

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**FREN MEKANİZMASI YORULMA TESTİNİN FEA
METODUYLA SİMULASYONU**

S. Hilda PEKTAŞ

Kasım, 2006
İZMİR

FREN MEKANİZMASI YORULMA TESTİNİN FEA METODUYLA SİMULASYONU

**Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği A.B.D., Mekanik Bilim Dalı**

S. Hilda PEKTAŞ

**Kasım, 2006
İZMİR**

TEŐEKKÜR

Bu alıŐma sırasında burada adı geçen ya da geçmeyen herkese teŐekkürü bir borç bilirim. Öncelikle, bilgisini hiçbir Şekilde esirgemeyerek beni sürekli desteklediği ve çalışan bir öğrencinin Őartlarına uyum sağlayıp hoŐĐörü gösterdiği için tez danıŐmanım Prof. Dr. Sami AKSOY'a; teorik çalıŐmalarımda verdiği destekten dolayı Ar. Gör. Yusuf ARMAN'a ; çalıŐmalarım sırasında elinden gelen her türlü desteği gösteren tüm Ege Fren çalıŐanlarına ama özellikle hoŐĐörülerinden ve önemli katkılarından dolayı Mühendislik ekibine; Ansys çalıŐmalarım sırasında her bir sorumu sabırla cevaplayan Ansys Türkiye grubuna ve son olarak beni hiç yalnız bırakmayan Annem'e minnet duygularımı iletir, çok teŐekkür ederim.

S. Hilda PEKTAŞ

FREN MEKANİZMASI YORULMA TESTİNİN FEA METODUYLA SİMULASYONU

ÖZ

Çalışmanın esas amacı, sonuçlanması uzun süren bir testi bilgisayar ortamında simüle ederek birkaç gün gibi kısa bir sürede sonuca gidebilmektir. Bu sonuçlar, ürünü oluşturan alt parçaların yeniden tasarımında veya tedarikçi değişikliklerinde esas girdileri oluştururlar. Bu geniş kapsamlı niyet, daraltılmak ve özelleştirmek ihtiyacı duyulduğundan otomotiv sektörünün en önemli emniyet parçalarından biri olan fren üzerinde uygulanmıştır. Amaç, daha da daraltılıp, birçok testten sadece biri pilot proje olarak seçilmiştir. Seçilen bu testin adı literatürde, “Ağır Vasıta Frenlerinin Yol Şartlarında Yorulma Testi (Chucker Test)” şeklinde geçer.

Adından da anlaşılacağı gibi bu testin amacı, ağır vasıta frenlerinin gerçek çalışma koşulları altında, müşteri tarafından tayin edilen kullanım şarttı sonunda oluşacak yorulma kaynaklı deformasyonu gözlemleyebilmektir. Burada kastedilen gözlem, herhangi bir parçanın gözle algılanabilecek deformasyonundan ibarettir. Böyle bir çalışma için nitel olan bu gözlemin yeterli olmadığı düşünüldüğünden test kapsamı genişletilerek bu gözlem biçimi strain gage’ler yardımıyla nicel bir gözleme çevrilmiştir. Matematiksel veriye duyulan bu ihtiyaç çalışmanın ikinci kısmında önem kazanır.

İkinci kısım, sonlu elemanlar mantığıyla çalışan bir bilgisayar programı yardımıyla testle birebir örtüşebilen bir simülasyon yaratmak çabası içindedir. Bu çaba, yapının üç boyutta oluşturulması ve ardından gerçeğe en yakın sınır şartlarının tesbit edilip uygulanması basamaklarından oluşur. Öncelikli olarak durağan halde maksimum yükleme durumu incelenecek, ardından bu yapıya frene uygulanan moment etkisi ilave edilecek ve son olarakta sistem belirlenen döngü sayısı için yorulma analizine tabi tutulacaktır.

Sonuç, test ile simülasyon arasında parametrik bir bağlantı kurmaya çalışmaktan ibarettir.

Anahtar sözcükler : Fren, yorulma, ağır vasıta, Ansys, döngü.

SIMULATION OF ON-HIGHWAY FATIGUE TEST (CHUCKER) FOR THE HEAVY VEHICLE BRAKES BY USING FEA METHOD

ABSTRACT

The aim of this study is to carry a long-term test into computer environment where it will take just a few day by using finite element method to solve. As being usual in designing, the results of the test are used in re-design the components or acceptance of the parts coming from the new suppliers for supplier changes.

The brakes of a heavy vehicle run into serial experiments to see its validity according to customer conditions. The most important and the longest one of those tests, Brake Components On-Highway Fatigue Test: Chucker Test, was chosen as a model for simulation. The test is done under similar conditions very close to real one to see the deformation on brake components after a few hundred thousand of cycles where one cycle is simply described such as braking and releasing the brake in certain of time.

During the thesis, firstly the working principle of air wedge brake was studied to find the maximum forces acting on the components to use them as boundary conditions in the following section. Then the model of brake was made on Ansys WB 9.0 and found the most critical areas in respect of its stress distribution. According to this data and by the lead of past experiences, the strain gages were stick and the test run. The data was recorded just to observe the changes in gages at any cycle during the test as elongation and converted to stress at the end of experiment to compare the results with the model.

Key words: brake, fatigue, heavy vehicle, Ansys, cycle.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
TEZ SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜRLER	iii
ÖZ.....	iv
ABSTRACT.....	v
BÖLÜM BİR – GİRİŞ	1
1.1 Giriş.....	1
BÖLÜM İKİ – PROBLEM MODELLEME VE KUVVET ANALİZİ	3
2.1 Bir Eylem Olarak : Durma	3
2.1.1 Sürtünme Prensibi	3
2.2 Fren Sisteminin Çalışma Prensibi	5
2.2.1 Bir Frenin İç Yapısı	5
2.2.2 Frenleme Anında Tekerlekte Harekete Ters Yönlü Moment Oluşumu	8
2.2.2.1 Frenleme Anında Kuvvet İletimi	8
2.2.3 Sürtünmenin Fren Üstünde Uygulaması.....	13
BÖLÜM ÜÇ – GERİLME ANALİZİ	15
3.1 Gerilme Analizi.....	15
3.2 Körük Kuvvetinin Bulunması	15
3.3 Kritik Parçaların Analizi	16
3.4 Fren Komplenin Analizi.....	32

BÖLÜM DÖRT – YORULMA ANALİZİ	34
4.1 Yorulma Analizi.....	34
4.2 Yorulmaya Etki Eden Faktörler	35
4.3 Yorulmada Yükleme Biçimi.....	36
4.4 Mikro ve Makro çatlak Oluşumu	37
4.5 S-N Diagram Oluşumu.....	39
4.5.1 Gerçek Dayanım Sınırının Tahminin Hesaplanması.....	39
4.5.2 S-N Eğrisinin Çizilmesi.....	42
BÖLÜM BEŞ – YORULMA TESTİNİN TANIMLANMASI	44
5.1 Testin Amacı.....	44
5.2 Test Parametreleri	44
5.3 Test Ekipmanları.....	44
5.4 Test Düzenineğinin Hazırlanması.....	45
5.4.1 Teçhizat Montajı	45
5.4.2 Hava Aksamı Bağlantısı	47
5.5 Test Prosedürü	47
5.6 Test Ölçüm Metodu ve Sonuçlar	49
BÖLÜM ALTI – SONUÇ VE DEĞERLENDİRME	56
KAYNAKLAR	57

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

1.1 Giriş

İlk fren ilk deneme aracına monte edilip te yola çıktığında ulaşılmaya çalışılan hedef bugünkü sonuçlardan çok farklıydı. Sadece frenin işlevini yerine getirebilmesi amacın gerçekleştirilmiş olması için yeterli sayılabiliyordu. Bugün ise, çözüme ulaşabilmeyi başarmanın ötesinde bu çözüme ulaşırken izlemiş olduğunuz yolun süresine, maliyetine, müşteri memnuniyetine, kısacası izlenen yolun verimine, dolayısıyla karlılığına odaklanmış durumdadır amaç. Artık anlamak ve tasarımı modelleyebilmenin daha ötesinde, müşteri memnuniyeti ve yenilik adına tasarımı tekrar tekrar sorgulayabilmek, bunu az maliyetli deneylerle doğrulayabilmek, sonuçlar olumlu olsa bile ortaya çıkan ürünü firmanın rekabet gücünü arttırmak amacıyla maliyet açısından merceğin altına yatırmak gerekmekte günümüzde. Bu çalışmanın esas çıkış noktası da bu ihtiyaçlar olmuştur.

Ürün gamı fren ve fren aksamları olan bir firma yeni yeni kendi tasarımlarını yapmanın kapısını aralamış, fakat aralanan bu kapıyla ürün konusundaki bilgisini tekrar sorgulamak zorunda kalmış, en büyük eksiğinin yeni yapılan tasarımların veya ucuzlatma amacını güden modifikasyonların doğrulanması sırasında kullanılan test laboratuvarının hantallığının olduğunu görmüştür. Bu nedenle başlatılan araştırma çalışmalarında laboratuvar testlerinin bilgisayar ortamında simüle edilebilmesi fikri ortaya atılmış ve kabul görmüştür. Bu çalışmanın başlangıç noktası böyledir.

Fren aksamı gibi insan hayatını doğrudan etkileyecek bir ürün yapılıyorsa beklenmedik bir anda kırılan bir parça çok ciddi sonuçlar doğurabilir. Böyle bir hata çok yüksek bir ihtimalle zayıf bir tasarım sonucu oluşur. Bununla beraber, malzemelerin homojen olmayan yapısı, Türkiye koşullarında araçların yönetmeliklerin çok üstünde bir yük ile seyahat etmesi nedeniyle parçalara aşırı yük binmesi, parçaların kullanım sürelerinin malzemenin dayanabileceği ömrün üzerinde olması da sonucu ciddi oranda etkilemektedir. Bu nedendir ki, bir frenin tasarımı yapılırken bilimin birçok dalından faydalanılmaktadır.

Bunların başında elastik ve plastik deformasyonlar ile kırılma mekaniğinin incelendiği mekanik bilimi gelir.

Her bir parçası birkaç basamaklı bir üretim sonrasında üretilebilen ve yirmiye yakın parçanın birbiriyle uyumlu çalışması sonucu işlev görebilen bir ürünün, yani frenin, standart bir gerilme analizi bile oldukça karmaşıktır. Parçanın geometrik ölçülerindeki ufak değişiklikler, homojen olmayan malzeme dağılımları, gereğinden kısa veya uzun sürede yapılan ısıl işlem sonrasında oluşabilecek farklı malzeme özellikleri ve benzeri hatalar gerilmelerin kutuplaşmasına, dolayısıyla malzemenin deformasyonuna, hatta kırılmasına neden olurlar. Bu nedenle gerilme analizleri tasarımın en güçlü araçlarıdır. Buradan yola çıkarak çalışma, bir frenin normal kullanım şartları altında meydana gelebilecek gerilme analizleri ile başlayacak ve ardından literatürde ‘ Fren Yorulma Testi’ olarak geçen test bilgisayar ortamında simüle edilmeye çalışılacaktır.

Çalışma boyunca izlenecek yol şöyledir:

- İlk bölümde frenin çalışma prensibi anlatılacaktır.
- İkinci bölümde freni oluşturan parçalar incelenecek ve kuvvet aktarımları irdelenecektir.
- Üçüncü bölümde ise ilk bilgiler derlenecek, kritik noktalar oluşturulacak, sınır koşulları tanımlanacak ve bunların ışığında gerilemeler analitik olarak hesaplanıp, bilgisayar ortamında sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analiz sonuçlarıyla karşılaştırılacaktır.
- Dördüncü bölümde ise yorulma konusuna giriş yapılacak ve sistemin en kritik parçası için teorik S-N eğrisi oluşturulacaktır. Ardından bu eğri kullanılarak Ansys ortamında ömür hesabı yapılacaktır.
- Beşinci bölümde test düzeneği, testin çalışma prensibi, test boyunca toplanan veriler anlatılarak sonuçlar Ansys ortamında yapılan ömür hesaplarıyla karşılaştırılacaktır.

BÖLÜM İKİ

PROBLEM MODELLEME ve KUVVET ANALİZİ

2.1 Bir Eylem Olarak : Durma

Hareket halindeki bir araç, tüm kütlesi tek bir noktada toplanmış bir cisim olarak algılanabilir basitçe. Hareket hali, bu kütlenin bir kinetik enerjiye sahip olduğunu gösterir ve bu kütleyi durdurmak ya da yavaşlatmak aslında bu kinetik enerjinin başka bir enerji formuna dönüşümüdür. Bu dönüşüm, hareket halindeki kütleye, harekete zıt yönlü ek bir kuvvet uygulanarak gerçekleştirilebilir. Bu ters yönlü kuvvetin yaratılabilindiği en basit yol sürtünmedir. Bu nedendir ki, başka yöntemlerin kullanıldığı az bir kullanım alanına sahip frenler dışında, yüzyıllardır frenleme sürtünme yoluyla enerjinin dönüşümü metodu kullanılarak yapılır.

2.1.1 Sürtünme Prensibi

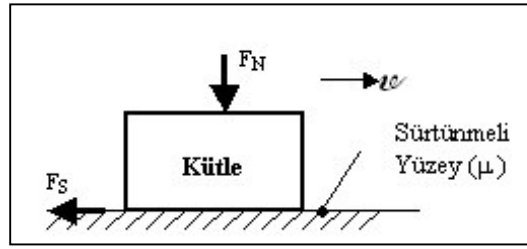
Mühendislik uygulamalarının hemen hepsinde minimize edilmeye çalışılan sürtünme prensibi, fren çalışma mantığının temelini teşkil eder. İster kampanalı fren, ister disk fren olsun, aracın durdurulması tekerleğin kinetik enerjisinin sürtünme aracılığıyla ısıya dönüştürülerek harcanması yoluyla olur.

1490 larda Leonardo Da Vinci tarafından ilk kez ortaya atılan bu sava göre “ Bir yüzeye etki eden dik kuvvet, o yüzeye yatay yönde etki eden başka bir kuvvet oluşturma potansiyeline sahiptir.” Bu görüş bundan 200 yıl sonra 1599 da Amonton tarafından kanun haline ise şöyle getirildi.

Sürtünme kuvveti,

1. Uygulanan normal kuvvet ile doğru orantılıdır.
2. Alanın büyüklüğünden bağımsızdır.
3. *Daima harekete ters yönde oluşur.*

Bu bilgiyi basit bir serbest cisim diagramı üzerinde gözlemlersek;



Şekil 1.1 Hareket halindeki bir cisme etkiyen kuvvetler

Tüm bu bilgiler sürtünme kuvvetini açıklayan bir formülde birleşir.

$$F_S = \mu * F_N$$

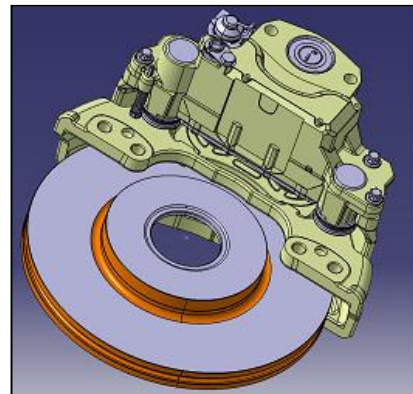
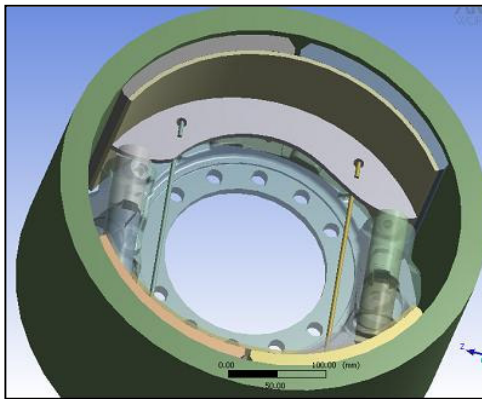
F_S : Sürtünme kuvveti,

F_N : Sürtünme yüzeyine uygulanan dik kuvvet

A : Sürtünme yüzeyinin alanı.

μ : Sürtünme katsayısı

İki yüzey arasındaki sürtünme burada F_S değerinde harekete ters bir kuvvet doğurur. Bu teoriye göre temas eden alanların birbiri içine sıkıca geçtiği kabul edilir. Gerçekten binlerce noktasal temas söz konusudur ve normal kuvvet sıfırlanırken bu temas da yavaş yavaş azalır. Bu prensibin frende kullanım alanıysa frenin balataları ile kampana/disk arasında oluşan sürtünmedir. Kampanalı bir frende balataların kampanaya göre konumu Şekil 1.2.a da, disk frende pedlerin diske göre konumu Şekil 1.2b de gösterilmiştir.

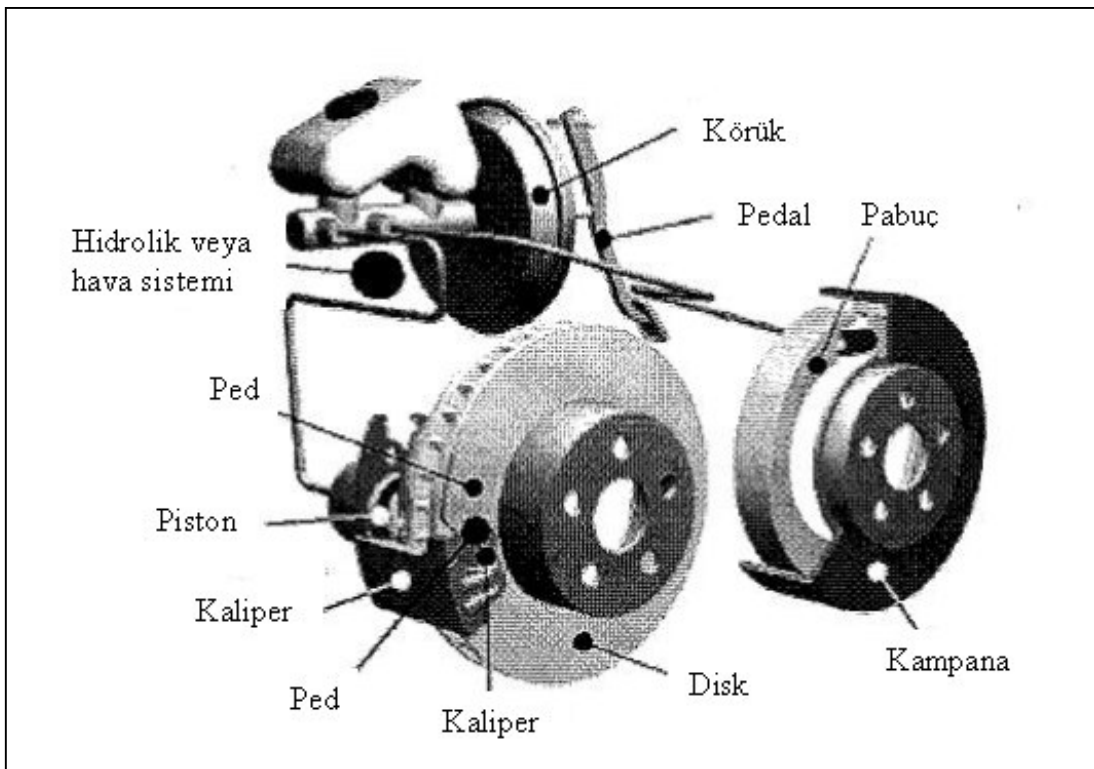


Şekil 1.2 a) Kampanalı frende balata-kampana ilişkisi (Meritor RD410 / Egefren)

b) Disk frende ped-disk ilişkisi (Meritor ELSA225 / Egefren)

2.2 Fren Sisteminin Çalışma Prensibi

Yıllardır frenleme amacıyla farklı farklı sistemler kullanılsa da bugün sektörde baskın olan binek vasıtalar için disk fren, ağır vasıtalar için ise kampanalı frenlerdir. Her ne kadar günümüzde ağır vasıtalarda da disk fren kullanımına gidilmeye çalışılındıysa da kampanalı frenler önümüzdeki yirmi yıl boyunca da hükmünü devam ettirecek gibi görünmekte. Şekil 2.1 basitçe bir kampanalı ve bir disk fren sisteminin genel yapısını göstermektedir. Binek araçlarda kuvvetin iletiliş biçimi hidrolik iken ticari araçlarda pinomatiktir.



