$b = \frac{p_{\min} \cdot r_1 \cdot \theta_2 - p_{\max} \cdot r_1 \cdot \theta_1}{r_1 (r_1 \cdot \theta_2 - r_2 \cdot \theta_1)} \text{ olarak bulunur.}$$

a ve b katsayıları yüzey denkleminde yerine konulduğunda;

$$p(\theta, r) = \left( \frac{p_{\max} \cdot r_1 - p_{\min} \cdot r_2}{r_1 \cdot \theta_2 - r_2 \cdot \theta_1} \right) \cdot \theta + \left( \frac{p_{\min} \cdot r_1 \cdot \theta_2 - p_{\max} \cdot r_1 \cdot \theta_1}{r_1 (r_1 \cdot \theta_2 - r_2 \cdot \theta_1)} \right) \cdot r \text{ şeklini alır.} \quad (6.23)$$

Frenleme momentini veren denklemde; bu yüzey denklemini p( $\theta, r$ ) fonksiyonu olarak yazılırsa,

$$M_{fr} = z \cdot \mu \int_{r_1}^{r_2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p(\theta, r) \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr \quad (6.24)$$

olur.

Gerekli integrasyon işlemi sonunda;

$$M_{fr} = z \cdot \mu \cdot \left[ \frac{(r_2^4 - r_1^4)(\theta_2 - \theta_1)(p_{\min} \cdot r_1 \cdot \theta_2 - p_{\max} \cdot r_1 \cdot \theta_1)}{4r_1(r_1 \cdot \theta_2 - r_2 \cdot \theta_1)} + \frac{(r_2^3 - r_1^3)((\theta_2^2 - \theta_1^2)/2)(p_{\max} \cdot r_1 - p_{\min} \cdot r_2)}{3(r_1 \cdot \theta_2 - r_2 \cdot \theta_1)} \right] \quad (6.25)$$

elde edilir.

### **Basıncın $\theta$ doğrultusunda eğrisel değişimi:**

Basıncın lineer değişiminde ele alındığı gibi öncelikle  $\theta$  doğrultusunda basınç değişimi kabul edilerek denklem yazılır (Şekil 6.6 b).

$$p(\theta) = a\theta^2 + b\theta + c \text{ ve}$$

$\theta = \theta_1$ ,  $p = p_{\min}$  ve  $\theta = \theta_2$ ,  $p = p_{\max}$  kabulleri yapılarak eğri denklemi oluşturulabilir.

$\theta = \theta_1$  'de türevin sıfır olduğu kabul edilirse;

$$p' = 0$$

$2a\theta_1 + b = 0$  'dan  $a = -b/2\theta_1$  bulunur.

$p_{\min}$  ve  $p_{\max}$  eğri denklemleri ortak çözümlenerek; a,b ve c katsayıları elde edilir.

$p(\theta) = a\theta^2 + b\theta + c$  denkleminde a,b,c yerine konulursa, basıncın eğrisel değişim denklemi;

$$p(\theta) = \frac{(-p_{\min} + p_{\max})}{\theta_1^2 + \theta_2^2 - 2\theta_1\theta_2} \theta^2 + \frac{2\theta_1(p_{\min} - p_{\max})}{\theta_1^2 + \theta_2^2 - 2\theta_1\theta_2} \theta + p_{\min} - \frac{\theta_1^2(p_{\min} - p_{\max})}{\theta_1^2 + \theta_2^2 - 2\theta_1\theta_2} \quad (6.26)$$

$p(\theta)$ , frenleme momenti denkleminde taşınırsa;

$$M_{fr} = z \cdot \mu \int_{r_1}^{r_2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p(\theta) \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr \quad (6.27)$$

olur.

Gerekli integrasyon işlemi sonunda;

$$M_{fr} = z \cdot \mu \frac{1}{\theta_1^2 + \theta_2^2 - 2\theta_1\theta_2} \left[ \left( \frac{\theta_2^3 - \theta_1^3}{3} \right) (p_{\max} - p_{\min}) + \left( \frac{\theta_2^2 - \theta_1^2}{2} \right) ((p_{\max} - p_{\min}) 2\theta_1) + (\theta_2 - \theta_1)(p_{\min}\theta_2^2 + p_{\max}\theta_1^2 - 2\theta_1\theta_2 p_{\min}) \right] \left( \frac{r_2^3 - r_1^3}{3} \right) \quad (6.28)$$

elde edilir.

### **Basıncın $\theta$ ve $r$ doğrultularında eğrisel değişimi:**

Genel bir durum olarak basıncın hem  $\theta$ ' ya, hem  $r$ ' ye göre eğrisel değiştiğini göz önüne alarak eğri denklemi yazılacak olursa;

$$p(\theta, r) = a \cdot \theta^2 + b \cdot r^2$$

$$p_{\min} = a \cdot \theta_1^2 + b \cdot r_1^2$$

$$p_{\max} = a \cdot \theta_2^2 + b \cdot r_2^2$$

ortak çözümlenerek a ve b katsayıları bulunur (Şekil 6.7 b).

$$a = \frac{p_{\max} \cdot r_1^2 - p_{\min} \cdot r_2^2}{r_1^2 \cdot \theta_2^2 - r_2^2 \cdot \theta_1^2}$$

$$b = \frac{p_{\min}}{r_1^2} - \left( \frac{p_{\max} \cdot r_1^2 - p_{\min} \cdot r_2^2}{r_1^2 \cdot \theta_2^2 - r_2^2 \cdot \theta_1^2} \right) \cdot \frac{\theta_1^2}{r_1^2}$$

a ve b katsayıları  $p_{\max}, p_{\min}, r_1, r_2, \theta_1$  ve  $\theta_2$ 'ye bağlı olarak elde edilir. a ve b katsayıları yerine konulduğunda yeni denklem,

$$p(\theta, r) = \left( \frac{p_{\max} \cdot r_1^2 - p_{\min} \cdot r_2^2}{r_1^2 \cdot \theta_2^2 - r_2^2 \cdot \theta_1^2} \right) \cdot \theta^2 + \left[ \frac{p_{\min}}{r_1^2} - \left( \frac{p_{\max} \cdot r_1^2 - p_{\min} \cdot r_2^2}{r_1^2 \cdot \theta_2^2 - r_2^2 \cdot \theta_1^2} \right) \cdot \frac{\theta_1^2}{r_1^2} \right] \cdot r^2 \quad (6.29)$$

şeklini alır.

Frenleme momentini veren denklemde,  $p(\theta, r)$  fonksiyonu yerine konulduğunda,

$$M_{fr} = z \cdot \mu \int_{r_1}^{r_2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p(\theta, r) \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot dr \quad (6.30)$$

olmaktadır.

Gerekli integrasyon işlemleri sonunda;

$$M_{fr} = z \cdot \mu \cdot \left( \frac{p_{\min}}{r_1^2} - \left( \frac{p_{\max} \cdot r_1^2 - p_{\min} \cdot r_2^2}{r_1^2 \cdot \theta_2^2 - r_2^2 \cdot \theta_1^2} \right) \cdot \frac{\theta_1^2}{r_1^2} \right) \cdot (\theta_2 - \theta_1) \left( \frac{r_2^5 - r_1^5}{5} \right) + \left( \frac{p_{\max} \cdot r_1^2 - p_{\min} \cdot r_2^2}{r_1^2 \cdot \theta_2^2 - r_2^2 \cdot \theta_1^2} \right) \left( \frac{\theta_2^3 - \theta_1^3}{3} \right) \cdot \left( \frac{r_2^3 - r_1^3}{3} \right) \quad (6.31)$$

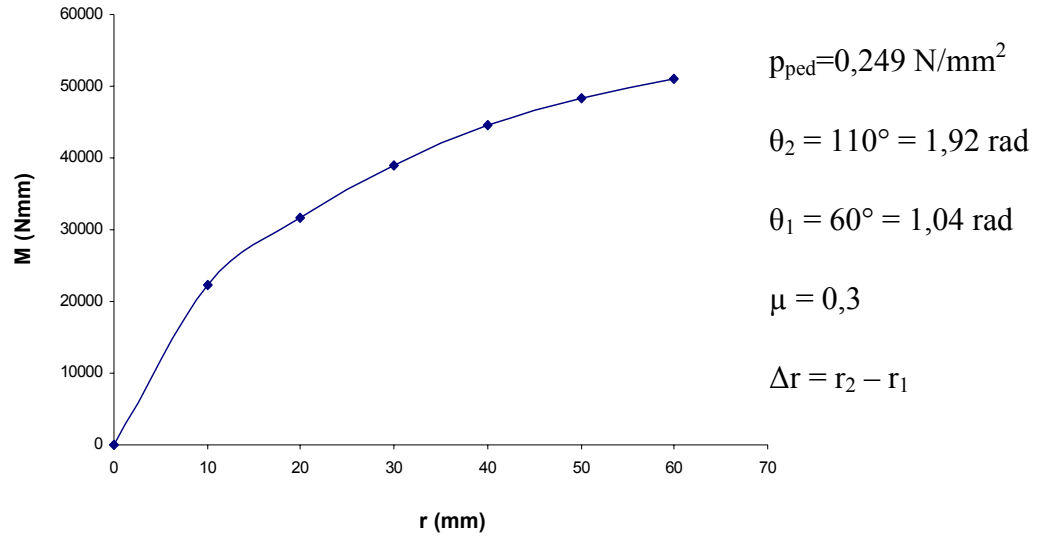
frenleme momenti denklemi elde edilir.

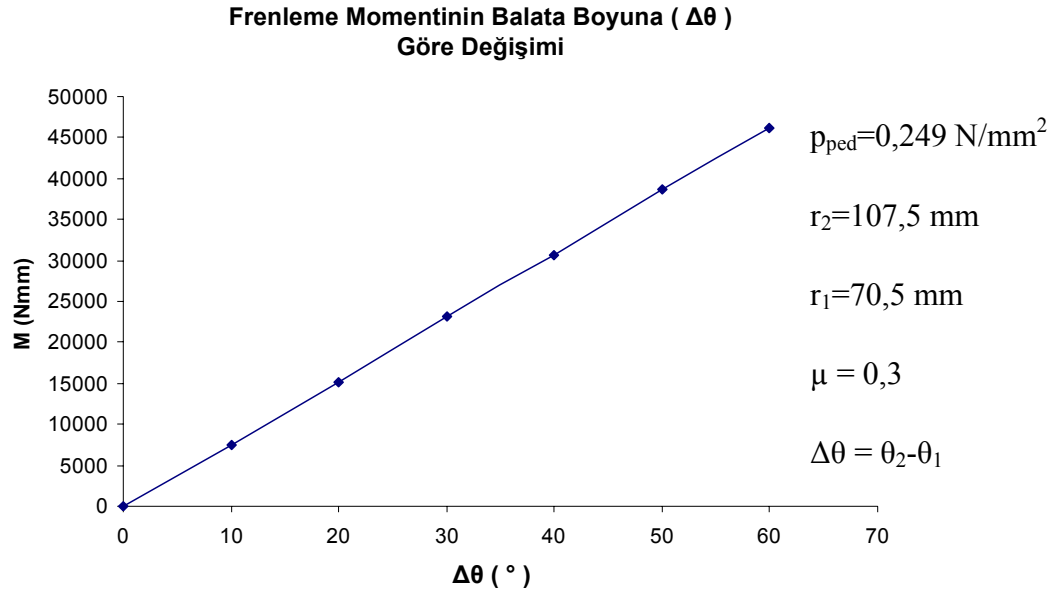
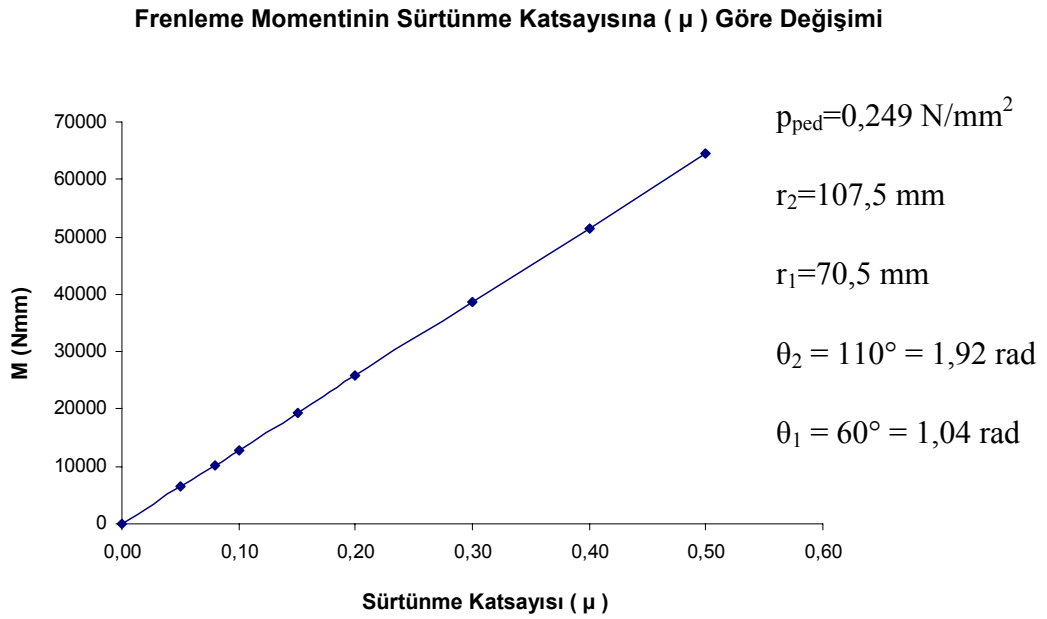
Bu çalışmada düzgün ve düzgün olmayan basınç dağılımı kullanılarak elde edilmeye çalışılan frenleme momenti denklemlerinde, basınç değerleri yerlerine konularak çeşitli moment değerleri elde edilmiştir. Geleneksel hesaplama yöntemlerine uygun olarak  $p=p_0$  sabit kabul edildiğinde, oluşturulan frenleme momenti denklemi,  $M_{fr} = z \cdot \mu \cdot p_0 \cdot \left( \frac{r_2^3 - r_1^3}{3} \right) \cdot (\theta_2 - \theta_1)$  olmaktadır. Bu denklemde basınç sabit tutularak, geometrik boyutlar ( $r_2 - r_1$ ), balata boyu ( $\theta_2 - \theta_1$ ) ve sürtünme katsayısı ( $\mu$ ) değiştirilerek, frenleme momenti üzerine etkileri tespit edilmeye çalışılmıştır. Şekil 6.8, 6.9 ve 6.10'daki grafiklerde bu sonuçlar görülmektedir. Frenleme momentinin  $\mu$  ve  $\Delta\theta$  ile değişimi beklendiği gibi doğrusal iken  $\Delta r$  ile değişimi doğrusal değildir.  $p_0$  değeri  $p_{ped}$  değerleri olarak alınmıştır.  $p_{sil}$  değerleri disk frenlerde uygulanan basınç değerleri göz önüne alınarak belirlenmiştir.  $p_{ped}$  değeri  $p_{sil}$  değerine bağlı olarak hesaplanmıştır.  $p_{\min}$  ve  $p_{\max}$  değerleri  $2\Delta p=0,04$  olarak kabul edilmiştir. Çizelge 6.1'de kullanılan basınç değerleri görülmektedir.

Çizelge 6.1 Basınç değerleri

$p_{sil}$ (N/mm <sup>2</sup> )	$p_{ped}$ (N/mm <sup>2</sup> )	$p_{min}$ (N/mm <sup>2</sup> )	$p_{max}$ (N/mm <sup>2</sup> )
0,22	0,08	0,06	0,1
0,28	0,1	0,08	0,12
0,3	0,107	0,087	0,127
0,42	0,149	0,129	0,169
0,56	0,2	0,18	0,22
0,62	0,221	0,201	0,241
0,7	0,249	0,229	0,269
0,78	0,278	0,258	0,298
0,84	0,3	0,28	0,32
0,98	0,349	0,329	0,369

Geometrik Boyutların Frenleme Momenti Üzerinde Etkileri

Şekil 6.8 Balata radyal genişliğinin ( $\Delta r$ ) frenleme momenti üzerine etkisi

Şekil 6.9 Frenleme momentinin  $\Delta\theta$ 'ya bağlı değişimiŞekil 6.10 Frenleme momentinin  $\mu$ 'ye bağlı değişimi

## 7. DENEY DÜZENEĞİ

### 7.1 Giriş

Bu çalışmada disk frenin konstrüktif açıdan incelenmesi amaç edinilmiştir. Bu nedenle;

- a) Farklı hız ve baskı basıncı altında frenleme momentinin belirlenmesine, aynı testlerin dönme yönünün değiştirilerek tekrarlanmasına,
- b) Ortam koşulları değiştirilmek suretiyle ( eski balata, yeni balata, kuru, suda, yağda bekletilmiş balata ) farklı tribolojik özelliklerdeki balataların denenmesine,
- c) Fren balatası üzerinde değişik noktalarda yüzey sıcaklıklarının ölçülmesine,

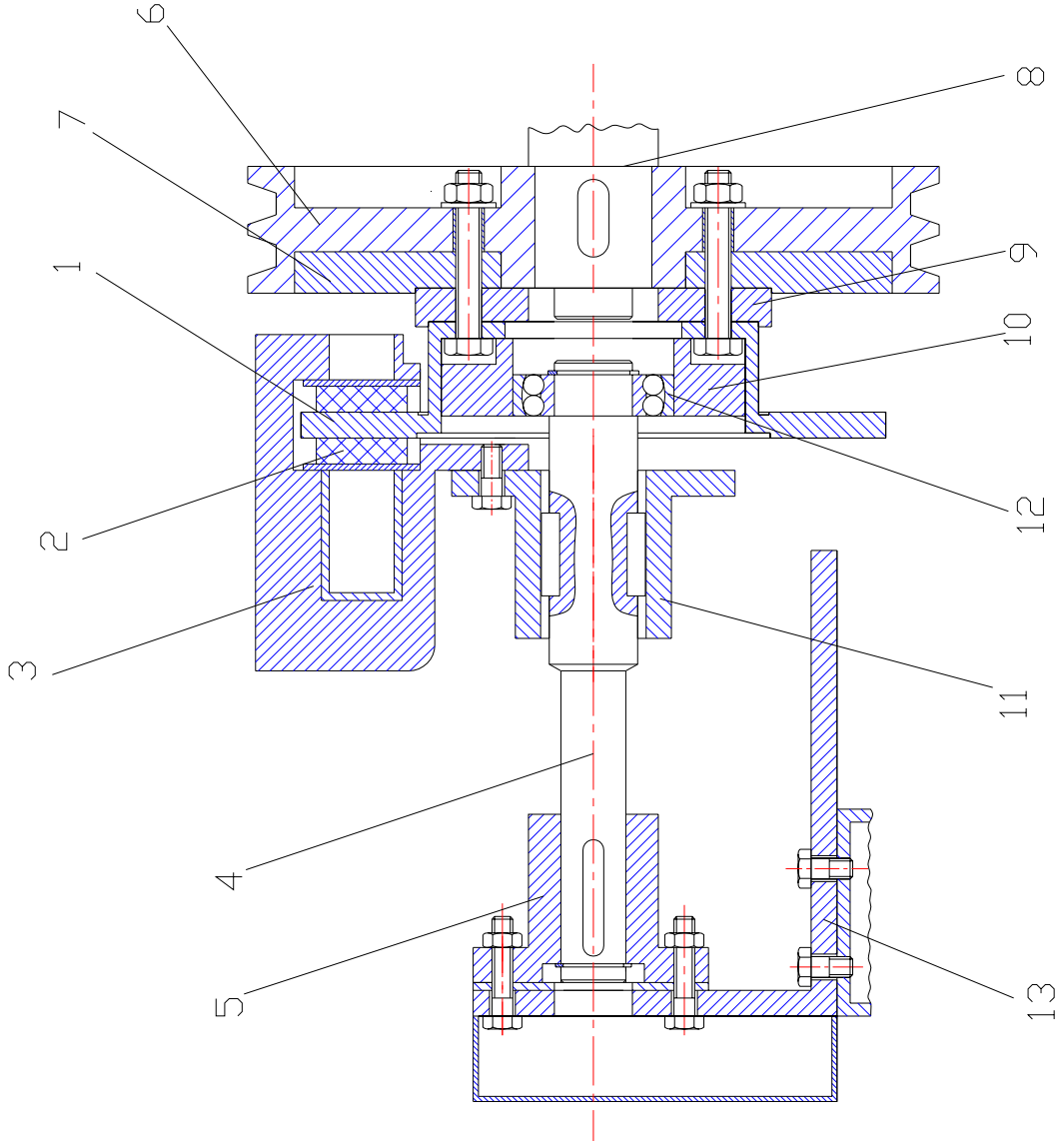
imkan veren bir deney donanımı tasarlanarak imal edilmiştir.

#### 7.1.1 Teknik Özellikler

- Elektrik motoru bir hız-kontrol ünitesine bağlıdır. Böylece farklı hız ve devirlerde çalışılabilmektedir.
- Deney düzeneğinde volanlar devreye alınarak veya serbest bırakılarak frenlenecek moment büyüklükleri değiştirilebilmektedir.
- Frenleme basıncı bir hidrolik güç ünitesi tarafından sağlanmaktadır.
- Volanları taşıyan milin ucuna monte edilmiş olan kasnak, hem disk, hem de kampana fren montajına uygundur.
- Frenleme momentinin tespit edilmesi için ölçü mili tasarlanmıştır.
- TOFAŞ Şahin modeli taşıtın ön tekerlek disk freni donanımına monte edilmiştir.
- Balata yüzey sıcaklıkları öncü ve artçı bölgeye yerleştirilen termokupllar aracılığıyla ölçülebilmektedir.

### 7.2 Deney Düzeneğinin Tasarımı ve İmalatı

Deney donanımı projelendirilirken gerçek bir taşıt modeli oluşturması için gerekli parametreler göz önüne alınmıştır.



- 1 Disk
- 2 Balata
- 3 Semer
- 4 Ölçü mili
- 5 Ölçü milini desteğe bağlayan flanş
- 6 Kasnak
- 7 Kasnağa oturan ara parça
- 8 Taşıt mili
- 9 Disk-kasnak bağlantı parçası
- 10 Ölçü mili-disk arasındaki yatak yuvası
- 11 Semeri ölçü miline bağlayan flanş
- 12 Oynak bilyalı rulman
- 13 Destek

Şekil 7.1 Ölçü milinin semere ve fren diskinin kasnağa bağlanması



Şekil 7.2 Deney düzeneğinin genel görünüşü

### 7.2.1 Volan Sistemi

Frenlenecek moment belirli hız ve ağırlığa sahip olan bir taşıtın toplam kinetik enerjisi ve bir tekerleğe düşen kinetik enerji miktarı hesaplanarak belirlenmiştir. Böyle bir taşıtın bir tekerleğine düşen kinetik enerjiyi sağlamak üzere 11 adet volan tasarlanmıştır. 957 mm uzunluğunda ve 45 mm çapında bir milin üzerinde, birbirinden bağımsız olarak sıralanmış olan bu volanlardan 4 tanesi kamalamıştır. Diğerleri ise serbest olup, istendiğinde teker teker mile bağlanarak, belli bir dönme hızı için frenlenecek moment büyütülüp, küçültülebilmektedir (KOÇAŞ, 1999).

### 7.2.2 Elektrik Motoru

Sistemde 4,5 kW gücünde ve 1415 d/dak. devire sahip bir asenkron elektrik motoru kullanılmaktadır. Hız kontrol ünitesi aracılığıyla motorun çıkış hızı istenen değere ayarlanabilmektedir. Gerektiğinde motor milinin dönme yönü değiştirilebilmektedir. Bu da istenen hız kademelerinde ve dönme yönünde deneyler yapabileme imkanı sağlamaktadır (KOÇAŞ, 1999).

### 7.2.3 Kavrama

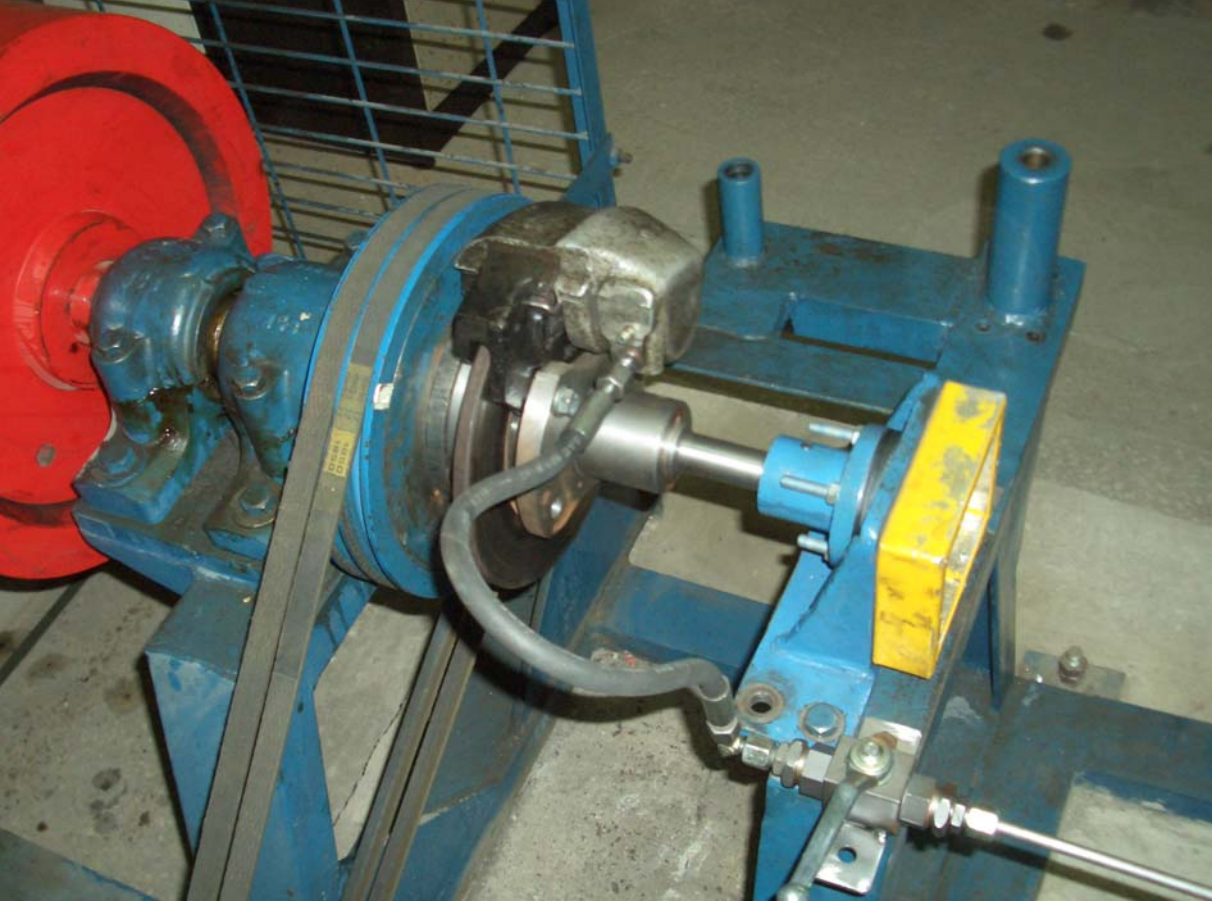
Frenleme sırasında hareket iletiminin kesilip, istenildiğinde tekrar devreye alınabilmesi için sürtünme yüzeyli bir kavrama kullanılmaktadır (KOÇAŞ, 1999).

### 7.2.4 Kasnak

Motor miline bağlı olan döndüren kasnak çapı 148 mm ve disk ile volanları taşıyan mile bağlı olan döndürülen kasnak çapı 266 mm' dir. Motordan alınan hareket, taşıt milini temsil eden ve volanları taşıyan mile iki V kayışlı standart bir kayış-kasnak mekanizması ile iletilmiştir (KOÇAŞ, 1999).

