

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA SÜRTÜNME
KAYIPLARI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. İlker KILIÇ**

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : OTOMOTİV

HAZİRAN 2006

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA SÜRTÜNME
KAYIPLARI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. İlker KILIÇ
503041710**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 8 Mayıs 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 15 Haziran 2006**

**Tez Danışmanı : Y.Doç.Dr. Özgen AKALIN
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Metin ERGENEMAN (İ.T.Ü)
Prof.Dr. İrfan YAVAŞLIOĞLU (Y.T.Ü)**

HAZİRAN 2006

ÖNSÖZ

Motor teknolojisi; yüksek motor performanslarına ulaşma, düşük egzoz emisyonları ve yakıt ekonomisi sağlama hedefleri doğrultusunda her geçen gün daha da ilerlemektedir. Gelişen ülkelerdeki artan taşıt sayısı ve genel enerji kullanımındaki artış bu hedeflere yönelmeyi kaçınılmaz kılmaktadır. Hava kirliliğini önlemek amacıyla getirilen katı egzoz emisyonu düzenlemeleri motor üreticilerini bu konuda zorlamaktadır.

Bu hedeflere ulaşmak için izlenen yollardan birisi de motor sürtünmesi kayıplarının azaltılmasının sağlanmasıdır. Bu yüksek lisans tezinde motor sürtünmesi ölçüm metotları incelenmiş ve ‘Anlık ortalama indike basınç ölçüm metodu’ temel alınarak bilgisayar ortamında krank-biyel-piston mekanizması modellenmiştir. Bu model kapsamında sonlu elemanlar analizi metodu ile esnek, kuvvet algılayabilir bir biyel modellenmiş ve biyel üzerindeki gerilme dağılımı incelenmiştir. Bu inceleme sonucunda motor sürtünmesi ölçümlerinde biyel üzerindeki uzama ölçümleri için kullanılan strain-gage’ler için uygun yer tespiti yapılmıştır. Ayrıca modele örnek sürtünme kuvveti eklenerek biyel üzerindeki gerilme dağılımındaki farklılık gözlenmiştir.

Yüksek lisans tezim kapsamında kullandığım bilgisayar programlarında bana destek sağlayan BİAS CAE Müdürü Sayın Ender KOÇ’a, tezim süresince bana burs desteği sağlayan OTAM Genel Koordinatörü Sayın Yunus CANLI’ya ve tez danışmanım Y.Doç.Dr Sayın Özgen AKALIN’a teşekkürü bir borç bilirim.

Mayıs-2006

İlker KILIÇ

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	x
SUMMARY	xi
1. GİRİŞ	1
1.1. İçten Yanmalı Motorlarda Sürtünme Kayıplarının Önemi	2
1.2. İçten Yanmalı Motorlarda Mekanik Sürtünme Yaratan Etkenler	3
1.2.1. Piston- Silindir Kovanı Sürtünmesine Etki Eden Faktörler	4
1.2.2. Segman- Silindir Kovanı Sürtünmesine Etki Eden Faktörler	5
1.2.3. Perno ve Krank- Biyel Sürtünmelerine Etki Eden Faktörler	5
1.3. Motor Sürtünmesi Ölçüm Metotları	6
1.3.1. Performans Ölçümleri	7
1.3.1.1. Ortalama sürtünme basıncı (FMEP) veya P-V diyagramı	7
1.3.1.2. Özgül yakıt tüketimi (BSFC-Brake Specific Fuel Consumption)	8
1.3.2. Dinamometre Tahrikli Motor Sürtünmesi Ölçümleri	9
1.3.2.1. Motor parçaları sökülerek yapılan ölçümler	9
1.3.2.2. Emme manifoldundan basınç sağlanarak yapılan ölçümler	9
1.3.3. Normal/Dinamometre Tahrikli Testler	10
1.3.3.1. Yakıt kesme yöntemi	10
1.3.3.2. Willans Line	10
1.3.3.3. Serbest yavaşlama eğrisi yönetimi	10
1.3.3.4. Morse testi veya Elektronik Silindir	10
1.3.4. Direkt Sürtünme Ölçümleri	11
1.3.4.1. Hareket edebilir veya elastik silindir kovanı metodu ölçümleri	11
1.3.4.2. Anlık indike basınç ölçümü metodu	14
1.3.4.3. Sabit kovan metodu	17
1.3.5. Sürtünme Ölçümü Test Düzenekleri	17
1.3.5.1. Dönme hareketli test düzeneği ile ölçüm	17
1.3.5.2. Piston hareketli test düzeneği ile ölçüm	18
1.3.6. Kablosuz Telemetri Yöntemi ile Biyel Gerilme ve Uzama Ölçümü	21
2. " ANLIK İNDİKE BASINÇ ÖLÇÜM METODU (INSTANTANEOUS IMEP)" TEMEL ALINARAK BİLGİSAYAR ORTAMINDA KRANK-BİYEL-PİSTON MEKANİZMASININ MODELLENMESİ	25