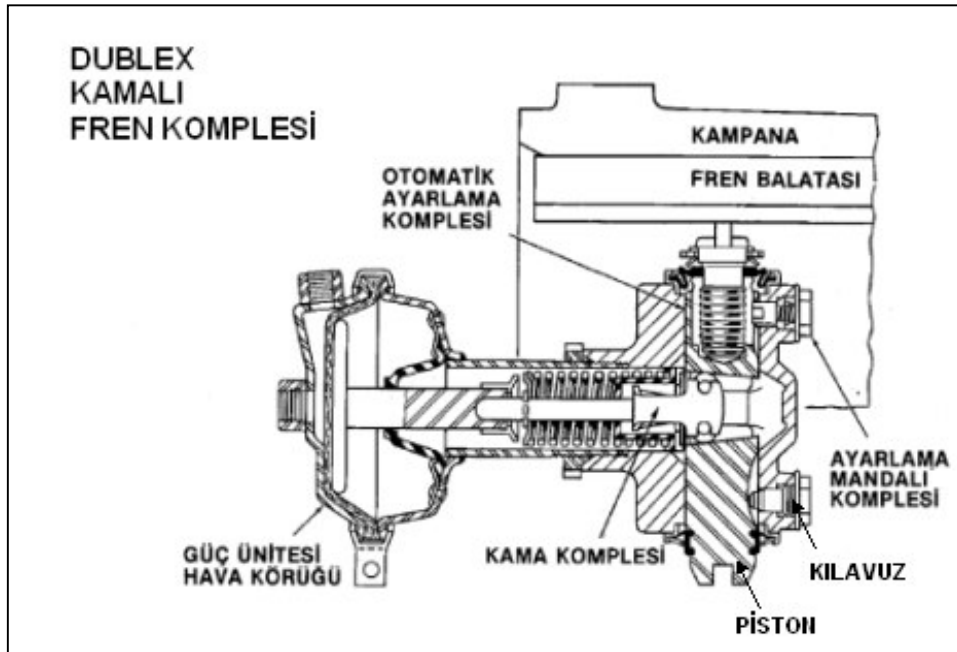
Şekil 2.1 Bir adet kampanalı bir adet disk frenin araca monte edilmiş hali görünmektedir. (Egefren Kamalı Fren Servis Kitapçığı)

2.2.1 Bir Frenin İç Yapısı

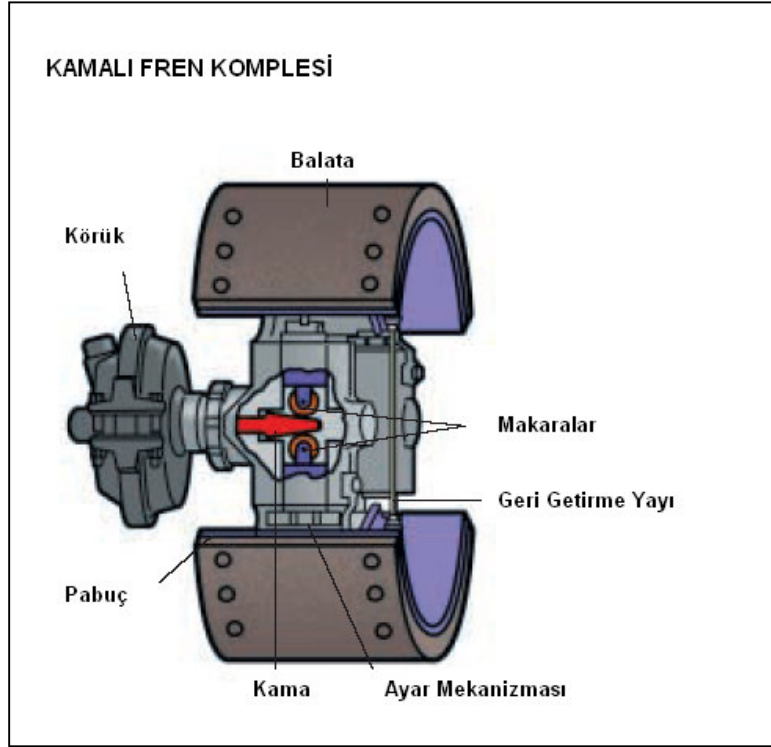
Fren sistemini, dönen parçalar (rotor), durağan parçalar (stator) ve kuvvet iletimine yardımcı parçalar şeklinde genelleyip üç bölümde inceleyebiliriz.

- 1) **Kampana**, freni dıştan çepeçevre bir halka gibi saran ve balatalara tatlı sıkı oturan bir parçadır. Sürtünen çiftlerden hareketli olanıdır. Jant ile birlikte döner.

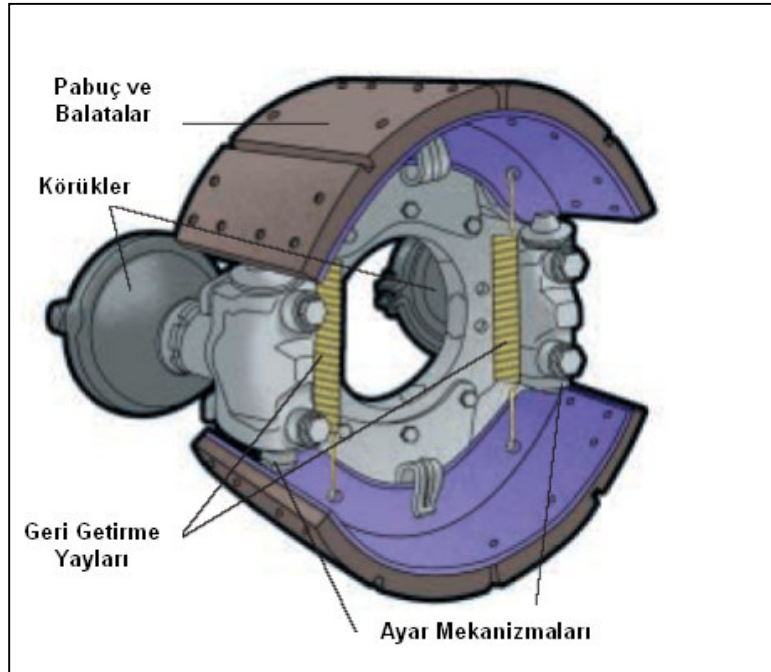
- 2) **Balatalar**, kampana yüzeyiyle temas edecek olan ve sürtünme çiftinde durağan olan parçadır. Yani, Şekil 1.1 deki diagramda yer balatalar, kayıp giden blok ise kampanalardır. Balatalar çok özel bir karışımdan yapılıdır. Otomotiv sektöründe önemli know-how lardan birini oluşturur.
- 3) **Basınçlı hava sistemi**, araç kullanıcısı frene bastığında araç üzerindeki tanklardan harekete başlayıp fren sistemine giden havayı taşıyan sistemdir. Bu basınçlı hava frenin içindeki mekanik sistemi hareketlendirerek balataların kampanaya temasını sağlar. Fren sistemi öyle düzenlenmiştir ki, gelen basınç 15 misline kadar çıkabilir.



Şekil 2.2 Körük - fren komple - kampana sisteminin kesit görüntüsü (Meritor- RD410 ; Egefren Kamalı Fren Servis Kitapçığı)



Şekil 2.3 Körüğün fren sistemindeki işlevi ve fren kompleinin detay parçaları (Meritor – RD410; Egefren Kamalı Fren Servis Kitapçığı)



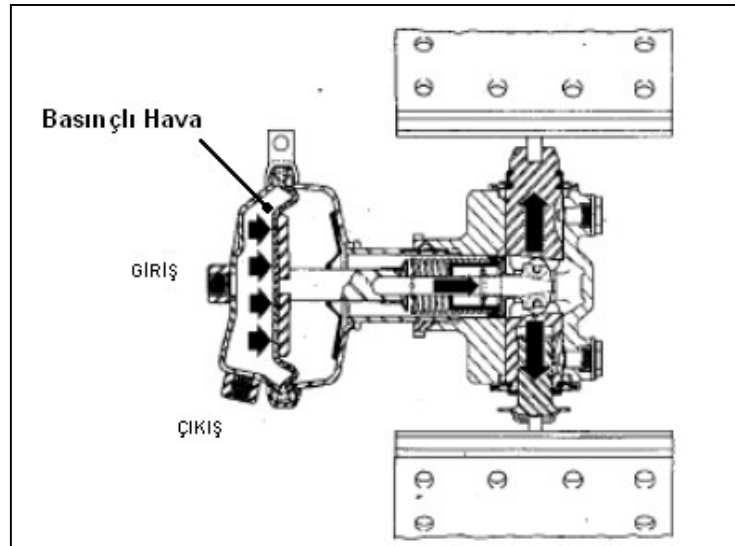
Şekil 2.4 Fren kompleinin detay parçaları (Meritor – RD410; Egefren Kamalı Fren Servis Kitapçığı)

2.2.2 Frenleme Anında Tekerlekte Harekete Ters Yönlü Moment Oluşumu

Durma eyleminin gerçekleşebilmesi için sürtünme, sürtünme olabilmesi için yüzeye etkiyen dik bir kuvvete ihtiyaç vardır. Bir önceki bölümde balata ile kampana arasında sürtünme olduğundan bahsedilmişti. Balata durağan, kampana hareket halinde olunca ve aralarında da bir sürtünme meydana gelince kampananın, yani kampanaya bağlı tekerleğin, yavaşlaması ve sonunda da durması gerekir. Frenleme dediğimiz hadise en basitiyle böyle gerçekleşir. Yaratılan sürtünme kuvvetinin kampana yüzeyine dik etkiyen kuvvet ile doğrudan orantılı olduğunu biliyoruz. Bu kuvvetin oluşum nedeni balataların kampana yüzeyine yapmış olduğu baskıdır. Bu baskı arttıkça sürtünme kuvveti artacak dolayısıyla frenleme gücü artacak, aracın durma mesafesi kısılacaktır.

2.2.2.1 Frenleme Anında Kuvvet İletimi.

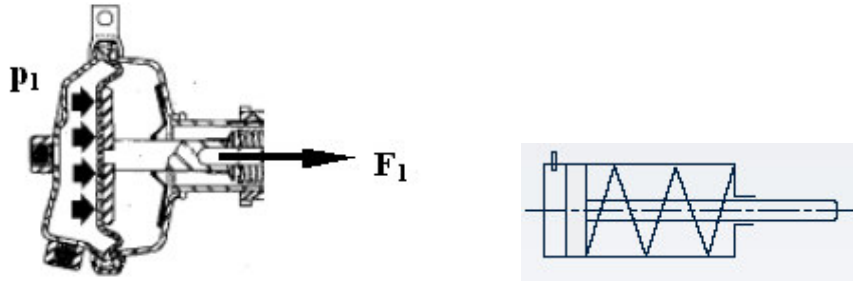
Bir araç kullanıcısı fren pedalına bastığında bir dizi mekanizmayı harekete geçirir ve sonucunda balataların kampanaya basmasına ve tekerlekte ters yönlü moment oluşumu konusunda bahsedilen kuvvetin doğmasına neden olur. Fren pedalına basılma miktarı bahsedilen kuvvetin büyüklüğünü ayarlar. Dolayısıyla frenleme gücünü ve akabinde fren mesafesini ayarlamış olur. Şekil 2.5 de bu kuvvetin iletimi ve iletimi gerçekleştiren parçalar görünmektedir.



Şekil 2.5 Fren komple boyunca kuvvet iletimi (Meritor – RD410; Meritor – RD410; Egefren Kamalı Fren Servis Kitapçığı)

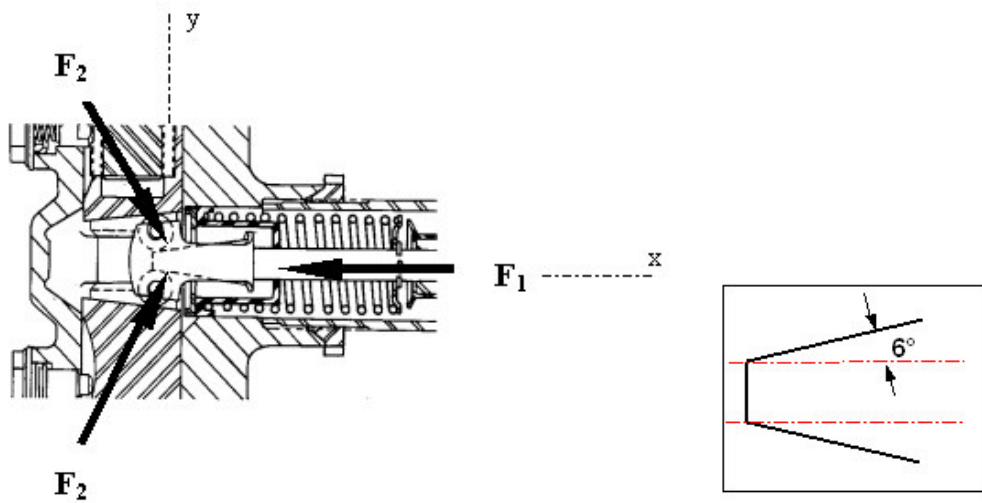
Şekil2.5 deki düzeneğin serbest cisim diagramlarını çizersek;

Körük :



$$F_1 = p_1 \times A_1 \dots\dots\dots (1)$$

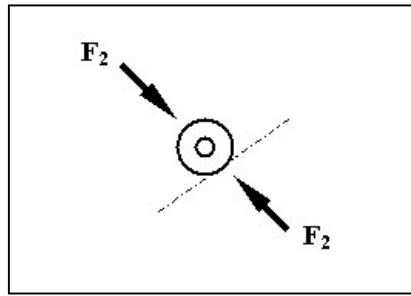
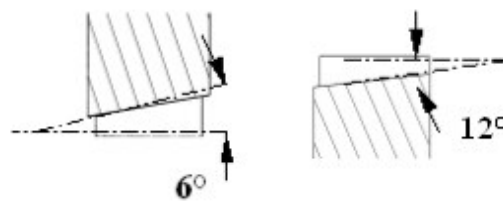
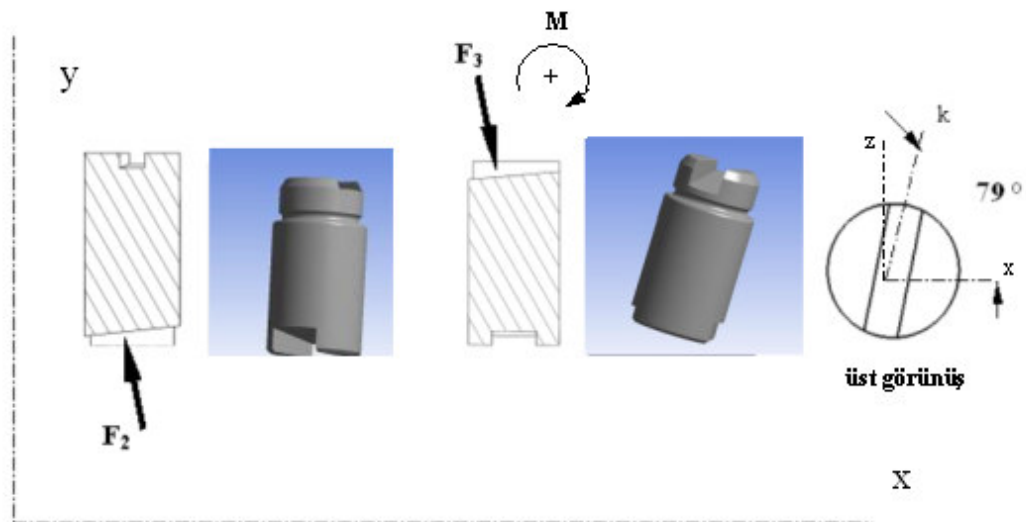
Kama :



$$\Sigma F_x = 0 ; \quad F_1 = 2 \times F_2 \times \sin (6^\circ) \dots\dots\dots (2)$$

$$(F_2)_x = F_2 \times \sin (6^\circ) \dots\dots\dots (3)$$

$$(F_2)_y = F_2 \times \cos (6^\circ) \dots\dots\dots (4)$$

Makara :**Piston :**

$$\Sigma F_y = 0 ; \quad F_3 \times \cos (12^\circ) = F_2 \times \cos (6^\circ) \dots\dots\dots (4)$$

$$(F_2)_y = (F_3)_y = F_2 \times \cos (6^\circ) \dots\dots\dots (5)$$

$$(F_3)_k = F_3 \times \sin (12^\circ) \dots\dots\dots (6)$$

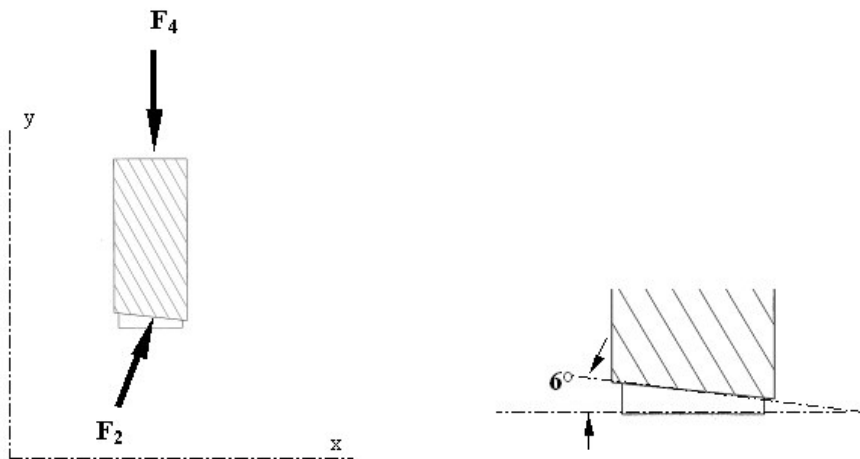
$$(F_3)_x = (F_3)_k \times \cos(79^\circ) \dots\dots\dots (7)$$

$$(F_3)_z = (F_3)_k \times \sin(79^\circ) \dots\dots\dots (8)$$

$$\Sigma F_z = F_3 \times \cos(79^\circ) \times \sin(79^\circ) = F_8 \dots\dots\dots (9)$$