### 7.2.5 Disk Fren Sistemi

Kampana fren için tasarlanan düzenek disk frene adapte edilmiştir. Bunun için kampana fren sökülerek, diskin monte edileceği merkez belirlenmiştir. Diskin kasnak içine montajı özel ara parçaların tasarlanarak imal edilmesiyle gerçekleşmiştir. Disk fren olarak, TOFAŞ Şahin modeli taşıtın orijinal disk, semer ve balataları kullanılmıştır. Kasnak disk ile eş eksenli olarak monte edilmiştir. Bunun için kasnağa oturan parça ile disk-kasnak bağlantı parçası tasarlanarak imal edildi. Disk-kasnak montajı 4 adet M10 cıvata kullanılarak yapıldı. Frenleme momenti ölçü milini zorlayacak moment olarak intikal ettirileceğinden bu momenti karşılayacak bir mil tasarlandı. Ölçü mili üzerinde burulma momenti dışındaki etkileri yok etmek için, milin serbest ucu disk içine bilyalı oynak rulman ile yataklanarak, eğilme momentinin etkilerinin karşılanması amaçlandı. Rulman için bir yatak gövdesi tasarlandı. Semer ile ölçü mili bir flanş aracılığıyla birleştirildi. Semer ile flanş 2 adet M8 cıvata kullanılarak birbirine monte edildi. Böylece frenleme anında moment semer üzerinden ölçü miline aktarılmaktadır. Disk fren sisteminde semer sabit dolayısıyla ölçü mili de sabittir. Dönen kısım disk olup, ölçü mili yataklanarak sistem çalıştırılmaktadır. Ölçü milinin diğer ucu bir flanş aracılığıyla desteğe dolayısıyla zemine sabitlenmektedir. Ölçü milindeki aksenal kaçıklıkların önlenmesi için oynak bilyalı rulman kullanılmıştır (Şekil 7.1).



Şekil 7.3 Disk fren sisteminin deney düzeneğine monte edilmiş hali

#### 7.2.5.1 Disk Fren Balataları

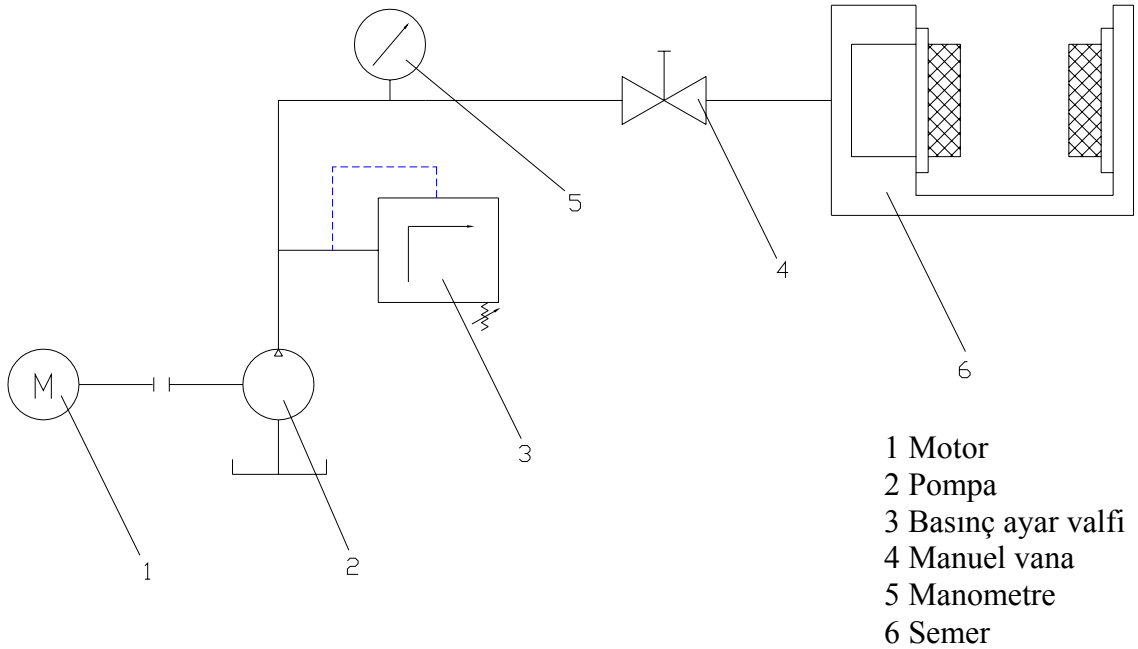
Öncelikle kullanılmış ve belli oranda aşınmış olarak alınmış olan Tofaş Şahin için uygun FF türü A sınıfı balata kullanılarak deneyler yapıldı. Bu balata test ettirildikten sonra, aynı tip ve kalitede bir seri (16 adet) balata özel olarak imal ettirilerek aynı koşullarda denendi. İmal ettirilmiş balata yoğunluğu  $2,45-2,65 \text{ g/cm}^3$ 'tür. Aşınmış balata ile yeni imal ettirilmiş balata performans deney raporları bölüm 8.3' de verilmiştir. Balataların aşınıp eskimesi ile frenleme etkinliği arasında bir bağ kurulup, kurulamayacağı görülmek istendi.

#### 7.2.6 Hidrolik Güç Ünitesi

Kampana fren için tasarlanan düzenekte frenleme işlemi hidro-mekanik bir donanım ile yapılmaktaydı (KOÇAŞ, 1999). Pabuç baskı kuvvetleri tekerlek ana silindirine gönderilen basınçlı yağ ile oluşturulmakta, basınçlı yağ ise hidrolik piston üzerine baskı yapan bir yükleme kolu ile sağlanmaktaydı. İstenilen baskı kuvvetlerini oluşturmak için yükleme kolu ucundaki ağırlık asma bölümüne büyüklükleri bilinen ağırlıklar yerleştirilmekte ve basınçlar

manometreden okunabilmekteydi.

Disk fren sistemi düzeneğe adapte edilirken, hidrolik yağın silindire gönderilmesi ve istenilen basınç değerinin ayarlanabilmesi hidrolik güç ünitesi kullanılarak yapıldı. Semer içinde yer alan balatayı diske bastıran  $\varnothing 38$  mm çapında piston kullanıldı. Ped üzerindeki basınç değeri disk frenler için  $0,1 \dots 1 \text{ N/mm}^2$  ( $1 \dots 10 \text{ bar}$ ) değerleri arasında alınmaktadır (Bauer, 1995). Bu yüzden deneyler sırasında düşük basınçlardan, ortalama basınca kadar farklı basınç değerleri uygulanmıştır. Bu uygulanan basınç değerleri silindir baskı basıncı olmaktadır. Ped üzerindeki baskı basıncı (balata basıncı) değişken olduğundan, silindir basıncı kullanılmaktadır. Mannesman Rexroth modeli, 160 bar ( $16 \text{ N/mm}^2$ ) maksimum basınç sağlayabilen hidrolik güç ünitesi kullanılmıştır. Hidrolik güç ünitesinin motorunun elektriksel donanımı motor açma-kapama işlevinin gerçekleştirilebilmesi amacıyla kontrol paneline bağlanmıştır. Hidrolik güç ünitesinin hidrolik çıkışına bir manometre konularak istenilen basınç değeri okunabilmektedir. Düşük basınç uygulamaları için değer aralığı  $0 \dots 1 \text{ N/mm}^2$  ( $0 \dots 10 \text{ bar}$ ) olan, yüksek basınç uygulamaları için de değer aralığı  $0 \dots 15 \text{ N/mm}^2$  ( $0 \dots 150 \text{ bar}$ ) olan iki farklı manometre kullanılmıştır. Semer-hidrolik güç ünitesi hidrolik bağlantısı Şekil 7.4' de şematik olarak verilmiştir.



Şekil 7.4 Hidrolik devre şeması



Şekil 7.5 Hidrolik güç ünitesi

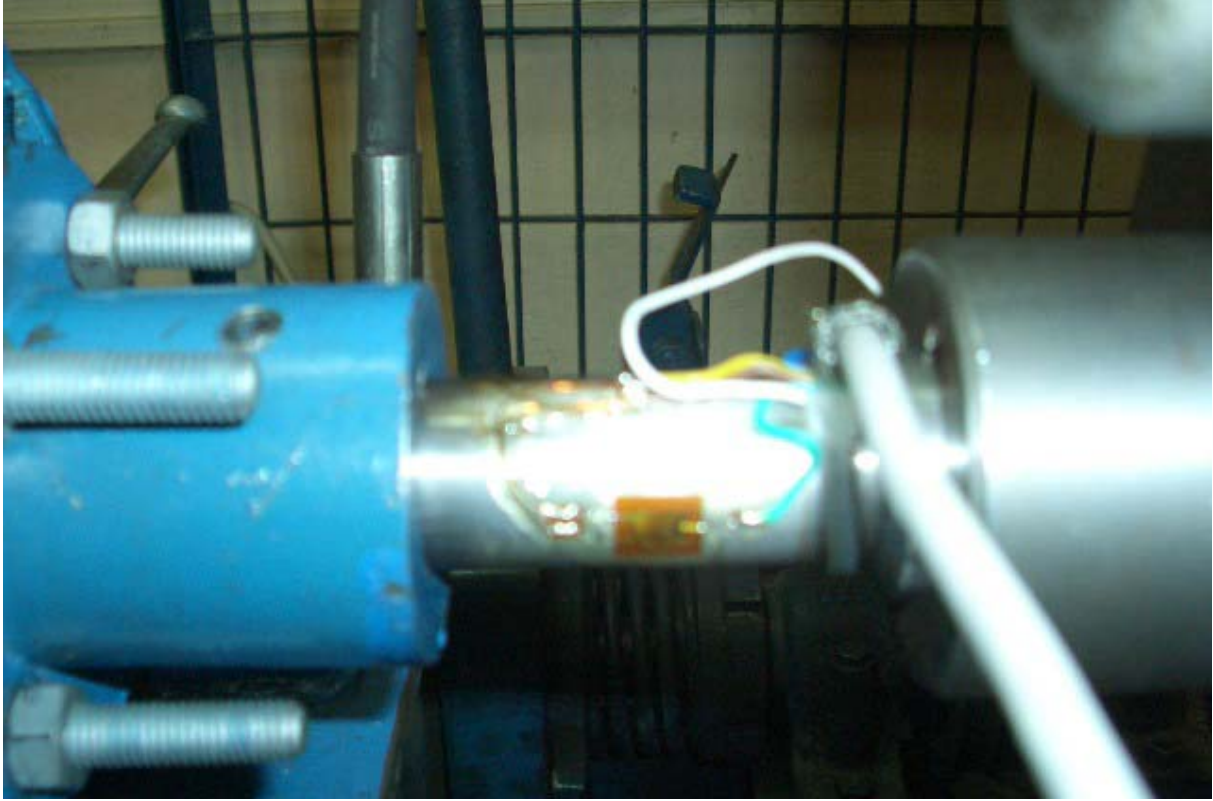
### 7.3 Deneysel Olarak Frenleme Momentinin Tespiti İçin Kullanılan Ölçme Sistemi

#### 7.3.1 Ölçü Mili

Temel ilke frenleme momentini, bir ölçü milini burulmaya zorlayan bir moment olarak intikal ettirip ölçmektir. Ölçü milinin boyutlandırılması gerekli mukavemet hesaplarının yapılmasıyla belirlenmiştir. Ölçü mili malzemesi olarak AISI 4340 çeliği seçilmiştir. Bunun temel nedeni histerisiz (iç sürtünme) değerinin düşük olmasıdır. Ölçüm yapıldığında okunan ilk değerlere karşılık gelen deformasyonlar minimum ölçüde korunur. İkinci ölçüm değerinin hassasiyeti açısından önceki deformasyonların korunması istenmez. Diğer malzemelerde yapılan ölçümler çok küçük de olsa deformasyonlar korunduğundan hassas olmamaktadır. Ayrıca bu tip çelikte sertlik ve mukavemet değerleri istenen düzeydedir. Düşük alaşımlı yapı çeliği olan AISI 4340' ın  $\sigma_c$  değeri  $980 \text{ N/mm}^2$ ,  $\sigma_{AK}$  değeri  $895 \text{ N/mm}^2$ ' dir. Ni-Cr-Mo çeliği olarak da adlandırılmaktadır.

Ölçü mili üzerinde burulma momenti dışındaki etkileri yok etmek için, milin serbest ucu disk

içine bilyalı oynak rulman ile yataklanarak, eğilme momentinin etkilerinin karşılanması amaçlanmıştır. Ölçü mili üzerine gerinim ölçer (strain gauge) yapıştırılacağından yüzey hassasiyeti dikkate alınarak işlenmiştir. Frenleme sırasında, mil üzerinde oluşan burulma momenti aynı zamanda frenleme momenti olup, bu moment ölçü mili üzerinde uygun şekilde yerleştirilmiş gerinim ölçerlerle tespit edilmektedir (Şekil 7.6).



Şekil 7.6 Ölçü mili ve strain gaugeler

### 7.3.2 Strain Gauge (Gerinim Ölçer)

Bir cisme dışarıdan bir kuvvet veya moment uygulandığında, zorlanma tarzına bağlı olarak malzeme üzerinde uzama, kısalma, kayma ve burulma gibi şekil değişimleri (deformasyonlar) meydana gelir. Gerinim cismin dış etkiye karşı gösterdiği mukavemet, deformasyon ise cisimdeki iç yer değiştirme ve biçimsel bozulma olarak tanımlanır. Fiziksel değişim miktarı strain gauge ile ölçülür. Strain gaugelerle ilgili ilk bilgiler Lord Kelvin tarafından incelenmiş ve metalik iletkenler gerilmeye maruz bırakıldığında, elektriksel direncin değiştiği görülmüştür. Bu parametrenin endüstriyel alanda ilk uygulamaları 1930' larda başlamıştır. Temelde tüm strain gaugeler mekanik hareketi, elektriksel işarete çevirmeye göre tasarlanır. Malzeme geriniminin parametre olarak en uygun ölçülebildiği metot, uygulanan yüke karşı elektriksel direnç üreterek iletkenin boyundaki mikroskopik değişimin ölçülmesidir.

### 7.3.2.1 Gerinim Ölçer Devrenin Kurulması

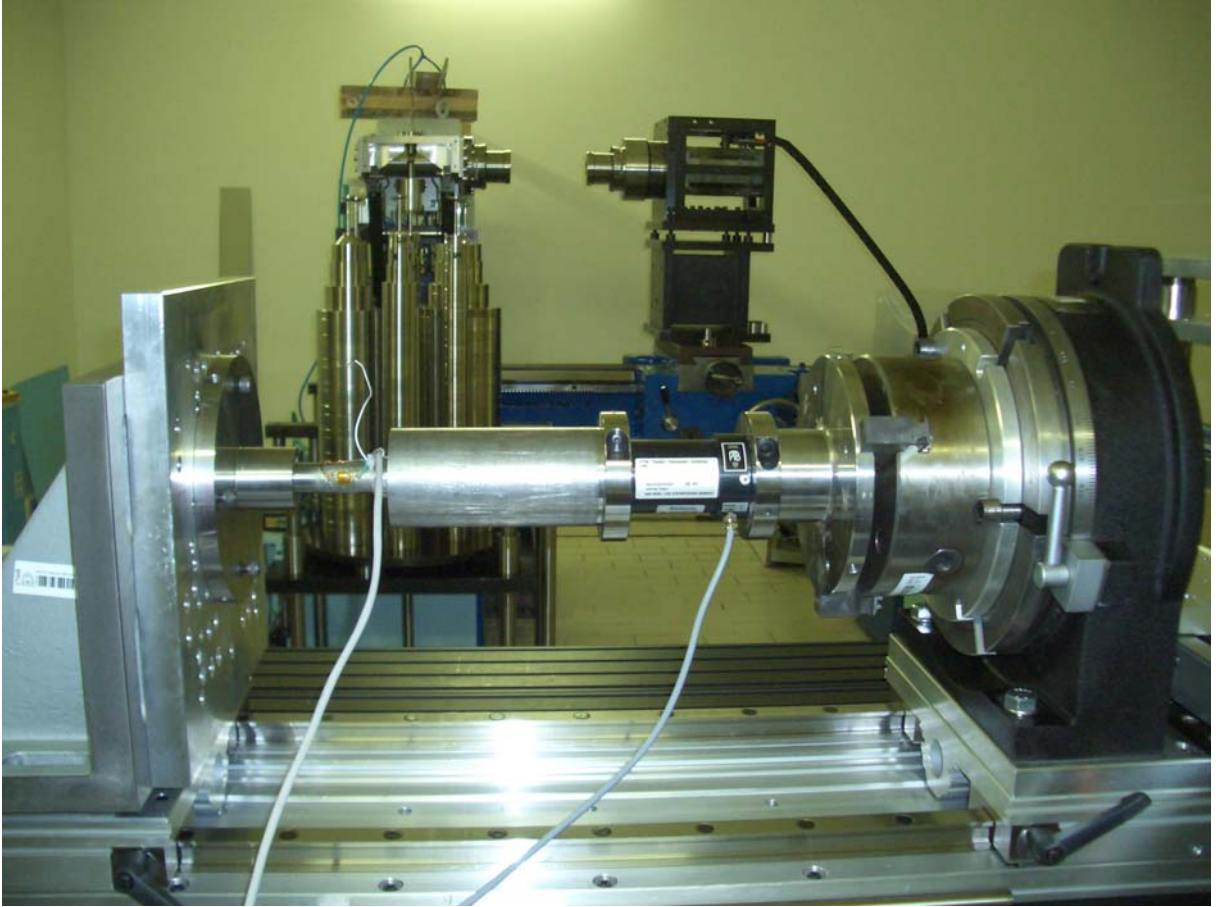
Strain gaugeler imal edildikten sonra kuvvet, basınç, moment ve ağırlık ölçümünde kullanılmak üzere uygun metal çubuk ve diyaframlara monte edilir. Deneyde kullanılacak strain gauge'in seçimi disk frenlerdeki frenleme momenti değerleri ve çeşitli basınçlarda hesaplanan teorik moment değerleri dikkate alınarak yapıldı. Moment ölçümü için kullanılacak strain gauge, ölçü mili çapına uygun olarak HBM'in katalogundan seçildi. XY 21 tipi, elektriksel direnci  $120 \Omega$  olan iki elemanlı strain gauge' in kullanılması uygun görüldü. İki elemanlı iki adet strain gauge  $45^\circ$  lik açı farkıyla tam köprü oluşturacak şekilde mil üzerine tespit edildi. Bu wheatstone köprüsü endüstride birçok parametrenin ölçümünde bir referans seviyesi esas alınarak, karşılaştırılmalı sinyal üretiminde kullanılan bir devredir. Wheatstone köprüsünün kurulma amacı tüm koşullarda direnç değişimini ölçebilmektedir. Tam köprü uygulaması ile duyarlılık artırılır. Eksen kaçıklığı gibi sebeplerden oluşan eğilme momenti de tam köprü bağlantısı ile kompanze edilir. Strain gauge'in mil üzerine tespiti Epoxy bazlı M610 yapıştırıcı kullanılarak yapıldı. Toplam dört adet direnç gösteren köprü uçları digital göstergedeki soketlere bağlanarak, değerler okunabilmektedir. Digital gösterge olarak SM 107 Digital Strain Bridge kodlu cihaz kullanıldı.



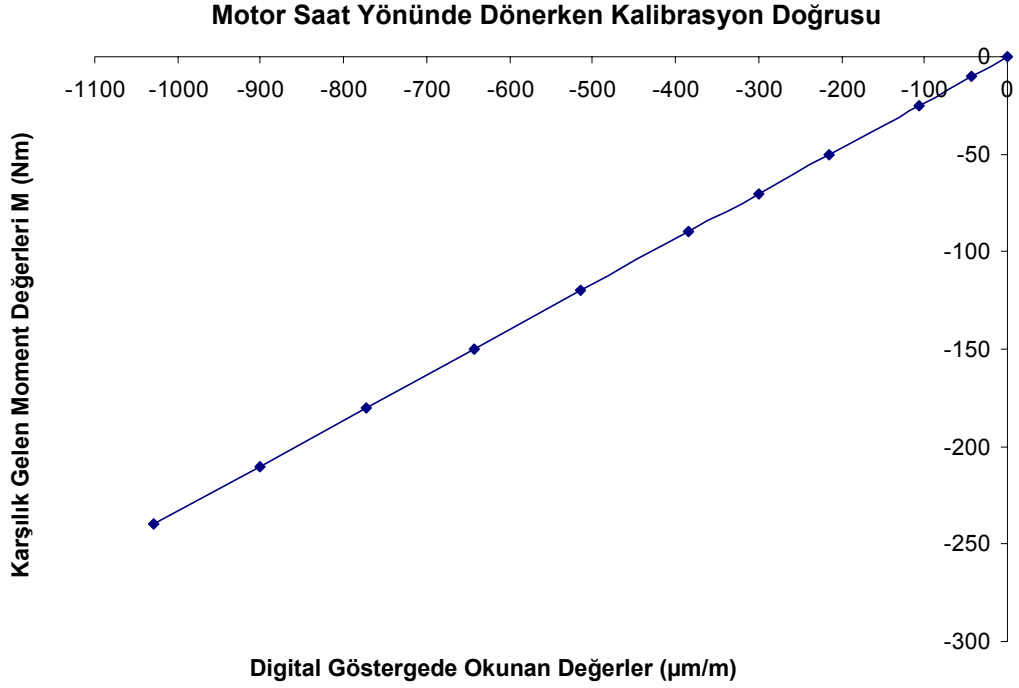
Şekil 7.7 SM 107 Digital Strain Bridge ve HBM Digital Strain Bridge cihazı

### 7.3.3 Ölçü Milinin ve Digital Göstergenin Kalibrasyonu

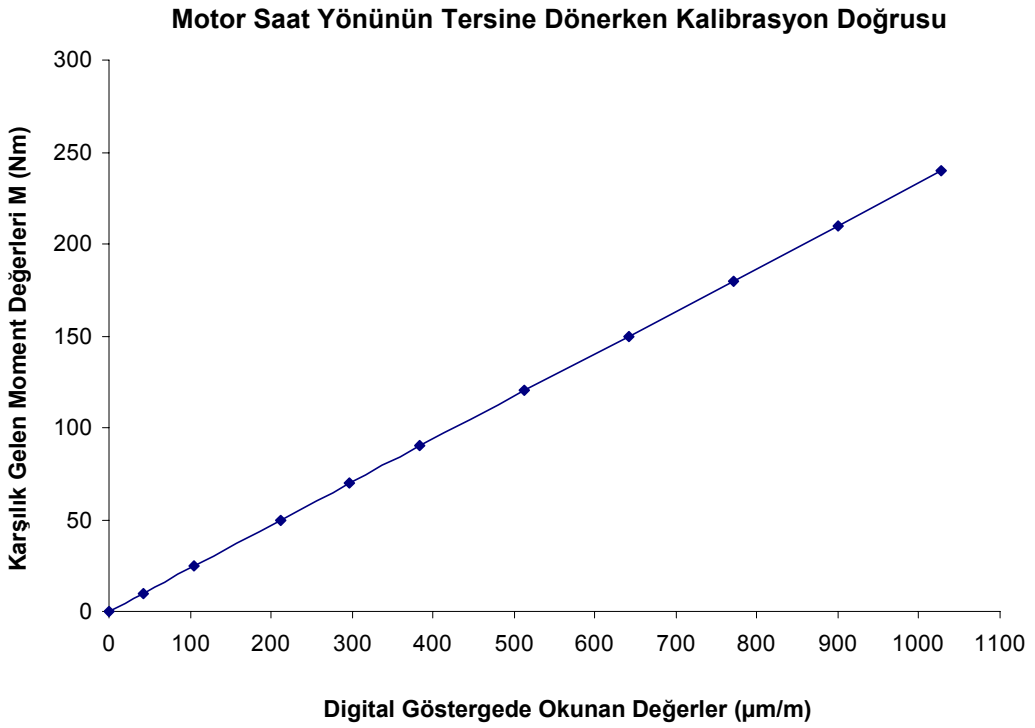
Kalibrasyon için ölçü milinin iki ucuna özel olarak tasarlanan iki flanş monte edildi. Düzeneğe monte edilen mil üzerine büyüklüğü bilinen kuvvetler uygulanarak momentler oluşturuldu. Moment değerleri, motor saat ve saat yönünün tersine döndürülerek tespit edildi. Moment değerleri hem HBM Digital Strain Bridge hem de SM 107 Digital Strain Bridge cihazından okundu. Bu moment değerlerine karşılık gelen gösterge değerleri kaydedilerek kalibrasyon doğruları elde edildi. ( Şekil 7.9 ve Şekil 7.10 ) Bütün bu kalibrasyon işlemleri için TÜBİTAK UME Tork Laboratuvarı imkanları kullanıldı (Şekil 7.8).



Şekil 7.8 Ölçü milinin kalibrasyonu



Şekil 7.9 Motor saat yönünde dönerken elde edilen kalibrasyon doğrusu



Şekil 7.10 Motor saat yönünün tersine dönerken elde edilen kalibrasyon doğrusu

## 7.4 Balata Yüzey Sıcaklıklarının Tespiti İçin Kullanılan Sıcaklık Ölçme Sistemi

### 7.4.1 Termokupl ( Isıl Çift )

Termokupl iki farklı alaşımın ucunun kaynaklanması ile oluşturulan basit bir sıcaklık ölçü elemanıdır. Kaynak noktası sıcak nokta, diğer açık iki uç soğuk nokta olarak adlandırılır. Termokupl ölçü değeri, sıcak nokta ile soğuk nokta arasındaki sıcaklık farkından doğar. Bu sıcaklık farkına orantılı, soğuk nokta uçlarında mV mertebesinde gerilim üretilir. Sıcak nokta aynı kalmak şartıyla soğuk nokta sıcaklığı değiştiği takdirde farklı sıcaklıklar okunacaktır. Bu nedenle termokupl mV tablolarındaki değerlerde standardizasyon sağlamak için ölçülen sıcaklık karşılığı mV değerleri soğuk noktanın 0° C' da tutulması ile elde edilmiştir. Örneğin 400° C' a karşılık gelen mV değeri, termokuplun sıcak noktası 400° C' da, soğuk nokta 0° C' da iken, uç noktada ölçülen mV değeridir. Termokupl aslında iki farklı metal veya alaşım tel olmasına rağmen genelde prosese çıplak olarak daldırılmazlar. Çeşitli mekanik darbeler, fiziksel ve kimyasal aşındırıcı özellikler göz önüne alınarak belli özel koruyucu kılıflar içinde kullanılırlar. İki farklı eleman teli farklı kutuplarda oldukları için birbirlerinden izolatör yardımıyla izole edilirler.

Deneylerde balata yüzey sıcaklıklarının ölçümü için DIN 43710 ve IEC 584 standardında K tipi olarak adlandırılan Rössel Messtechnik GmbH marka termokupl kullanıldı. Nikelkrom-Nikel cinsi, - 200 ile 1200° C aralığında sıcaklık ölçümüne imkan veren topraksız tip montajı yapılan 4 adet termokupl kullanılmıştır. Koruyucu kılıf olarak metal kılıf cinsi Inconel 600 kullanılmaktadır. Her türlü kimyasal ve fiziksel aşınmaya karşı eleman tellerini korur. Kullanılan kılıf çapı 1,5 mm' dir. Termokuplların kalibrasyonu Mercedes Benz Türk A.Ş. Geliştirme Direktörlüğü Test Merkezinde yapılmıştır.

### 7.4.2 SIM THERMO 16 Sıcaklık Ölçüm Cihazı

Termokupllar için 16 analog ölçüm girişi bulunmaktadır. - 60° C ile 1370° C değerleri arasındaki sıcaklık ölçümleri yapılabilmektedir. Referans sıcaklık için PT 100 rezistör (direnc aygıtı) ile her bir giriş değerine izin verir. 59x200x110 mm boyutlarında ve 1050 g ağırlığındadır. K tipi termokupllarda kullanılır. SIM Thermo, sıcaklık sensörlerinden gelen sinyallerin çevrilmesi ve digitalize edilmesini sağlar. Ayrıca verilerin bilgisayara (dizüstü bilgisayar) aktarılması için SIM Master kartı ve SIM Power güç kaynağı kullanılmaktadır. SIM Master bilgisayar ile diğer modüller arasındaki veri düzenlemesi ve senkronizasyonu sağlar. SIM Power tüm modüller için besleme kaynağı görevini görür. SIM Master modülünden gelen düzenlenmiş bilgiler bilgisayar üzerinden alınmaktadır.