2.1. Teorik Model	25
2.2. Teorik Modele Ait Veriler	26
2.3. Sonlu Elemanlar Analizi Metodu ile Esnek, Kuvvet Algılayabilir Biyel Modellenmesi	27
2.3.1. Modelleme Akış Şeması	27
2.3.2. Ön Proses	28
2.3.3. Matris Çözümü	31
2.3.4. Son Proses	32
2.4. ADAMS Programında Krank-Biyel-Piston Mekanizmasının Dinamik Analizi	36
2.5. ADAMS Son Proses Sonuçlarının İncelenmesi	38
2.6. Biyel Üzerine Strain Gage Yerleştirilmesi	41
2.6.1. Strain Gage Tanımı	41
2.6.2. Strain Gage Seçim Kriterleri	41
2.6.3. Strain Gage Ölçüm Hatalarına Neden Olan Etkenler	42
2.7. Biyel Üzerinde Strain-Gage İçin Uygun Yerin Belirlenmesi ve Gerilme, Uzama Verilerinin Alınması	43
3. ANALİZ SONUÇLARINA GÖRE STRAIN-GAGE ÇIKIŞ VOLTAJİ HESABI	47
3.1. Toplam Kuvvetin (Gaz kuvveti + Atalet Kuvveti) Uzamaya Etkisinin İncelenmesi	48
3.2. Atalet Kuvvetlerinin Uzamaya Etkisinin İncelenmesi	48
3.3. Toplam Kuvvet (Gaz Kuvveti + Atalet Kuvveti) ve Atalet Kuvvetinin Uzamaya Etkisinin Strain Gage Çıkış Voltajı Verisi Olarak Karşılaştırılması	51
3.4 Örnek Sürtünme Kuvveti İçin Stribeck Diyagramının Oluşturulması	52
3.5 Sürtünme Kuvvetinin Uzamaya Etkisinin İncelenmesi	54
4. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ VE GELECEK ÇALIŞMALARA AKTARILACAKLAR	65
KAYNAKLAR	67
EK A	69
EK B	73

EK C	75
EK D	76
ÖZGEÇMİŞ	77

KISALTMALAR

FMEP	: Friction Mean Effective Pressure (Ortalama sürtünme basıncı)
BSFC	: Brake Specific Fuel Consumption (Özgül yakıt tüketimi)
NIMEP	: Net Incidated Mean Effective Pressure (Net ortalama indike basınç)
GIMEP	: Gross Indicated Mean Effective Pressure (Brüt ortalama indike basınç)
PMEP	: Pumping Mean Effective Pressure (Pompalama indike basıncı)
BMEP	: Brake Mean Effective Pressure (Ortalama efektif basınç)
IMEP	: Indicated Mean Effective Pressure (Ortalama indike basınç)