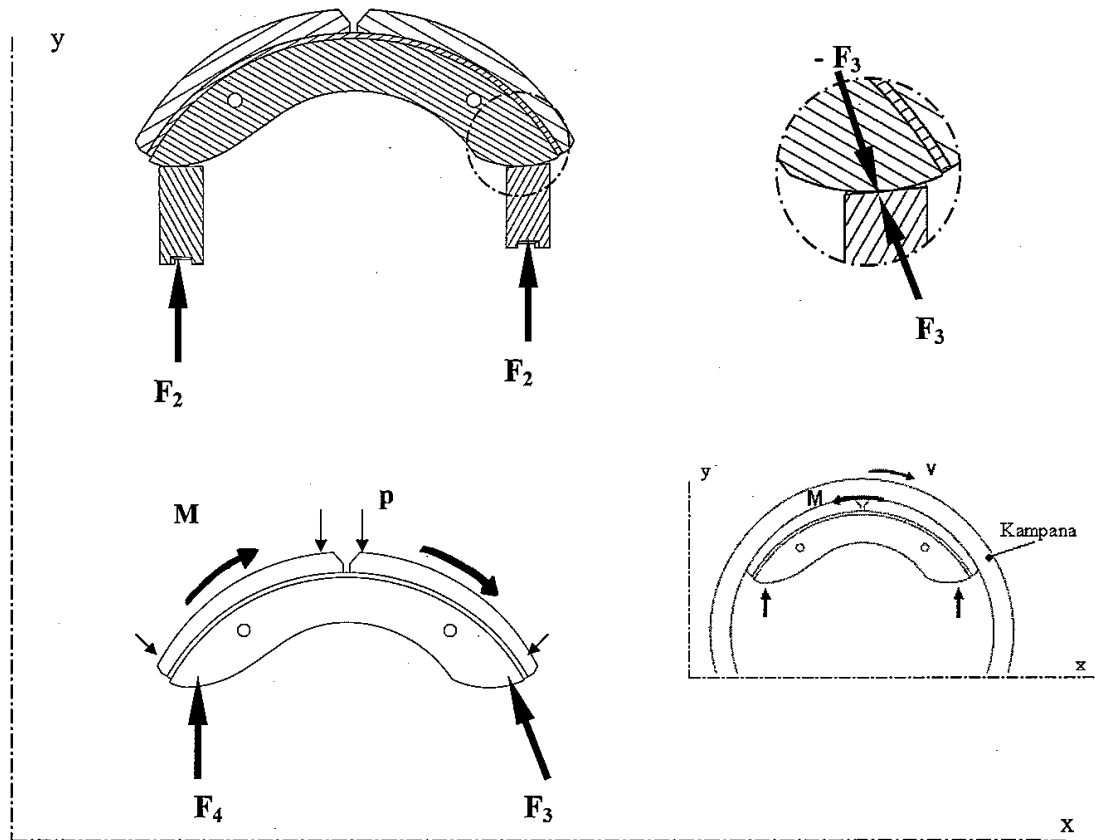
$$\Sigma F_x = F_2 \times \sin(6^\circ) - F_3 \times \sin(12^\circ) \times \cos(79^\circ) = F_7 \dots\dots\dots (10)$$

Ayar Civatası Komple :



$$\Sigma F_y = 0 ; \quad F_2 \times \cos(6^\circ) = F_4 \dots\dots\dots (11)$$

Balatah Pabuç Komple :



$$\Sigma F_y = 0 ; \quad F_3 \times \cos (12^\circ) + F_4 = \int_0^{2\pi/3} p * \cos\theta * b * d\theta \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$\Sigma F_x = F_3 \times \sin (12^\circ) = F_{10} \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$\Sigma M = 0 ; \quad M + F_4 \times L + \int_0^{2\pi/3} p * \sin\theta * b * d\theta - \int_0^{2\pi/3} p * \cos\theta * b * d\theta \quad \dots\dots\dots (14)$$

2.2.3 Sürtünmenin Fren Üzerindeki Uygulaması

Sürtünme çifti, yani balata/pad ve kampana/rotor, aşağıdaki tüm şartları sağlayabilecek bir ikili oluşturmalarıdır.

1. Arada oluşacak sürtünme katsayısı aracın, istenilen sürede, yönetmeliklerde belirtilen kriterlere uygun şekilde durmasını sağlamalıdır. Bununla birlikte kampana yüzeyinde oluşacak aşırı ısınma, nemleme, islenme v.b. durumları minimize edebilmelidir.

2. Sürtünme çiftlerinde bir parçanın diğerine göre daha belirgin olarak aşınması esas alınan ilkedir. Bu ilkeye göre balatalar/padler esas aşınan parçalardır. Bununla birlikte bu parçaların malzeme seçimi balataların fonksiyonunu yerine getirirken minimum malzeme kaybına uğraması yönünde olmalıdır. Ticari araçlarda, aracın tüm aksamı düşünüldüğünde 3 – 6 ay gibi çok kısa süreler içinde değiştirilmesi gereken birkaç parçadan biri balatalardır.

3. Yükselen sıcaklıkla birlikte sürtünme katsayısı ciddi oranda düşeceğinden her iki parçanın da malzeme seçimi sıcaklık artışını minimuma indirgeyecek şekilde olmalıdır.

4. Sürtünme çiftinin ilk temas ettiği anda (kapma anı) oluşacak negatif yönlü kuvvetin değeri öyle ayarlanmalıdır ki, atalet etkisi araç içindekilerin veya yükün zararını engelleyebilmelidir. Örneğin, yüksek seçilen sürtünme katsayısı, araç kullanıcısı panik fren yaptığında ataletin etkisini güçlendireceğinden kullanıcının öne doğru fırlamasına ya da dorse içindeki yükün, tabanla yapmış olduğu sürtünme kuvvetini aşarak öne doğru gelip olumsuz sonuçlar yaratmasına neden olabilir. Ayrıca, yüksek sürtünme katsayısı kampana sıcaklığının hızla yükselmesine, yüksek sıcaklıktan dolayı da balata- kampana arasındaki sürtünme katsayısının aniden düşmesine neden olur ki, bu frenlerin frenleme yapıldıktan kısa bir süre sonra tutmayacağı anlamına gelir.

5. Sürtünen çiftlerin en belirgin çıktısı olan ses ve vibrasyon minimize edilmelidir.

6. Sürtünen çiftlerin aşınmasından açığa çıkan partiküllerin insan sağlığı için zarar vermeyecek hale getirilmesi gerekmektedir. Bu nedenle bir süre önce asbestli balatalar yürürlükten kaldırılmıştır.

Sürtünmenin en büyük özelliği sürtünme sonucu açığa çıkan yüksek ısı miktarıdır. Sürtünme katsayısı bu yükselen sıcaklıktan exponansiyel olarak etkilenir. Dolayısıyla sıcaklıkta ufak bir değişim sürtünme katsayısında yüksek oranda değişikliğe neden olur. Sıcaklık yükseldikçe sürtünme katsayısı azalır. Amonton teorisine göre sürtünme kuvveti sadece dik uygulanan kuvvetin büyüklüğü ile orantılı olmakla birlikte, yükselen sıcaklıkla sürtünme katsayısı değişeceğinden sürtünme kuvveti değeri de değişecektir. Buna ilave olarak, sıcaklığın artışı, hızın artışı ile doğru orantılı olduğundan sürtünme kuvvetinin hız ile de bağlantılı olduğu söylenebilir.

BÖLÜM ÜÇ

GERİLME ANALİZİ

3.1 Gerilme Analizi

Bu bölümde, frenin yük iletimini sağlayan kritik parçaların kuvvet altındaki gerilme durumları incelenmiştir. Bu inceleme, iki basamaktan oluşur: 1) Gerilme değerlerinin analitik olarak hesaplanması, ve 2) incelemenin bilgisayar ortamında ANSYS 9.0 programıyla yapılması. Her iki basamaktada da elde edilen sonuçlar yükleme durumuna göre birbirleriyle karşılaştırılarak modelin sağlaması yapılacaktır.

Bir önceki bölümde elde ettiğimiz kuvvet değerleri, ilgili parçalar üzerindeki bası/çeki gerilmelerini ve kayma gerilmelerini hesaplarken kullanacağımız ana girdiler olacaktır. Gerçek bir frenleme sırasında oluşabilecek kuvvetler Bölüm 2 de formülize edilmişti. Bu bölümdeyse freni oluşturan kritik parçaların normal şartlar altında maruz kalacağı yükler belirlenerek bu yükler altındaki asal gerilmeler incelenecektir.

Bir fren sisteminin ana girdisi körüğe verilen basınçlı hava, ana çıktısı da balatalardan kampanaya sürtünme aracılığıyla iletilen harekete ters yönlü momenttir. Bununla birlikte, uygulanan kuvvetten elde edilebilecek moment hesaplanmaya çalışılırken, kuvvet iletimine katkısı olan demir özlü ara parçalarında aşırı yükleme altında kaldığı ve tasarımın önemli, kritik girdilerinden biri olduğu unutulmamalıdır. Tekrar hatırlatmak gerekirse, bu testin amacı da frenin tasarlanan girdi ve çıktı koşulları altında çalışırken ara parçalarda oluşabilecek deformasyonu gözlemleyebilmektir.

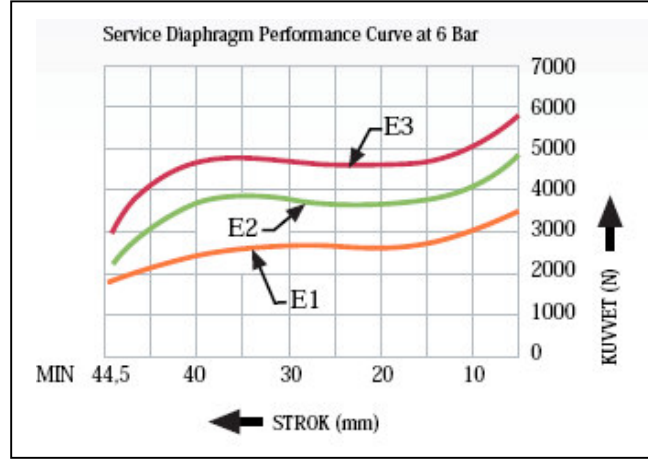
3.2 Körük Kuvvetinin Bulunması

Genel girdiler;

1. Körük basıncı (p_1) : 7,5 bar
2. T12 Körük tipi için kullanılabilir alan değeri (A_1) : 12 inch²

$$F_1 = 7,5 \times 12 \times (2,54^2 \times 9,81) = 5700 \text{ N}$$

veya;



Şekil 3.1 T12 körük için strok - kuvvet diagramı

Şekil 3.1 deki T12 körük grafiğinden 20 mm strokda E3 eğrisi için;

$$F_1 = 7,5 \times 4560 / 6 = 5700 \text{ N}$$

olarak bulunur. Bu değer ilerleyen fren analizlerinde ana girdi olarak kullanılacaktır.

3.3 Kritik Parçaların Analizi

Kama

Kamalı tip kampanalı frenlerin baskı düzeneği olarak kullanılan kama, körükten geçen yükün frenin diğer parçaları üzerine iletilmesini sağlar. Şekil 2.2 de kamanın fren içindeki konumu, Şekil 2.5 de ise kuvvet iletimi verilmiştir. Şekil 2.5 den de görülebileceği gibi kama, sisteme iletilen yükün kendisine dik başka bir yöne aktarılmasını sağlar. Sadece kuvvetin yönünü değiştirmekle kalmayıp değerini yaklaşık 10 kat artırır. Bu görevi kamanın 6° lik yanal yüzeyleri yapmaktadır. Bölüm 2 deki (1) nolu denklem çözüldüğünde bu sonuç rahatlıkla elde edilebilir.

Sistem içindeki en yüksek yük değerinden biri de kamanın yanal yüzeylerinde rastlanmaktadır. Bu nedenledir ki, bu yüzeyler 60-63 HRC değerine kadar sertleştirilirler.

Bu sertlik değeri, yüzeylerde oluşacak gerilme sadece bası gerilmesi olacağından kırılmalık bakımından sorun teşkil etmezken çalışan yüzeylerin aşınma problemini ciddi oranda azaltmaktadır.

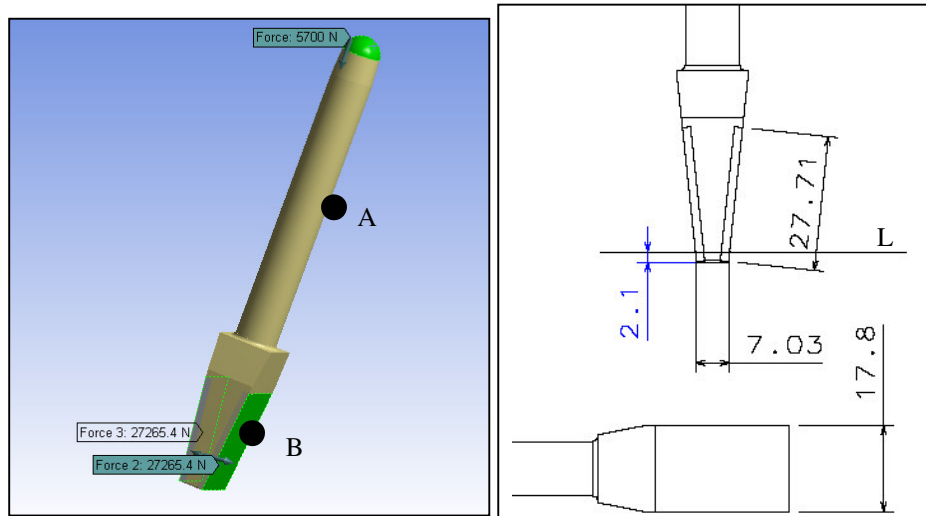
Kamanın yanal yüzeylerine etki eden kuvvetler Şekil 3.2 de gösterilmektedir. Bölüm 2.2.2.1 de ise kama üzerine etki eden kuvvetler formülize edilmişti. Bu bölümdeki (2), (3) ve (4) nolu denklemler kullanılarak;

$$F_2 = 5700 / (2 \times \sin (6^\circ)) = 27265,4 \text{ N}$$

$$(F_2)_x = F_2 \times \sin (6^\circ) = 2850 \text{ N}$$

$$(F_2)_y = F_2 \times \cos (6^\circ) = 27116 \text{ N}$$

değerleri bulunur.



Şekil 3.2 Kamaya etki eden kuvvetlerin gösterimi ve kamanın ilerde gerekli olacak bazı geometrik ölçüleri

Kamaya ve körüğün kama ile birleştiği bölge, körük tarafından kamaya iletilen 5700N değerindeki kuvvetin A düzlemine dik, yani y doğrultusunda, tek bir bileşeni olacak şekilde tasarlanmıştır. Dolayısıyla kamaya iletilen kuvvet kama üzerinde herhangi bir eğilme yaratamayacaktır. Buna göre A noktasındaki düzlemde oluşacak gerilmeler;

$$(\sigma_y)_A = 2 \times (F_2)_y / A_{kama} = 5700 / 94,17 = 60,52 \text{ MPa}$$

$$(\sigma_x)_A = 0 \text{ MPa}$$

$$(\tau_{xy})_A = 0 \text{ MPa}$$

$$(\sigma_1)_A = (\sigma_y)_A = 60,52 \text{ MPa}$$

$$(\sigma_2)_A = 0 \text{ MPa}$$

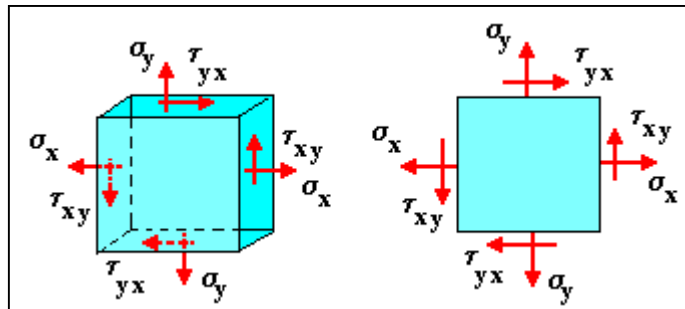
$$(\tau_{max})_A = [(\sigma_1)_A - (\sigma_2)_A] / 2 = 30,26 \text{ MPa}$$

olarak bulunur.

B noktasındaki gerilmeler :

B noktasının kamanın dış yüzeyinde bulunduğunu varsayar ve bu yüzeyin de dik eksen ile $\theta = 6^\circ$ açı yaptığını hatırlarsak problem, x ve y yönündeki gerilmelerinin θ kadar açılı bir düzlemde yaratacağı gerilmeyi hesaplama problemine dönüşür.

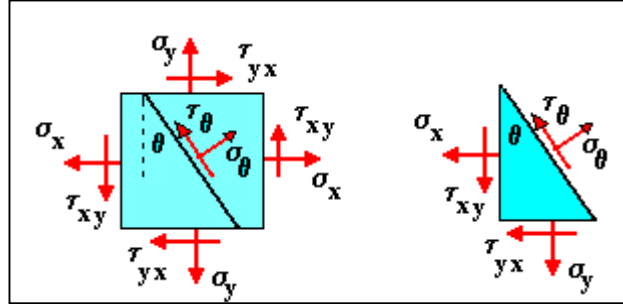
Şekil 3.3 de bir birim eleman üzerine etkiyen normal ve kayma gerilmeleri görülmektedir. Burada hemen şu da hatırlanmalıdır ki, τ_{xy} ve τ_{yx} birbirine eşittir.



Şekil 3.3 Birim eleman üzerine etkiyen normal ve kayma gerilmeleri

Şekil 3.4 de ise birim elemanın θ açısı kadar bir açı ile kesilmiş bir yüzeydeki normal ve kayma gerilmeleri incelenmektedir. Şekil 3.4 de görünen gerilmeler, oluştukları yüzeylerin alanları ile çarpıldığında o yüzeylerdeki kuvvetler bulunabilir ve x ve y

yönündeki kuvvet eşitlikleri yazılıp denklemler çözüldüğünde aşağıdaki gerilme denklemlerini bulunabilir. Bununla birlikte önce şunu belirtmelidir ki, Şekil 3.4 de gösterilen gerilmelerin yönü, yani çekme gerilmeleri ve saat yönünün tersine olan kayma gerilmeleri, positif yönlü olarak alınmıştır.