Şekil 7.11 SIM Thermo 16

## 8. DENEYLERİN YAPILIŞI

### 8.1 Frenleme Momentinin Ölçülmesi

Daha önce de belirtildiği gibi deney düzeneği TOFAŞ Şahin otomobilin tekerleklerinden birini temsil etmektedir. Genel olarak deney düzeneğinin çalıştırılmasında, test çalışmalarına hazırlanmasında ve ölçülen değerlerin alınmasında aşağıdaki yol izlenmektedir. Önce elektrik motoru hız-kontrol ünitesi aracılığı ile çalıştırılır. Motor devri istenilen frekans değerine getirilir (20 dev/s, 30 dev/s). Bu değer tespitini taşıt hızına bağlı olarak yapılır. İstenilen hızda motor dönme yönü saat yönünde ya da saat yönünün tersine olarak seçildikten sonra, çözülebilen kavrama mekanik kumanda kolu ile devreye sokularak volan grubuna hareket iletilir. Volanların istenilen kinetik enerjiye sahip olması için belirli bir süre beklendikten sonra ( deneylerde bu süre 60 sn. alındı ) kavrama devreden çıkarılarak frenleme yapılır. Frenlemenin istenilen semer silindiri basıncında yapılabilmesi için hidrolik güç ünitesindeki manometreden istenilen basınç değeri okunur. Elektrik motoru ile güç ünitesi aynı anda devreye alınmalıdır. Kavrama devrede değilken, manuel vana aracılığıyla bir sonraki test için basınç ayarı yapılır ve böylece istenilen basınçta hidrolik yağ semere gönderilir. Bu çalışmada farklı basınç değerlerinde eski balata kullanılarak 100 adet ve yeni balata kullanılarak 100 adet olmak üzere 200 adet deney yapılmıştır. Digital göstergedeki okunan değerlerin tepe noktası ( ki bu o silindir için frenleme momentinin aldığı en büyük değerdir ) frenleme momenti olarak kabul edilmiştir. Kalibrasyon tablosundan yararlanılarak okunan mV değeri Nm olarak belirlenebilmektedir. Aynı deneyler motor saat yönünün tersine döndürülerek tekrarlanmıştır. Aynı deneylerin her iki dönme yönü için tekrarlanması büyük önem taşımaktadır. Çünkü bir dönme yönünde balatanın öncü olan bölgesi diğer dönme yönünde artçı olmaktadır. Seçilen her basınç değerlerinde, farklı taşıt hızları göz önüne alınarak deneyler yapılmıştır. Farklı taşıt hızları için belirli baskı basınçlarında frenleme süreleri ölçülmüştür. Frenleme süresi, frenleme işleminin başladığı an ( kavrama devre dışı bırakılıp, vana açıldığında ) ile diskin durduğu an arasında geçen süredir. 0,42 N/mm<sup>2</sup> baskı basıncında, 50 km/h taşıt hızı için frenleme süresi 2,5 s iken 70 km/h için 3,25 s, 90 km/h için 4,05 s, 110 km/h için 4,9 s olmaktadır. Bütün değerler Şekil 9.2 'deki grafiklerde görülmektedir.

Tofaş Şahin taşıtın bir tekerleğinin çapı 57,52 cm'dir. Yoldaki aracın km/h olarak hızı volanları döndüren milin dev/s olarak karşılığıdır. Bunun belirlenmesi için tekerleğin (döndüren) açısal hızı ( $\omega_2$ ) ve devir sayısı ( $n_2$ ) hesaplanmıştır. Elde edilen değer taşıt hızının dev/s olarak belirtilmiş şeklidir. Farklı taşıt hızı değerleri için 10 farklı silindir basıncı

uygulanarak frenleme momenti değerleri elde edilmiştir. Her bir basınç için 10 adet ölçüm yapılmıştır. Bu 10 adet ölçüm değerinin ortalaması alınmıştır.

### **8.2 Çeşitli Deney Koşullarında Frenleme Momentinin Ölçülmesi**

Deney koşulları olarak tanımlanan eski balata, yeni balata, ıslak balata ve yağlı balata kullanılarak moment değerleri elde edilmiştir. Deneyler öncelikle Tofaş şahin için uygun eski balata kullanılarak yapılmıştır. Bu balata test edildikten sonra, aynı tip ve kalitede bir seri balata özel olarak imal ettirilmiştir. Aynı frenleme değerleri bu kez yeni balata ile tekrarlanmıştır. Ayrıca yeni balata 12 saat süresince, suda ve şanzıman yağında bekletildikten sonra, semer içine monte edilerek deneyler yapılmış, frenleme momenti değerleri elde edilmiştir. Böylece balata aşınmasının ve sürtünme katsayısının frenleme momenti üzerindeki etkisi belirlenmeye çalışılmıştır. Her bir basınç değeri için 10 adet olmak üzere, toplam 560 adet deney yapılmıştır. Bu 10 adet deneyin ortalaması alınarak her bir basın için frenleme momenti değeri belirlenmiştir.

### **8.3 Eski (Aşınmış) ve Yeni Balatalardaki Sürtünme Katsayılarının Tespiti**

Teorik frenleme momenti hesaplarında sürtünme katsayısı sabit bir değerde alındı. Gerçekte; kullanılan balata malzemesine, kalitesine, aşınma oranına ve ortam şartlarına bağlı olarak sürtünme katsayısı değişmektedir. Farklı şartlardaki sürtünme katsayılarının tespiti için TS 555 standartında öngörülen balata performans deneyleri eski ve yeni balatalar üzerinde uygulanmıştır. Bu amaçla BERKA BALATA A.ř. bünyesinde bulunan Greening marka test tezgahı kullanılmıştır. Bu tezgah, disk fren balatasına uygulanan basınç ve sıcaklıkları otomatik ayarlayarak, deney sırasındaki balata özelliklerini anında verebilmektedir. Numune olarak alınan balata, 25x25 mm boyutlarında kesilmiş, taşlama yapılarak gönyeye getirilmiştir ve balata tespit yuvasına yerleştirilmiştir. Tezgahta basınç uygulama metodu pnömatik olarak yapılmaktadır. Tezgah hızı 417 d/dak olarak alınmıştır. TS 555 fren standartında belirtilen çeşitli yükler uygulanarak balata performans deneyleri yapılmıştır.

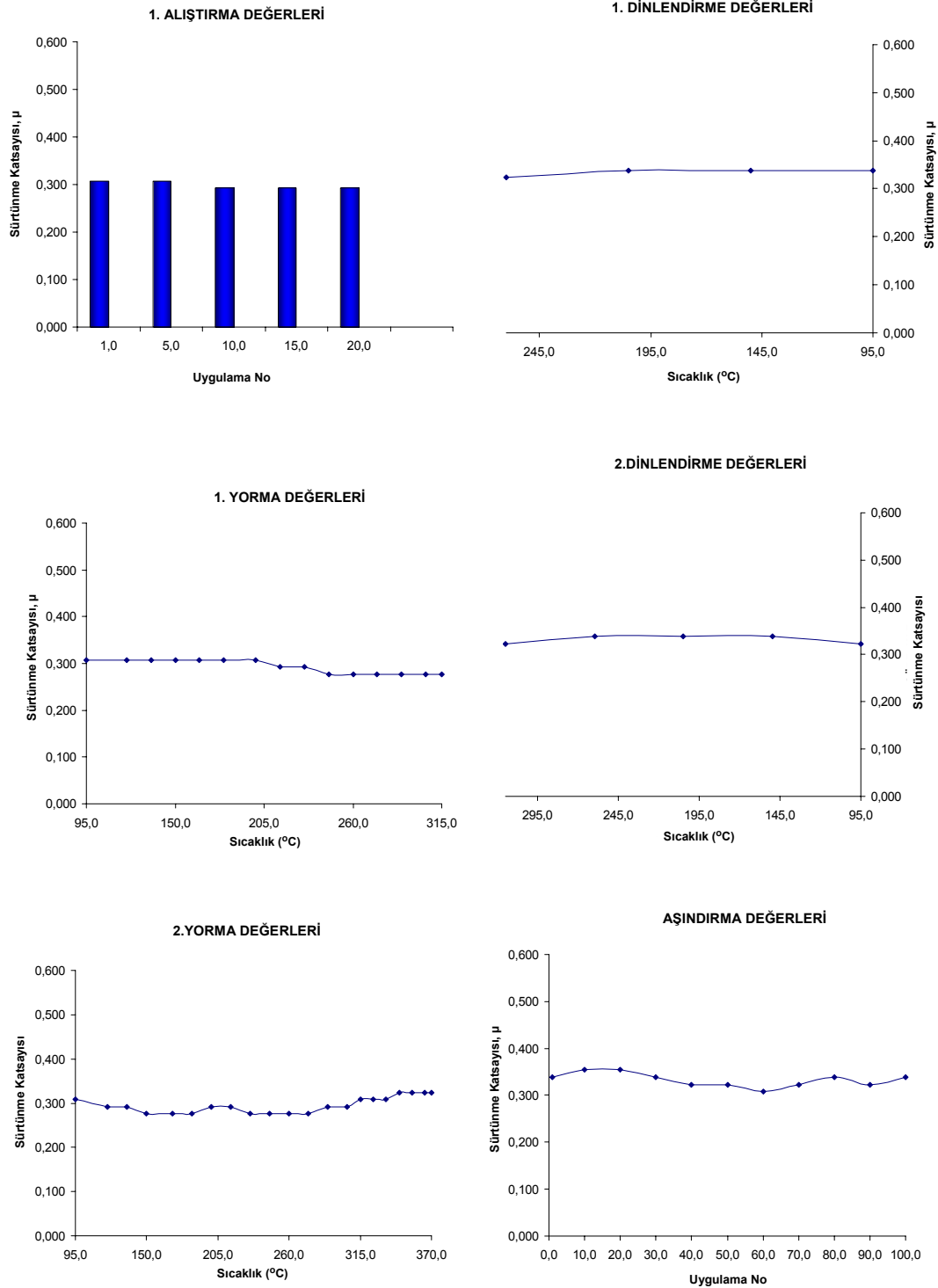


Şekil 8.1 Greening sürtünme katsayısı ölçüm tezgahı



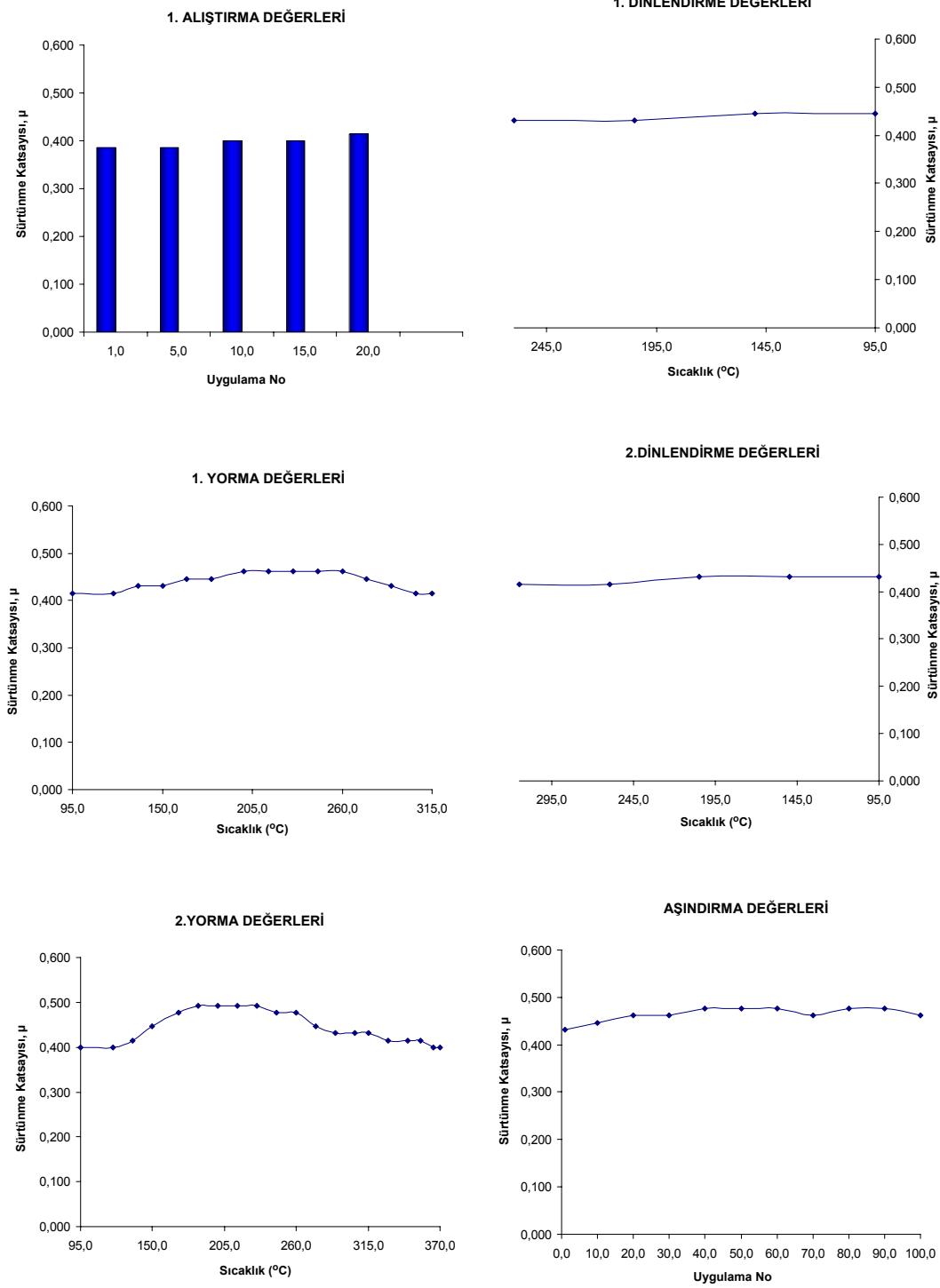
Şekil 8.2 Greening test tezgahı

Testlerde TS 555 standardına göre yapılan uygulamalarda, sürtünme katsayısının tespiti için alıştırma, dinlendirme, yorma ve aşındırma işlemleri yapılmıştır (Şekil 8.3). Bütün işlemlerde belirli kuvvetler, belirli sıcaklıklarda ve belirli sürelerde uygulanarak sürtünme kuvvetleri ve dolayısıyla sürtünme katsayıları elde edilmiştir.



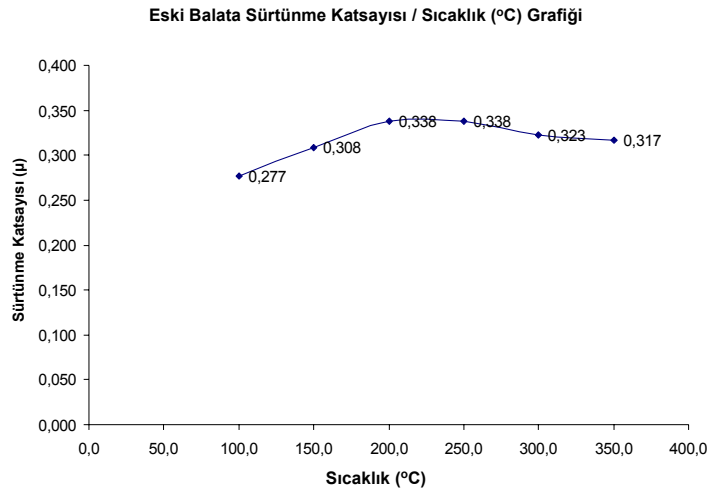
Şekil 8.3 Eski balata performans deney raporu

1. ve 2. dinlendirme işlemlerinde uygulama yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa inilerek yapılmıştır. 1. ve 2. yorma işlemlerinde sıcaklık değerleri düşükten başlayarak 0,5 dakika aralıklarla artırılmıştır. Uygulama süresi 10 dakikadır. Aynı işlemler yeni balata kullanılarak tekrarlanmıştır (Şekil 8.4). Alıştırma değerleri belirli bir uygulama numarasına göre elde edilmiştir (TS 555).

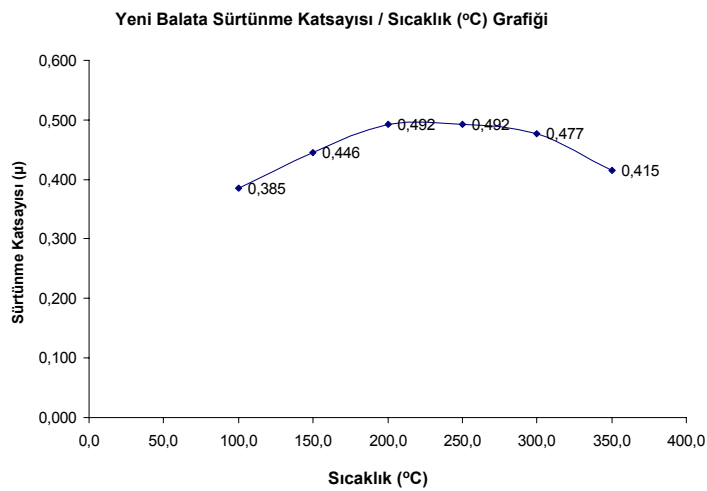


Şekil 8.4 Yeni balata performans deney raporu

Eski ve yeni balata üzerinde yapılan ölçümler sonucunda eski balatanın normal sürtünme katsayısı 0,292, sıcak sürtünme katsayısı 0,317, yeni balatanın normal sürtünme katsayısı 0,425, sıcak sürtünme katsayısı 0,428 olarak bulunmuştur. Normal ve sıcak sürtünme katsayılarının tanımı bölüm 3 balata standartlarında yapılmıştır. Yeni balata sürtünme katsayısı değeri eski balata sürtünme katsayısı değerinden yüksektir. Balata sürtünme katsayıları arasındaki farkın büyük olması, balata malzeme içeriğinin farklılığından ve balataların aynı partiden imal edilmemiş olmasından kaynaklanabilir. Bu katsayıların tespit edilmesindeki amaç, teorik hesaplamalarda frenleme momenti bulunurken gerçek sürtünme katsayısı değerinin kullanılmasını sağlamaktır. Böylece deneysel ve teorik sonuçların karşılaştırılması sağlıklı olabilmektedir.



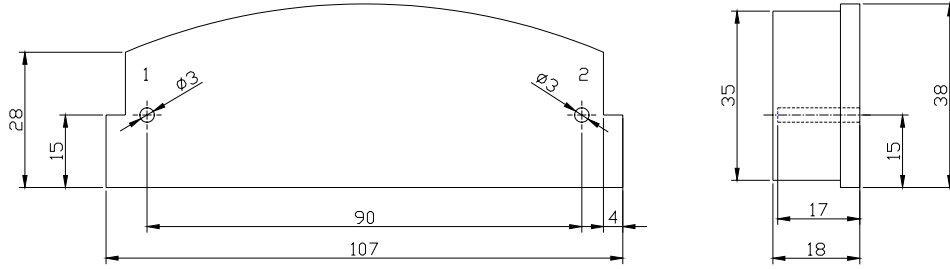
Şekil 8.5 Eski balata sürtünme katsayısı değerleri



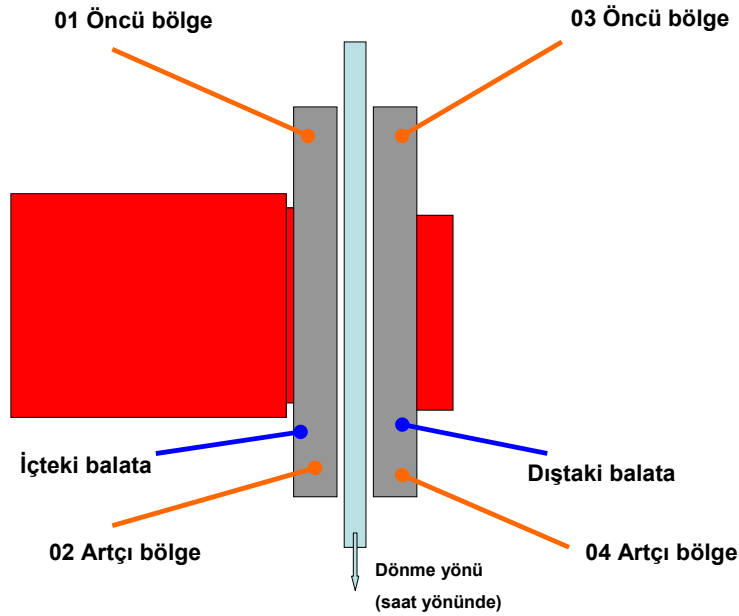
Şekil 8.6 Yeni balata sürtünme katsayısı değerleri

#### 8.4 Balata Yüzey Sıcaklıklarının Ölçülmesi

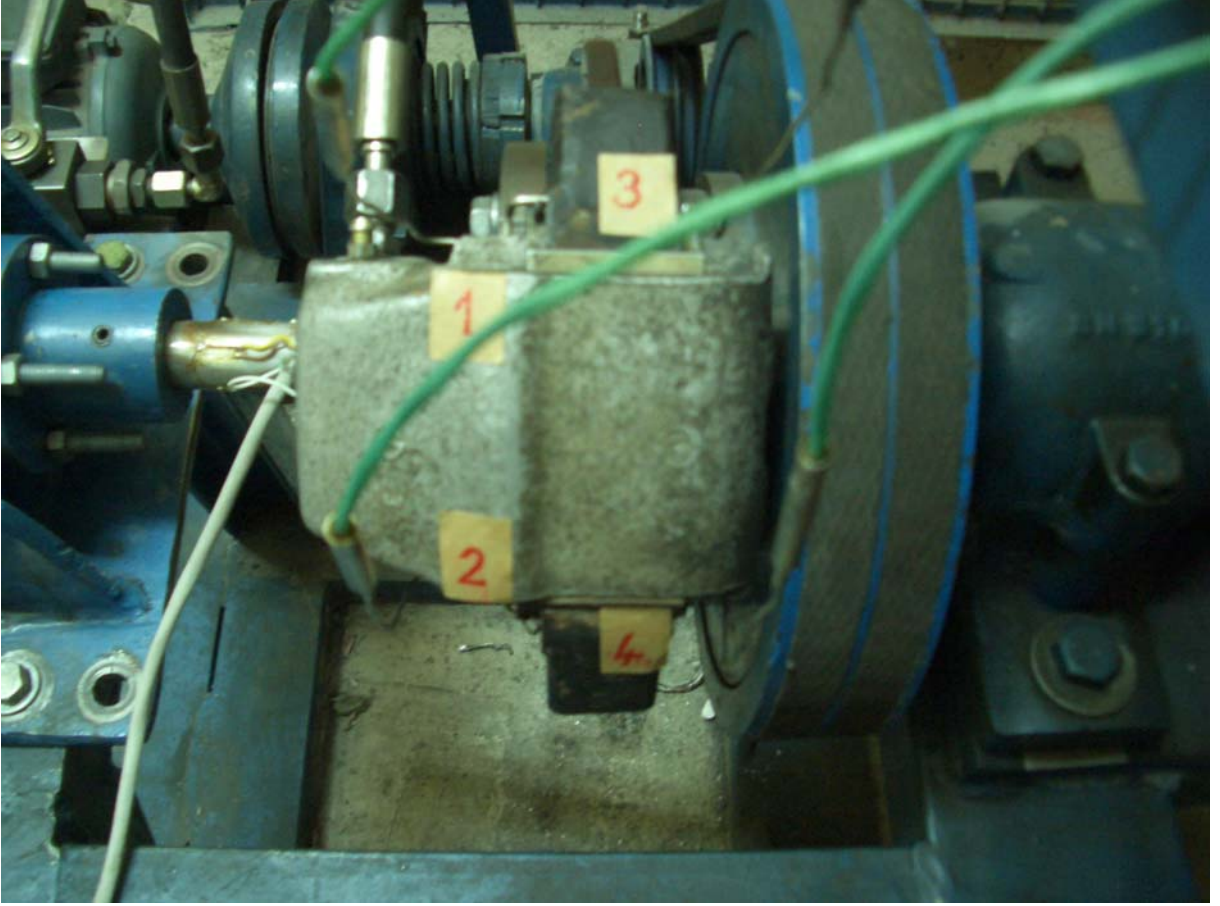
Balata yüzey sıcaklıklarının ölçümünde kullanılan termokuplların en uygun şekilde yerleştirilmesi gerekmektedir. Frenleme başlangıcında dönme yönüne bağlı olarak öncü bölgeye artçı bölgeden daha yüksek basınç gelmesi (basıncın düzgün olmaması durumu) göz önüne alınarak termokupllar öncü ve artçı bölgelere yerleştirilmiştir. Doğal olarak basıncın ve aşınmanın daha fazla olduğu öncü bölgenin önünde sıcaklığında daha yüksek olması beklenmekteydi. 1 ve 2 nolu termokupllar içteki (silindir tarafındaki) balataya, 3 ve 4 nolu termokupllar dıştaki balataya yerleştirilmiştir (Şekil 8.8). Termokuplun ucu disk yüzeyine değmemesi gerektiğinden, balata üzerinde disk yüzeyine 1 mm kalacak derinlikte delik açılıp, bu noktaya sıkı geçme olacak şekilde monte edildi. Bu nokta disk yüzeyine en yakın optimum nokta olarak seçilmiştir (Şekil 8.7).



Şekil 8.7 Balata yüzeyine termokuplların yerleşimi



Şekil 8.8 İç ve dış balatadaki artçı ve öncü bölgelerin şematik olarak gösterilmesi



Şekil 8.9 Termokupl montajı

Termokuplların diğer ucu ölçüm alınacak cihaza bağlanmıştır. Sıcaklık ölçümü için kullanılan cihaz bilgisayara (dizüstü bilgisayar) bağlanarak veriler grafik şeklinde elde edilmiştir. Yazılım, Daimler Chrysler ölçüm sistemi için hazırlanmış bir program olup, cihazla uyumlu çalışmaktadır. Termokuplların bağlantısı tamamlandıktan sonra, motor 20 dev/sn hızla, saat yönünde döndürülmeye başlanmıştır. Aynı anda hidrolik güç ünitesinde 1 N/mm<sup>2</sup> (10 bar) basınç ayarlanmıştır. Kavrama aracılığıyla hareket iletimi volanlara verilmiştir. Frenleme, hareket iletimi kesilmeden bu yani yük altında basınç değeri uygulanarak gerçekleştirilmiştir. Çeşitli sürelerde kesintili ve sürekli frenleme yapılarak balata yüzey sıcaklıkları ölçülmüştür. Kesintili olarak yapılan frenlemede, kavrama devreden çıkarılarak frenleme yapılır ve 45...80 sn. süresince sıcaklık değerleri kaydedilir. Daha sonra kavrama mekanik kumanda kolu ile devreye sokularak volan grubuna hareket iletilir ve tekrar frenleme yapılır. Sıcaklık değerleri kaydedilir. Sürekli frenlemede, frenleme yapıldığında kavrama devreden çıkarılmaz. Dolayısıyla hareket iletmeye devam ederken frenleme yapılır ve 45...80 sn. boyunca frenlemeye devam edilir. Belli bir süre sonra balatalar aşırı ısınmaya başlar, balataların yanmaması için frenleme belirli sürede sınırlı tutulur.

1 ve 3 nolu termokupllar öncü bölgedeki termokupllar olup, 2 ve 4 nolu artçı bölgedeki termokupllara göre beklendiği gibi daha yüksek sıcaklık değerleri okunmuştur. 1 ve 2 nolu termokupllar içteki balataya bağlanmış olup, 3 ve 4 nolu dıştaki balataya bağlı termokupllarda daha yüksek sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Aynı işlemler  $0,42 \text{ N/mm}^2$  ( $4,2 \text{ bar}$ ) basınç uygulanarak tekrarlanmıştır. Kesintili frenleme çeşitli basınç değerleri alınarak yapılmıştır. Daha yüksek basınçlarda ani frenleme olduğundan sürekli frenleme yapılamadı. Dolayısıyla sıcaklık artışı gözlenemedi. Motor saat yönünün tersine döndürülüp,  $0,42 \text{ N/mm}^2$  ve  $1 \text{ N/mm}^2$  basınçlar için deneyler tekrarlanmıştır. Doğal olarak öncü ve artçı bölgeler yer değiştirmiş oldu. Bu yeni durumda da yüksek sıcaklık noktalarının aynı şekilde yer değiştirmiş olması ve yüksek sıcaklığın yine öncü bölgede ölçülmesi ilginç bir gözlem olmuştur. Bu ölçmeler bir ilk olup, yapılan taramalar böyle bir belirlemenin daha önce yapılmamış olduğunu göstermektedir.