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1 : Motorda toplam enerji dağılımı	2
Şekil 1.2 : Mekanik verimin motor devir sayısına ve yüke bağlılığı	3
Şekil 1.3 : Toplam motor mekanik sürtünmesi dağılımı	4
Şekil 1.4 : Piston/segman/biyel sürtünmesi dağılımı	4
Şekil 1.5 : Stribeck diyagramı	6
Şekil 1.6 : Hareket edebilir, elastik silindir kovani	12
Şekil 1.7 : Geliştirilmiş hakeret edebilir, elastik silindir kovani	13
Şekil 1.8 : Piston kuvvet dengesi	14
Şekil 1.9 : Biyel strain gage yerleşimi.....	15
Şekil 1.10 : Grasshopper linkage (Çekirge bağlantı)	17
Şekil 1.11: Falex tipi sürtünme ölçüm düzeneği	18
Şekil 1.12 : Cameron – Plint yüksek frekanslı sürtünme ölçümü düzeneği ..	19
Şekil 1.13: Test Düzeneği	21
Şekil 1.14 : Kablosuz telemety yöntemi	21
Şekil 1.15 : Kablosuz telemetry sistemi düzeneği	22
Şekil 1.16 : Microwave telemetry sinyal oluşumu	23
Şekil 2.1 : Krank-biyel-piston mekanizması	25
Şekil 2.2 : Modelleme akış şeması	27
Şekil 2.3 : Tek boyutlu yarı biyel resmi	28
Şekil 2.4 : Üç boyutlu solid biyel modeli	29
Şekil 2.5 : Biyel yarı kesit yüzey mesh'i	30
Şekil 2.6 : Biyel 3 boyutlu mesh	30
Şekil 2.7 : Dosya aktarımı akış şeması	33
Şekil 2.8 : Mod 7'ye ait X eksenindeki gerilme değerleri (frekans 1771.3 Hz)	34
Şekil 2.9 : Mod 7'ye ait X eksenindeki uzama değerleri (frekans 1771.3 Hz)	34
Şekil 2.10 : Mod 7'ye ait Y eksenindeki uzama değerleri (frekans 1771.3 Hz)	34
Şekil 2.11 : Mod 8'e ait X eksenindeki gerilme değerleri (frekans 2667.8 Hz)	35
Şekil 2.12 : Mod 8'e ait X eksenindeki uzama değerleri (frekans 2667.8 Hz)	35
Şekil 2.13 : Mod 8'e ait Y eksenindeki uzama değerleri (frekans 2667.8 Hz)	35
Şekil 2.14 : ADAMS krank-biyel modeli yan görünüş	36
Şekil 2.15 : ADAMS krank-biyel modeli alt görünüş	37
Şekil 2.16: Gaz kuvveti	37
Şekil 2.17 : Gaz basıncı	38
Şekil 2.18: Biyel normal X eksenine göre gerilme (10 derece krank açısında) ..	39
Şekil 2.19: Biyel normal X eksenine göre uzama (10 derece krank açısında) ..	39
Şekil 2.20: Biyel normal Y eksenine göre gerilme (10 derece krank açısında) ..	40
Şekil 2.21: Biyel normal Y eksenine göre uzama (10 derece krank açısında) ...	40
Şekil 2.22 : Strain-gage	41
Şekil 2.23 : Strain-gage yerleşimi seçimi için analizi yapılan noktalar	43
Şekil 2.24 : Biyel normal X eksenine göre gerilme	44