Şekil 3.4 Birim elemanın θ açısı kadar bir açı ile kesilmiş bir yüzeyindeki normal ve kayma gerilmeleri

$$\Sigma F_x = -\sigma_x (A \cos \theta) - \tau_{xy} (A \sin \theta) - \tau_\theta A (\sin \theta) + \sigma_\theta A (\cos \theta) = 0$$

$$\Sigma F_y = -\sigma_y (A \sin \theta) - \tau_{xy} (A \cos \theta) - \tau_\theta A (\cos \theta) + \sigma_\theta A (\sin \theta) = 0$$

Eşitlikler iki bilinmeyen, σ_θ ve τ_θ , için çözümlerse ;

$$\sigma_\theta = (\sigma_x + \sigma_y) / 2 + [(\sigma_x - \sigma_y) / 2] (\cos 2\theta) + \tau_{xy} (\sin 2\theta)$$

$$\tau_\theta = - [(\sigma_x - \sigma_y) / 2] (\sin 2\theta) + \tau_{xy} (\cos 2\theta)$$

transformasyon denklemleri elde edilir. Bu denklemlerden σ_x , σ_y ve τ_{xy} değerleri bulunduğu takdirde yine benzer bir yaklaşımla maksimum ve minimum kopma gerilmeleri ile maksimum kayma gerilmesi yazılabilir. Denklemlerin nasıl türetildiği gösterilmemekle birlikte maksimum - minimum kopma ve maksimum kayma gerilmelerinin denklemleri aşağıda belirtilmiştir.

$$\sigma_{\max} = (\sigma_x + \sigma_y) / 2 + \sqrt{[(\sigma_x - \sigma_y) / 2]^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{\min} = (\sigma_x + \sigma_y) / 2 - \sqrt{[(\sigma_x - \sigma_y) / 2]^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\tau_{\max} = \pm \sqrt{[(\sigma_x - \sigma_y) / 2]^2 + \tau_{xy}^2}$$

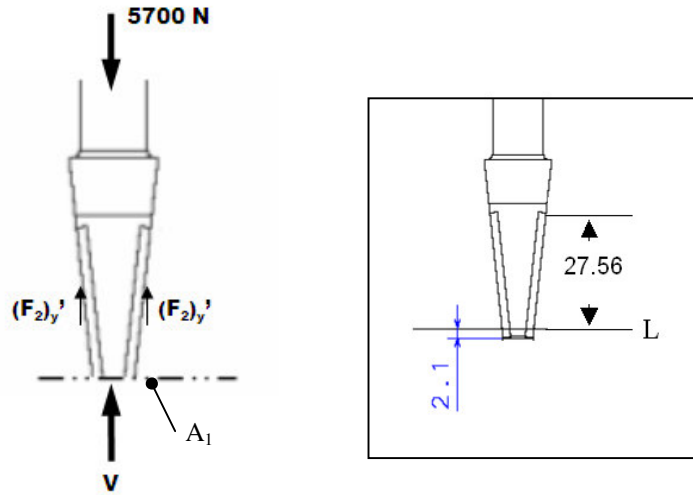
Kama için yapılmaya başlanan analitik çözüme geri dönülürse, F_2 kuvvetinin B noktasında üzerinde bulunduğu alanda yaratmış olduğu gerilme, yukarıdaki eşitliklerdeki σ_θ değerine eşit olacaktır. Aynı alanda τ_θ değerinin sıfır olduğu kabul edilir. Çünkü kamanın y yönündeki hareketi makaranın kendi etrafında dönmesine neden olacağından ve bu dönme hareketi kama ile makaranın temas ettiği alanda, yani söz konusu alanda, kayma gerilmesi oluşmasına izin vermez. Bu kabul sonrasında;

$$\sigma_\theta = - F_2 / A_B = 27265,4 / (17,8 * 27,71) = - 55,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_\theta = 0 \text{ MPa}$$

değerleri elde edilir.

σ_θ ve τ_θ değerleri hesaplanabildikten sonra transformasyon denklemlerinde yerine konularak σ_x , σ_y ve τ_{xy} değerleri de bulunabilir. Bu amaçla makaraların kamaya temas ettiği noktadan kama kesilip Şekil 3.5 de gösterilen serbest cisim diagramı çizilebilir.



Şekil 3.5 Kamamın L düzleminde kesilmiş serbest cisim diagramı

Burada V kuvvet değeri bulunarak dik etkidiği yüzeyde yaratacağı gerilme bulunabilir. Bu gerilme değeri yukarıdaki denklemlerde kullanacağımız σ_y değerini oluşturacaktır. Dolayısıyla elimizde iki bilinmeyenli iki denklem kalır ki, bu denklemleri σ_x ve τ_{xy} için çözerek bu değerler de bulunabilir. Tüm bu veriler asal gerilme denklemlerinde yerine konularak asal gerilmeler de elde edilebilir.

F_2 kuvvetinin kamamın tüm yanal alanına eşit olarak dağılmış olduğu kabul edilirse Şekil 3.3 deki $(F_2)'_y$ kuvveti sadece kesiti alınan bölgenin yanal alanına etki eden kuvvet değerini belirtir. Şekil 3.3 deki üçgenlerin benzerliğinden $(F_2)'_y / (F_2)_y = 2,1 / 27,56$ yazılabilir. Buradan $(F_2)'_y = 5265,6$ N bulunur.

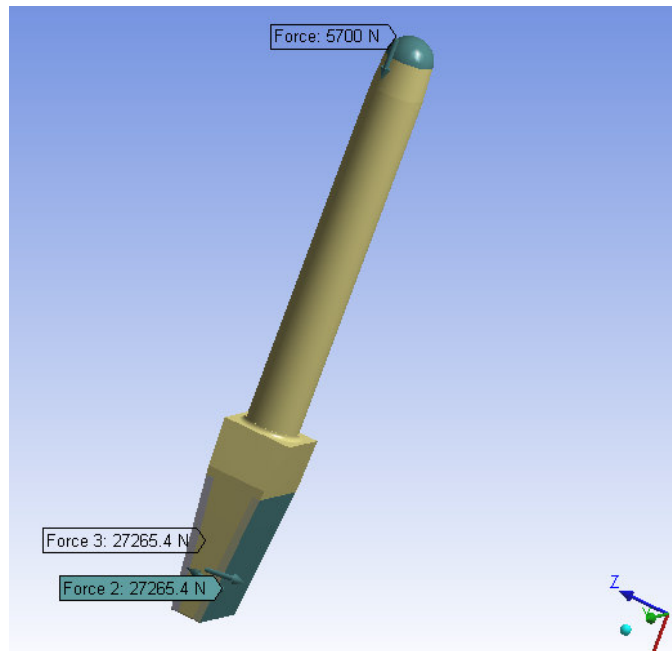
$$\Sigma F_y = 0 ; \quad V + [2 \times (F_2)'_y] = 5700 \quad \Rightarrow \quad V = 434,4 \text{ N}$$

$$\sigma_y = V / A_1 = 434,4 / (17,8 * 7,03)$$

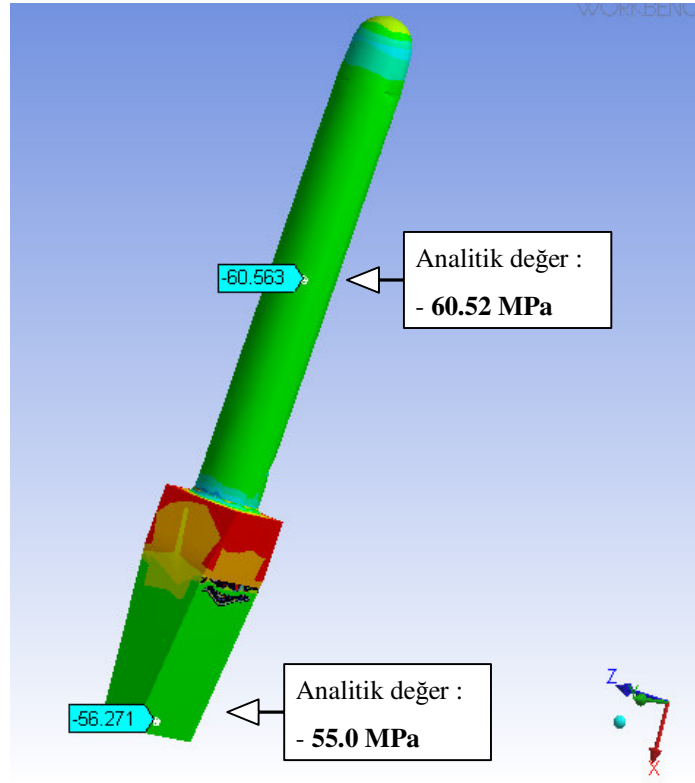
$$\sigma_y = - \mathbf{3,47} \text{ MPa}$$

elde edilir. ‘ – ‘ işareti gerilmenin bası gerilmesi olduğunu ifade etmektedir. Bu değer transformasyon eşitliklerinde yerine konulursa, $\sigma_x = \mathbf{54,7}$ MPa ve $\tau_{xy} = \mathbf{5,45}$ MPa bulunur. Tüm bu değerler asal gerilem denklemlerinde yerine konulursa $\sigma_{\max} = - \mathbf{55}$ MPa; $\sigma_{\min} = - \mathbf{3}$ MPa ; $\tau_{\max} = \mathbf{26}$ MPa bulunacaktır.

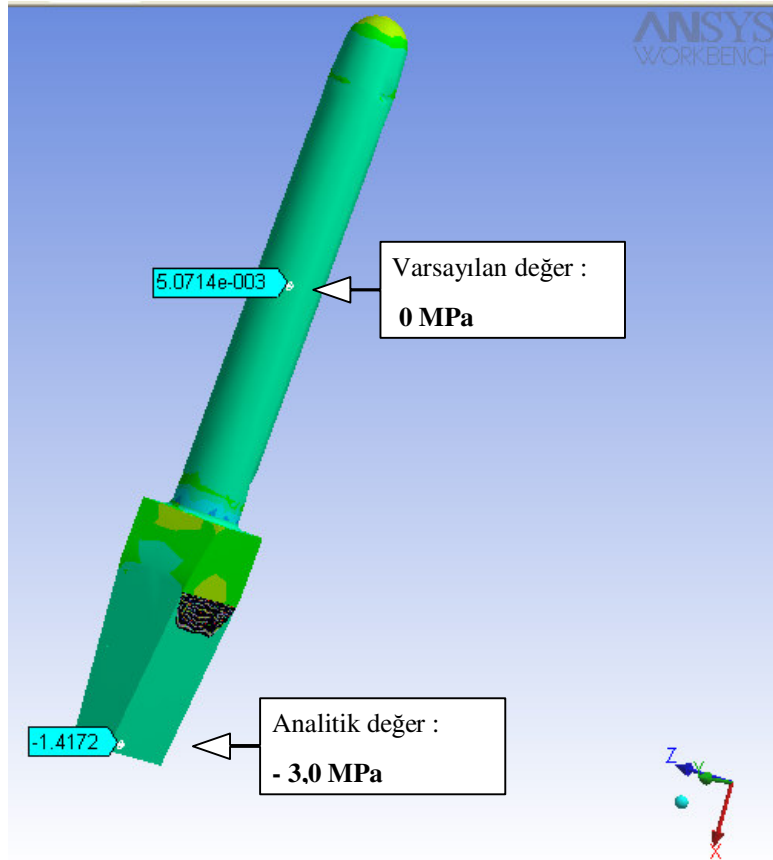
Teorik olarak bulunan bu değerlerin, sonlu elemanlar metoduyla analizi yapıldığında elde edilecek sonuçlar Şekil 3.6 a), b), c), d) de gösterilmiştir.



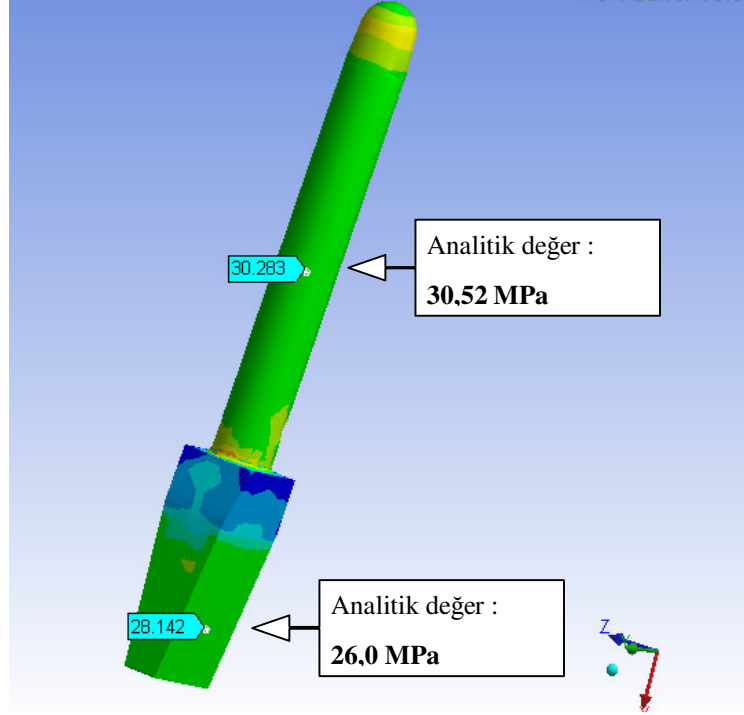
Şekil 3.6 a) Ansys ortamında yapılan analizin yükleme verileri



Şekil 3.6 b) Analiz sonucu kritik bölgelerde ulaşılan maksimum asal gerilmelerdir.



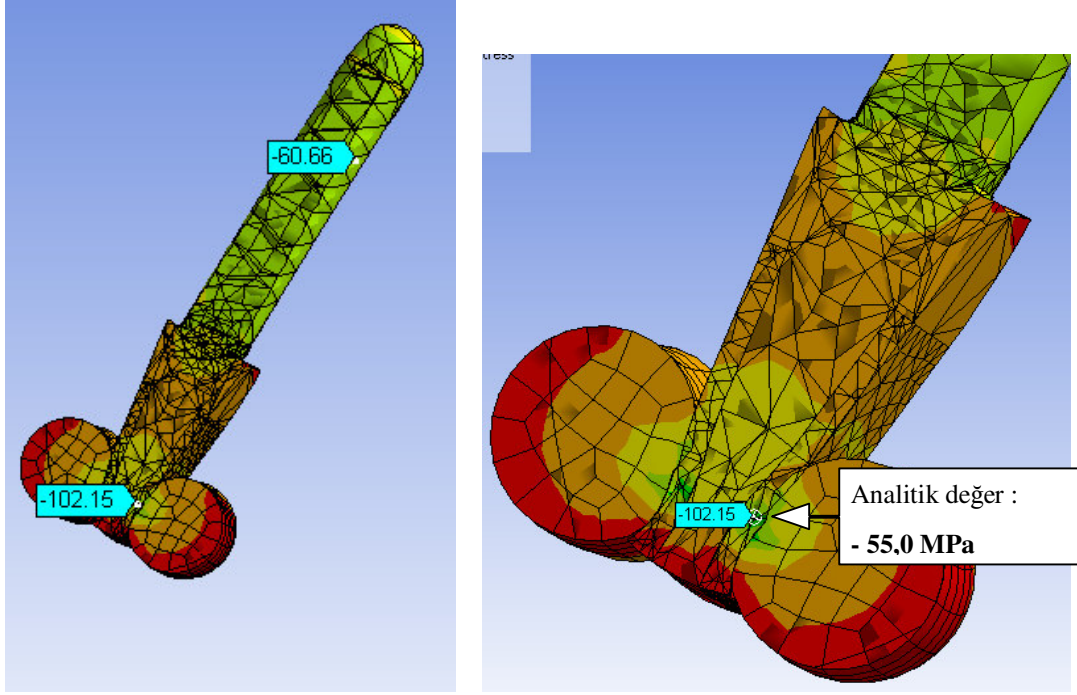
Şekil 3.4 c) Analiz sonucu kritik bölgelerde ulaşılan minimum asal gerilmelerdir.



Şekil 3.4 d) Analiz sonucu kritik bölgelerde ulaşılan maksimum kayma gerilmeleridir.

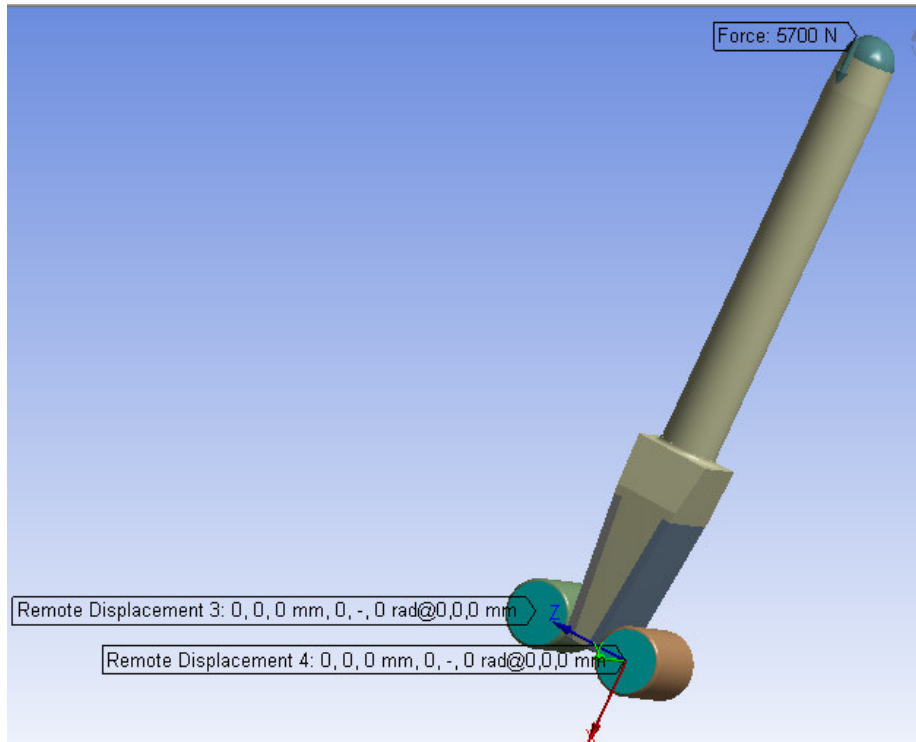
Birbirine bu derece yakın analitik ve analiz değerleri modelin sınır şartları ile ilgili olarak yapılan kabüllerin ve mesh yaparken seçilen yöntemin doğruluğuna bir ispat olarak alınabilir.