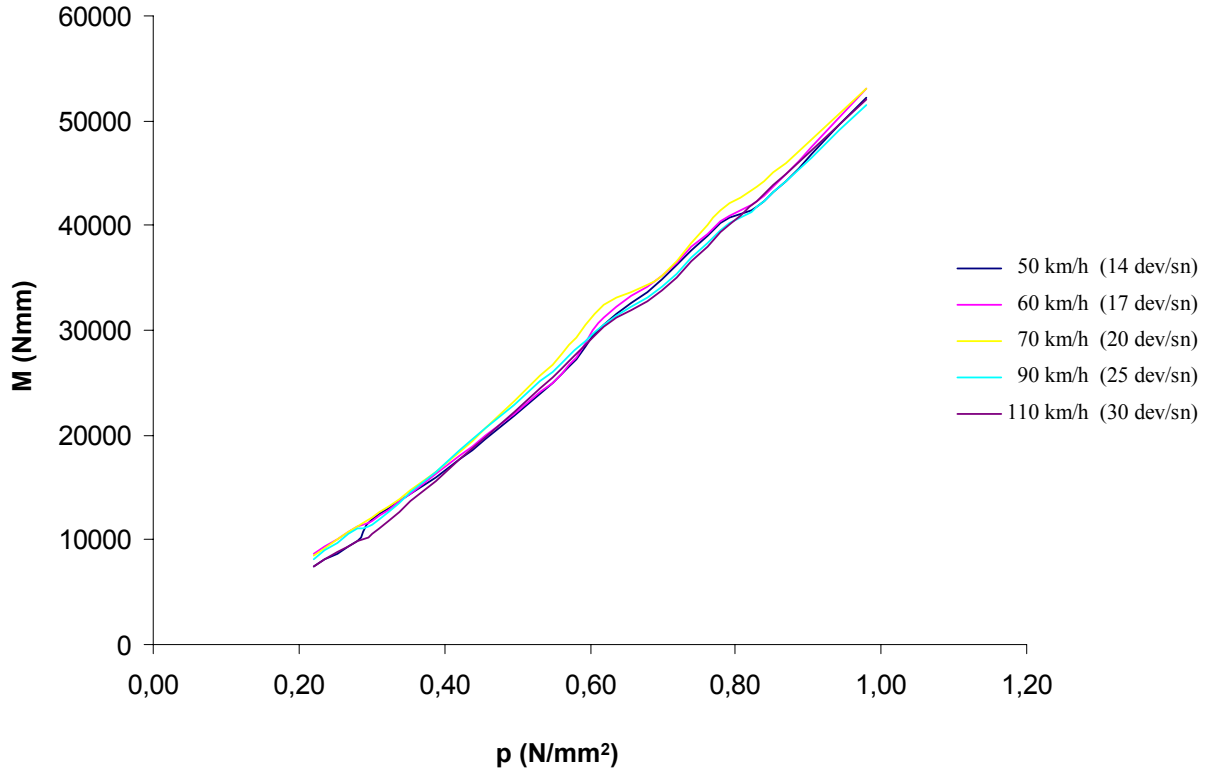


Şekil 8.10 Balata yüzey sıcaklıklarının ölçümü

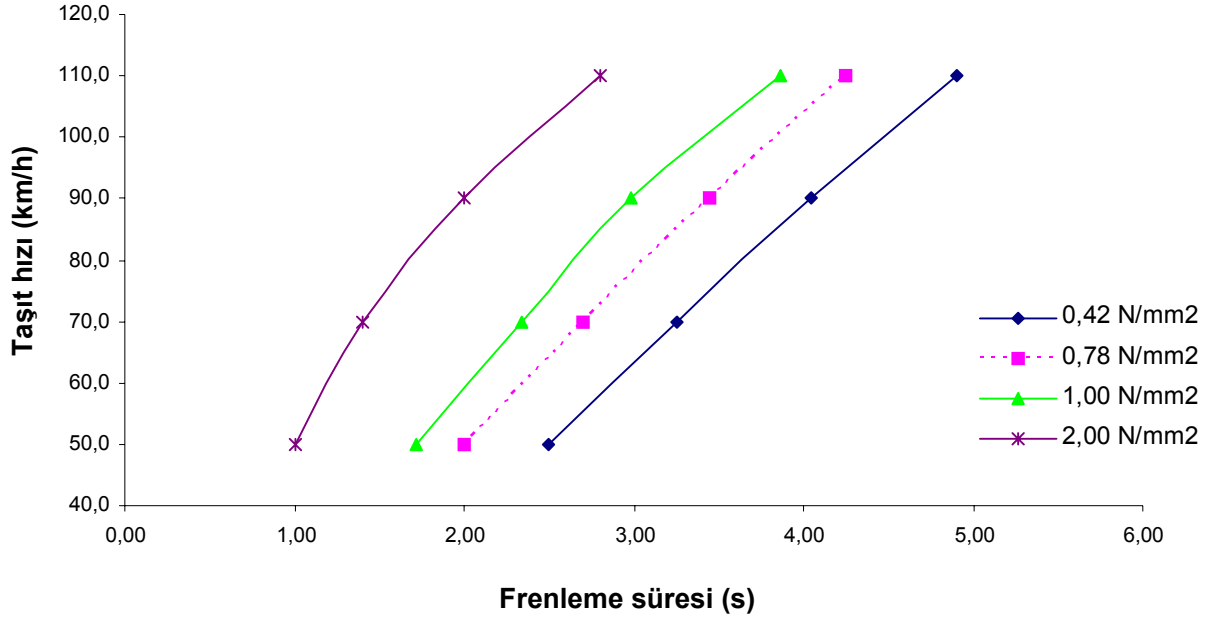
## 9. DENEY SONUÇLARI

### 9.1 Farklı Taşıtlar Hızlarında Ölçülen Frenleme Momenti Değerleri

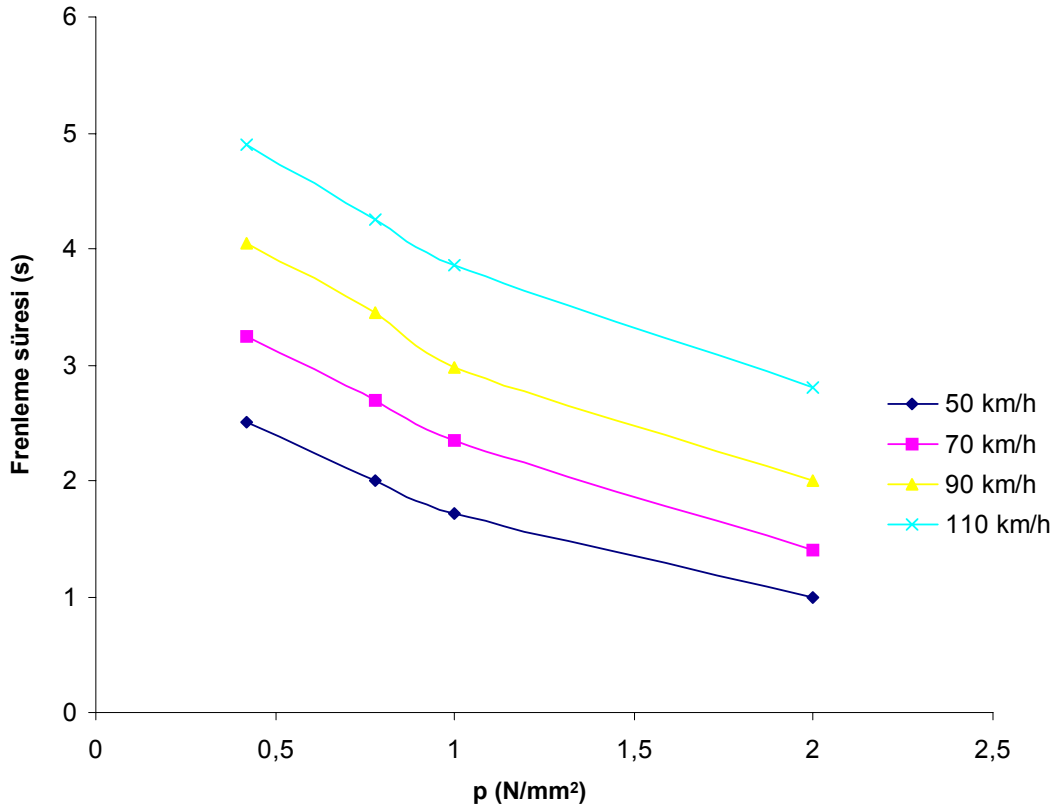
İstenen taşıtlar hızına karşılık gelen volan dönme sayısı bölüm 8.1’ de anlatıldığı gibi kolaylıkla ayarlanabilmektedir. Seçilen herhangi bir fren silindiri basıncında taşıtlar hızı ne olursa olsun frenleme momentinin ölçülen maksimum değeri hemen hemen aynı kalmaktadır. Yani belli bir frenleme basıncı için okunan frenleme momentinin maksimum değerleri değişmemektedir. Şekil 9.1’ deki grafiklerde bu durum görülmektedir. Doğal olarak taşıtlar hızı arttıkça durdurulması gereken karşı moment te büyümektedir. Bu durum frenleme süresinin uzaması şeklinde kendini göstermektedir. Yani taşıtlar hızı arttıkça frenleme süresi artmaktadır. Örneğin  $p=1 \text{ N/mm}^2$  silindir basıncında, 50 km/h hızda frenleme süresi 1,72 s. iken, 110 km/h hızda 3,86 s. olmaktadır. Şekil 9.2’ de taşıtlar hızına bağlı frenleme süreleri görülmektedir.



Şekil 9.1 Farklı taşıtlar hızlarında frenleme momentinin fren silindiri basıncıyla değişimi



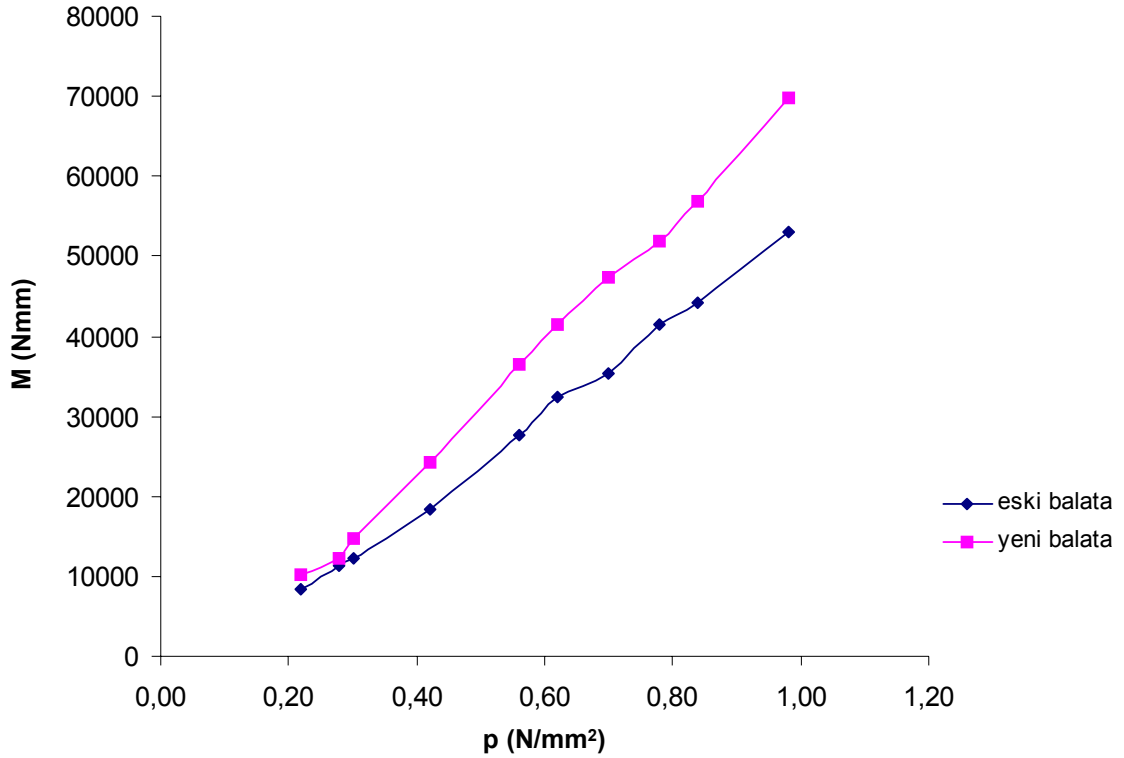
Şekil 9.2 Belli silindir basıncı değerlerinde taşıt hızına bağlı olarak frenleme süresinin değişimi



Şekil 9.3 Frenleme süresinin silindir basıncına göre değişimi

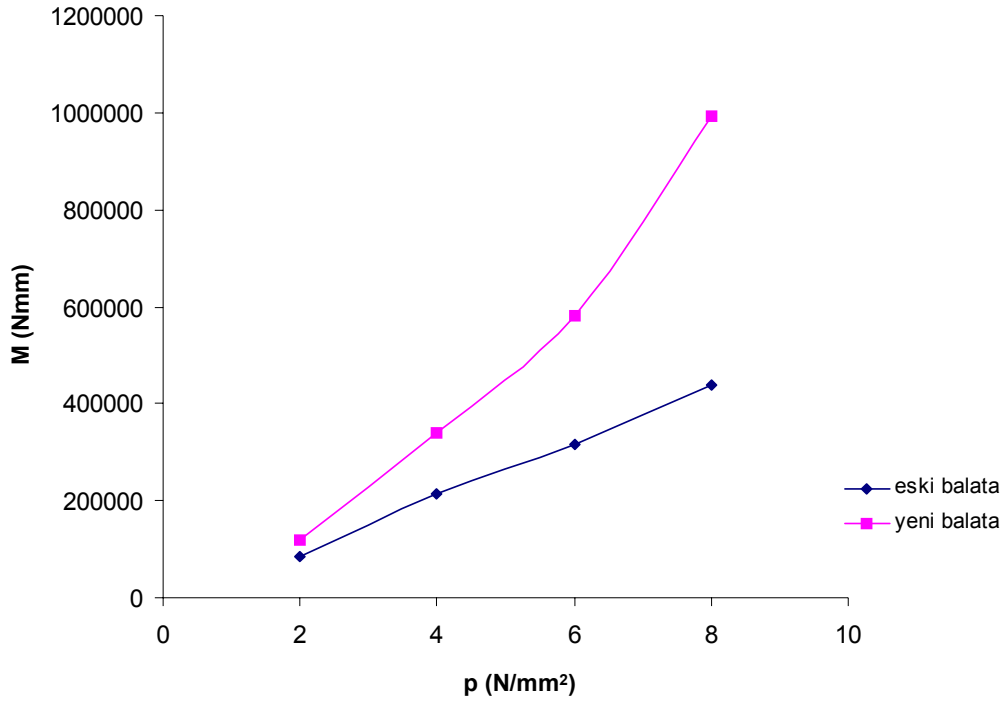
## 9.2 Çeşitli Tribolojik Koşullarda Belirlenen Frenleme Momenti Ölçüm Sonuçları ve Karşılaştırmalar

Eski ve yeni balata kullanılarak  $0,2...1 \text{ N/mm}^2$  arasında değiştirilen balata baskı basınçlarında elde edilen frenleme momenti değerleri Şekil 9.4 'de verilmektedir. Eski balatalar daha düşük sürtünme katsayısı vermektedir. Aradaki fark büyük basınçlarda daha belirgin olmaktadır (Şekil 9.5).

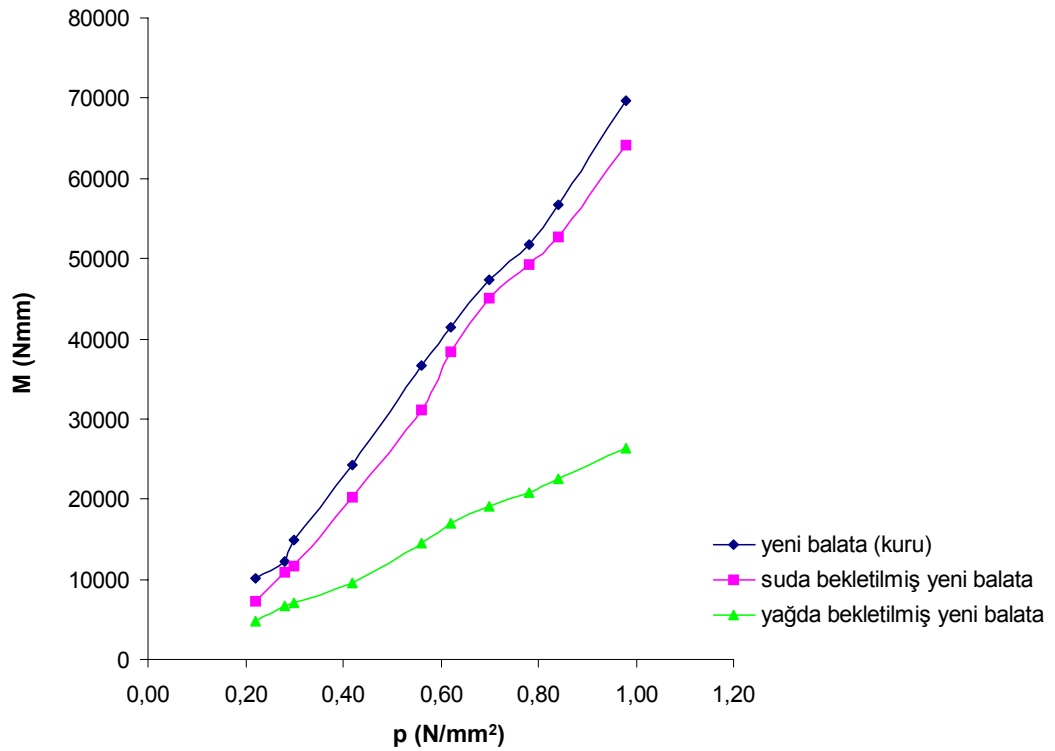


Şekil 9.4 Eski ve yeni balatada frenleme momentinin baskı basıncı ile değişimi ( $0,2...1 \text{ N/mm}^2$  arasında)

Eski ve yeni balata kullanılarak yüksek basınç aralığında ( $2...8 \text{ N/mm}^2$  arasında) değiştirilen balata baskı basınçlarında elde edilen frenleme momenti değerleri Şekil 9.5' de verilmektedir. Baskı basıncı değerleri büyüdükçe, frenleme etkinliğinde eski ve yeni balata arasındaki farkında büyüdüğü grafiklerde görülmektedir. Yeni balata (kuru), suda bekletilmiş yeni balata ve yağda bekletilmiş yeni balata (Bkz. Bölüm 8.2) kullanılarak  $0,2...1 \text{ N/mm}^2$  arasında değiştirilen balata baskı basınçlarında elde edilen frenleme momenti değerleri Şekil 9.6' da verilmektedir.

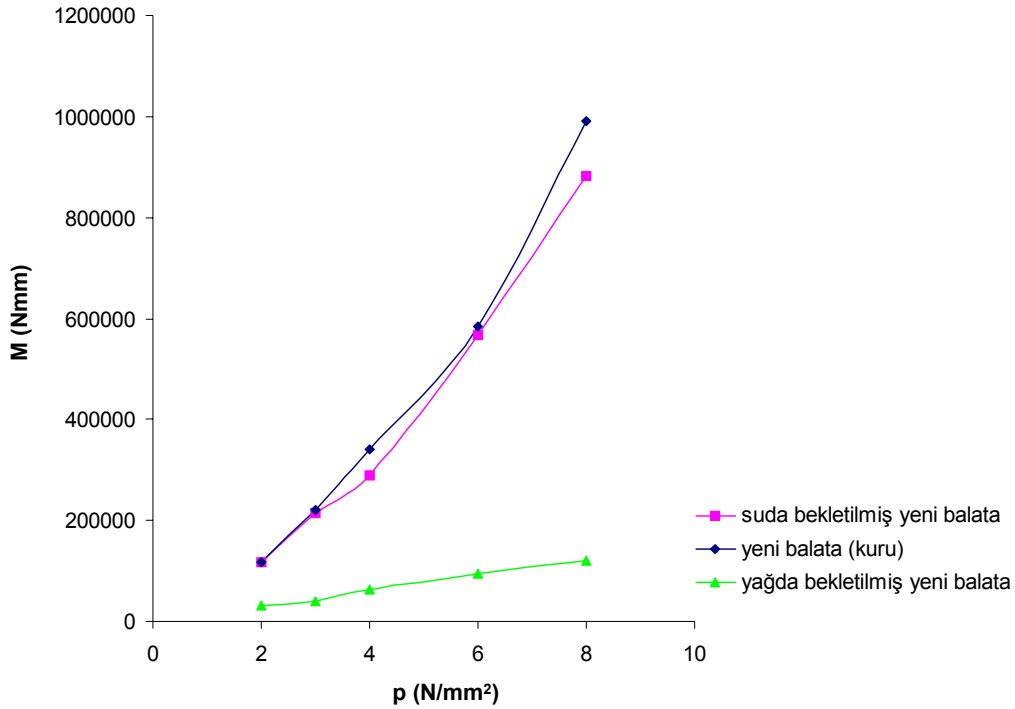


Şekil 9.5 Eski ve yeni balatada frenleme momentinin baskı basıncı ile değişimi (2...8 N/mm<sup>2</sup> arasında)



Şekil 9.6 Kuru, suda ve yağda bekletilmiş yeni balatalarda frenleme momentinin baskı basıncı ile değişimi (0,2...1 N/mm<sup>2</sup> arasında)

Yeni balata (kuru), suda bekletilmiş yeni balata ve yağda bekletilmiş yeni balata kullanılarak  $2...8 \text{ N/mm}^2$  arasında değiştirilen balata baskı basınçlarında elde edilen frenleme momenti değerleri Şekil 9.7’ de verilmektedir. Grafiklerde suyun (dolayısıyla nemin), frenleme etkinliğini fazla değiştirmedeği görülmektedir. Ancak yağlı ortamda frenleme etkinliğinde büyük bir azalma görülmektedir. Özellikle yüksek baskı basıncı değerlerinde frenleme etkinliğindeki azalış önemli boyutlarda olmaktadır.

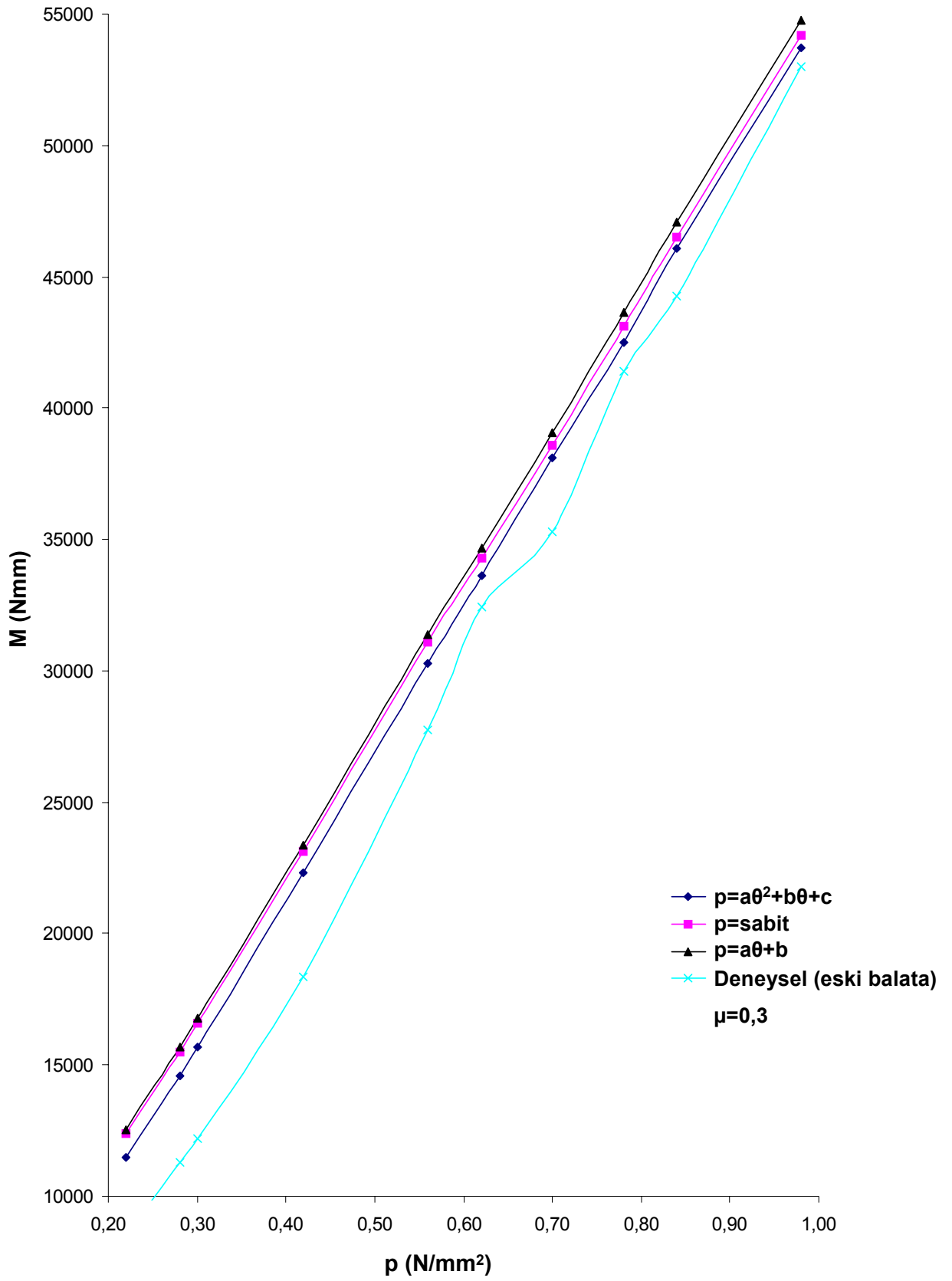


Şekil 9.7 Kuru, suda ve yağda bekletilmiş yeni balatalarda frenleme momentinin baskı basıncı ile değişimi ( $2...8 \text{ N/mm}^2$  arasında)

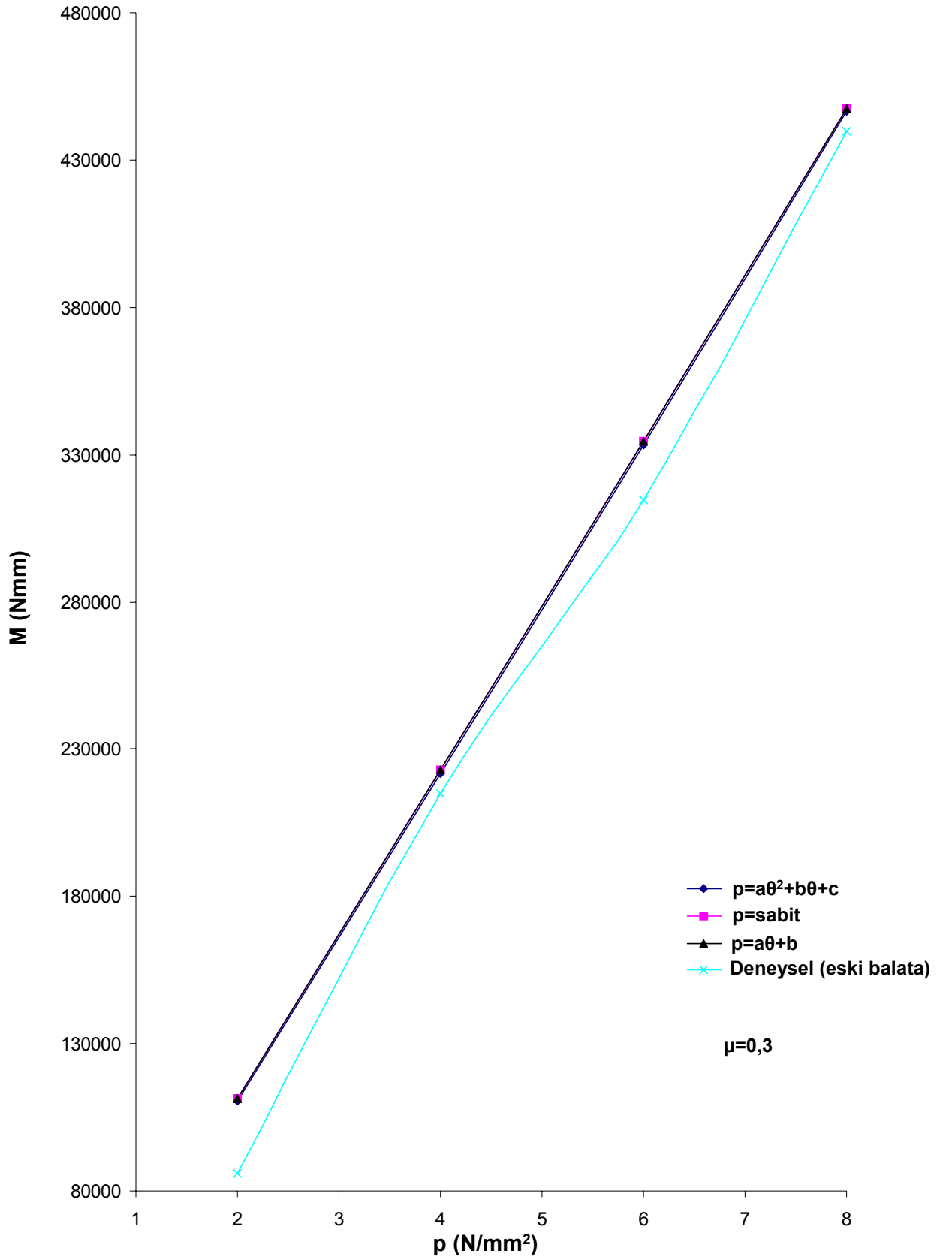
Bu deneysel sonuçlar frenleme momentinin ortam ve tribolojik koşullardan önemli ölçüde etkilendiğini göstermektedir. Kuşkusuz ortam koşullarından etkilenen en önemli parametre sürtünme katsayısıdır. Kuru balata ile su emdirilmiş balatanın sürtünme davranışları açısından, hem düşük baskı basıncı bölgesinde (Şekil 9.6) hem de yüksek baskı basıncı bölgesinde (Şekil 9.7) kayda değer bir farklılığın olmaması trafik güvenliği bakımından sevindiricidir. Ancak yağ emdirilmiş balatalarda sürtünme katsayısı düşük basınç aralığında yarı yarıya; yüksek basınç aralığında 4/3 oranında düştüğü görülmektedir (Şekil 9.7). Belli oranda aşınmaya maruz kalmış eski balatalarda sürtünme katsayısının, aynı koşullarda denenen yeni balataya göre daha düşük olması, aşınma ürünü ince parçacıkların (toz) gözenekleri doldurması sonucu pürüzsüz ve nispeten kaygan bir yüzeyin oluşması olarak açıklanabilir.