Şekil 2.25 :	Biyel normal X eksenine göre uzama	44
Şekil 2.26 :	Biyel normal Y eksenine göre gerilme	45
Şekil 2.27 :	Biyel normal Y eksenine göre uzama	45
Şekil 2.28:	Biyelin her iki yüzündeki simetrik nodlar için gerilme değerlerinin karşılaştırması (nod 5750 için)	46
Şekil 3.1:	Strain gage devresi Wheatstone köprüsü	47
Şekil 3.2 :	Toplam kuvvet (gaz kuvveti + atalet kuvveti) etkisi altında strain gage çıkış voltajı (2400 d/d).....	48
Şekil 3.3 :	1200 d/d’ da atalet kuvvetlerinin uzamaya etkisi (Nod 5750)	48
Şekil 3.4 :	1200 d/d’ da atalet kuvvetlerinin gerilmeye etkisi (Nod 5750)	49
Şekil 3.5 :	2400 d/d’ da atalet kuvvetlerinin uzamaya etkisi (Tüm nodlar için)	49
Şekil 3.6 :	2400 d/d’ da atalet kuvvetlerinin gerilmeye etkisi (Tüm nodlar için)	50
Şekil 3.7 :	1200 ve 2400 d/d’ daki atalet kuvvetlerinin uzamaya olan etkisinin Strain gage çıkış voltajı verisi olarak karşılaştırılması (Nod 5750)	50
Şekil 3.8 :	1200 d/d ‘da toplam kuvvet - atalet kuvveti karşılaştırması	51
Şekil 3.9 :	2400 d/d ‘da toplam kuvvet - atalet kuvveti karşılaştırması	51
Şekil 3.10:	Deney düzeneği	52
Şekil 3.11 :	1.Deney karma yağlama bölgesi sürtünme katsayısı	53
Şekil 3.12 :	2.Deney hidrodinamik yağlama bölgesi sürtünme katsayısı	53
Şekil 3.13 :	1. Deney sommerfeld sayısı – sürtünme katsayısı	53
Şekil 3.14 :	2. Deney sommerfeld sayısı – sürtünme katsayısı	4
Şekil 3.15 :	Stribeck diyagramı	54
Şekil 3.16 :	Piston-segman geometrisi	55
Şekil 3.17 :	1. segman arkasına gelen gaz basıncı kuvveti (Fp) (1200d/d, 2400 d/d)	56
Şekil 3.18 :	2. segman arkasına gelen gaz basıncı kuvveti (Fp) (1200d/d, 2400 d/d)	56
Şekil 3.19 :	Piston yan kuvveti - Fy (1200 d/d)	57
Şekil 3.20 :	Piston yan kuvveti - Fy (2400 d/d)	57
Şekil 3.21 :	Birinci segman sürtünme kuvveti (2400 d/d)	58
Şekil 3.22 :	İkinci segman sürtünme kuvveti (2400 d/d)	58
Şekil 3.23 :	Piston eteği sürtünme kuvveti (2400 d/d)	59
Şekil 3.24 :	Toplam sürtünme kuvveti (2400 d/d)	59
Şekil 3.25 :	2400 d/d’ da toplam kuvvet ve toplam kuvvet + sürtünme kuvveti karşılaştırması	60
Şekil 3.26 :	2400 d/d’ da toplam kuvvet ve toplam kuvvet + sürtünme kuvveti karşılaştırması (her strok aralığı için)	61
Şekil 3.27 :	Birinci segman sürtünme kuvveti (1200 d/d)	61
Şekil 3.28 :	İkinci segman sürtünme kuvveti (1200 d/d)	62
Şekil 3.29 :	Piston eteği sürtünme kuvveti (1200 d/d)	62
Şekil 3.30 :	Toplam sürtünme kuvveti (1200 d/d)	63
Şekil 3.31:	1200 d/d’ da toplam kuvvet ve toplam kuvvet + sürtünme kuvveti karşılaştırması	63
Şekil 3.32 :	1200 d/d’ da toplam kuvvet ve toplam kuvvet + sürtünme kuvveti karşılaştırması (her strok aralığı için)	64

SEMBOL LİSTESİ

P	: silindir basıncı
V	: silindir hacmi
nr	: çevrim başına devir sayısı
D	: motor hacmi
BP	: frenleme gücü
m_p	: piston grubu kütlesi
P	: Gaz basıncı
A	: Piston alanı
ω	: açısal hız
a_o	: piston grubu ivmesi
R	: krank yarıçapı
l	: biyel uzunluğu
λ	: krank yarıçapı-biyel uzunluğu oranı
φ	:biyel açısı
θ	: krank açısı
C_y	: biyel küçük başına gelen kuvvet
F_C	: biyel atalet kuvveti
F_{STG}	: strain gage tarafından ölçülen kuvvet
f	: sürtünme kuvveti

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA SÜRTÜNME KAYIPLARI

ÖZET

İçten yanmalı motorlardan daha iyi verim ve performans elde etmenin bir yolu da motor sürtünmesini azaltmaktır. İçten yanmalı motorlarda sürtünme yaratan en önemli etkenlerden biri piston grubudur. Piston grubu sürtünmesi toplam motor sürtünmesinde % 40-55 oranında etkilidir.

Motorlarda sürtünmeyi azaltmak amacıyla yapılacak değişimlerin sonuçları ancak yapılan deneylerle doğrulanabilmektedir. Fakat sürtünme ölçümlerinin yapılması çok karmaşık bir iştir. Bunun nedenlerini şu şekilde sıralayabiliriz:

- Ölçüm tekniği ve ekipmanlarının hassasiyetlerinin sağlanması güçtür.
 - Birçok etkenin sürtünme üzerinde rol oynaması ölçümü karmaşık hale getirir.
 - Motor dinamometre ile normal yanma koşullarında test edilmiyorsa (motoring test), motorun normal çalışma şartlarındaki yüksek basınç ve sıcaklıkların göz ardı edilmesi sonucu etkiler.
 - Sürtünme tiplerinin birbirinden ayrılması güçlük yaratır.
- (Örneğin piston sürtünmesini segman sürtünmesinden ayırmak çok güçtür.)

Motor sürtünmesi ölçümleri konusunda birçok çalışma yapılmıştır. Her bir çalışmanın kendine göre avantajları ve dezavantajları bulunmaktadır.