Yapılmış olan analizler kamanın yanal yüzeyine uygulanan kuvvetin tüm yüzeye yayıldığı kabulüne göre yapılmıştır. Gerçekte ise kama üzerindeki kuvvet Şekil 2.3 de görülebileceği gibi her iki yanal yüzeye temas eden bir çift makara ile iletilir. Yani kuvvetin etkidiği alan yukarıda kabul edilenden daha küçük, hatta teorik olarak düşünüldüğünde çizgisel bir temasdan ibarettir. Burada şu gerçeği hatırlamakta fayda vardır. Gerçek kullanım sırasında temas halindeki iki cisim yüksek kuvvetler ile birbirlerine doğru bastırıldıklarında kendi aralarında deforme olurlar ve çizgisel temas yavaş yavaş alanların teması haline dönüşür. Analitik olarak gerilme hesaplarının yapılabilmesi güç olduğundan burada sadece bilgisayar ortamında yapılan analiz sonuçları yer almaktadır. Şekil 3.5 deki bu sonuçlar incelendiğinde yukarıdaki analizde $\sigma_{\max} = - 55$ MPa olan değer $\sigma_{\max} = - 102$ MPa seviyesine yükseldiği görülmüştür. Bu durum Şekil 3.7 de gösterilmiştir.



Şekil 3.7 Makaraların kama ile teması sonucu oluşan gerilmeler

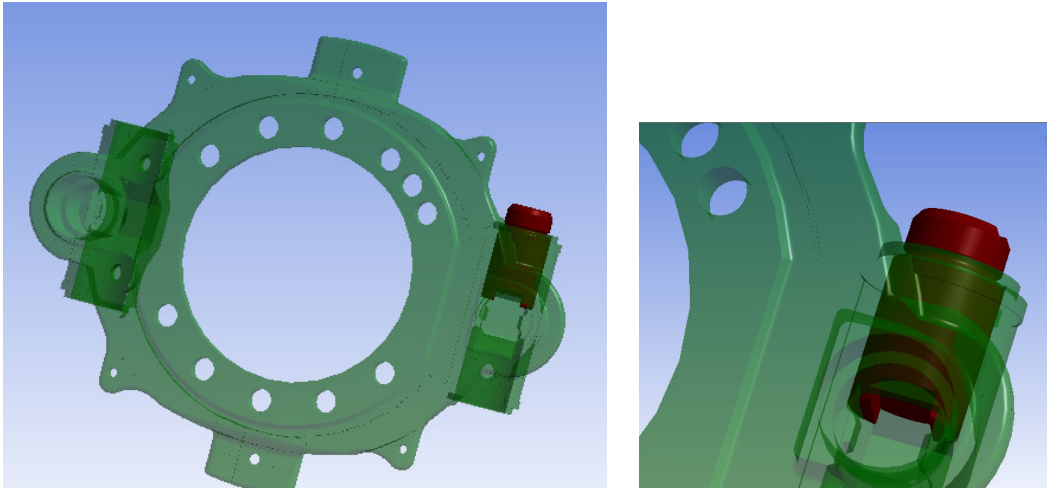
Fren üzerinde makaraların içinde bulunduğu kafes makaraların x, y ve z yönlerinde ve geriye kalan 3 dönme ekseninin 2 sinde dönme şansını engeller. Yani, makaraların sadece kendi aksiyel eksenleri etrafında dönmesine izin verir. Bu sınır şartı, modele Şekil 3.8 de görüldüğü biçimde aktarılmıştır.



Şekil 3.8 Makaraların sınır şartları

Piston :

Kamadan makaralara iletilen kuvvet balataları tutan pabuç kompleye iletilmek üzere önce pistonlara aktarılır. Şekil 2.5 de pabuç ve balataların, Şekil 3.9 da ise pistonun yerleşim biçimi görülmektedir. Piston fren tablası içindeki yavalarda sadece ileri geri hareket yapabilecek şekilde yerleştirilmiştir. Pistonun makarayla ve pabuçla temas halinde olan iki uçtaki yanal yüzeyleri de kamannın yanal yüzeylerinde olduğu gibi sertleştirilme işleminden geçirilmiştir.



Şekil 3.9 Şeffaflaştırılmış fren tablası üzerinde pistonun oturmuş olduğu yuvadaki görüntüsü

Piston üzerine etki eden kuvvetler Bölüm 2 de incelenmişti. Bölüm 2 deki (6), (8) ve (9) nolu denklemlerden;

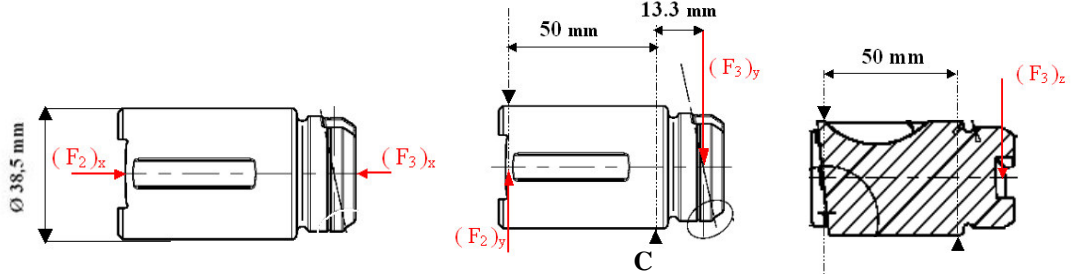
$$F_3 = F_2 \times \cos(6^\circ) / \cos(12^\circ) = 27721,8 \text{ N}$$

$$(F_3)_y = (F_2)_y = 27116 \text{ N}$$

$$(F_3)_x = F_3 \times \sin(12^\circ) \times \cos(79^\circ) = 1100 \text{ N}$$

$$(F_3)_z = F_3 \times \sin(79^\circ) \times \sin(12^\circ) = 5657,8 \text{ N}$$

değerleri bulunur.



Şekil 3.10 a) Pistona makara ve pabuç temasından dolayı etkiyen aksiyel yönlü kuvvetler **b)** Pistona makara ve pabuç temasından dolayı etkiyen diğer kuvvetler ve dönme etkisinden dolayı fren tablası yuvasının pistona değdiği noktalar (▼ , ▲)

Şekil 3.10 da gösterilen C noktasındaki gerilmeler :

Şekil 3.10 a) da verilen aksiyel yönlü kuvvetler sonucu;

$$(\sigma_y)_C = (F_3)_y / A_{\text{piston}} = 27116 / 1164,2 = - 23,30 \text{ MPa}$$

Şekil 3.10 b) ve c) de piston üzerine uygulanan kuvvetler ve bu kuvvetlerin yaratmış olduğu moment etkisiyle pistonun fren tablasına temas ettiği noktalar (▼, ▲) gösterilmiştir. $(F_2)_x$ kuvvetinin etki ettiği nokta ile pistonun fren tablasına etki ettiği noktalardan biri sistem hareketli olduğundan sürekli değişmekle birlikte maksimum yükleme konumunda bu iki yükün doğrultusu neredeyse üst üste çakışır. $(F_2)_x$ ve (▼) destek noktasını aynı doğrultuda kabul edip bu noktaya göre moment aldığımızda destek noktası üzerindeki reaksiyon kuvveti, $(R_C)_x$;

$$\sum M_z = 0 ; \quad (F_3)_x \times 63,3 = (R_C)_x \times 50 \quad \Rightarrow \quad (R_C)_x = 1392,6 \text{ N}$$

ve ardından C destek noktasına göre moment aldığımızda diğer destek noktasındaki reaksiyon kuvveti $(R)_x$;

$$\sum M_z = 0 ; \quad (F_2)_x \times 50 + (F_3)_x \times 13,3 = (R)_x \times 50 \quad \Rightarrow \quad (R)_x = 3142,5 \text{ N}$$

bulunur. Buna göre C düzleminde oluşacak M_z ;

$$M_z = (F_3)_x \times 13,3 + (F_2)_x \times 50 - (R)_x \times 50 \quad \Rightarrow \quad M_z = 87500 \text{ Nmm}$$

değerini alır. Yine aynı düzlem üzerinde $(F_3)_z$ kuvvetinin etkisiyle oluşacak M_x momenti hesaplanmak istendiğinde önce $(R)_z$ ve $(R_C)_z$ değerleri hesaplanmalı ardından moment eşitlik denklemi yazılmalıdır. Yani ;

$$\Sigma M_x = 0 ; \quad (F_3)_z \times 13,3 = (R)_z \times 50 \quad \Rightarrow \quad (R)_z = 1505 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = 0 ; \quad (F_3)_z + (R)_z = (R_C)_z \Rightarrow \quad (R_C)_z = 7162,8 \text{ N}$$

$$M_x = (F_3)_z \times 13,3 - (R)_z \times 50 \Rightarrow \quad M_x = -1,26 \text{ Nmm}$$

değerleri elde edilir ki bu moment değeri hesaplarda ihmal edilecek düzeydedir.

Pistonda aksiyel yönde meydana gelecek gerilme daha önce $(\sigma_y)_C = -23,30 \text{ MPa}$ olarak hesaplanmıştı. Bu gerilme değerine aynı düzlem üzerinde momentin etkisiyle oluşacak bası/çeki gerilmeleri de ilave edilerek y yönündeki gerçek gerilme değerleri bulunabilir. Momentin oluşturacağı gerilmelerden bahsediliyorsa $\sigma = Mc / I$ formülü gereği atalet momentinden de bahsedilmeli demektir. Piston için atalet momenti, piston sanki daire kesitli silindirik bir çubukmuş gibi hesaplanacaktır. Buna göre;

$$I_{\text{piston}} = \pi \times (d_{\text{piston}})^4 / 64 \Rightarrow I_{\text{piston}} = 107.848$$

bulunur. M_z momentinin C düzleminde yaratacağı gerilmeler Şekil 3.10 b) den faydalanarak C düzleminin alt noktasında bası gerilmesi, üst noktasında ise çeki gerilmesi şeklinde olacaktır. Değerler hesaplandığında;

$$(\sigma_{Mz})_C = M_z \times (d_{\text{piston}}) / (2 \times I_{\text{piston}})$$

$$(\sigma_{Mz})_C = 87500 \times 38,5 / (2 \times 107848) \Rightarrow (\sigma_{Mz})_C = +/- 15,62 \text{ MPa}$$

bulunacaktır. Süperpoze kuralı kullanılarak C düzlemi üzerinde pistonun üst ve alt noktalarında ;

$$\sigma_{\text{üst}} = (\sigma_y)_C + (\sigma_{Mz})_C$$

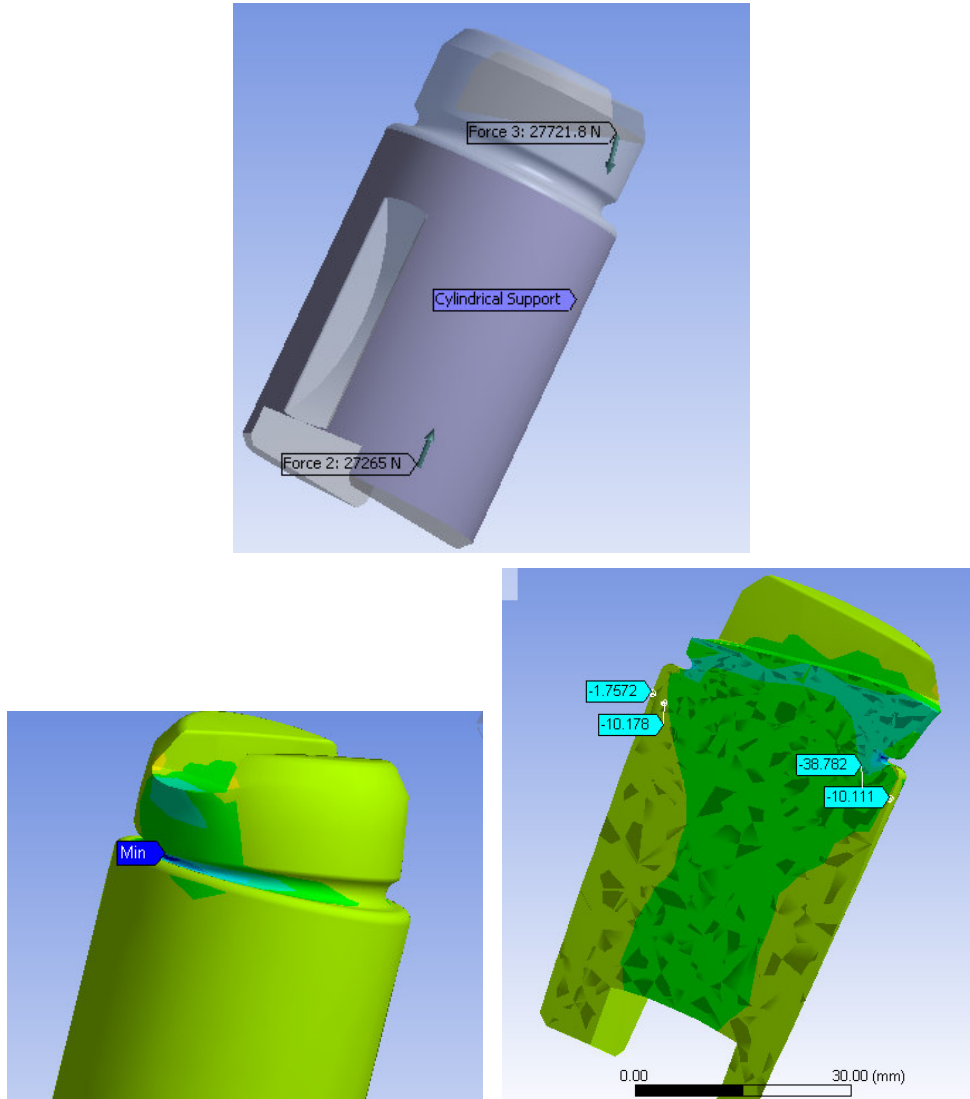
$$\sigma_{\text{üst}} = -23,30 + 15,62 = -7,68 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{alt}} = (\sigma_y)_C - (\sigma_{Mz})_C$$

$$\sigma_{\text{üst}} = -23,30 - 15,62 = -38,92 \text{ MPa}$$

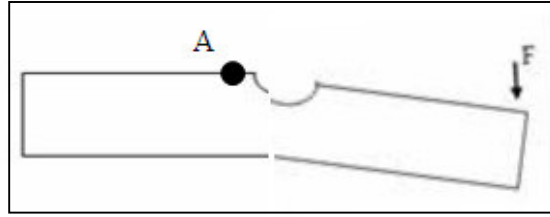
değerleri elde edilir.

Bu değerlerin tutarlılığını kontrol etmek adına Ansys ortamında analiz yapıldığında ortaya çıkan sonuçlar Şekil 3.11 b) de gösterilmiştir.



Şekil 3.11 a) Ansys ortamında yapılan analizin yükleme verileri b) Analiz sonucu elde edilen y yönündeki normal gerilme değerleri

Şekil 3.11 b) incelendiğinde en uç noktalarda çıkan $-1,7572$ ve $-10,111$ gerilme değerleri hesaplanan değerlerin çok altındadır. Bunun nedeni, piston kafasında kuvvetin oluşturduğu deformasyon noddan noda iletilirken kafanın boğumlu yapısından dolayı kesintiye uğraması ve C düzleminde y yönlü deformasyon yaratamamasından dolayıdır. Daha basit bir şekliyle, düz bir çubukta büyük bir çentik düşünüldüğünde ve çubuk bir tarafından yüklemeye maruz kaldığında ortaya çıkacak durum gibidir. Bu durumun serbest cisim diagramı Şekil 3.12 de gösterilmiştir.



Şekil 3.12 Düz çubukta çentik etkisinin gösterimi

Bilindiği gibi bu yapıdaki bir çubuk A noktasına çok yakın olan çentikten kırılır. Fakat A noktasındaki gerilmeler incelendiğinde çok düşük değerler bulunacaktır. A noktasından bir birim eleman alındığında bu birim eleman sanki çubuğun köşesindeki bir birim eleman gibi hareket edecek ve hem x hem de y yüzeylerinde kuvvet bileşeni sıfıra yakın olacaktır.

Bununla birlikte Şekil 3.11 de boğazın silindirik yüzeyi ile hemen hemen aynı doğrultuda olan başka iki nokta seçilip incelendiğinde $-10,178$ MPa ve $-38,782$ MPa değerleriyle karşılaştırılabilir ki bu değerler analiz değerlerine çok yakın değerlerdir. Buna ek olarak, piston üzerindeki en yüksek normal gerilme boğaz üzerinde olup Şekil 3.11 de bu durum da gösterilmiştir.

Ayar Civatası Komple :

İster binek araçta, ister ticari araçta kullanılan fren olsun en büyük özelliği, balatının zamanla aşınmasından kaynaklanan kampana balata arasındaki boşluğu her zaman sabit tutacak olan bir düzeneğe sahip olmasıdır. Bu mekanizmaya ayar civatası denilmektedir. Bu mekanizma, iki sonsuz dişli parçanın birbirleriyle uyumlu bir şekilde çalışması sonucu işlevini gerçekleştirebilir. Şekil 2.2 de ve 2.5 de parça konumu ve detayları görülebilir.

Tez boyunca bu mekanizma hiç dikkate alınmamış, tüm ayar sistemi sanki bir pistonmuş gibi modellenmiştir. Bu kabul, modeli basitleştirmek adına gerçek parçaları modellerken yapılan kabüllerin en büyüğüdür. Bununla birlikte, varsayılan modelin sisteme aktardığı yük bakımından gerçek parçadan hiçbir farkı yoktur.

Bölüm 2 de parçanın serbest cisim diagramı ve kuvvet iletimi görünmektedir. (12) nolu denklem çözüldüğünde;

$$F_4 = F_2 \times \cos (6^\circ) \quad \Rightarrow \quad F_4 = 27116,4 \text{ N}$$

Bu değerler piston üzerine etkiyen kuvvet değerleri ile aynı olduğundan ve model piston modeline çok benzediğinden ayar civatası için analitik hesaplama ve analiz yapma metodlarına başvurulmayacaktır. Burada hatırlatılması gereken nokta F_4 değerinin pistondan farklı olarak pabuçlara dik yönde aktarılacağıdır.

Balatalı Pabuç Komple :

Pabuç kompleinin ana amacı piston ve ayar civatasından iletilen yüksek değerdeki yükün tesir alanını genişleterek balata ile kampana arasındaki tutunma oranını arttırmak ve ayrıca balata aşınmasını azaltmaktır. Bu nedenle pabuç komplelerin piston ve ayar civatası ile temas halinde olan uçları en kritik noktalarıdır ve yüksek oranda sertleştirmeye maruz kalır.