### 9.3 Teorik Frenleme Momenti Değerlerinin Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması

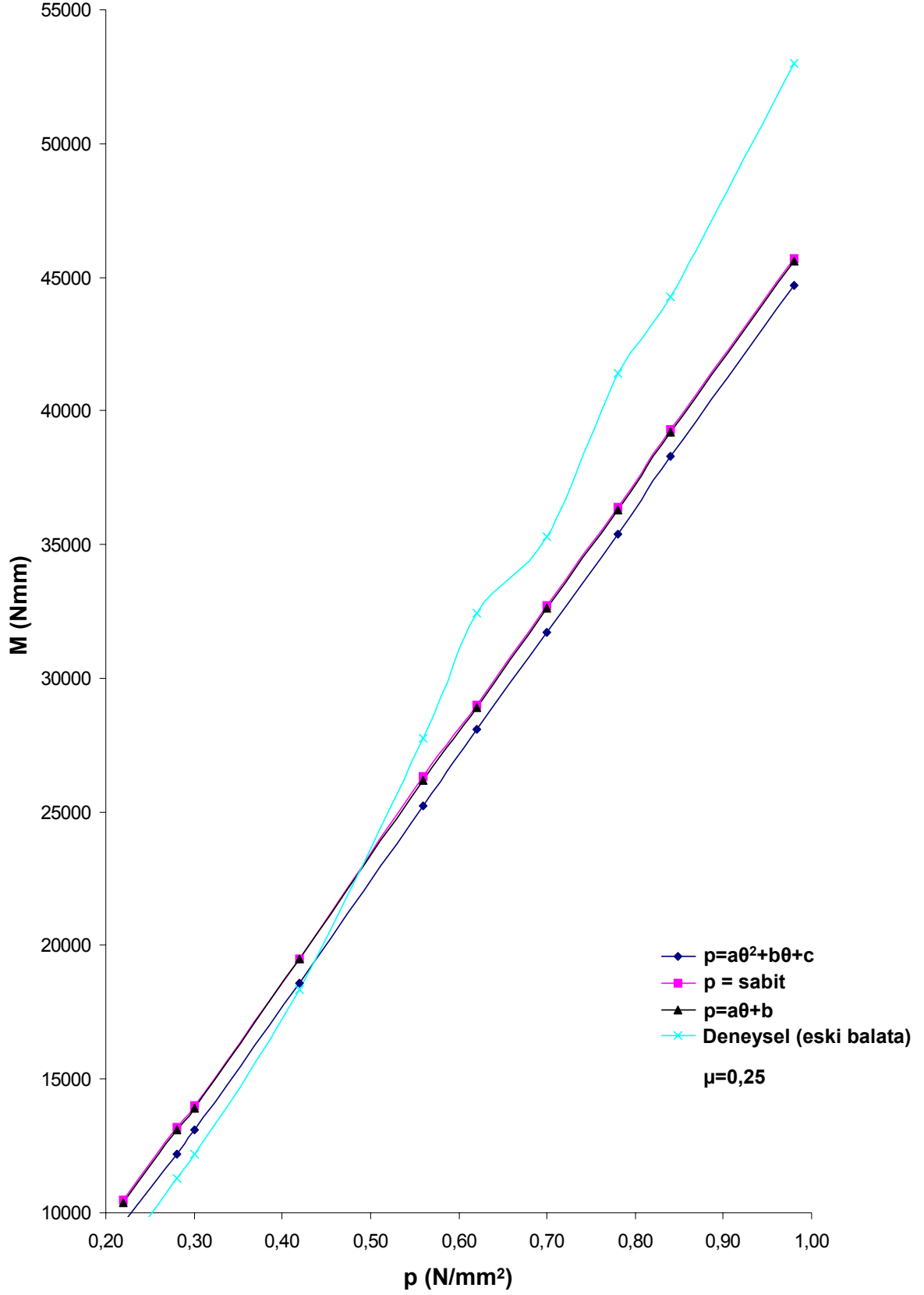
Frenleme momentini doğrudan etkileyen parametrelerden biri de  $\mu$  sürtünme katsayısıdır. Ancak fiziksel ve ortam koşullarına bağlı olarak her an değişebilmektedir. Buna karşılık frenleme esnasında gerçek sürtünme katsayısının ne olduğunu belirlemek mümkün olamamaktadır. Hesaplarda bölüm 8.3'deki  $\mu$  ölçmelerinden de yararlanarak uygun bir sürtünme katsayısı tahmin edilerek kullanılmaktadır. Ancak unutulmamalıdır ki  $\mu$  ölçmelerinde balatalar ve karşı yüzey yikanıp kurulandıktan sonra temiz olarak eşleştirildiklerinden gerçek çalışma koşullarına göre daha yüksek olmaları gerektiği düşünülebilir. Çünkü gerçek çalışma koşullarında iki yüzey arasına sıkışan aşınma ürünü parçacıkların sürtünme katsayısını düşürdüğü tahmin edilmektedir. Nitekim deneysel verilerle hesaplanan moment değerleri arasında en iyi uyumu veren  $\mu$  değerleri bölüm 8.3' de ölçülen  $\mu$  değerlerinden daha düşük değerler olmaktadır. Şekiller 9.8, 9.9 ,9.10 ,9.11 ,9.12 ,9.13 ,9.14 ve 9.15. Bu şekillerde teorik frenleme moment değerlerinin basınç değişiminden kayda değer bir şekilde etkilenmedikleri görülmektedir. Çünkü öncü bölgedeki basınç artışına karşılık artçı bölgede azalış meydana geldiğinden ortalama sonuç değer fazla etkilenmemektedir. Sürtünme katsayısı  $\mu=0,3$  alındığında deneysel sonuçlara en yakın teorik moment değerleri disk-balata arasındaki basıncın  $p=a\theta^2+b\theta+c$  şeklinde değişmesi durumunda elde edilmektedir (Şekil 9.8). Ancak  $\mu=0,25$  seçilince düşük baskı basıncı bölgesinde  $p=a\theta^2+b\theta+c$  değişimi en iyi uyumu verirken yüksek baskı basıncı bölgesinde  $p=a\theta+b$  şeklindeki basınç değişimi daha yakın değerler vermektedir (Şekil 9.10 ve 9.11). Yeni balata ile yapılan ölçmelerde  $\mu=0,4$  için yukarıda belirtilen kısımlar aynen gözlenmektedir (Şekiller 9.12 ve 9.13). Sürtünme katsayısı  $\mu=0,35$  alındığı zaman (bu bölüm 8.3'de ölçülen  $\mu$  değerlerinden düşüktür) yine eski balatada olduğu gibi düşük baskı basıncı bölgesinde  $p=a\theta^2+b\theta+c$  değişimi en iyi sonucu vermektedir (Şekil 9.14). Şekiller üzerinde gösterilen deneysel frenleme momentleri değerleri her bir baskı basıncı değerinde yapılan 10 adet ölçümün ortalamasıdır. Bu şekillerde 0,2...1 N/mm<sup>2</sup> arasında değişen baskı basıncı ile deneysel olarak elde edilen (eski ve yeni balatalar kullanılarak) frenleme momentleri değerleriyle, baskı basıncının sabit olduğu ( $p=sabit$ ), doğrusal ( $p=a\theta+b$ ) ve eğrisel ( $p=a\theta^2+b\theta+c$ ) olarak değiştiği teorik moment değerleri bir arada karşılaştırmalı olarak verilmektedir. Eski balata için ölçülen  $\mu=0,3$  ve  $\mu=0,25$  esas alınarak hesaplanan moment değerleri Şekiller 9.8 , 9.9, 9.10 ve 9.11'deki grafiklerde verilmiştir. Aynı karşılaştırmalar yeni balata kullanılarak yapılmıştır. Bu sonuçlar Şekiller 9.12, 9.13, 9.14 ve 9.15' de görülmektedir.



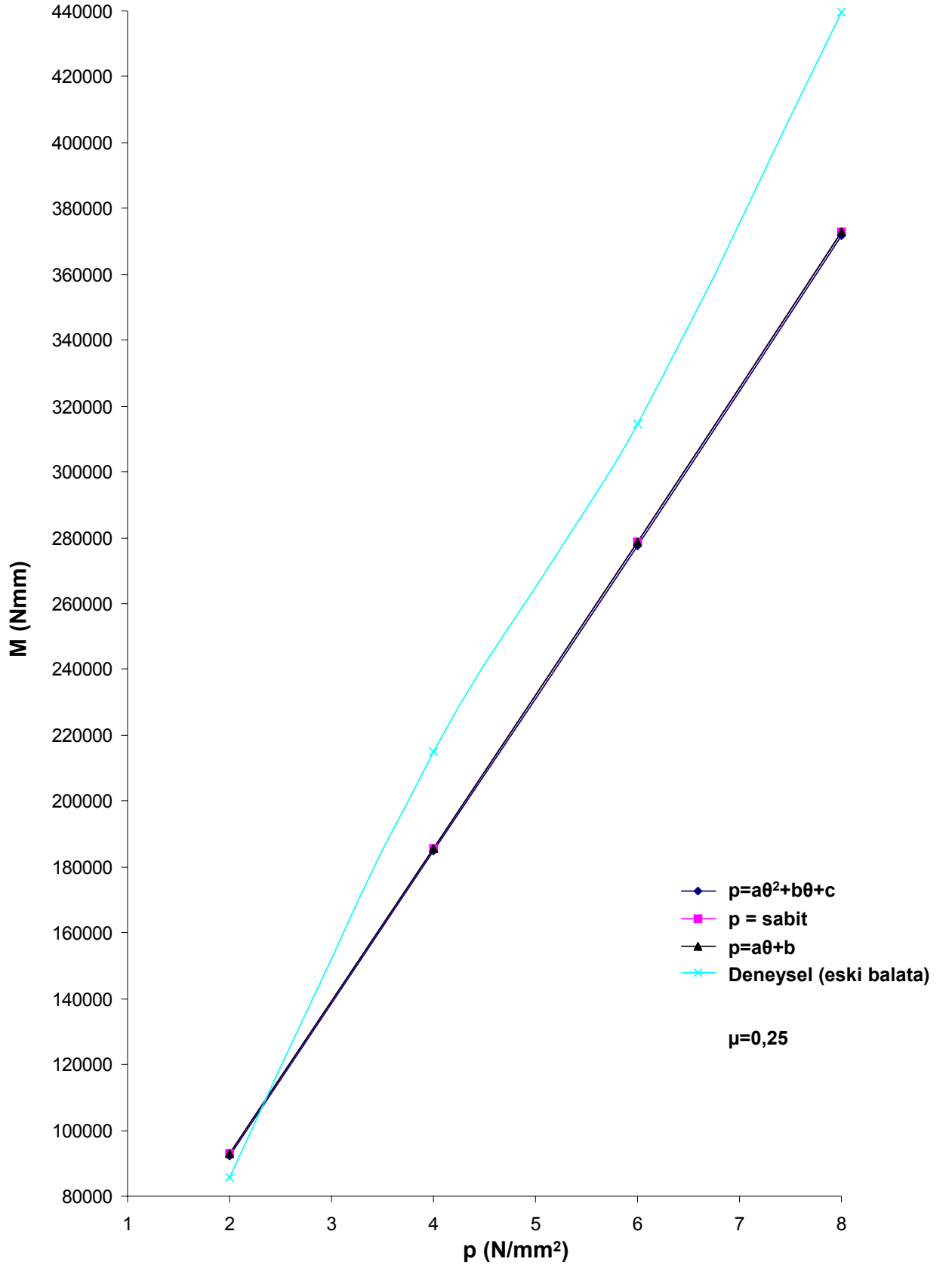
Şekil 9.8 Frenleme momentinin baskı basıncıyla değişimi (0,2...1 N/mm<sup>2</sup> arasında)



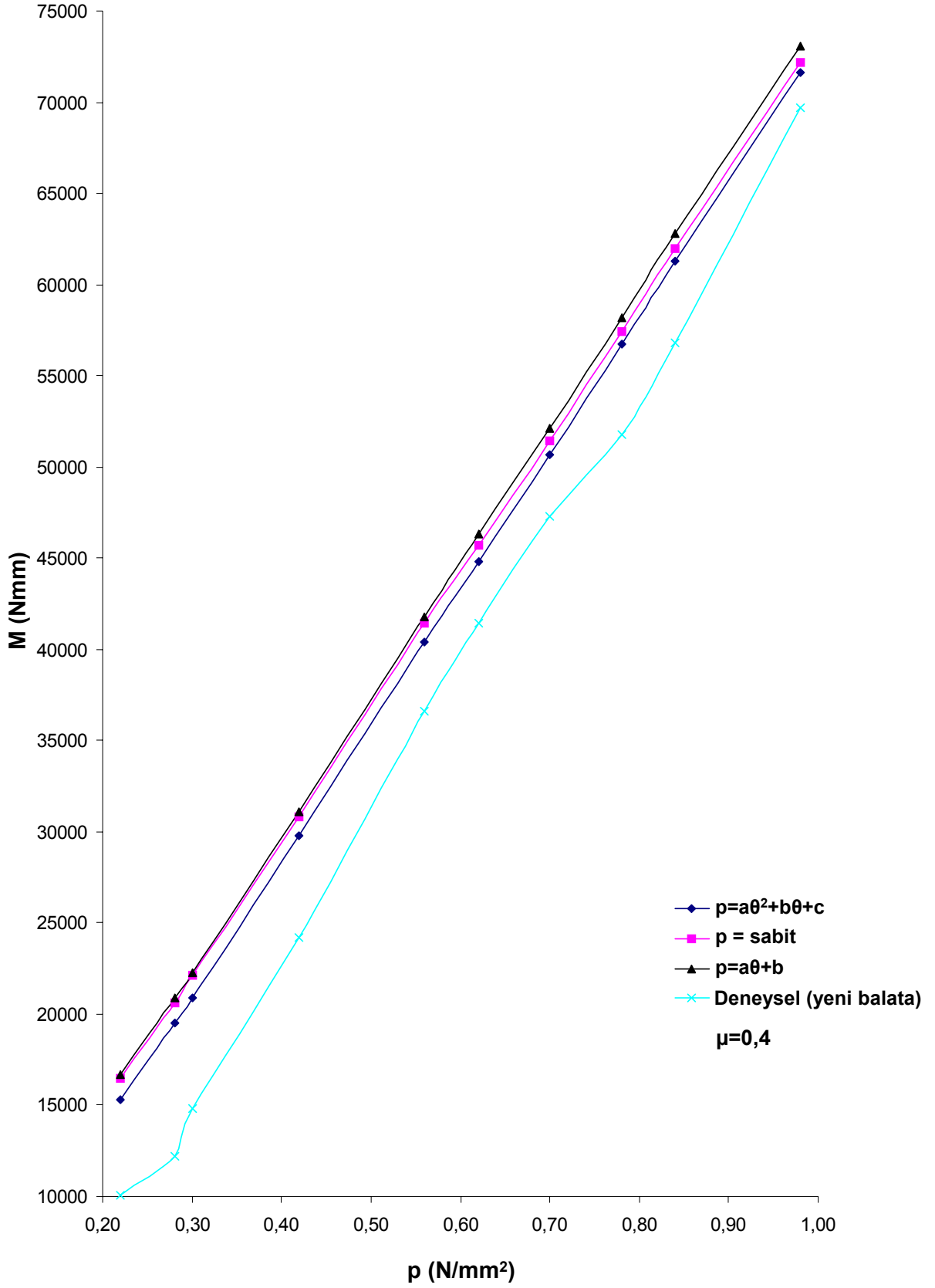
Şekil 9.9 Frenleme momentinin baskı basıncıyla değişimi (2...8 N/mm<sup>2</sup> arasında)



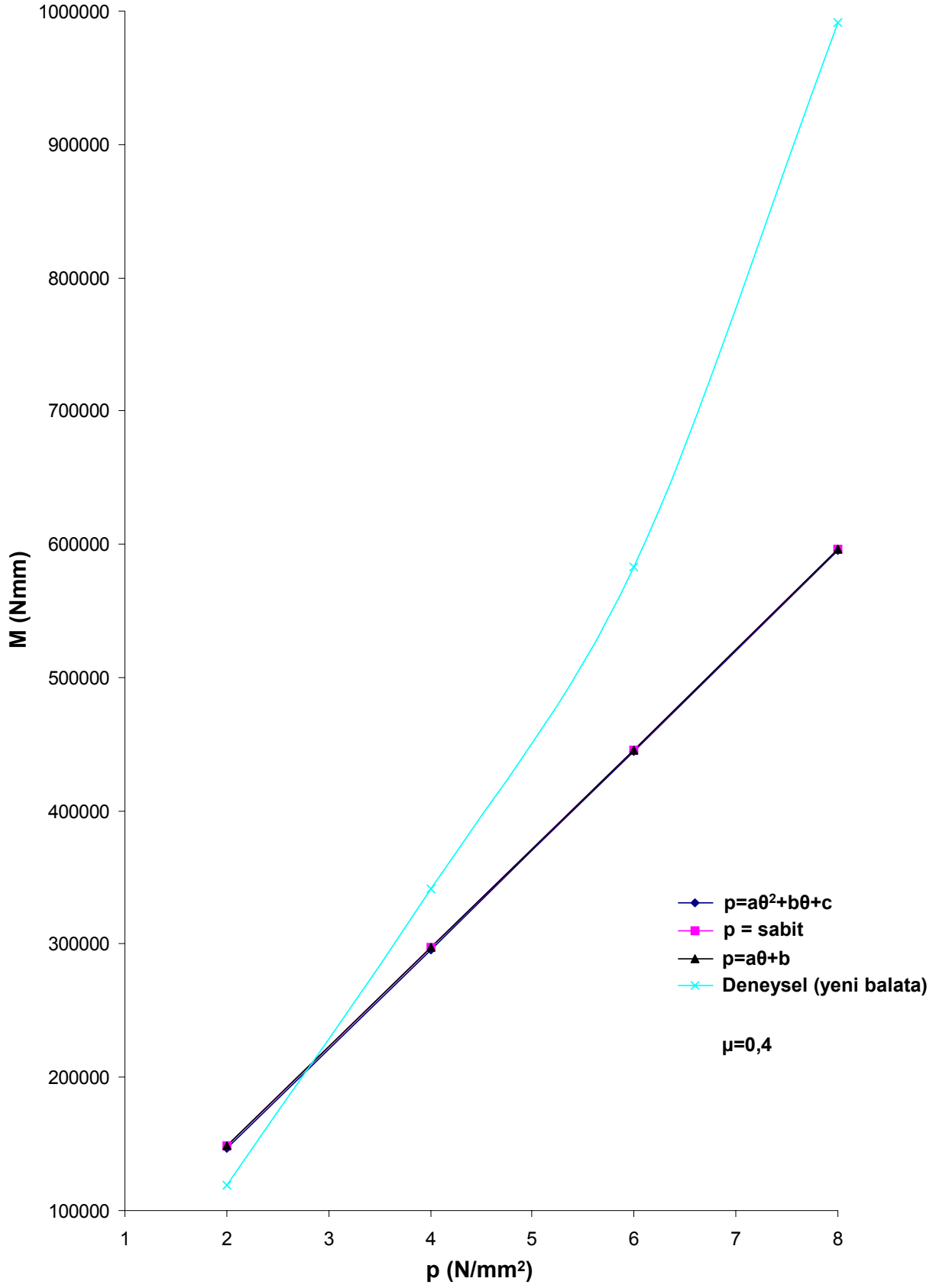
Şekil 9.10 Frenleme momentinin baskı basıncıyla değişimi (0,2...1 N/mm<sup>2</sup> arasında)



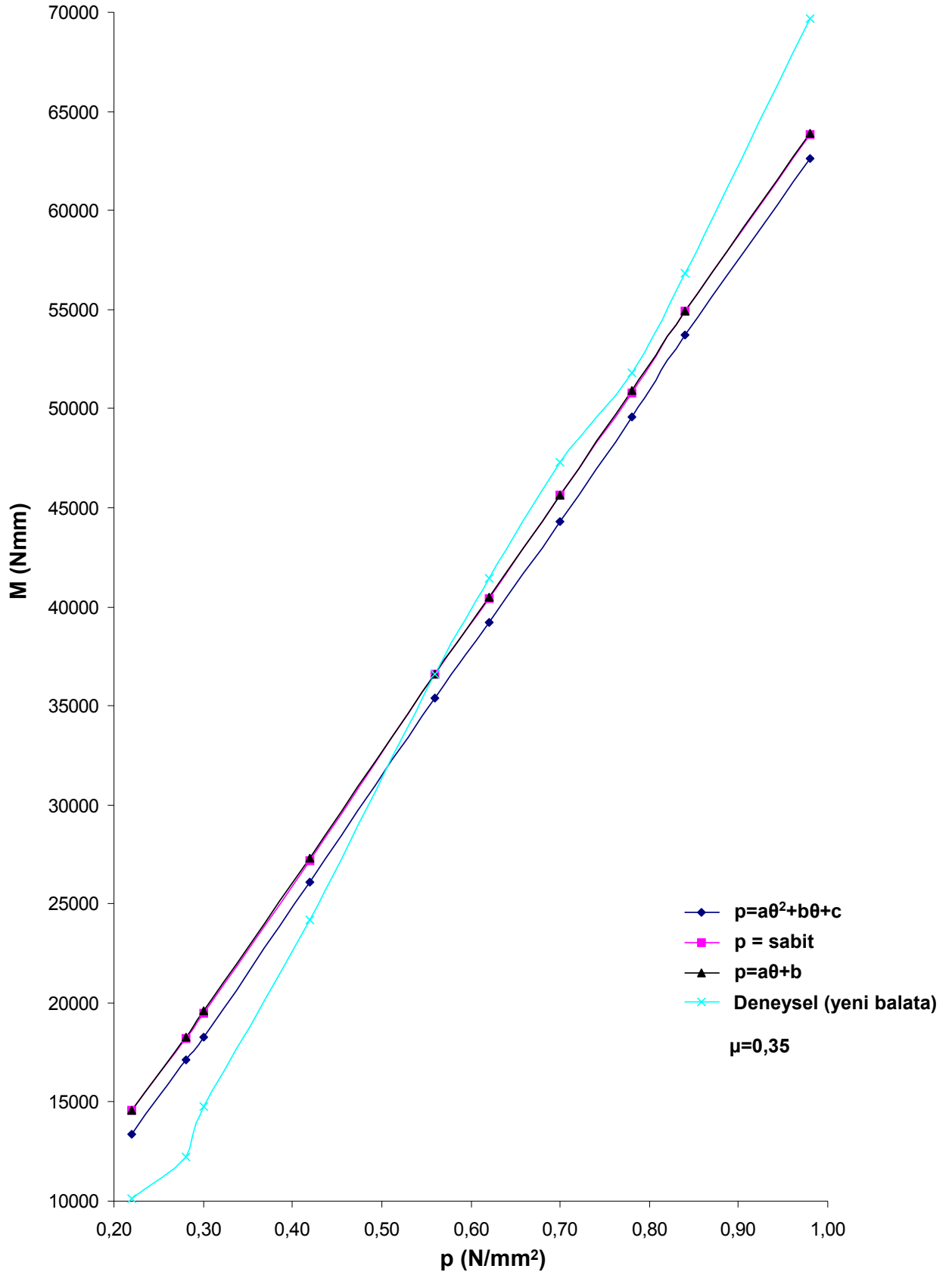
Şekil 9.11 Frenleme momentinin baskı basıncıyla değişimi (2...8 N/mm<sup>2</sup> arasında)



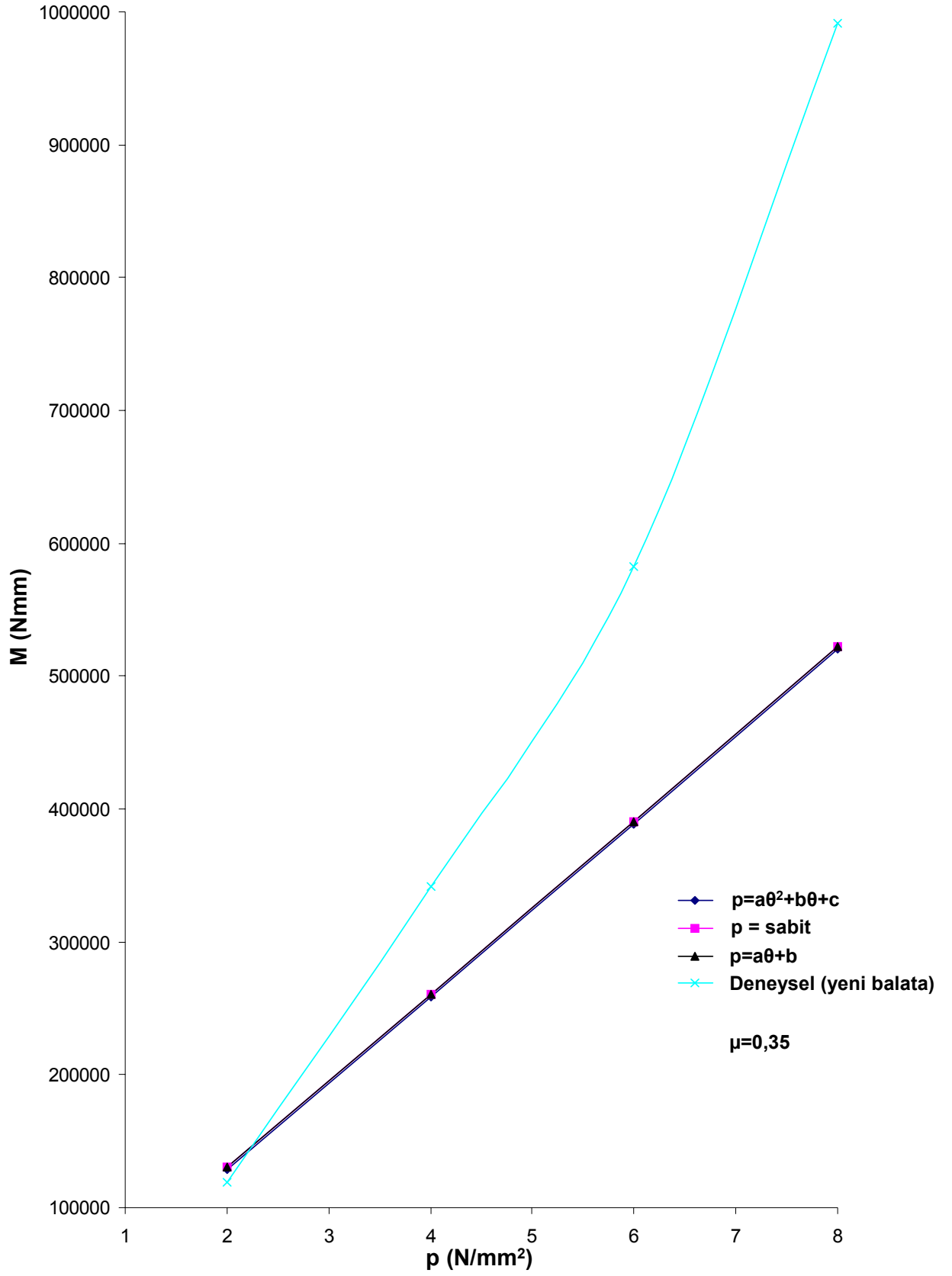
Şekil 9.12 Frenleme momentinin baskı basıncıyla değişimi (0,2...1 N/mm<sup>2</sup> arasında)