Bu yüksek lisans tezinde motor sürtünmesi ölçüm metotları incelenmiş ve ‘Anlık ortalama indike basınç ölçüm metodu’ temel alınarak bilgisayar ortamında krank-biyel-piston mekanizması modellenmiştir. Bu model kapsamında sonlu elemanlar analizi metodu ile esnek, kuvvet algılayabilir bir biyel modellenmiş ve biyel üzerindeki gerilme dağılımı incelenmiştir. Bu inceleme sonucunda motor sürtünmesi ölçümlerinde biyel üzerindeki uzama ölçümleri için kullanılan strain-gage’ler için uygun yer tespiti yapılmıştır. Ayrıca modele örnek sürtünme kuvveti eklenerek biyel üzerindeki gerilme dağılımındaki farklılık gözlenmiştir. Alınan sonuçlar incelenerek biyel üzerindeki gerilme dağılımı hakkında bilgi edinilmiş ve sürtünmenin biyel üzerindeki uzama ve gerilme dağılımında az da olsa etkisi olduğu saptanmıştır.

FRICION LOSSES IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

SUMMARY

Reducing the engine friction is one of the ways to achieve high efficiency and performance in internal combustion engines. Piston assembly friction is the most effective factor that cause friction in internal combustion engines. The effect of piston assembly friction is about 40-55 % in total engine friction.

The results of the modifications which are made for reducing the engine friction can be observed and verified by only testing. But measuring the engine and piston assembly friction is very difficult. The reasons for this difficulty are as follows:

- Sensitivity and accuracy of the measurement equipments are very important.
- Having many factors that take part in friction makes the measurement more difficult.
- In motoring tests, engine can not be tested in its real combustion conditions (high pressure and temperature) and this affects the results.
- Distinguishing the friction sources is very difficult.

(For example distinguishing the piston friction and piston ring friction is very difficult.)

There are many methods for measuring the engine and piston assembly friction. But each method has many advantages and disadvantages in itself.

In this study, engine friction measurement methods have been researched and a crank-connecting rod-piston mechanism based on 'Instantaneous IMEP Method' have been modeled in computer environment. According to this model's scope, a flexible connecting rod has been modeled by using finite element analysis and the stress distribution on the flexible connecting rod is investigated. By observing the contour plot results, a suitable place has been chosen for the strain gages used for measuring the stress and strain values on connecting rod in engine friction measurements. Furthermore, stress and strain changes on the connecting rod have been observed by adding a sample friction force to the model. In addition to this, the friction force's effect on the stress and strain distribution of the connecting rod is studied.

1. GİRİŞ

Gelişen ülkelerdeki artan taşıt sayısı, genel enerji kullanımındaki artış ve hava kirliliğini önlemek amacıyla getirilen katı egzoz emisyonu düzenlemeleri motor üreticilerini motorlarda yüksek performanslara ulaşma, düşük egzoz emisyonları ve yakıt ekonomisi sağlama gibi hedeflere yönlendirmiştir.

Bu hedeflere ulaşmak için izlenen yollardan birisi de motor sürtünmesi kayıplarının azaltılmasının sağlanmasıdır. İçten yanmalı motorlarda sürtünme yaratan en önemli etkenlerden biri piston grubudur. Piston grubu sürtünmesi toplam motor sürtünmesinde % 40-55 oranında etkilidir.

Motorlarda sürtünmeyi azaltmak amacıyla yapılacak değişimlerin sonuçları ancak yapılan deneylerle doğrulanabilmektedir. Motor sürtünmesi ölçümleri konusunda birçok çalışma yapılmıştır. Bunlar içerisinde temel olarak alınan en önemli iki çalışma Furuham'a'nın 'Hakeret edebilir, elastik silindir kovanı metodu' ve Uras'ın 'Anlık indike basınç ölçümü metodu'dur. Fakat bu iki metodun da dezavantajları vardır. [1,2]

Hareket edebilir, elastik silindir kovanı metodunun dezavantajları;

- Motorda maliyet getiren modifikasyonlara ihtiyaç duyulması
- Silindir kovanına basıncın etkisinin dengelenmesinin dikkat gerektirmesi
- Motor titreşimlerinin kovanın elastikliği nedeniyle sürtünmeye dahil olması

Anlık indike basınç ölçümü metodunun dezavantajları;