Bölüm 2 de balatalı pabuç kompleinin serbest cisim diagramı gösterilmiştir. (13) ve (15) nolu denklemler çözüldüğünde;

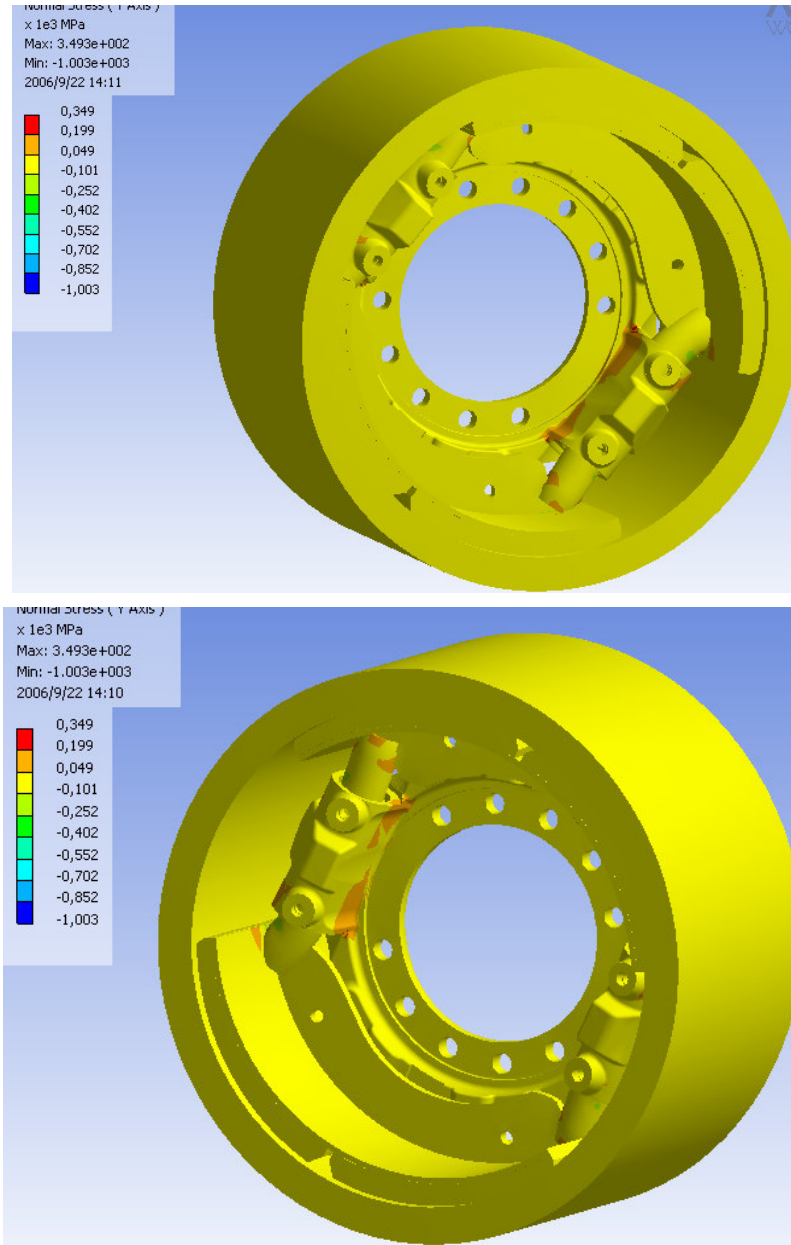
$$\Sigma F_y = 0 ; \quad 27.721,8 \times \cos (12^\circ) + 27.116,4 = p \times \sin (2\pi/3) \times 200$$

$$p = 313,1 \text{ MPa}$$

$$\Sigma M_{\text{pabuç}} = 0; \quad M + 27.116,4 \times L + 313,1 \times 200 \times [\cos (2\pi/3) \times + \sin (2\pi/3)]$$

$$M = 40.000 \text{ Nmm}$$

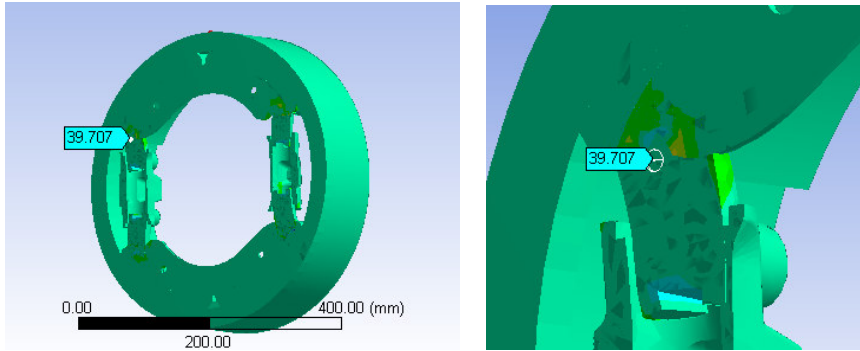
Balataların kampanaya teması geniş bir yüzeyde ve tüm yüzey boyunca olduğundan pabuç kompleye etki eden y yönlü kuvvetlerin, eğilme momenti yaratması mümkün değildir. Dolayısıyla bu kuvvetler pabuçların uç kısmında normal ve kayma gerilmeleri dışında gerilme oluşturmazlar. Ayrıca etki ettikleri alan teorik olarak bir çizgiden ibaret olduğundan teorik olarak hesaplamak tahmini bir kontak alan değeri üzerinden yapılacağından anlamlı olmaz. Bunun yerine sadece analiz sonuçları ile yetinilecektir. Şekil 3.14 de bu sonuçlar sunulmuştur.



Şekil 3.14 Ansys ortamında yapılan fren komple modeli analiz sonuçlarına göre fren tablasının köşeleri ve pistonun pabuca oturduğu yüzeyler en kritik noktalar. Test ölçümleri yapılırken fren üzerine yapıştırılacak olan strain gajeler öncelikli olarak bu noktalara yapıştırılacaktır.

3.4 Fren Komplenin Analizi

Detay parçaların incelemesi yapıldıktan sonra gerilme başlığı altında son incelenecek konu fren kompleinin analiz sonuçlarıdır. Bu analizdeki amaç sadece en kritik noktaları bulabilmek ve böylece test sırasında ölçüm alınması gereken noktaları tespit etmektir. Bu nedenle gerilme değerlerine girilmemiş, bu değerler son bölümde incelenmiştir.



Şekil 3.15 Ansys ortamında yapılan fren komple analizlerinde pistonun kesit alanındaki gerilme değeri gösterilmiştir. Bu değer pistonun daha önceki analizlerinde bulunan değere yakın bir değer olduğundan modelin sınır şartlarının ve meshinin doğru olduğu kabul edilebilir.

BÖLÜM DÖRT

YORULMA ANALİZİ

4.1 Yorulma Analizi

Daha önceki bölümde sabit yük altındaki frene etki eden gerilme değerleri incelenmişti. Bununla birlikte, gerçek hayattaki bir çok uygulamada malzemeler tekrarlı yüke maruz kalırlar. Yorulma, malzemelerin tekrarlı yüklemelerde statik dayanım değerleri altında kırılması olayıdır.

Yorulmadan kaynaklanan hasar, belirli bir noktadaki tekrarlı yükleme nedeniyle sürekli değişen gerilme değerinin malzemenin akma değerinin üstüne çıkması sonucu oluşmaktadır. Burada 'hasar' ile anlatılmak istenen, yükün belirli bir döngü sayısı uygulanması sonucunda o bölgede oluşabilecek plastik bir deformasyon veya mikro/makro düzeyde bir çatlaktır. Bunun sonucunda parça, beklenen süreden daha kısa sürede kırılacaktır.

Yük, malzemeye yön değiştirerek, periyodik olarak etki etmekte ve bu etki çok sayıda tekrarlanmakta ise malzemede gözle görülmeyen kılcal çatlaklar meydana gelir. Uygulanan yükün periyodik sayısı ve etkisi arttıkça kılcal çatlaklar büyümeye başlar ve bir an gelir ki malzeme bazen, küçük bir kuvvet etkisi altında bile parçalanabilir. Tekrarlanan çevrimsel yük uygulamaları ile zorlanan malzemelerin mukavemeti azalır. Çekme mukavemetinin ve akma mukavemetinin, çok altındaki gerilme değerlerinde bile malzemede kırılma meydana gelebilir, bunun nedeni yorulma olayıdır. Yorulma statik yükler altında değil, dinamik yükler altında meydana gelen bir olaydır. Yorgunluk, makina elemanlarını sertleştiren ve gerginliklerinin en fazla olduğu, kesit değişimlerinin keskin olduğu ve kuvvet yayılmalarının fazla olduğu noktalarda meydana gelir. Metallerde yorulma sonucu ömür çizgisi çizmek mümkündür. Ömür, periyodik zorlanmalara bağlı olarak ve yükün şiddeti ile değişmektedir. Demir cinsi metallerde gerçek dayanım sınırı mevcut olduğu halde demir dışı metallerde böyle bir sınır yoktur. [Ünlü, B.S., Metal Makina - SAYI 156]

Yorulmadan kaynaklanan bir kırılma olmuş ise o noktadaki gerilme değerleri malzemenin gerçek dayanım sınırı diye tabir edilen endurans gerilme değerini aşmıştır. Yorulmadan kaynaklı kırılmanın en büyük özelliği, malzemenin, özelliği ne olursa olsun

sanki kırılğan bir malzemeymiş gibi davranacaktır. Malzeme içindeki bir boşluk veya yüzeydeki bir çentik, o noktada yüksek gerilme konsantrasyonunun doğmasına neden olur ve kırılma öncelikli olarak yüksek gerilmenin olduğu noktadan başlayacaktır.

Yorulma kaynaklı bir çatlağın mikro düzeyde başlayabilmesi için uygulanması gereken döngü sayısına, N_i , ve bu çatlağın gözle görünebilir hale gelmesi için uygulanması gereken döngü sayısına, N_p , dersek, parçanın kırılması için gerekli döngü sayısı bu iki döngü sayısının toplamıdır.

$$N_t = N_i + N_p$$

Ne yazık ki, mikro düzeyde oluşan çatlağın makro düzeye, yani gözle görülebilir düzeye geçişi sırasında herhangi bir kesin bağıntı yoktur. Malzeme içindeki boşluk etkisi yaratabilecek her bir düzensizlik, mikro düzeydeki bu çatlağın oluşum süresini hızlandıracak, sonuçta da kırılma için gereken süre kısılacaktır.

4.2 Yorulmaya Etki Eden Faktörler

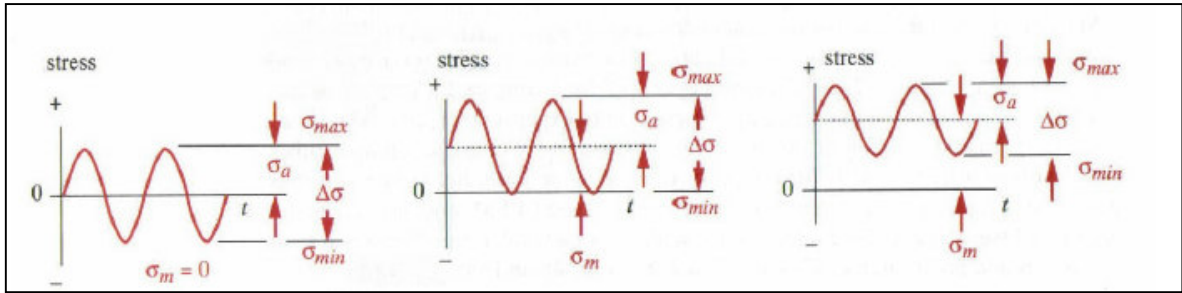
Birçok değişken yorulmaya etki eder. Fakat bunların başında gerilme, parçanın geometrisi ile malzeme özellikleri ve dış ortam koşulları gelir. “Parça büyüklüğü arttıkça, yüzey kalitesi bozuldukça, tane boyutu azaldıkça, korozyonlu ortamlarda çalıştığında, oksit gibi metalurjik faktörlerin ve sıcaklığın artmasıyla, artık gerilmelerin, gerilme yığılması ve gradyentinin etkisinin artmasıyla ve gerilme frekansının azalmasıyla yorulma dayanımı azalır.” [Ünlü, B.S., Metal Makina - SAYI 156]

Yorulmaya şekil veren ana etken o bölgede oluşan gerilme veya uzamalarda değişkenliktir. Bu nedenle, parça üzerindeki yorulma etkisini minimize edebilmek için kritik bölgelerde gerilme konsantrasyonunu minimize edecek ve hatta gerilmenin değerini azaltacak bir tedbir almak en sıklıkla kullanılan yöntemdir. Birçok durumda keskin kenar ve köşelerin yuvarlatılması gerilme konsantrasyonunun büyüklüğünü azaltacaktır.

“Yorulma ömrü, aşınma dayanımını artırmak için yapılan bazı termokimyasal yüzey işlemleriyle biraz daha arttırılabilir. Ayrıca, mikroyapının homojen ya da heterojen olması, kimyasal bileşim, yüzey kalitesi, kalıcı gerilmeler yorulma olayına etki eder. Termokimyasal yüzey işlemlerin yanında, statik çekme dayanımını arttıran temperleme ısıl işlemleri ve alaşım elementleri de yorulma dayanımının daha fazla artmasını sağlar.”
[Ünlü, B.S., Metal Makina - SAYI 156]

4.3 Yorulmada Yükleme Biçimi

Herhangi bir yük zaman bağılı olarak değişkenlik gösterdiğinde yorulma kaynaklı bir kırılma oluşumuna neden olabilir. Bu yüklemenin özellikleri uygulama biçimlerine göre değişkenlik göstermekle birlikte en basit olanı belirli bir zaman aralığında sabit bir frekansta değişen ve sabit bir değere sahip yüklemelerdir. Aşağıda bu yükleme biçimlerinden bazıları yer almaktadır.



Şekil 4.1 a) Fully reversed b) Repeated c) Fluctuating yükleme biçimleri

Fren ekipmanının kritik tüm parçaları incelendiğinde farklı tipte yükleme biçimlerine maruz kaldıkları görülür. Bununla beraber bu çalışmada üzerinde durulacak olan yöntem ‘fully reversed’ olacaktır. Bu kabul, σ_{mean} değerinin ‘0’ olmasını gerektirirken, sistemde, σ_a , σ_{max} , σ_{min} değerlerinin bulunmasını gerektirir.

Gerilme aralığı ($\Delta\sigma$), bir döngüde meydana gelen maksimum gerilme ile minimum gerilme farkına eşittir.

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min}$$

Ortalama gerilme (σ_{mean}) ise, maksimum gerilme ile minimum gerilme değerlerinin toplamının yarısıdır.

$$\sigma_{\text{mean}} = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2}$$

Tekrarlı gerilme (σ_a) ise, maksimum gerilme ile minimum gerilme değerlerinin farkının yarısıdır.

$$\sigma_a = S_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2}$$

4.4 Mikro ve Makro Çatlak Oluşumu

Yorulma, temelde mikroskobik ortamda gerçekleşir. Mikron düzeyindeki ilk çatlağın oluşumunu ve davranışını inceleyebilmek oldukça güçtür. Yorulma sonucu kırılmaya neden olan belirli bir noktada oluşabilecek kalıcı ve gittikçe büyüyen deformasyon, Bu sırada malzeme hala elastik limitler içinde olsa dahi, ‘mikroplastik deformasyon’ başlığı altında incelenmelidir. Elektron mikroskopunun gelişmesiyle, yorulma mekanizması daha iyi anlaşılmaya başlanmıştır.

Sonuçta kırılma, yüzeydeki düzensiz bir geçişten, çizik, çentik gibi bir boşluk etkisinden veya malzeme içindeki bir boşluktan başlar. Bunun nedeni ise, çentik çevresinde gerilme yoğunluğunun artmasıdır. Çentik üzerinde öyle bir nokta vardır ki, değişen yüklemeye esnasında maksimum gerilme değişimi gözlenir. Dolayısıyla, bu nokta yorulma kaynaklı deformasyonun ilk başlangıç noktasını oluşturur ve bu noktadaki gerilmeler çatlak oluşumu incelenirken en önemli gerilmeler olarak ele alınır.

Bu noktadaki gerilme değeri,

$$\sigma_{\text{max}} = k_t \sigma = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{K_1}{\sqrt{\rho}}$$

ve yine aynı noktadaki gerilme aralığı değeri,

$$\Delta\sigma_{\max} = k_t(\Delta\sigma) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{\Delta K_I}{\sqrt{\rho}}$$

şeklinde yazılabilir. Burada k_t gerilme konsantrasyonu faktörü ve ρ da çentik uç yarıçapıdır.

Mikro düzeyde de olsa ilk çatlak bir kere oluştu mu kırılma mekanizması işlemeye başlar. Basit çekme yüklemesi altında, çatlağın başlangıç boyundan kritik boya ulaşması için gerekli çevrim sayısı Paris-Erdogan denklemi kullanılarak

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K)^m$$

ifade edilebilir. İlişkide yer alan a çatlak boyu, N parçanın çevrimsel ömrü, da/dN çatlak büyüme hızı, ΔK gerilim şiddet faktörü, C ve m ise deneysel verilerden elde edilen malzeme sabiteleridir.

Sonsuz büyüklükteki bir plaka için, gerilim şiddet faktörü büyüklüğü, gerilme büyüklüğü σ cinsinden,

$$\Delta K = 1.12 \sigma (\pi a)^{1/2}$$

ilişkisi ile ifade edilebilir. Bu iki denklem, parçanın yorulma ömrü denklemleri, esas alınarak yorulma ömrü,

$$N_1 = \frac{a_1^{1 - \frac{m}{2}} - a_2^{1 - \frac{m}{2}}}{C \left(1 - \frac{m}{2}\right) (1.12 \sigma \sqrt{\pi})^m}$$

olarak bulunur.

Bu çalışmada amacı komponentlerde oluşabilecek bir çatlakın, kırılma etkisi incelenmeyecektir. Bununla birlikte yukarıdaki bilgiler yorulmanın en genel prensipleri olduğundan verilmişlerdir.

4.5 S-N Diagram Oluşumu

Bu diyagram, ardışık fakat sabit bası/çeki gerilmeleri altında malzemede kaç çevrim sonunda çatlak oluşacağını veya malzemenin kırılacağını gösteren bağıntıyı verir. S - N eğrisinin çizilmesi için genellikle 8 ila 12 benzer numune kullanılır. Ortalama gerilme, S, tüm deneylerde sabit kalmak üzere numunelerin herbirine farklı periyodik gerilmeler uygulanarak numunenin çatlama/kırılmasına kadar geçen çevrim sayısı, N, tesbit edilir. Küçük gerilmeler için çatlamanın görüleceği çevrim sayısı çok büyük olacağından önceden belirlenen çevrim sayısına kadar deney devam ettirilerek malzemenin davranışı izlenir. Deneylerin tümünde gerilme genliği, Sa, deney süresince sabit tutulur.

Gerilme eksenini olan ordinatta genellikle doğrusal, bazı hallerde ise logaritmik skala kullanılır ve bu ekseninde maksimum gerilme, minimum gerilme veya gerilme genliğinden biri kaydedilir. Çevrim sayısı eksenini olan apsiste ise genellikle logaritmik skala kullanılır. S - N eğrileri 10^6 çevrimden sonra genellikle apsis eksenine asimptotik bir durum gösterirler.