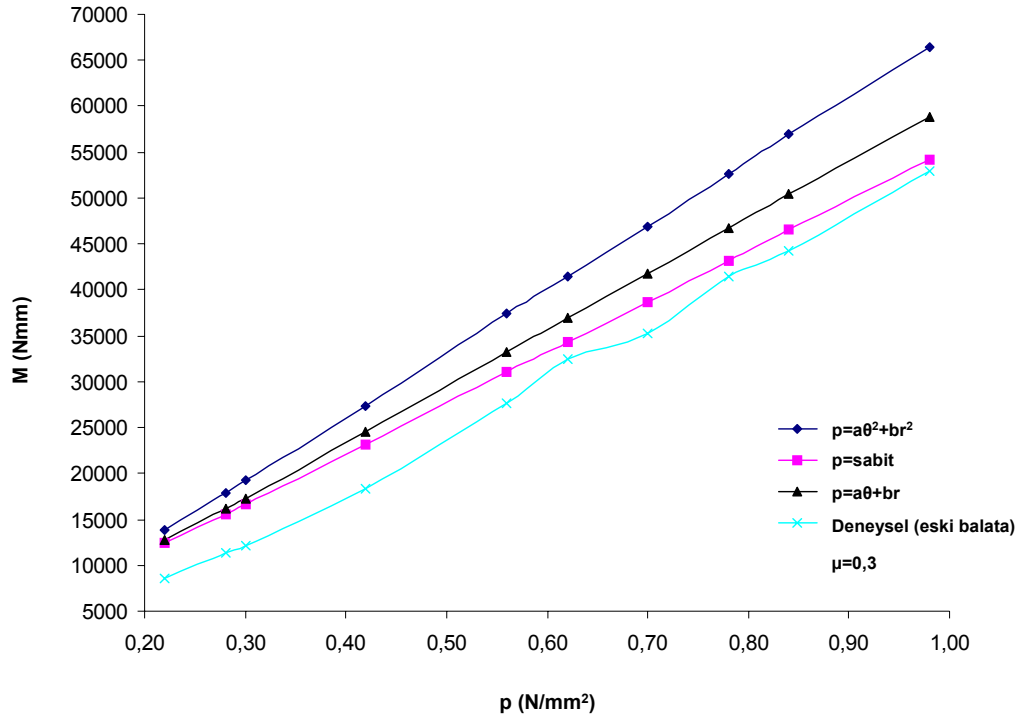
Şekil 9.13 Frenleme momentinin baskı basıncıyla değişimi (2...8 N/mm<sup>2</sup> arasında)



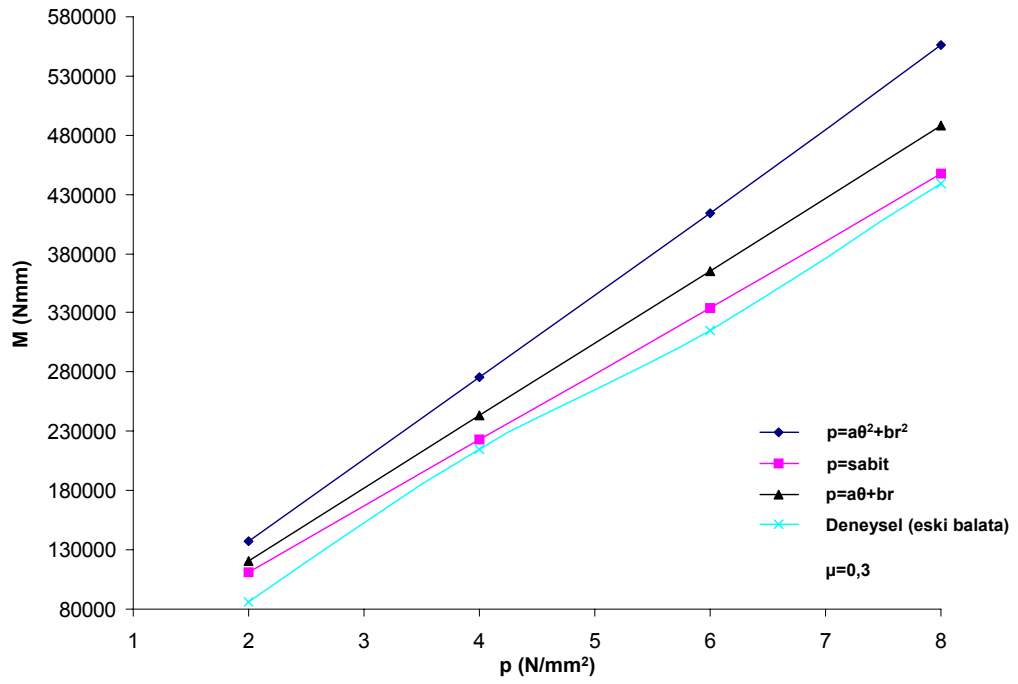
Şekil 9.14 Frenleme momentinin baskı basıncıyla değişimi (0,2...1 N/mm<sup>2</sup> arasında)



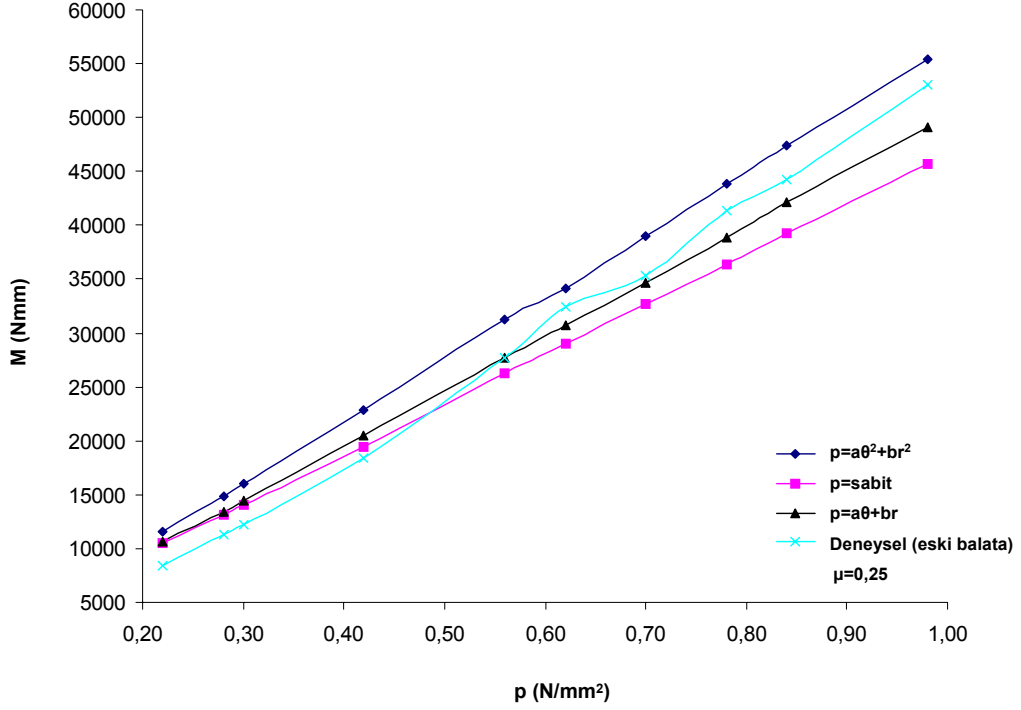
Şekil 9.15 Frenleme momentinin baskı basıncıyla değişimi (2...8  $N/mm^2$  arasında)



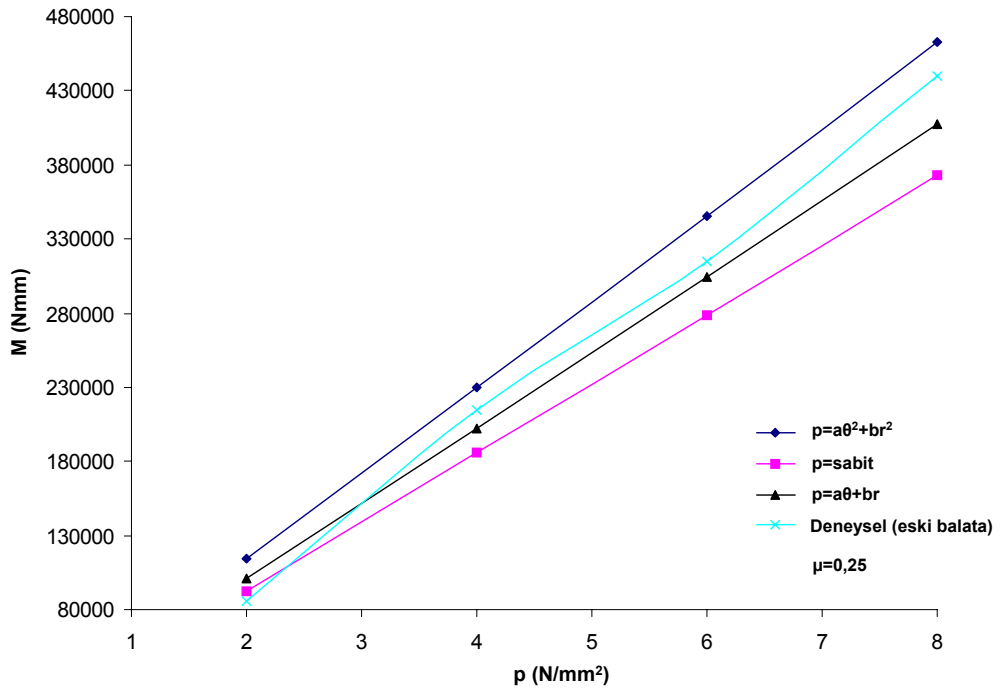
Şekil 9.16 Frenleme momentinin baskı basıncıyla değişimi (0,2...1 N/mm<sup>2</sup> arasında)



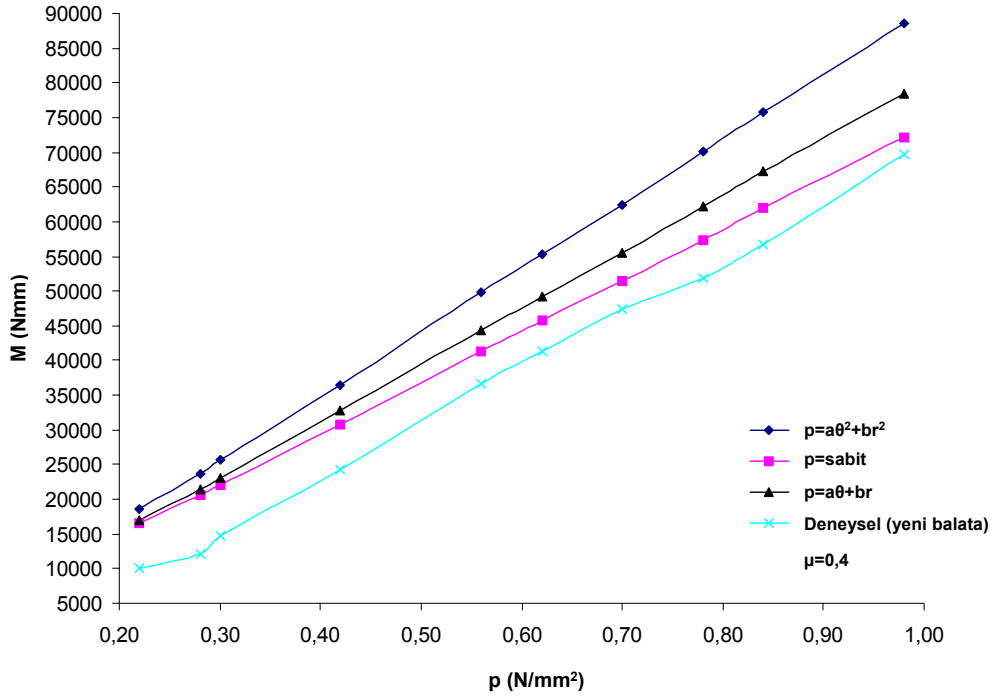
Şekil 9.17 Frenleme momentinin baskı basıncıyla değişimi (2...8 N/mm<sup>2</sup> arasında)



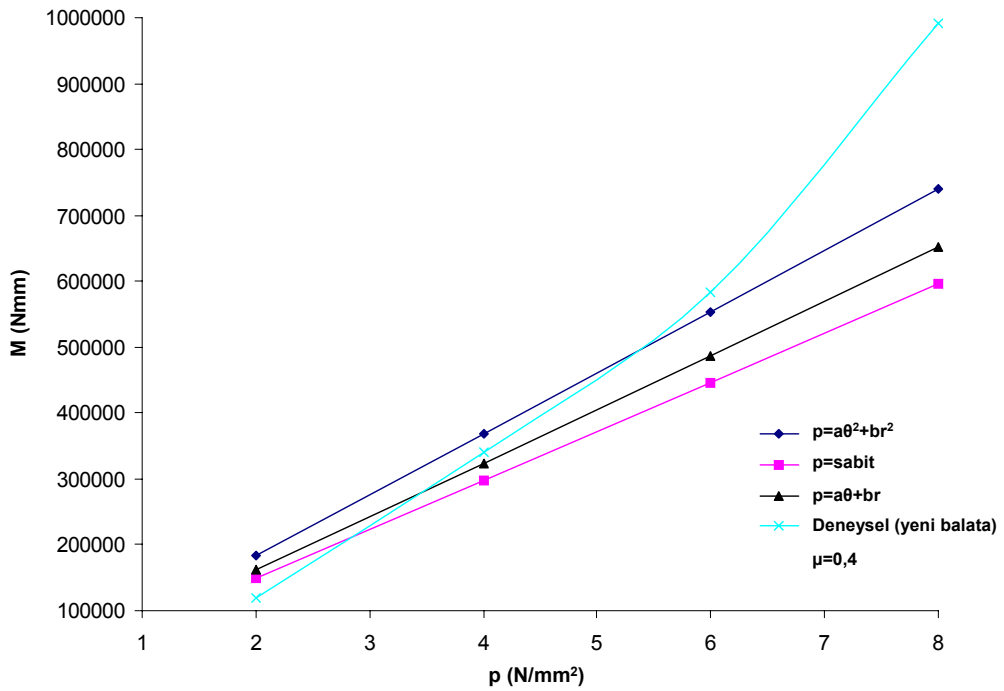
Şekil 9.18 Frenleme momentinin baskı basıncıyla değişimi (0,2...1 N/mm<sup>2</sup> arasında)



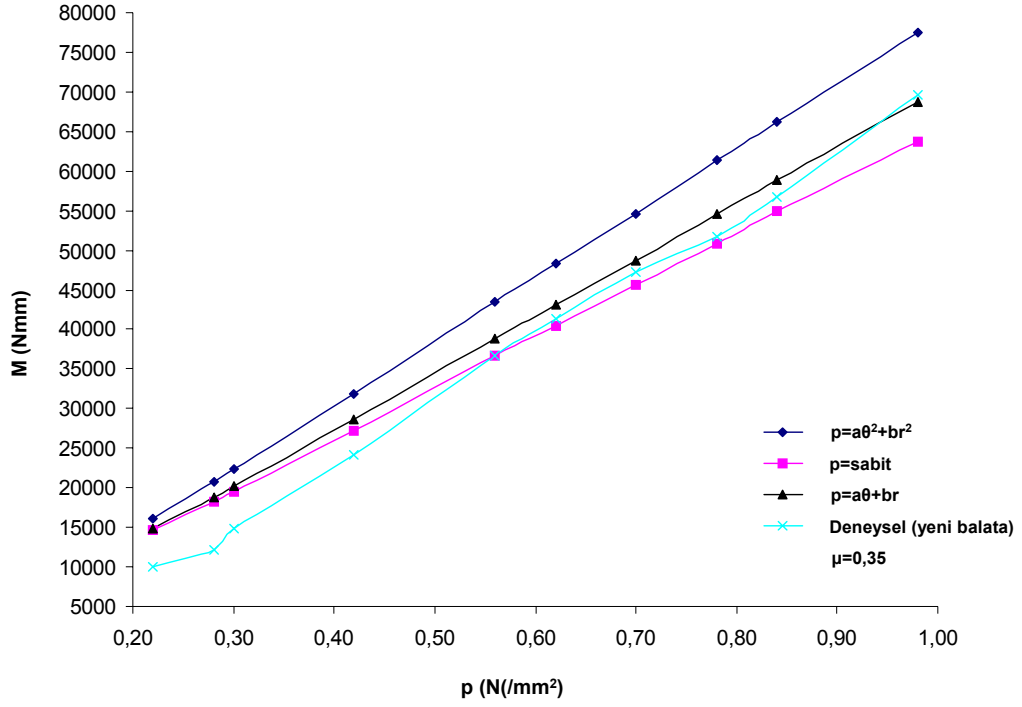
Şekil 9.19 Frenleme momentinin baskı basıncıyla değişimi (2...8 N/mm<sup>2</sup> arasında)



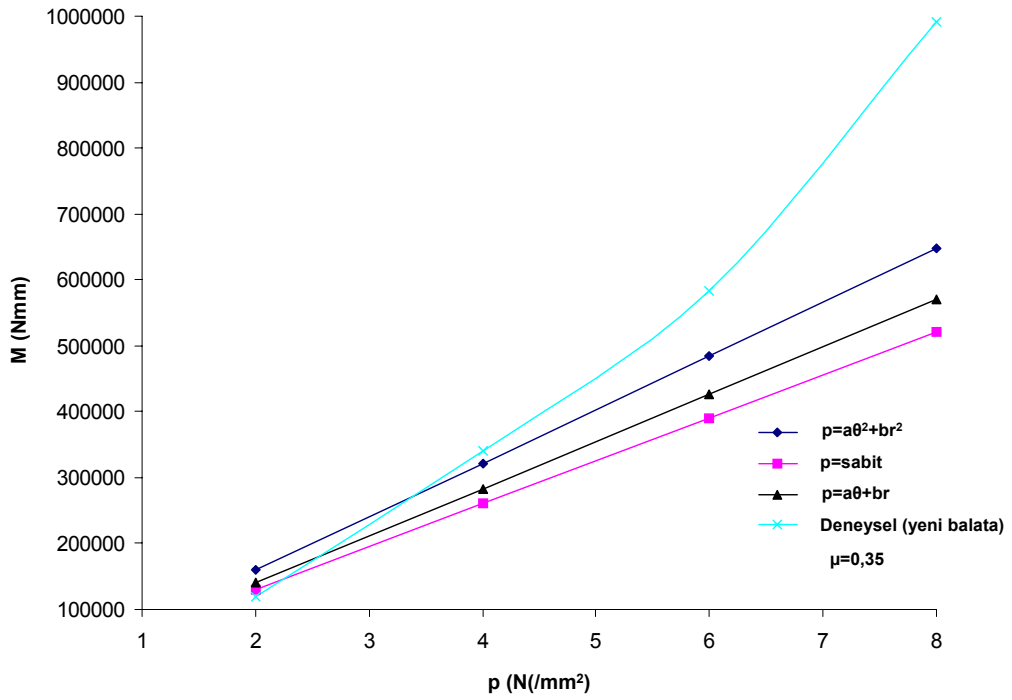
Şekil 9.20 Frenleme momentinin baskı basıncıyla değişimi (0,2...1 N/mm<sup>2</sup> arasında)



Şekil 9.21 Frenleme momentinin baskı basıncıyla değişimi (2...8 N/mm<sup>2</sup> arasında)



Şekil 9.22 Frenleme momentinin baskı basıncıyla değişimi (0,2...1 N/mm<sup>2</sup> arasında)



Şekil 9.23 Frenleme momentinin baskı basıncıyla değişimi (2...8 N/mm<sup>2</sup> arasında)

Şekiller 9.16, 9.17, 9.18, 9.19, 9.20, 9.21, 9.22 ve 9.23' de balata disk arasındaki basıncın her iki yönde eğrisel ( $p=a\theta^2+br^2$ ) ve yine her iki yönde doğrusal ( $p=a\theta+br$ ) değiştiği varsayılarak hesaplanan teorik moment değerleriyle eski balatada ölçülen deneysel moment değerleri birlikte görülmektedir. Basıncın  $p=a\theta+br$  şeklinde değişken olması durumundaki teorik moment değerleri ile deneysel değerlerin benzer bir eğilim içinde oldukları görülmektedir. Yani her iki moment değişimi hemen hemen aynı eğime sahiptir. Zaten hem öncü ve artçı bölgelerden ötürü  $\theta$  yönünde, hem de merkezden çevreye doğru değişen teğetsel hızlardan ve deformasyonlardan ötürü  $r$  yönünde basıncın değişmesi gerektiği konusunda güçlü görüşler vardır.

Özellikle  $\mu=0,25$  seçildiğinde bütün baskı değişim aralıklarında (Şekiller 9.18 ve 9.19) en iyi uyumu  $p=a\theta+br$  şeklindeki değişken basınç varsayımı göstermektedir. Aynı durum yeni balata kullanılarak yapılan ölçmelerde gözlenmiştir. Şekiller 9.21 ve 9.23 yüksek baskı basıncı bölgelerinde (gerçek frenlerde bu değerlere çıkılmamaktadır)  $p=a\theta^2+br^2$  tarzındaki değişimin deneysel verilere en yakın sonuçları verdiği genelde gözlenen bir durumdur.

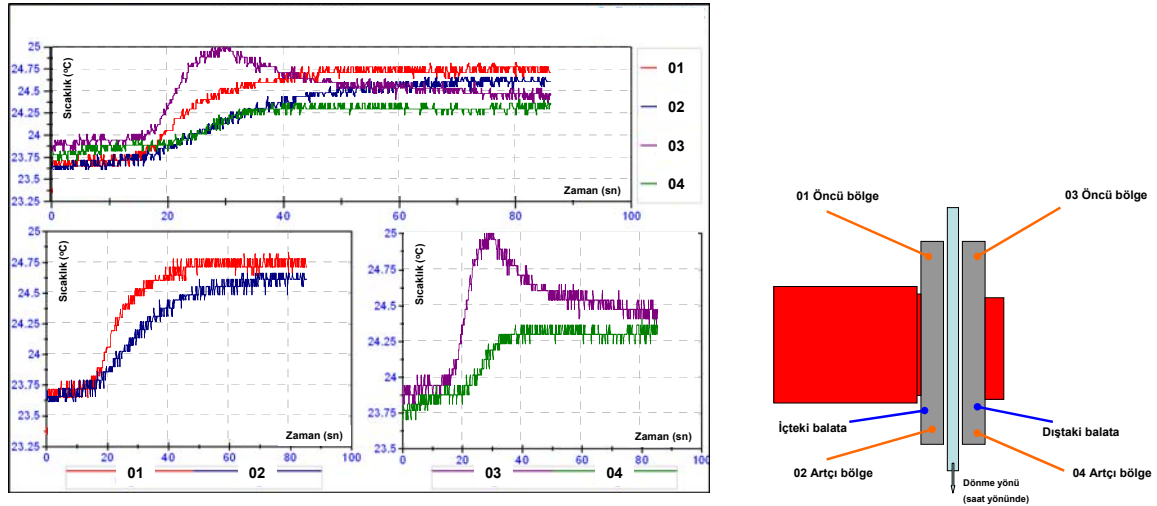
Basıncın  $\theta$  yönünde doğrusal olarak değişmesi ( $p= a\theta+b$ ) durumu öncü bölgedeki artışla artçı bölgedeki azalış aynı olduğu sürece  $p=sabit$  durumu ile hemen hemen aynı teorik sonuçları vermektedir.

Genel olarak disk-balata arasındaki basıncın değişken oluşu teorik frenleme momenti değerlerini fazla etkilememektedir. Muhtemelen bugüne kadar frenleme momenti hesaplarında basınç değişiminin göz ardı edilmesinin nedeni budur. Bu teorik sonuçlar deneysel verilerle oldukça uyum içindedir. Silindir basıncına göre deneysel değişimin eğimi teorik değişimin eğiminden daha büyüktür (daha dik).

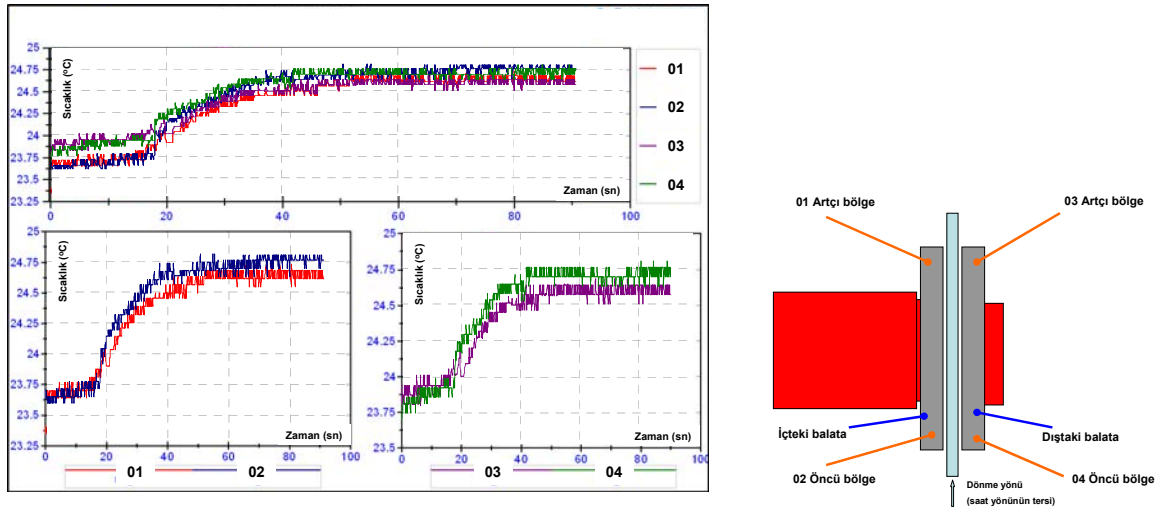
Deneysel veriler ve teorik hesaplamalar arasında en iyi eğilim uyumu balata-disk arasındaki basıncın hem  $\theta$  hem de  $r$  yönünde lineer olarak değişmesi durumunda ortaya çıkmaktadır. Ancak yapılan teorik hesaplamalar, aynı ortalama basınç için  $r$  yönündeki değişimin merkezden çevreye doğru artmasının veya azalmasının frenleme momentini fazla etkilemediği görülmüştür.