- Yüksek devirlerde strain-gage kablolarının iletimi için kullanılan çekirge bağlantının ve kabloların kopması
- Metodun matematik modelinde biyelin atalet kuvvetlerinin biyel iki kütleymiş gibi basitleştirilerek hesaplanması

Piston sürtünmesi ölçüm deneylerinde biyel üzerindeki kuvvet ve uzama ölçümünde kullanılan strain-gage'lerin biyel üzerinde yerleştirilecekleri yerin belirlenmesi ölçüm hassasiyeti açısından çok önemlidir. Strain gage uygulaması yapılacak yer hakkında bilgi sonlu eleman analizinden, mühendislik yorumundan, tecrübelerden

veya Photostress yoluyla elde edilebilir. Photostress, uygulaması zor olduğundan artık günümüzde yerini sonlu eleman analizine bırakmıştır.

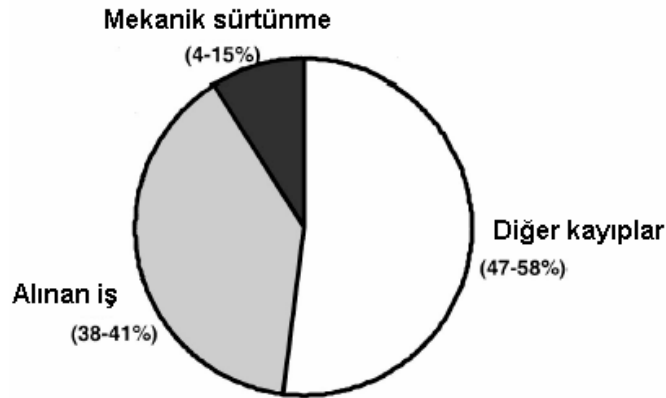
1.1 İçten yanmalı motorlarda sürtünme kayıplarının önemi

Geleceğin içten yanmalı motorlarında ulaşılmak istenen üç ana hedef vardır:

- Yüksek motor performansları
- Düşük egzoz emisyonları
- Yakıt ekonomisi

Bu hedefi gerçekleştirmenin yollarından birisi de motor sürtünmesini azaltmaktır.

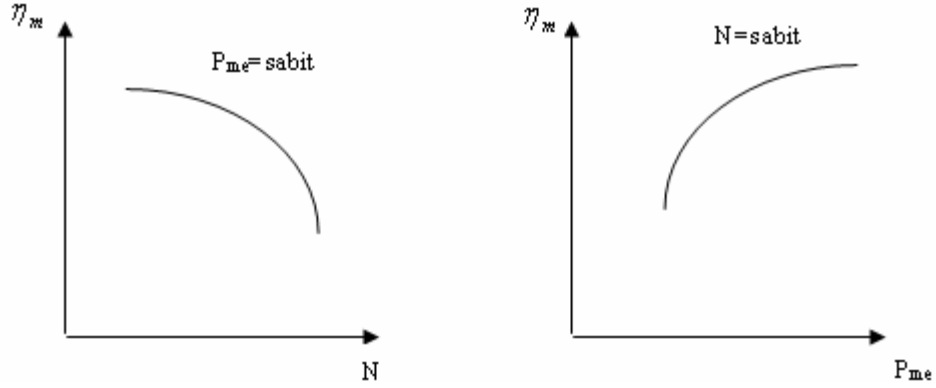
Sürtünme kayıplarının önemli bir kısmını mekanik sürtünme oluşturur. (Şekil 1.1) Yanma sonunda serbest kalan yakıtın kimyasal enerjisi piston üzerinden biyele, biyelden krank miline mekanik olarak geçer. Pistonla silindir kovani, biyelle biyel yatakları ve krank mili yatakları arasındaki bağıl hareketin sebep olduğu mekanik sürtünme, pistonla verilen indike gücün bir kısmını yutmaktadır. Mekanik sürtünmenin iki bileşeni, normal kuvvet ve bağıl hızdır. Normal kuvvetin kaynağını; gaz kuvvetleri ve kütle kuvvetleri oluşturur. Gaz kuvvetleri yükü lineer olarak artırır. Kütle kuvvetleri ise motor hızının karesi ile değişir. Mekanik sürtünme gücünün hız ayağı, motor hızıyla orantılıdır. [3]



Şekil 1.1 : Motorda toplam enerji dağılımı [4]