4.5.1 Gerçek Dayanım Sınırının Tahmini Hesaplanması

Ortalama bir dayanım sınırı, Se, aşağıdaki yaklaşımla hesaplanabilir.

$$S_e = 0,5 \sigma_{ult} \quad \text{eğer } \sigma_{ult} < 1400 \text{ MPa}$$

Bölüm 3.5 de frenin gerilme analizleri sonrasında en kritik noktanın fren tablasının köşelerinde ve pabuc ile pistonun temas ettiği noktalarda meydana geldiği belirtilmişti. Bununla birlikte fren tablası dışındaki tüm parçalarda kontak noktaları 60 HRC civarında sertleştirmeye tabi tutulduklarından tüm parçalar içinde en kritiği fren tablası gibi görünmektedir. Buna ek olarak yurtdışında bu alanda yapılan test sonuçları da bütün kırılmaların fren tablası üzerinde olduğunu göstermiştir. O halde yorulma analizleri bu nokta esas alınarak yapılırsa yanlış bir yöntem izlenmiş olmayacaktır. Fren tablasının ana

malzemesinin döküm, GGG50, olduğu ve $\sigma_{ult} = 551$ MPa değeri bilindiğine göre yaklaşık Se değeri,

$$Se = 275,8 \text{ MPa}$$

olarak bulunur.

Bu değer istenilen gerçek değer olmayıp parçanın özelliklerine göre bazı faktörlerle çarpılarak gerçek değer bulunacaktır. Düzeltici bu faktörlerin etkisi aşağıdaki formülde verilmiştir.

$$Se = k_{load} \cdot k_{size} \cdot k_{surf} \cdot k_{temp} \cdot k_{reliab} \cdot Se$$

1) Yükleme Etkisi

Fren tablası üzerindeki ana deformasyon eğilme, bending, şeklinde olduğundan sadece bu faktör kullanılacaktır ve değeri '1' seçilmiştir.

$$\text{Bending: } k_{load} = 1$$

2) Boyut Büyüklüğü Etkisi

Fren tablası üzerinde eğilme sonucu kırılmaya en yakın bölgenin kalınlığının 8mm den az olduğu farzedilirse ;

$$k_{size} = 1$$

3) Yüzey Pürüzlülüğü Etkisi

Yüzey pürüzlülüğü etkisi aşağıdaki formül ile hesaplanabilir.

$$k_{surf} \cong A \cdot (\sigma_{ut})^b$$

Burada A ve b değerlerini bulabilmek için yüzeyin özelliğini bilmek gerekmektedir. Fren tablasında oluşan en büyük gerilmenin olduğu alanın yüzey bilgisi işlenmemiş ham döküm şeklinde olduğundan;

$$A = 1,58 \text{ MPa} \text{ ve } b = -0,085$$

değerleri bulunur. Bu veriler ışığında;

$$k_{\text{surf}} = 1,58 * (515)^{-0,085} = 0,9292$$

değeri elde edilir.

4) Sıcaklık Etkisi

Farklı çalışma sıcaklık değerleri farklı değerler alınabilir. Bununla birlikte en geçerli kural;

$$k_{\text{temp}} = 1 \quad \text{for } T \leq 450^{\circ}\text{C}:$$

$$k_{\text{temp}} = 1 - 0,0058 * (T - 450) \quad \text{for } 450^{\circ}\text{C} \leq T \leq 550^{\circ}\text{C}$$

Gerçek frenleme anında 600 °C sıcaklıklara ulaşılsa da test ortamında ulaşılan maksimum sıcaklık 60°C ve yukarıdaki kurala göre,

$$k_{\text{temp}} = 1$$

değeri esas alınmalıdır.

5) Güvenilirlik (Reliability) Etkisi

Ürün güvenliği kritik olduğundan Reliability 99.9 seçilirse ;

$$k_{\text{reliab}} = 0,753$$

olacaktır.

Tüm bu bilgiler ışığında Se hesaplanırsa;

$$Se = 1 * 1 * 0,9292 * 1 * 0,753 * 275,8 = 193 \text{ MPa}$$

gerçek değeri bulunur.

4.5.2 S-N Eğrisinin Çizilmesi

Baskın yüklemenin moment etkisi sonucu olduğu varsayılırsa S_m değeri teorik olarak şöyle hesaplanabilir.

$$S_m = 0.9 \sigma_{ut}$$

Buna göre fren tablası için çizilecek olan S-N diagramında 10^3 döngü sonrası gerilme değeri için;

$$S_m = 0,9 \times 551 \text{ MPa} = \mathbf{496 \text{ MPa}}$$

değeri elde edilir.

Her S-N eğri diagramının özelliği olarak genellikle 10^6 döngü değerinden sonra S_e gerilmesine ulaşıldığı kabul edilir. Tüm bu bilgilere göre $10^3 < N < 10^6$ döngü aralığında ;

$$\log S_a = \log B + C \log N$$

Denklemden N döngü sonrasında yorulma etkisiyle ulaşılabilecek gerilme değerini verirken, B ve C sabitleri sınır şartlarının sabitlerini temsil eder.

$$N = 10^3 \text{ döngü için } S_m = S_a$$

$$N = 10^6 \text{ döngü için } S_e = S_a$$

sınır şartları S_a log denkleminde yerine konulursa;

$$\log S_m = \log B - 3C$$

$$\log S_e = \log B - 6C \quad \Rightarrow \quad C = (\log S_m - \log S_e) / 3$$

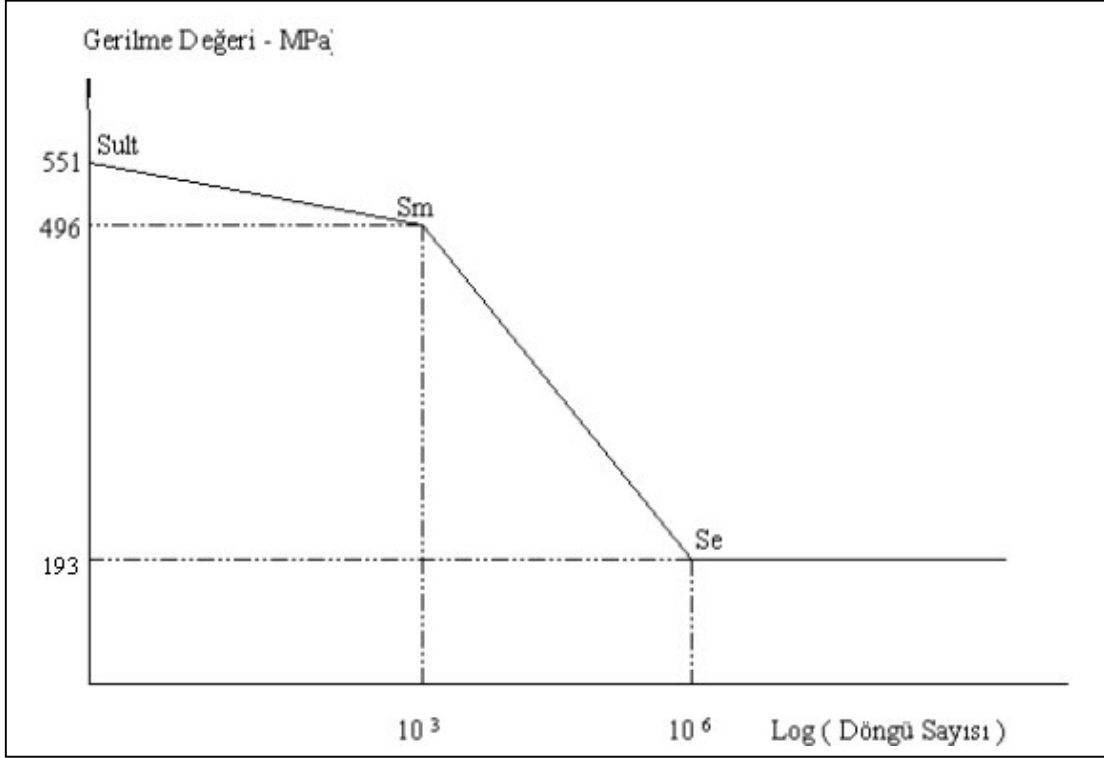
$$C = - 0,0854$$

$$\log S_m = \log B - 3C \quad \Rightarrow \quad B = 275$$

değerleri bulunur. Buna göre S_a eğrisi;

$$S_a = 10^{(\log 275 + 0,0854 \log N)}$$

şekline dönüşür ve S – N grafiği çizilirse;



Şekil 4.2 Fren tablası için çizilmiş S-N eğrisi

Bu diagram testten ve analizden elde edilen sonuçları teorik değerlerle karşılaştırmak amacıyla daha sonra kullanılacaktır.

BÖLÜM BEŞ

YORULMA TESTİNİN TANIMLANMASI

5.1 Testin Amacı

Testin amacı, test edilen ürün üzerinde yorulma sonucunda oluşabilecek deformasyonun büyüklüğünü ve lokasyonunu göstererek yapılan tasarımı veya tedarikçi değişikliğini doğrulayabilmektir. Testte esas olarak fren tablası ve freni dingile bağlayan bağlantı elemanları test edilmektedir.

5.2 Test Parametreleri

- 1) İleri yöndeki ve geri yöndeki tork değerleri
- 2) Hava körüğüne giden hava basıncı
- 3) Testin bitmesi için gereken toplam döngü sayısı

5.3 Test Ekipmanları

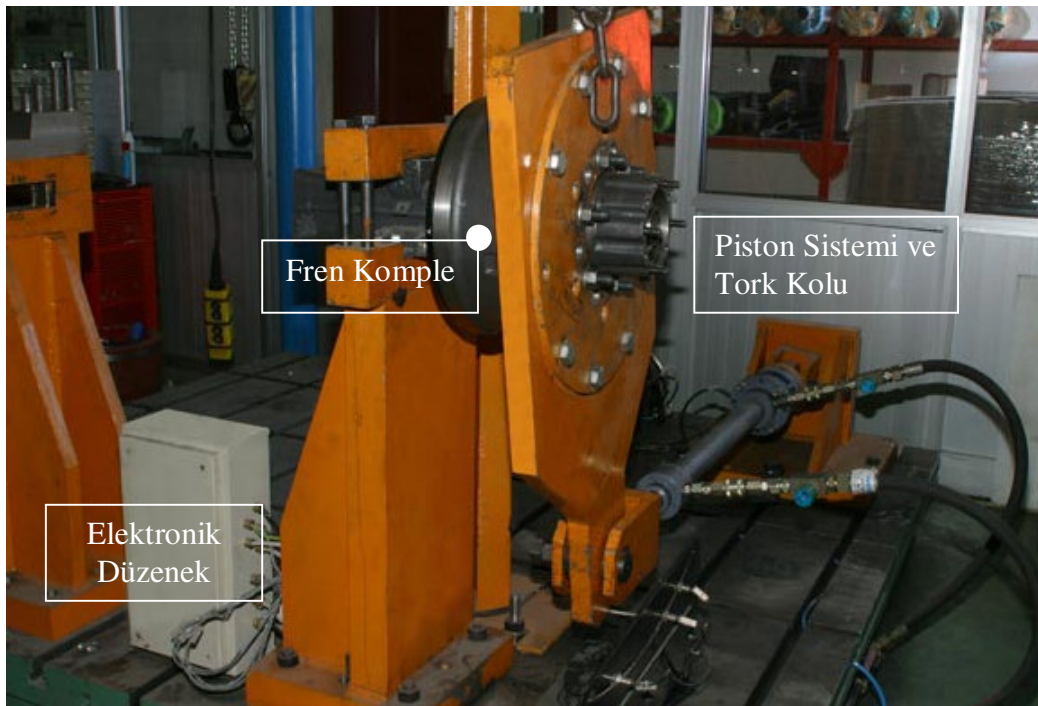
- Hidrolik Güç Ünitesi
- Load cell ile ölçüm yapabilen Piston Sistemi ve Tork Kolu
- Testin devamlılığını sağlayan Bilgisayar Programı ve Elektronik Sistem
- Merkezi sistemden gelen düşük basınçlı havayı yükseltgeyen Booster
- Yüksek Basınçlı Hava Deposu
- Havanın farklı basınçlarda frene iletimini sağlayan regülatör
- Fren sisteminin bağlanmasını sağlayan Dingil Muylu Ucu Ekipmaları
- Tüm sistemin çalışma koşullarını ölçen ölçüm cihazları (manometreler, basınç sensörleri, load cell)

5.4 Test Düzeneginin Hazırlanması

5.4.1 Teçhizat Montajı

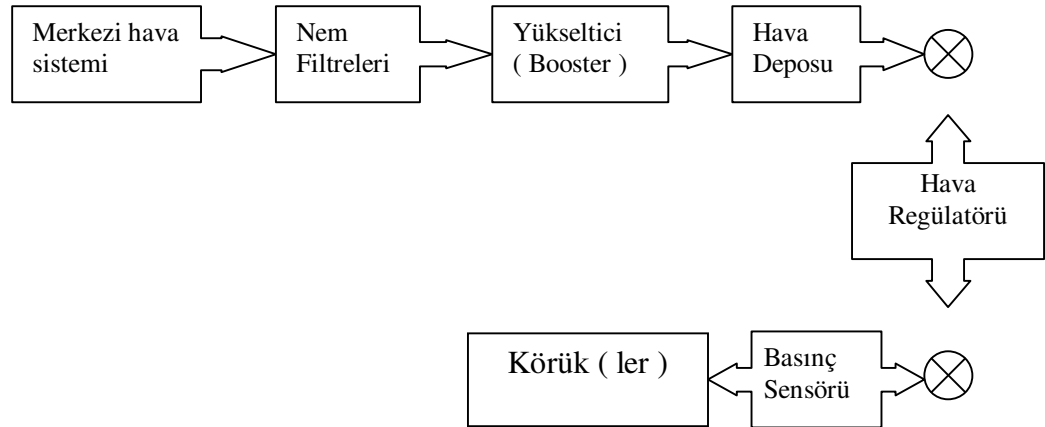
Şekil 5.1 de montaj ile ilgili olarak test düzeneginin farklı açılardan çekilmiş fotoğrafları görülmektedir.

- Dingil, iki ayak üzerine yere paralel olacak şekilde oturtulur.
- Fren ve dingil aksamları üzerinde herhangi bir kırık, çatlak olmadığı gözle kontrol edilir. Kampananın dönüş yönü dikkate alınarak dingil ucuna takılacak frenin doğru fren olduğu kontrol edilmelidir (%100 torkta kampana dönüş yönüne göre kuvveti ilk olarak bağlantı pistonu karşılamalıdır.)
- Frenin monte edileceği yüzey temizlenerek montaj gerçekleştirilir. Bağlantı civataları müşterinin belirttiği torkta sıkılır. Sıkılan civataların tork koluna göre konumu, test sonunda civatalarda bir gevşeme olup olmadığını kontrol edebilmek amacıyla kalemle işaretlenmelidir.
- İlgili kampana tork kolu üzerine bağlanır. Bağlantı civataları sıkılabildiği kadar sıkılmalıdır.
- Daha sonra bu montaj dingilin doğru pozisyonunu ayarlayabilmek için fren üzerine oturtulur.
- Montajdaki en önemli adım, tork kolunun piston ile aynı düzlem üzerinde olmasını sağlayabilmektir. Bu nedenle, ilk olarak tork kolu ile piston aynı hizaya getirilir. Daha sonra ucuna fren monte edilmiş dingil ileri geri hareket ettirilerek frenin kampanaya tam olarak oturtulması sağlanır. Doğru konum belirlendikten sonra dingil ayaklara civatalar ve klemp yardımıyla sabitlenir. Son olarak tork kolu da pistonu sabitlenmelidir.



Şekil 5.1 Test düzeneğinin farklı açılardan fotoğrafları

5.4.2 Hava Aksamı Bağlantısı



⊗ manometreyi temsil etmektedir.

5.5 Test Prosedürü

- Hidrolik sistemin pistonu ileri yönde hareket etmeye başlamasıyla kampana da fren etrafında hareketlenip, dönmeye başlar. Bu sırada fren sistemine hava gönderilir ve frenleme yapılır. Hidrolik sistemin ilk basıncı öyle ayarlanmalıdır ki fren yapıldığında bile kampana dönmeye devam etmelidir. Dönme hızı düşebilir fakat dönme durmamalıdır.

- 1 sn. boyunca frene maksimum tork uygulanır.

- Ardından hava değeri düşürülerek tork değerinin maksimumun %30 una ulaşması sağlanır ve sistem ileri yönde 1 sn daha devam eder.

- 1 sn sonunda frene verilen hava durdurularak piston fren yapmaksızın bir süre daha ileri yönde hareketine devam eder.

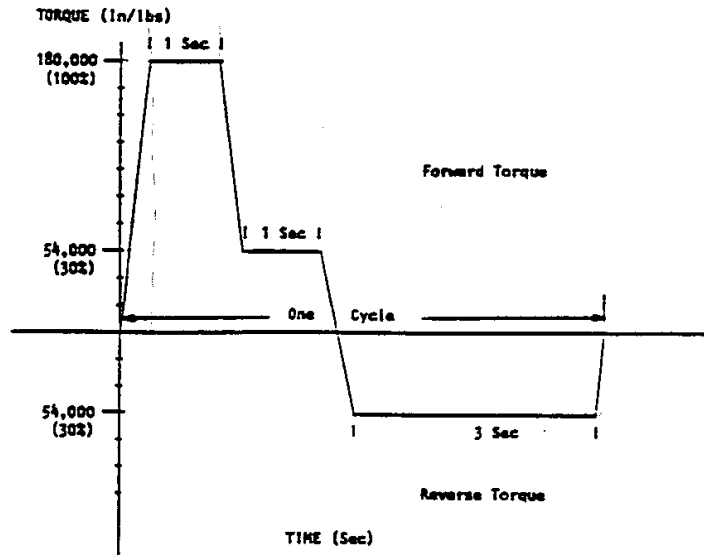
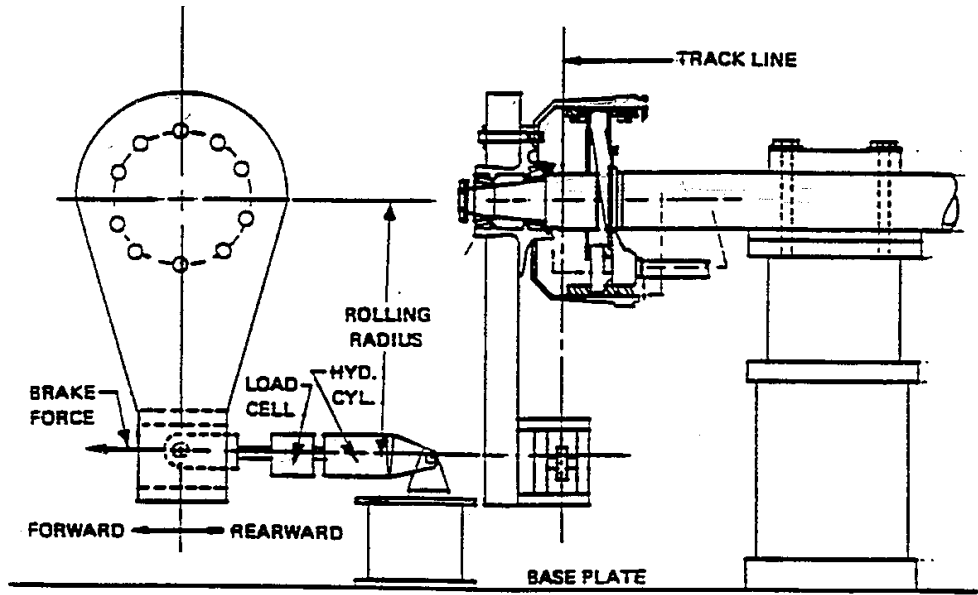
- Piston anlık olarak durur ve ters yönde fren yapmaksızın tekrar harekete başlar.