#### 9.4 Balata Yüzey Sıcaklıkları Ölçüm Sonuçları

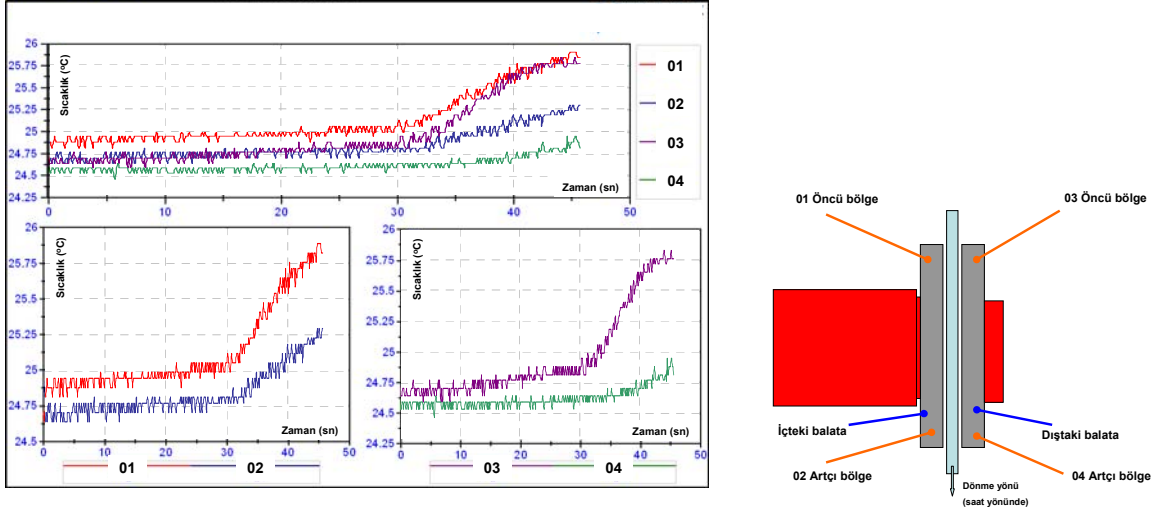
Aşağıdaki grafiklerde, farklı basınçlarda kesintili olarak yapılan frenlemede ölçülen sıcaklık değerleri görülmektedir. Basıncın ve aşınmanın daha fazla olduğu öncü bölgenin önünde sıcaklığında daha yüksek olması beklenmekteydi. Ölçüm sonuçlarında, hem içteki hem de dıştaki balatada yüzey sıcaklıkları öncü bölgeden daha yüksek çıkmaktadır.



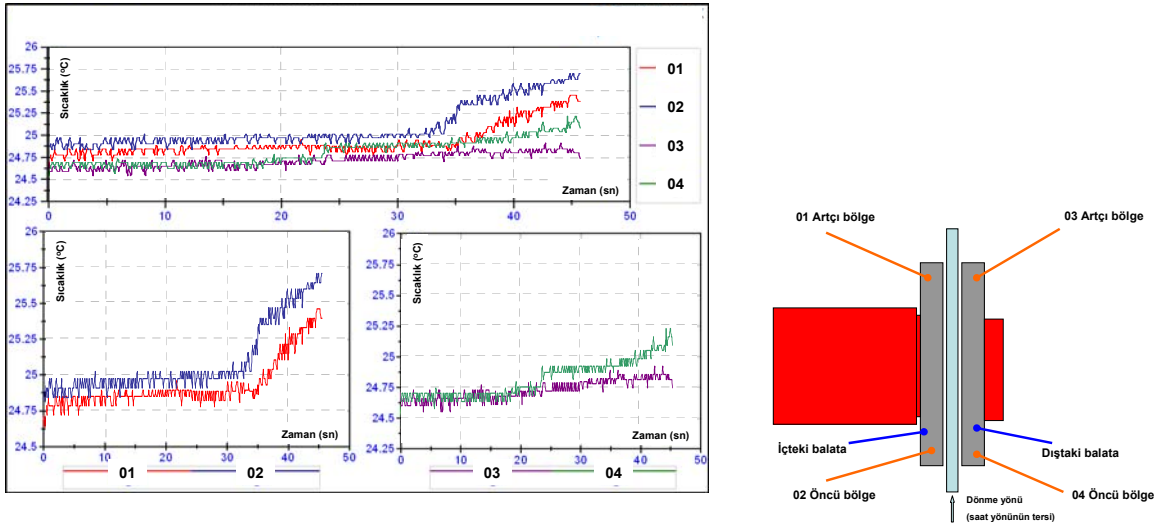
Şekil 9.24  $0,28 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünde dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



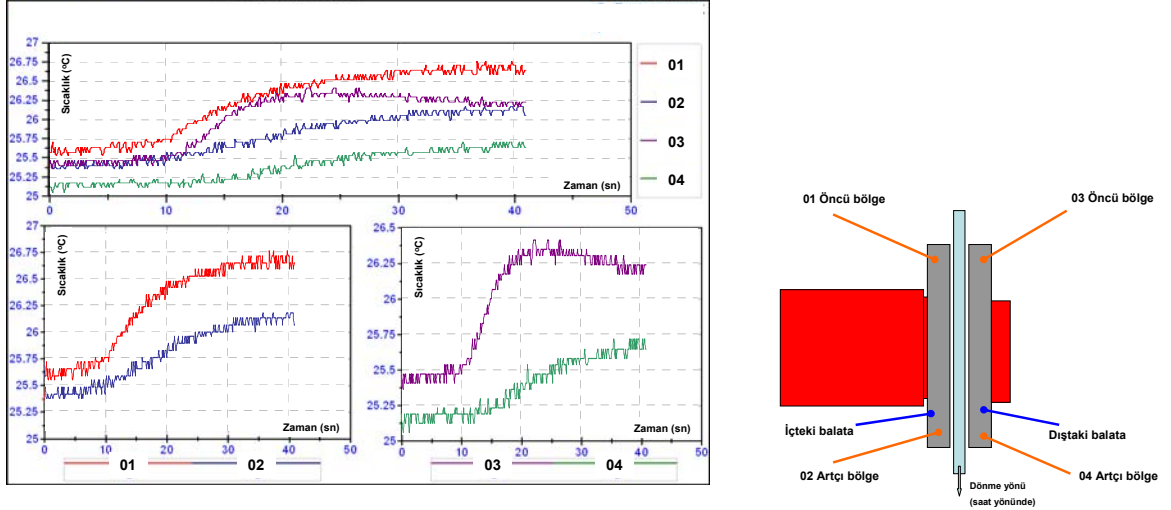
Şekil 9.25  $0,28 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünün tersine dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



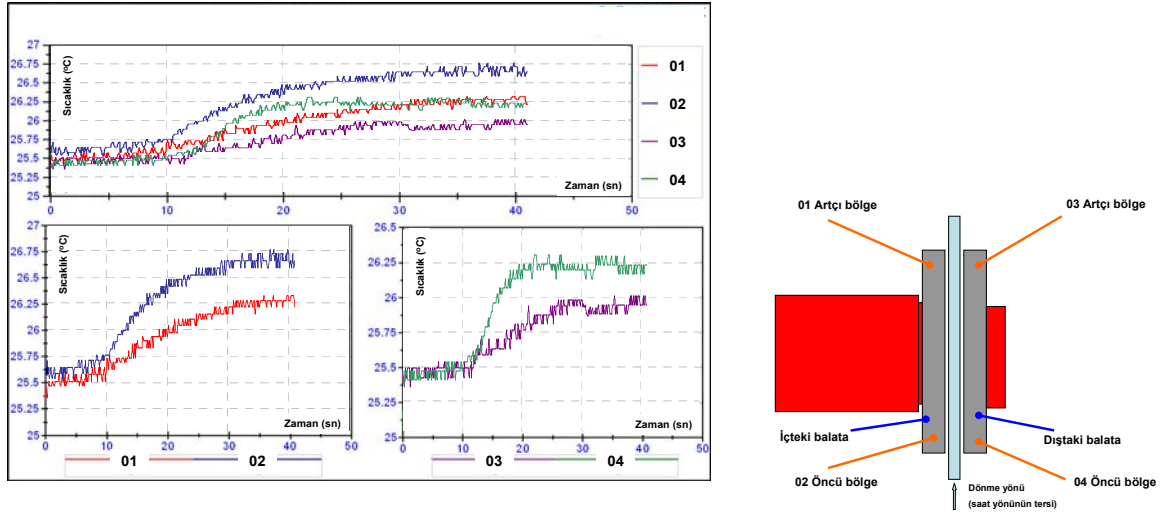
Şekil 9.26  $0,3 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünde dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



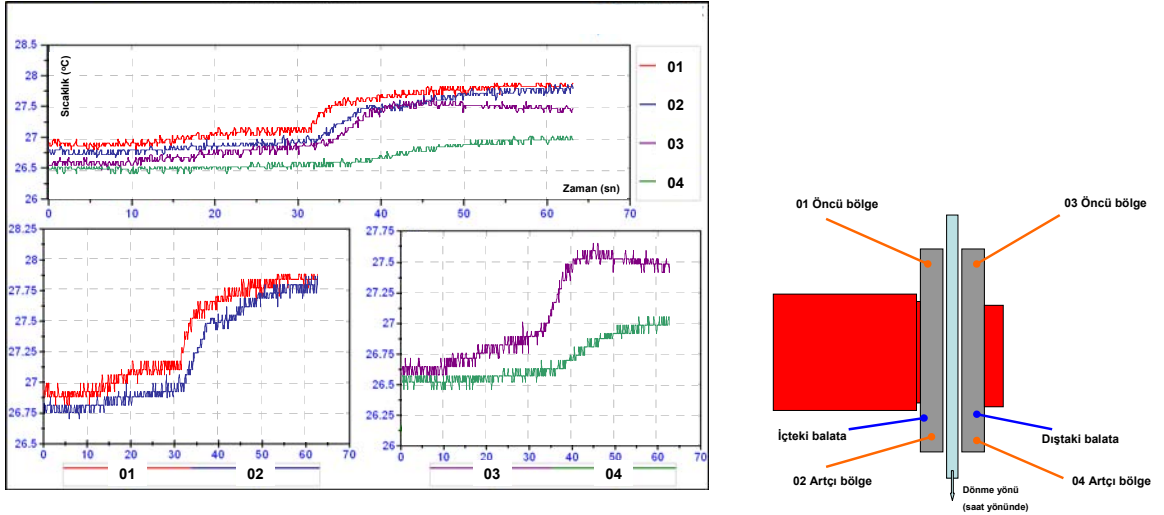
Şekil 9.27  $0,3 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünün tersine dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



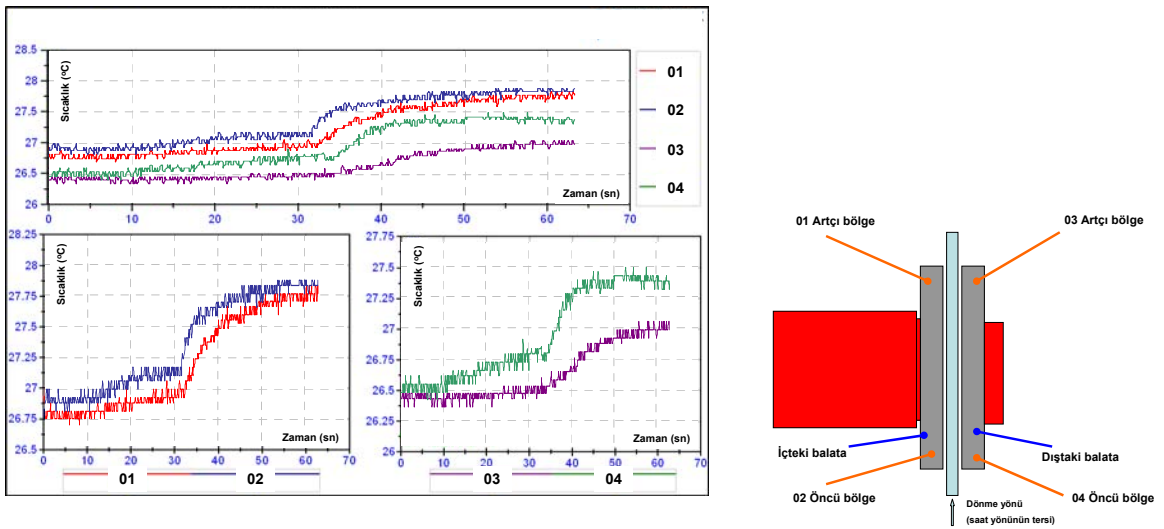
Şekil 9.28  $0,42 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünde dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



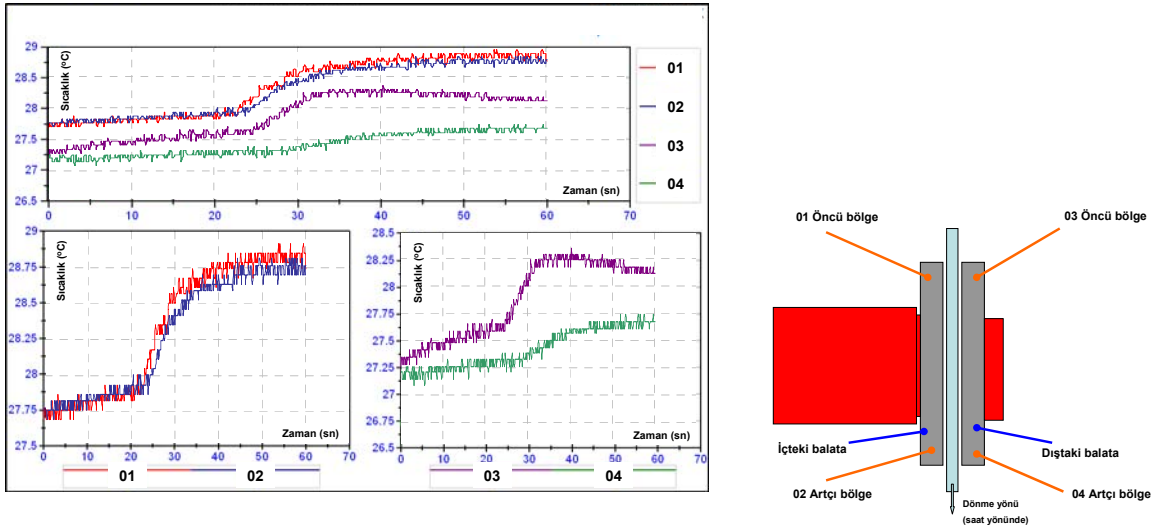
Şekil 9.29  $0,42 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünün tersine dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



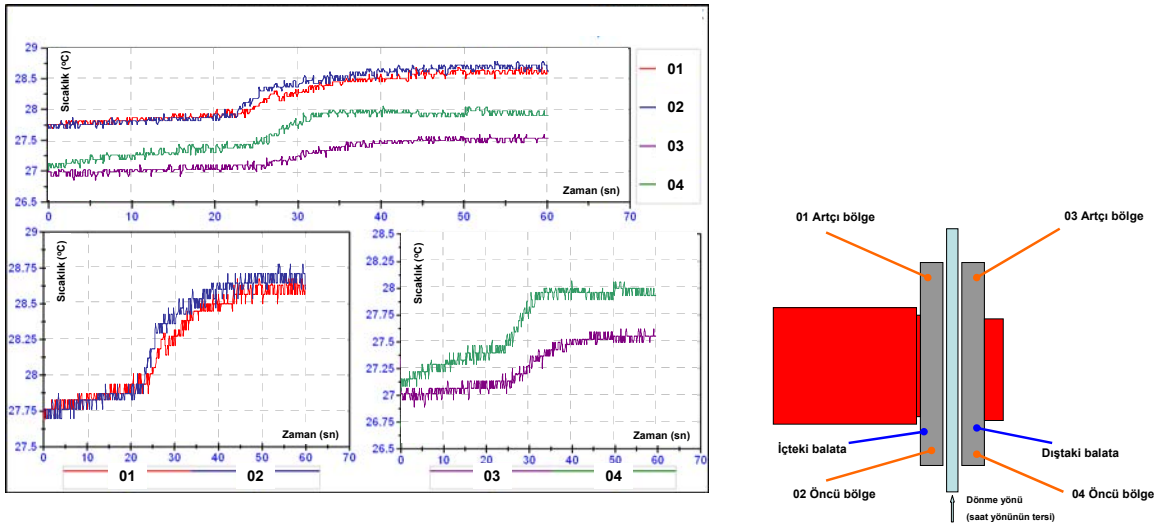
Şekil 9.30  $0,56 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünde dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



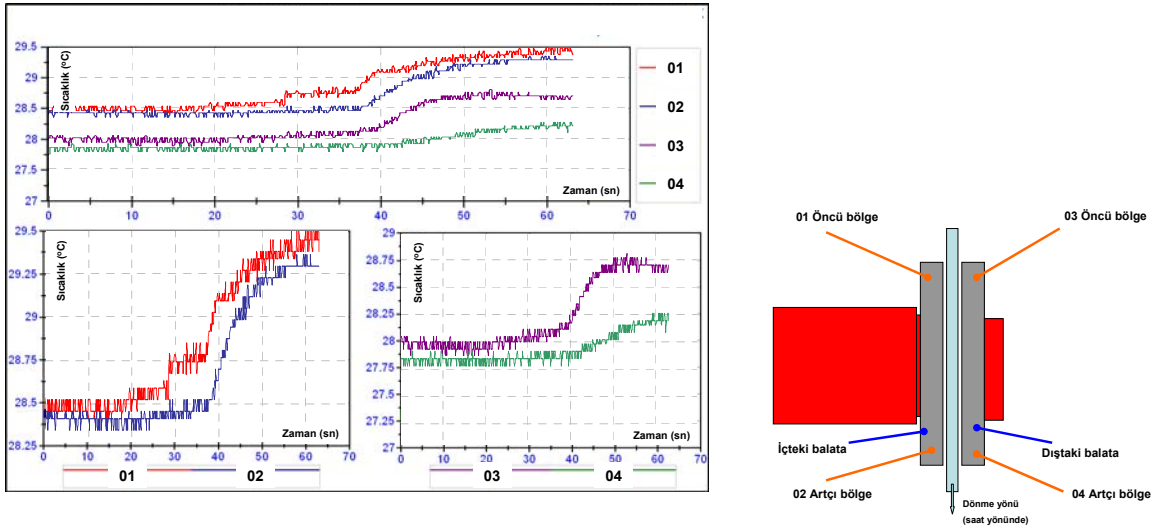
Şekil 9.31  $0,56 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünün tersine dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



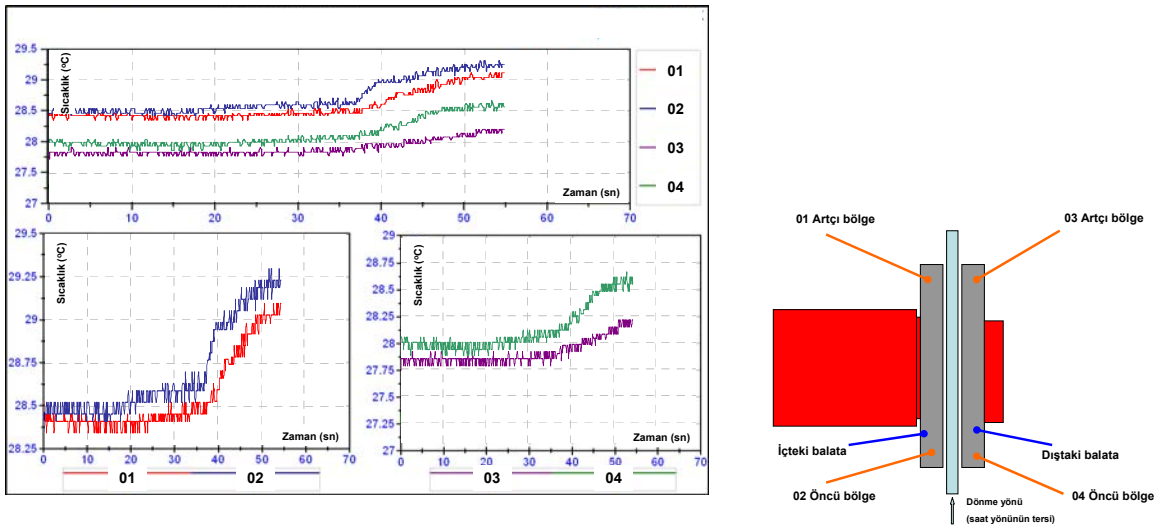
Şekil 9.32  $0,62 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünde dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



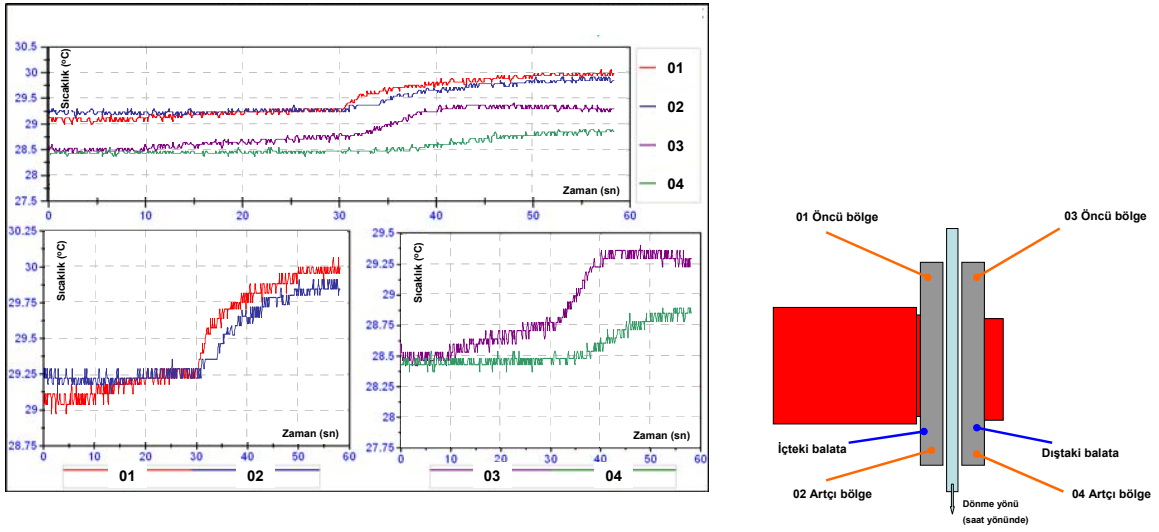
Şekil 9.33  $0,62 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünün tersine dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



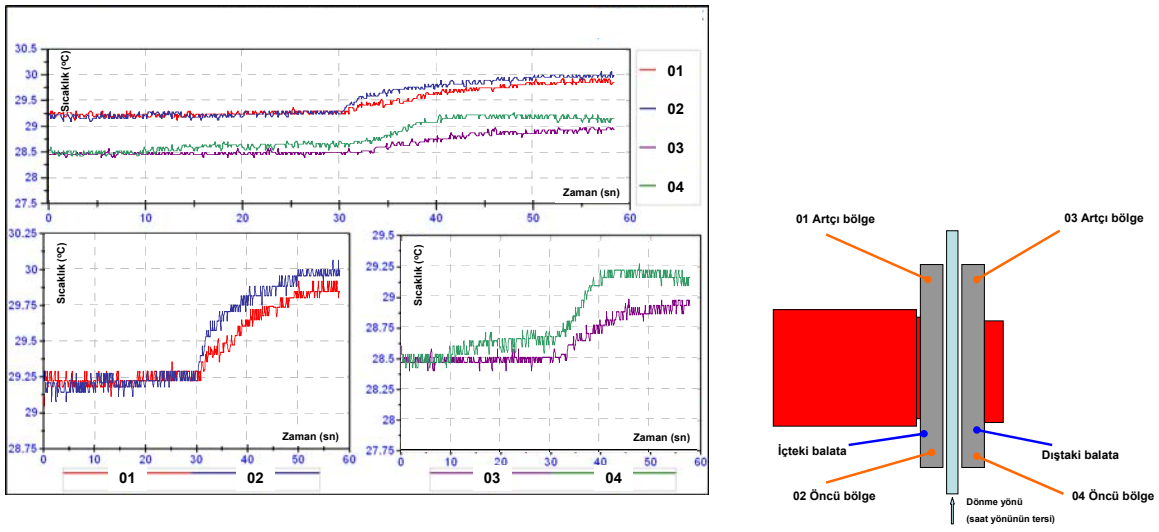
Şekil 9.34  $0,78 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünde dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



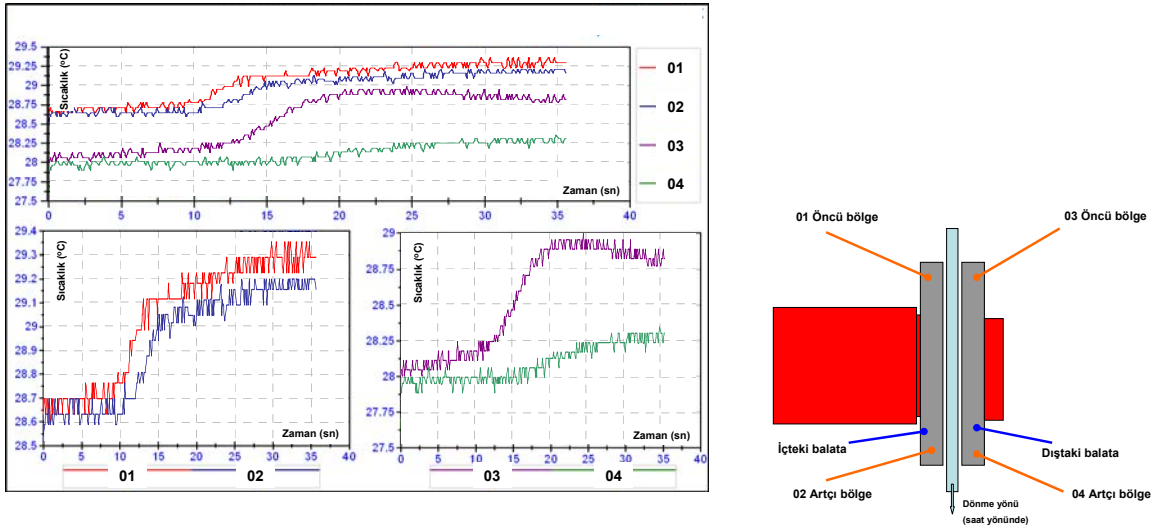
Şekil 9.35  $0,78 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünün tersine dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



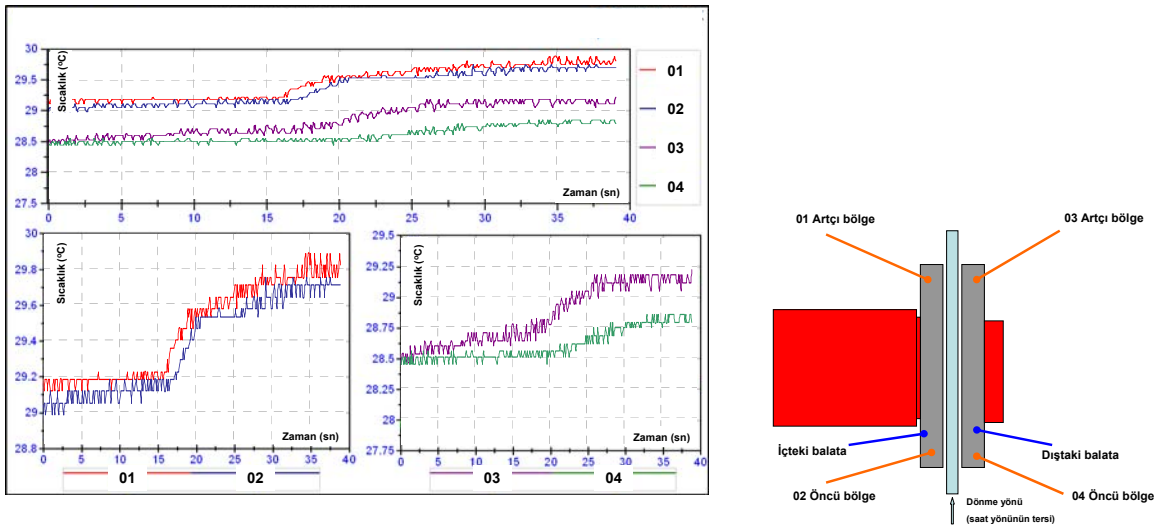
Şekil 9.36  $0,84 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünde dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



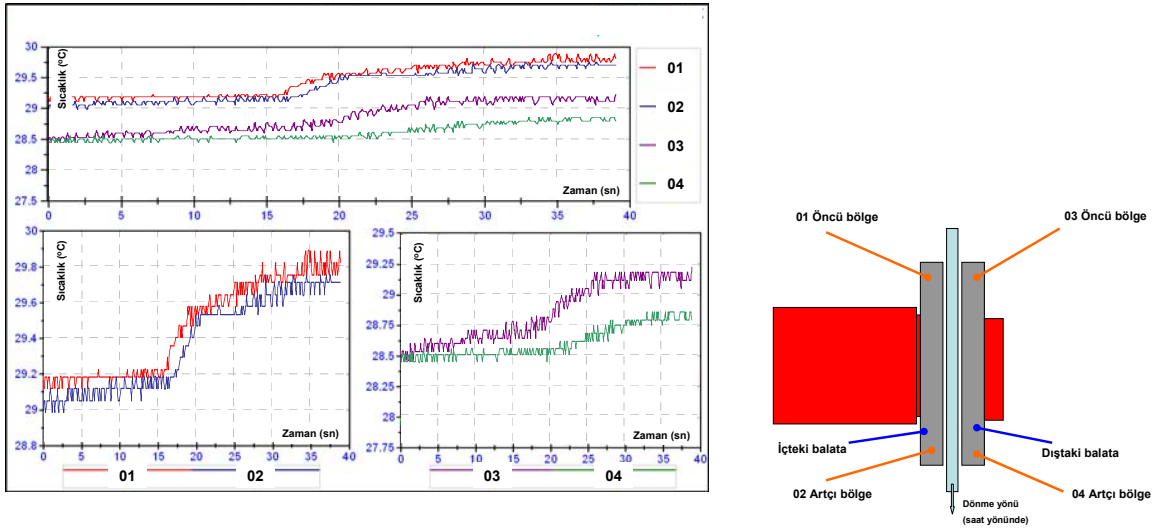
Şekil 9.37  $0,84 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünün tersine dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



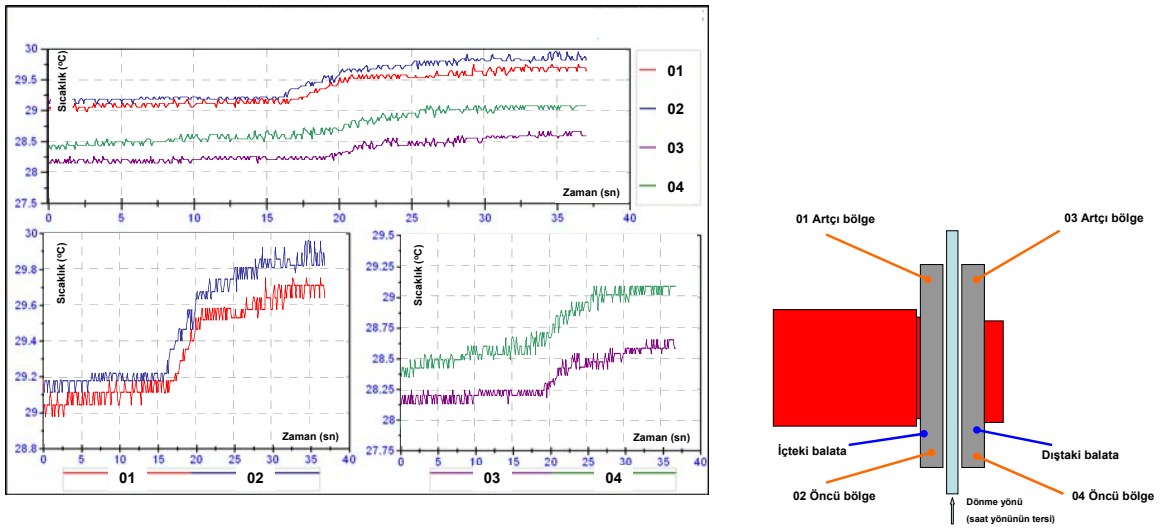
Şekil 9.38  $1 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünde dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



Şekil 9.39  $1 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünün tersine dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri

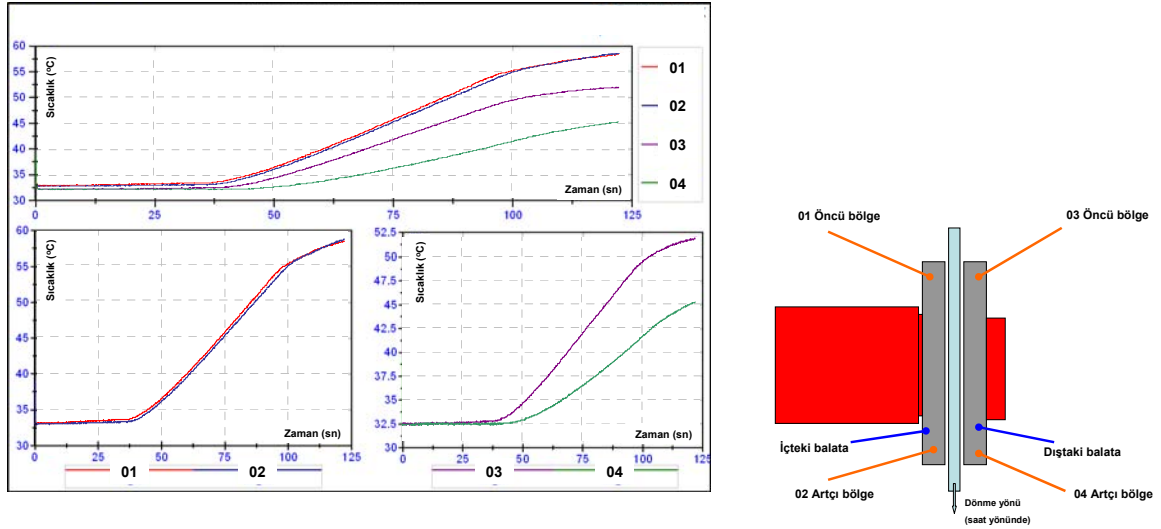


Şekil 9.40  $2 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünde dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri

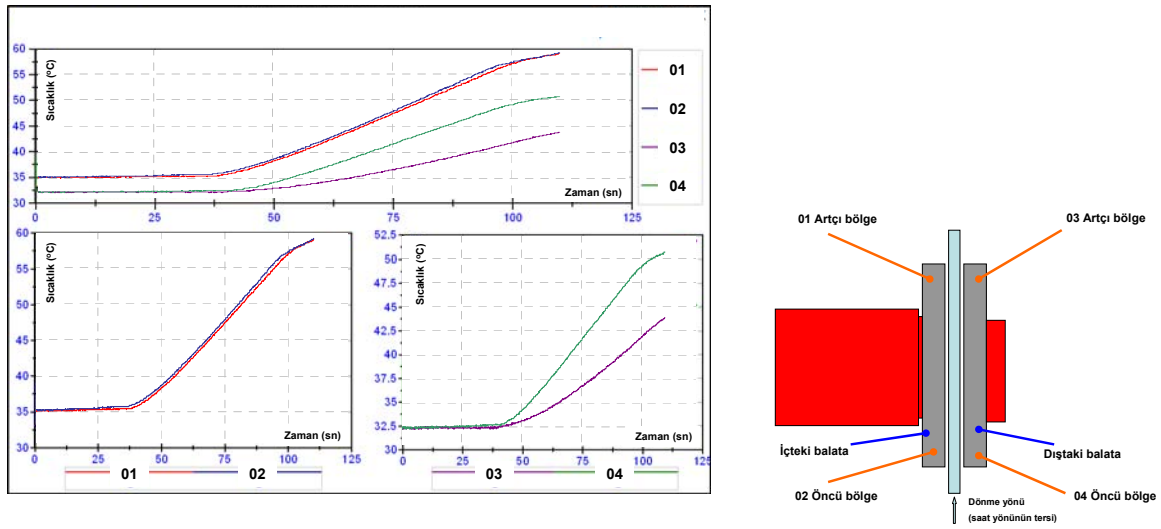


Şekil 9.41  $2 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünün tersine dönerken, kesintili olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri

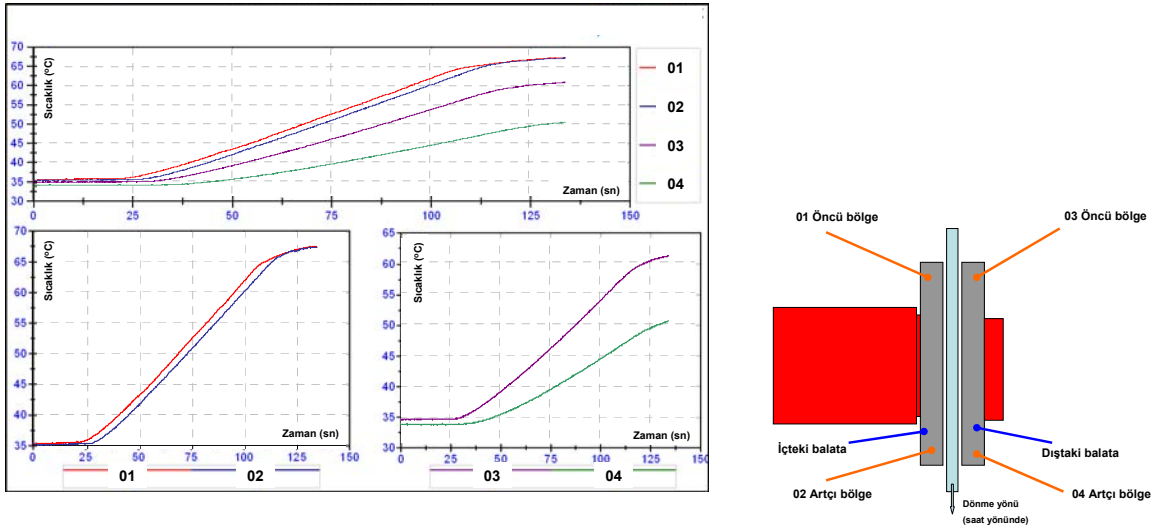
Aşağıdaki grafiklerde, farklı basınçlarda sürekli olarak yapılan frenlemede ölçülen sıcaklık değerleri görülmektedir.



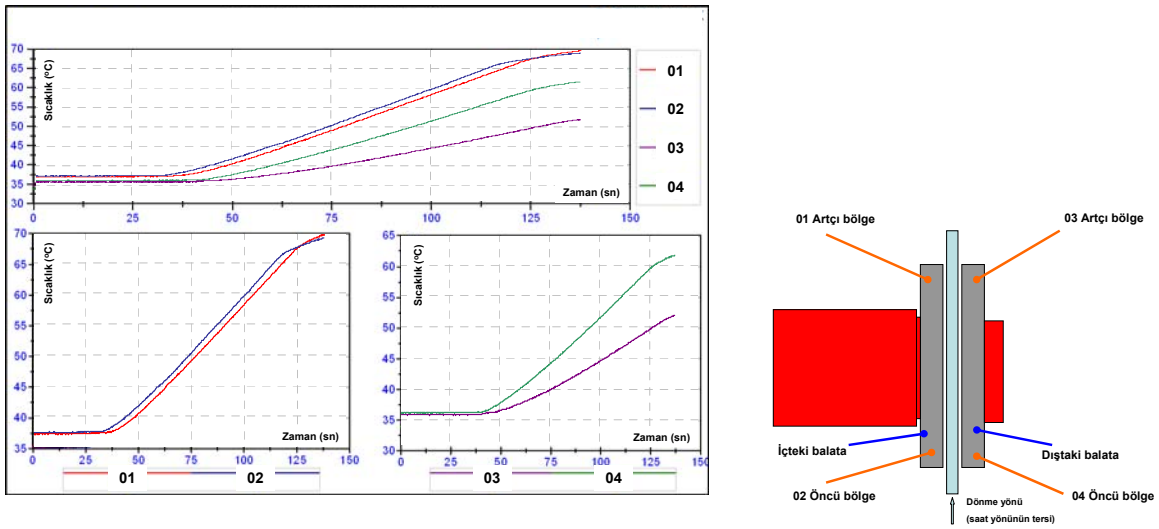
Şekil 9.42  $0,42 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünde dönerken, sürekli olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



Şekil 9.43  $0,42 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünün tersine dönerken, sürekli olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



Şekil 9.44  $1 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünde dönerken, sürekli olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri



Şekil 9.45  $1 \text{ N/mm}^2$  basınçta, disk saat yönünün tersine dönerken, sürekli olarak yapılan frenlemede öncü ve artçı bölgelerde ölçülen balata yüzey sıcaklık değerleri

Sıcaklık ölçüm grafiklerinde, sabit olarak görülen sıcaklık değerleri henüz frenleme yapılmadan ölçülen değerlerdir. Frenleme başlangıç anı, eğrinin yükselmeye başladığı noktadır.

## 10. SONUÇLAR

Deney düzeneği Tofaş Şahin taşıtın canlı tekerleklerinden birini temsil etmektedir. Yapılan çalışmalar deney düzeneğinin, Tofaş Şahin ön disk fren sistemini belirli şartlarda simule edebildiğini göstermiştir. Bu deney düzeneğinde farklı frenleme basıncı ve farklı taşıt hızı koşullarında çeşitli deneyler yapılabilmektedir. Fren diskinin yönü değiştirilerek aynı testler tekrarlanmıştır. Elde edilen deneysel verilere bakılarak, deney düzeneğinin tekrarlanabilir, sürekli ve güvenilir ölçmeler yapmaya uygun olduğu görülmüştür. Deney düzeneği balata yüzey sıcaklıklarının ölçülmesine imkan vermiştir. Sıcaklık değerleri her iki motor dönme yönünde, farklı basınçlarda ve sürekli-kesintili frenleme şartı için ölçülebilmektedir.

Tez çalışmasının teorik bölümlerinden ve deneysel çalışmalardan çıkarılan sonuçlar şu şekilde özetlenebilir.

— Öncü ve artçı bölgeler arasında ortaya çıkan basınç farkı disk – balata arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu_p$  ve balata kalınlığı  $t_p$  ile doğru orantılı, balata boyu  $L$  ile ters orantılıdır. Bu analizden çıkan en önemli sonuç daha ince, daha dar fakat daha uzun balataların (pedlerin) kullanılması ile düzgün olmayan aşınmaların önüne geçilebileceği, bir ölçüde gürültünün önlenebileceği düşüncesinin güçlenmesidir. Basıncın düzgün dağılmamasından kaynaklanan olumsuzlukları gidermenin bir diğer etkili yolu da baskı pistonunu ped alanı ortasından değil de artçı bölgeye daha yakın bir noktadan etki ettirerek bu şekilde devirme momentini dengelemektir.

— Frenleme momentinin tespiti için kullanılan klasik yöntemlerde, basınç sabit kabul edilmekle birlikte, gerçekte öncü ve artçı bölgelerde ve yine iç tarafta ve çevrede basınç farklı olmaktadır. Bu çalışmada düzgün olmayan basınç dağılımı göz önüne alınarak, basıncın  $\theta$  doğrultusunda doğrusal ve eğrisel değişimi ( $p=a\theta+b$ ,  $p=a\theta^2+b\theta+c$ ) ve basıncın  $\theta-r$  doğrultusunda doğrusal ve eğrisel değişimi ( $p=a\theta+br$ ,  $p=a\theta^2+br^2$ ) için frenleme momenti değerleri hesaplanmıştır. Ancak bu değişimlerden teorik frenleme momenti değerleri fazla etkilenmemiştir.

— Geleneksel hesaplama yöntemlerine uygun olarak  $p=p_0$  sabit tutularak oluşturulan frenleme momenti denkleminde, geometrik boyutlar ( $r_2-r_1$ ), balata boyu ( $\theta_2-\theta_1$ ) ve sürtünme katsayısı ( $\mu$ ) değiştirilerek bu parametrelerin frenleme momenti üzerine etkileri belirlenmiştir (Bölüm 6.3 ve Şekiller 6.7, 6.8, 6.9). Frenleme momentinin, beklendiği gibi, büyüyen geometrik boyutlar ve sürtünme katsayısı ile orantılı olarak büyüdüğü görülmüştür.

— Frenleme momentini etkileyen en önemli parametrelerden biri  $\mu$  sürtünme katsayısıdır. Kullanılan balatanın sürtünme katsayısının tespiti, teorik ve deneysel sonuçların sağlıklı bir şekilde karşılaştırılmasını sağlayacaktır. Bunun için eski ve yeni balatalardaki sürtünme katsayıları tespit edilmiştir. Balata performans deney raporlarına göre eski balatanın sürtünme katsayısının, yeni balatadan daha düşük olduğu görülmüştür. Bunun sebebinin eski balatanın kullanıldığı ortam şartları ve aşınma miktarı olduğu söylenebilir.

— Eski ve yeni balata için çeşitli baskı basınçlarında frenleme momentleri ölçülmüştür. Moment değerleri yeni balata kullanıldığında eski balatadan daha büyük olmaktadır. Baskı basıncı değerleri büyüdükçe, frenleme etkinliğinde eski ve yeni balata arasındaki farkında büyüdüğü görülmüştür. Yeni balata (kuru), suda bekletilmiş balata ve yağda bekletilmiş balata kullanılarak yapılan deneylerde suyun (dolayısıyla nemin) frenleme etkinliğini fazla değiştirmedeği gözlenmiştir. Bu durum suyun kaygan bir sıvı olmayışı ve sıcaklıktan ötürü hızla buharlaşması ile açıklanabilir. Yağlı ortamda yapılan ölçmelerde, sürtünme katsayısının düşmesine bağlı olarak düşük moment değerleri okunmuştur (Bölüm 9.2 ve Şekiller 9.4, 9.5, 9.6, 9.7).

— Frenleme momentinin ölçülmesinde, çeşitli basınç değerlerinde farklı taşıt hızları göz önüne alınarak deneyler yapılmıştır. Belli bir frenleme basıncı için okunan frenleme momentinin maksimum değeri değişmemekle birlikte, taşıt hızı arttıkça frenleme süresi de artmaktadır (Bölüm 9.1 ve Şekiller 9.1, 9.2, 9.3).

— Balata yüzey sıcaklıkları ölçüldüğünde, basıncın ve aşınmanın daha fazla olduğu öncü bölgenin önünde sıcaklığın artçı bölgeye göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Bunun sebebinin, frenleme başlangıcında dönme yönüne bağlı olarak öncü bölgeye artçı bölgeden daha yüksek basınç gelmesi (basıncın düzgün olmaması) olduğu söylenebilir. Motor saat yönünün tersine döndürülüp, deneyler tekrarlandığında öncü ve artçı bölgelerin yer değiştirmiş olmasından dolayı, yüksek sıcaklık noktalarının da aynı şekilde yer değiştirmiş olduğu gözlenmiştir. Yüksek sıcaklık yine öncü bölgede ölçülmüştür (Bölüm 9.4 ve Şekil 9.24...9.45).

— Teorik ve deneysel frenleme momenti değerleri karşılaştırıldığında, basıncın  $p=a\theta+br$  şeklinde değişmesi durumunda teorik moment değerleri ile deneysel sonuçların benzer bir eğilim içinde oldukları görülmektedir. Yani her iki moment değişimi hemen hemen aynı eğime sahiptir. Bütün baskı basıncı değişim aralıklarında sürtünme katsayısı 0,25 alındığında en iyi uyumu  $p=a\theta+br$  şeklindeki değişken basınç varsayımı göstermektedir. Yüksek basınç

bölgelerinde (gerçek frenlerde bu değerlere çıkılmamaktadır)  $p=a\theta^2+br^2$  tarzındaki değişimin deneysel verilere en yakın sonuçları verdiği genelde gözlenen bir durumdur. Basıncın  $\theta$  yönünde doğrusal olarak değişmesi, öncü bölgedeki artışla artçı bölgedeki azalış aynı olduğu sürece basıncın sabit olması ile hemen hemen aynı teorik sonuçları vermektedir. Genel olarak disk-balata arasındaki basıncın değişken oluşu teorik frenleme momenti değerlerini fazla etkilememektedir (Bölüm 9.3 ve Şekil 9.8...9.23). Ancak düzgün olmayan basınç dağılımı düzgün olmayan aşınmalara sebep olduğundan aşınma ömrü, titreşim ve gürültü (gıcırıtı) açısından büyük önem taşımaktadır.

**KAYNAKLAR**

- Abu Bakar, A.R., Ouyang, H. ve Cao, Q., (2003), "Interface Pressure Distributions through Structural Modifications", SAE Papers 01-3332, 2003
- Ahmed, L., Leung, P.S. ve Data, S., (2000), "Experimental Investigations of Disc Brake Friction", SAE Papers, 2000, 01-2778
- Anderson, A.E., (1992), "Friction and Wear of Automotive Brakes ", ASM Handbook, Vol. 18, ASM Int. Materials Park, OH, 1992, 569-577
- Bauer, H., (1995), "Automotive Brake Systems", Robert Bosch GmbH
- Bergman, F., Eriksson, M., ve Jacobson, S., (2000), "The Effect of Reduced Contact Area on The Occurrence of Disc Brake Squeals for An Automotive Brake Pad", Proc. Ins. Mech. Eng. Journal of Automobile Engineering, Part D, 214, 2000, 561-568
- Bettge, D. ve Starcevic, J., (2003), "Topographic Properties of The Contact Zones of Wear Surfaces in Disc Brakes", Wear 254, 2003, 195-202
- Blau, P.J. ve McLaughlin, J.C., (2003), "Effects of Water Films and Sliding Speed on The Frictional Behaviour of Truck Disc Brake Materials ", Tribology Int. 36, 2003, 709-715
- Cho, M.H., Kim, S.J., Bosch, R.H., Fash, J.W. ve Jang, H., (2003), "Tribological Study of Gray Cast Iron with Automotive Brake Linings: The Effect of Rotor Microstructure ", Tribology International 36, 2003, 537-545
- Eriksson, M., (2000), "Friction and Contact Phenomena of Disc Brakes Related to Squeal", PhD Thesis, Acta Universitatis Upsaliensis, Uppsala
- Eriksson, M., Lord, J. ve Jacobson S., (2001), "Wear and Contact Conditions of Brake Pads: Dynamical in Situ Studies of Pad on Glass", Wear 249, 2001, 272-278
- Eriksson, M., Bergman, F. ve Jacobson, S., (2002), "On the Nature of Tribological Contact in Automotive Brakes", Wear 252, 2002, 26-36
- Fenton, J., (1996), "Handbook of Vehicle Design Analysis", Warrendale
- Fieldhouse, J.D. ve Steel, W.P., (2003), "A Study of Brake Noise and The Influence of The Centre of Pressure at The Disc/Pad Interface, The Coefficient of Friction and Caliper Mounting Geometry", Proc. Ins. Mech. Eng. Journal of Automobile Engineering, Part D, 217, 2003, 957-973
- Gillespie, T. D., (1992), "Fundamentals of Vehicle Dynamics ", Warrendale
- Göktan, A. G., Güney, A., ve Ereke, M., (1995), "Taşıt Frenleri", İ.T.Ü. Makine Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalı, İstanbul 1995.
- Haldeman, J.D. ve Mitchell C.D., (2000), "Automotive Brake Systems", 2nd Edition, Prentice-Hall, Upper Saddle River
- Harper, G.A., (1998), "Brakes and Friction Materials: The History and Development of Tech. ", Mec. Eng. Publications Limited, London, England
- Hohmann, C., Schiffner, K., Oerter, K. ve Reese, H., (1999), "Contact Analysis of Drum Brakes and Disc Brakes Using ADINA", Computers & Structures 72, 1999, 185-198

- Jacobsson, H., (2003), "Aspects of Disc Brake Judder", Proc. Ins. Mech. Eng. Journal of Automobile Engineering, Part D, 217, 2003, 419-430
- Jearsiripongkul, T., Chakraborty, G. ve Hagedorn, P., (2002), "Stability Analysis of A New Model for Floating Caliper Disc Brake", IEEE ICIT'02, Bangkok, Thailand, 2002, 535-539
- John, J.R., Chandrasekaran, S. ve Tamilporai, P., (2004), "Optimum Design of Disc Brake Parameters Using Genetic Algorithm", SAE Papers, 2004, 01-0727
- Kapoor, A., Tung, S. ve Schwartz, S., (2001), "Automotive Tribology", 32.1, CRC Pres
- Koçaş, İ., (1999), "Kampana Frenlerde Frenleme Momentini Etkileyen Konstrüktif ve Tribolojik Parametrelerin İncelenmesi", Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi
- Lee, K. ve Dinwiddie, R.B., (1998), "Conditions of Frictional Contact in Disc Brakes and Their Effects of Brake Judder", International Congress & Exp., February 1998, Detroit
- Limpert, R., (1999), "Brake Design and Safety", 2nd Edition, Warrendale
- Mac Lennan, L.D., (2004), "Analysis of Brake Assembly with Floating Disc", Proc. Ins. Mech. Eng. Journal of Automobile Engineering, Part D, 218, 2004, 1021-1032
- Mosleh, M., Blau, P. J. ve Dumitrescu, D., (2003), "Characteristics and Morphology of Wear Particles from Laboratory Testing of Disk Brake Materials", Wear 352, 114-120
- Ostermeyer, G.P., (2001), "Friction and Wear of Brake Systems", Forschung im Ingenieurwesen 66, 2001, 267-272
- Ouyang, H., Mottershead, J.E., Brookfield, D.J. ve James S., (2000), "A Methodology for The Determination of Dynamic Instabilities in A Car Disc Brake ", International Journal of Vehicle Design 23, 2000, 241-262
- Ouyang, H. ve Mottershead, J.E., (2003), "A Moving-Load Model for Disc-Brake Stability Analysis", Trans. ASME, J. Vib. Acoust., 125, 2003, 1-6
- Polak, A., Pytko, S. ve Grzybek, J., (2002), "Friction Processes in Disc Brake-Brake Pad Couple", SAE papers, 2002, 01-1484
- Ripin, Z.B., (1995), "Analysis of Disc Brake Squeal Using the Finite Element Method", PhD Thesis, University of Leeds
- Rumold, W. ve Swift, R.A., (2002), "Evaluation of Disc Brake Pad Pressure Distribution by Multibody Dynamic Analysis", Proc. of International Conference on Vehicle Brakes, 10-12 July, 2002, Leeds
- Severin, D. ve Dörsch, S., (2001), "Friction Mechanism in Industrial Brakes", Wear 249, 2001, 771-779
- Sherif, H.A., (1991), "On The Design of Anti-Squeal Friction Pads for Disc Brakes", Technical Report 910575, SAE Papers, 1991
- Swift, R.A., (2003), "A Parametric Modelling Approach for The Preliminary Design of Automotive Disc Brakes", Bosch Auto. Inc. 21<sup>st</sup> Annual Brake Colloquium & Exhibition, October 2003, Hollywood
- Tamari, J., Doi, K. ve Tamasho, T., (2000), "Prediction of Contact Pressure of Disc Brake Pad", Technical Notes, Society of Automotive Engineering, Review 21, 2000, 133-141

Tirovic, M. ve Day, A.J., (1991) "Disc Brake Interface Pressure Distributions", Proc. Ins. Mech. Eng. Journal of Automobile Engineering, Part D, 205, 1991, 137-146

Voller, G.P., Tirovic, M., Morris, R. ve Gibbens, P., (2003), "Analysis of Automotive Disc Brake Cooling Characteristics", Proc. Ins. Mech. Eng. Journal of Automobile Engineering, Part D, 217, 2003, 657-666

Yi, Y.B., Du, S., Barber, J.R. ve Fash, J.W., (1999), "Effect of Geometry on Thermoelastic Instability in Disc Brakes and Clutches", Transactions of The American Society for Mec. Engineers Journal of Tribology, 121, 1999, 661-666

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi 31.05.1977

Doğum yeri İstanbul

Lise 1992-1995 İSTEK Özel Acıbadem Lisesi

Lisans 1995-1999 Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi  
Makina Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 1999-2002 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makina Müh. Anabilim Dalı, İmal Usulleri Programı

Doktora 2002-2006 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makina Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon  
Programı

**Çalıştığı kurum(lar)**

1998-1999 ÖZMAK Mühendislik Ltd Şti.

1999-Devam ediyor YTÜ Makina Fakültesi Araştırma Görevlisi