- Ardından fren sistemine maksimum tork değerinin %30 una ulaşılacak biçimde tekrar hava verilerek sistem fren yapılmış halde 3 sn daha çalıştırılır.

- 3 sn. sonunda frene verilen hava sıfıra indirilmiş bir şekilde pistonun referans noktasına gelmesi sağlanır.

- 1 döngü olarak adlandırılan yukarıdaki seri, belirtilen döngü sayısı kadar tekrarlanmalıdır.

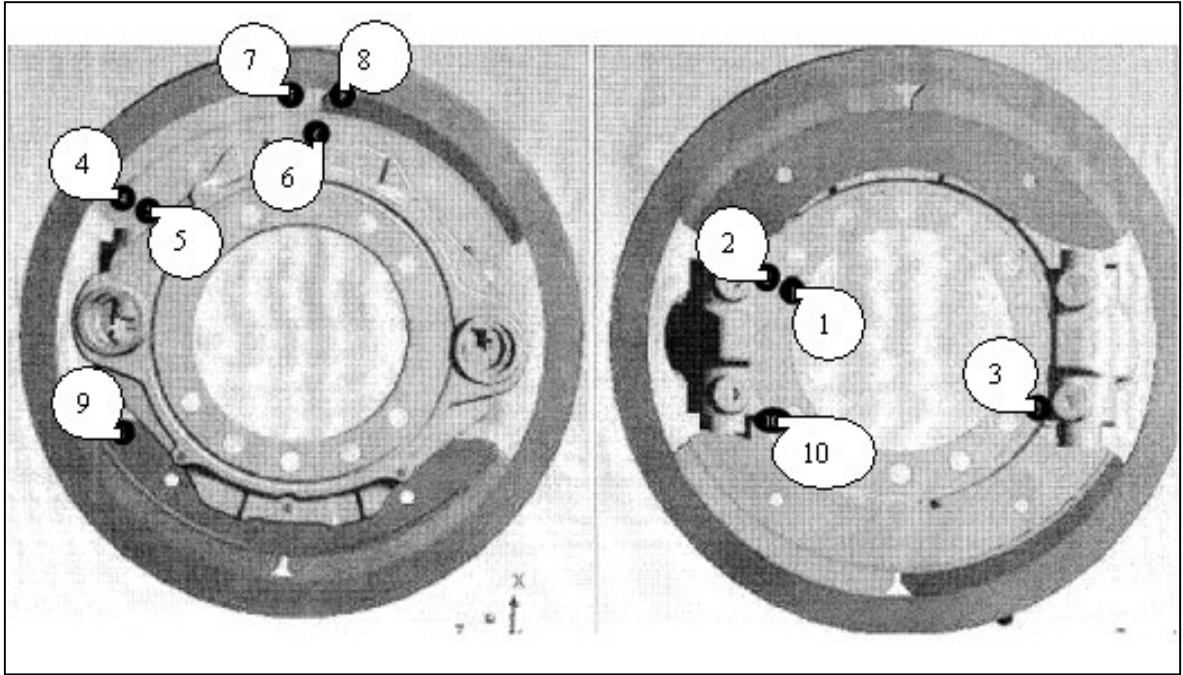
Şekil 5.2 de test düzeneği ve 1 döngünün grafiksel anlatımı verilmiştir.



Şekil 5.2 Bir döngünün gösterildiği Tork – Zaman diagramı

5.6 Test Ölçüm Metodu ve Sonuçlar

Test edilen fren komple için ölçüm yapılırken esas amaç, farklı döngü değerlerinde elde edilen gerilmeyi bularak bunu model ile karşılaştırmaktır. Bu amaç doğrultusunda frenin modeli yapıp analiz sonuçları elde edildiğinde gözlemlenen en kritik noktalara strain gageler yapıştırılarak ölçümler yapılmaya çalışılmıştır. Bu gagelerin yapıştırıldığı noktalar Şekil 5.3 de gösterilmiştir.



Şekil 5.3 Strain gagelerin fren üzerinde yapıştırıldığı bölgeler.

Test sonunda ölçülen değerler ise Tablo 5.1 ve 5.2 de verilmiştir. 6 nolu gage 40000. döngüde koptuğundan devam eden döngülerde değer alınamamıştır.

Tablo 5.1) İndikatörden doğrudan okunan datalar

	Gage 1	Gage 2	Gage 3	Gage 4	Gage 5	Gage 6	Gage 7	Gage 8	Gage 9	Gage 10
Referans değerler :	+ 0732	+ 0714	+ 0158	+ 0264	+ 0694	+ 0708	+ 1142	+ 0252	+ 0168	+ 1114
1. Döngü	+ 1097	+ 0756	+ 637	+ 0192	+ 1198	+ 0776	+ 1126	+ 0198	+ 0086	+ 1215
6500. Döngü	+ 1112	+ 0898	+ 699	+ 0193	+ 1318	+ 0696	+ 1090	+ 0198	+ 0148	+ 1299
15000. Döngü	+ 1259	+ 0905	+ 639	+ 0194	+ 1318	+ 0446	+ 1132	+ 0252	+ 0118	+ 1389
50000. Döngü	+ 1299	+ 0955	+ 640	+ 0195	+ 1210	-	+ 0862	+ 0014	+ 0114	+ 1409
70000. Döngü	+ 1351	+ 1020	+ 702	+ 0196	+ 1128	-	+ 0964	+ 0088	+ 0104	+ 1562
80000. Döngü	+ 1268	+ 1101	+ 712	+ 0197	+ 1084	-	+ 0910	+ 0024	+ 0112	+ 1630
90000. Döngü	+ 1298	+ 1116	+ 768	+ 0198	+ 1095	-	+ 0982	+ 0042	+ 0085	+ 1721
100000. Döngü	+ 1402	+ 1208	+ 799	+ 0199	+ 0989	-	+ 0879	+ 0008	+ 0066	+ 1799
110000. Döngü	+ 1506	+ 1242	+ 805	+ 0200	+ 0980	-	+ 0939	+ 0004	+ 0033	+ 1815

Tablo 5.2 Referans değere göre alınan farklar

	Gage 1	Gage 2	Gage 3	Gage 4	Gage 5	Gage 6	Gage 7	Gage 8	Gage 9	Gage 10
Referans değerler	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1. Döngü	365	42	479	-72	504	68	-16	-54	-82	101
6500. Döngü	380	184	541	-71	624	-12	-52	-54	-20	185
15000. Döngü	527	191	481	-70	624	-262	-10	0	-50	275
50000. Döngü	567	241	482	-69	516	#VALUE!	-280	-238	-54	295
70000. Döngü	619	306	544	-68	434	#VALUE!	-178	-164	-64	448
80000. Döngü	536	387	554	-67	390	#VALUE!	-232	-228	-56	516
90000. Döngü	566	402	610	-66	401	#VALUE!	-160	-210	-83	607
100000. Döngü	670	494	641	-65	295	#VALUE!	-263	-244	-102	685
110000. Döngü	774	528	647	-64	286	#VALUE!	-203	-248	-135	701

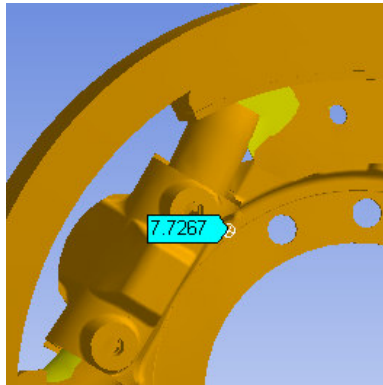
Strain gagelerden alınan bu değerler gerilme hesaplarında kullanılarak ilgili bölgelerdeki gerilmeler bulunabilir. Aşağıda bu hesapları ve her gage için analiz sonucunda çıkan değerler görülebilir.

Gage 1 için :

Analitik Çözüm :

$$\sigma = E * \varepsilon \quad \Rightarrow \quad \sigma = 170 * 10^3 * 774 * 10^{-6} = \mathbf{131,58 \text{ MPa}}$$

Sonlu Elemanlar metodu ile çözüm: **7,7 MPa**

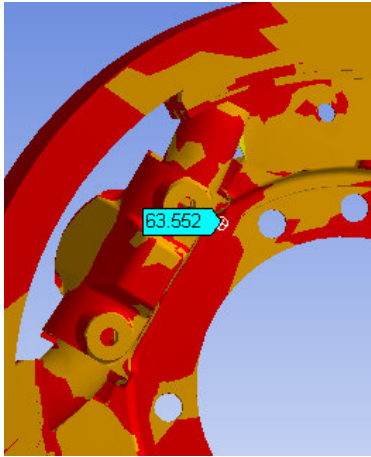


Şekil 5.4 ANSYS analizi sonucu

Gage 2 için :

Analitik Çözüm :

$$\sigma = E * \varepsilon \Rightarrow \sigma = 170 * 10^3 * 528 * 10^{-6} = \mathbf{89,76 \text{ MPa}}$$

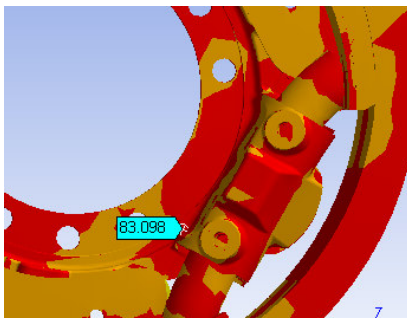
Sonlu Elemanlar metodu ile çözüm: **63,55 MPa**

Şekil 5.5 ANSYS analizi sonucu

Gage 3 için :

Analitik Çözüm :

$$\sigma = E * \varepsilon \Rightarrow \sigma = 170 * 10^3 * 647 * 10^{-6} = \mathbf{109,99 \text{ MPa}}$$

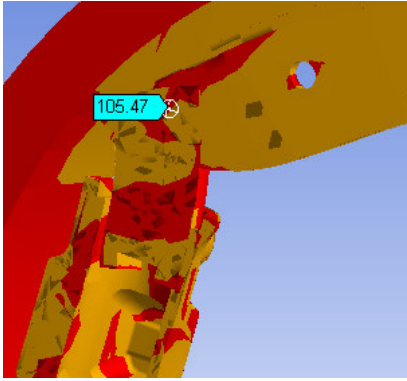
Sonlu Elemanlar metodu ile çözüm: **83,1 MPa**

Şekil 5.6 ANSYS analizi sonucu

Gage 4 için :

Analitik Çözüm:

$$\sigma = E * \varepsilon \quad \Rightarrow \quad \sigma = 170 * 10^3 * -64 * 10^{-6} = - 10,88 \text{ MPa}$$

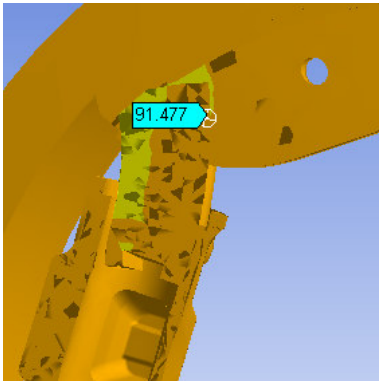
Sonlu Elemanlar metodu ile çözüm: **105,47 MPa**

Şekil 5.7 ANSYS analizi sonucu

Gage 5 için :

Analitik Çözüm:

$$\sigma = E * \varepsilon \quad \Rightarrow \quad \sigma = 170 * 10^3 * 286 * 10^{-6} = 48,62 \text{ MPa}$$

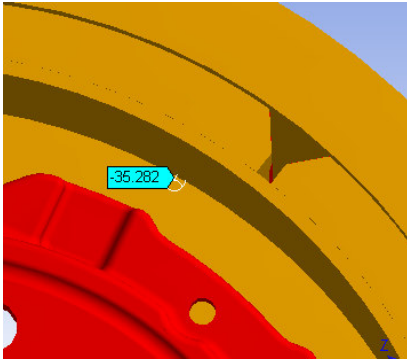
Sonlu Elemanlar metodu ile çözüm: **91,47 MPa**

Şekil 5.8 ANSYS analizi sonucu

Gage 6 için :

Analitik Çözüm:

$$\sigma = E * \varepsilon \quad \Rightarrow \quad \sigma = \text{hesaplama dışı}$$

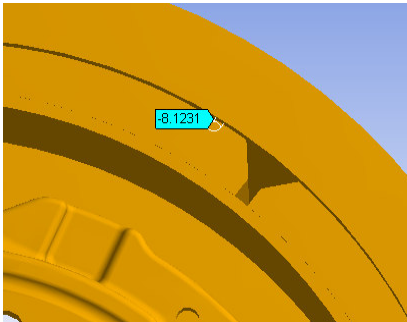
Sonlu Elemanlar metodu ile çözüm: **-35,28 MPa**

Şekil 5.9 ANSYS analizi sonucu

Gage 7 için :

Analitik Çözüm:

$$\sigma = E * \varepsilon \quad \Rightarrow \quad \sigma = 170 * 10^3 * -203 * 10^{-6} = - \mathbf{34,51 \text{ MPa}}$$

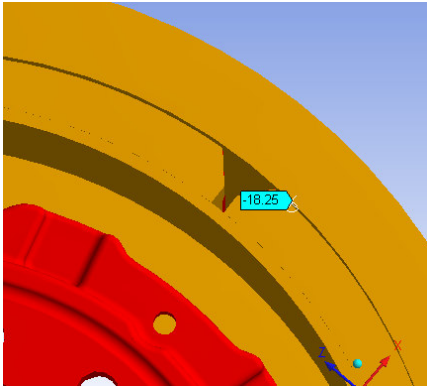
Sonlu Elemanlar metodu ile çözüm: **- 81,12 MPa**

Şekil 5.10 ANSYS analizi sonucu

Gage 8 için :

Analitik Çözüm:

$$\sigma = E * \varepsilon \quad \Rightarrow \quad \sigma = 170 * 10^3 * -248 * 10^{-6} = - 42,16 \text{ MPa}$$

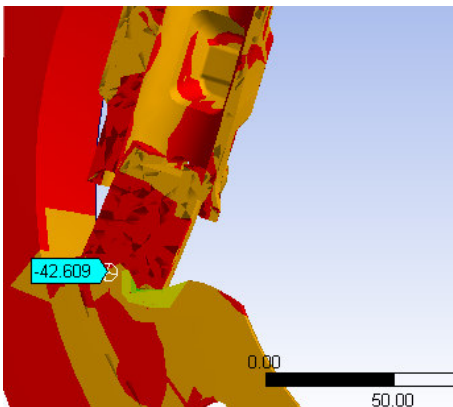
Sonlu Elemanlar metodu ile çözüm: **-18,25 MPa**

Şekil 5.11 ANSYS analizi sonucu

Gage 9 için :

Analitik Çözüm:

$$\sigma = E * \varepsilon \quad \Rightarrow \quad \sigma = 170 * 10^3 * -135 * 10^{-6} = - 22,95 \text{ MPa}$$

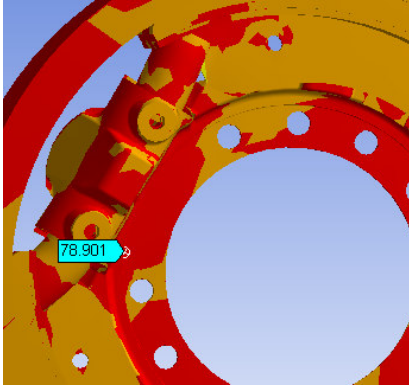
Sonlu Elemanlar metodu ile çözüm: **- 42,61 MPa**

Şekil 5.12 ANSYS analizi sonucu

Gage 10 için :

Analitik Çözüm:

$$\sigma = E * \varepsilon \quad \Rightarrow \quad \sigma = 170 * 10^3 * 701 * 10^{-6} = \mathbf{119,17 \text{ MPa}}$$

Sonlu Elemanlar metodu ile çözüm: **78,90 MPa**

Şekil 5.13 ANSYS analizi sonucu

BÖLÜM ALTI

SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Projedeki temel amaç, fren yorulma testinin bilgisayar ortamında simüle edilerek test yapma ihtiyaçlarının azaltılması hatta ortadan kaldırılması idi. Bu bakımdan Bölüm5 deki değerler aslında tüm çalışmayı özetlemektedir. Analiz ve deney sonuçları karşılaştırıldığında 10 adet gage için alınan sonuçların Gage1 ve Gage 4 dışında beklenenden çok farklı olmadığı görülmüştür. Gage1 deki analiz değerine bakıldığında analiz değeri mantığa yakın iken deney sonucu gerekenden fazla bir değer bulmaktadır. Çünkü Gage1 in yapılandırıldığı nokta en kritik noktadan 1 cm ye yakın bir uzaklıktadır ve gerilmenin fazla olmaması beklenmektedir. Buna rağmen deney sonuçları yüksek çıkmıştır. Bununla birlikte piston yuvalarından akan bir miktar yağın o bölgedeki değerin değişmesine neden olabileceği ihtimali de vardır. Gage 4 için benzer bir yorum yapılırsa oradaki gerilmenin bası gerilmesi olması gerekliliğinden yola çıkarak deney sonucunun yanlış olabileceği ihtimali yüksektir. Bununla birlikte o bölgede test sonuçlarını etkileyecek herhangi bir durum gözlenmemiştir.

Sonuç olarak denilebilir ki, yapılan model tamamen gerçeği yansıtmamakla birlikte yakınsama oranı yüksektir. Bu yakınsamanın kesinliği daha fazla sayıda test ile doğrulanabilir. Ayrıca 150.000 olan node sayısı arttırılıp daha kesin sonuçlar alınabilir. Bu aşamadan sonra testler yapılmaya ve model iyileştirilmeye devam edilecektir.

KAYNAKLAR

Aksoy, T. (1984). *Kırılma Mekaniği*. İzmir: Dokuz Eylül Üni. MM Fak. Mak. Müh. Böl.

Aksoy, T. ve Önel, K. (1990). *Malzeme Bilgis-1*. (3. baskı) İzmir: Dokuz Eylül Üni. MM Fak. MM/MAK-90 ey 086

Arvin Meritor Stopmaster Brakes Handbook (b.t.)

Day A. J. ve Shilton B. R., (2005). *Braking Of Road Vehicles*. University of Bradford.

Egefren Saha Bakımı El Kitabı (b.t.)

Göktan A.G., Güney A. ve Ereke M. (1995). *Taşıt Frenleri*. Türkiye: Alliedsignal Automotive .

Limpert, R. (1999). *Brake Design and Safety* (2nd ed.). SAE International

Ünlü, B. S. (2005). *Bazı Metal Malzemelerin Yorulma Dayanımlarının Belirlenmesi*. C. B. Ü. Müh. Fak. Makina Müh. Böl. Metal Makina [SAYI 156]