Aerodinamik sürtünme, pompalama kaybı içerisinde dikkate alınır. Emme ve egzoz olayları sırasında oluşan basınç düşüşü, akış hızının ikinci kuvveti ile orantılıdır. Akış hızı ise motor hızı ile orantılıdır. Buna göre mekanik ve aerodinamik sürtünme kayıpları, devir sayısının artan bir fonksiyonudur. Her ne kadar mekanik verimi,

motorun konstrüktif ve işletme parametrelerine bağlı olarak hesaplamayı mümkün kılan analitik bir bağıntı mevcut değilse de deneysel bulgular göstermektedir ki; sürtünme kayıpları yüksek devirlerde en ağır basan kayıp grubunu oluşturur. Sabit yükte, mekanik verim devir sayısı arttıkça kuvvetli bir şekilde düşer. Mekanik verim üzerinde yapılan deney sonuçları nitelik bakımından Şekil 1.2’de gösterildiği gibidir.



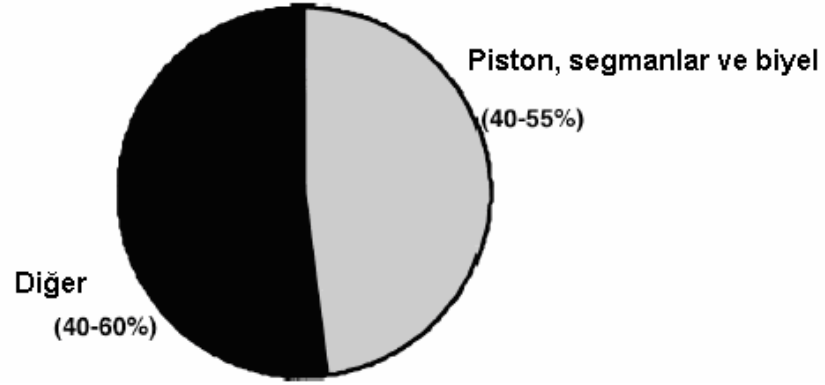
Şekil 1.2 : Mekanik verimin motor devir sayısına ve yüke bağlılığı [3]

1.2 İçten yanmalı motorlarda mekanik sürtünme yaratan etkenler

Öteleme hareketli içten yanmalı motorlarda mekanik sürtünme yaratan başlıca bileşenler;

1. Piston grubu
2. Subap düzeneği
3. Krank mili (yataklar)
4. Diğer ekipmanlar (yağ pompası vb.)

Motordaki toplam enerji dağılımında mekanik sürtünmenin, mekanik sürtünmeyi oluşturan etkenlerde de piston grubunun rolü çok büyüktür. (Şekil 1.3)

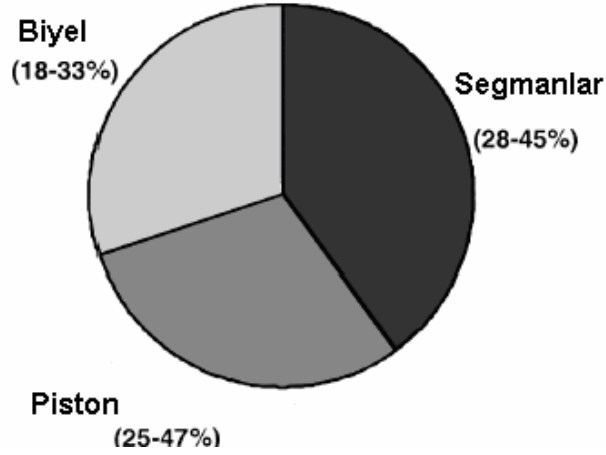


Şekil 1.3 : Toplam motor mekanik sürtünmesi dağılımı [4]

Piston grubu sürtünmesi 4 kısımda incelenebilir;

1. Piston- Silindir kovanı sürtünmesi
2. Segman- Silindir kovanı sürtünmesi
3. Perno
4. Krank- Biyel sürtünmesi

Piston grubu sürtünmesinde piston sürtünmesinin önemi büyüktür. (Şekil 1.4)



Şekil 1.4 : Piston/segman/biyel sürtünmesi dağılımı [4]

1.2.1 Piston- Silindir kovanı sürtünmesine etki eden faktörler

- Piston ve silindir kovanı arasındaki boşluk
- Piston kütlesi, ağırlık merkezi ve piston dönel ataleti
- Piston ve silindir kovanı yüzey işlemleri
- Piston ve silindir kovanı yüzey sıcaklıkları
- Piston ve silindir kovanı malzemesi

- Elastik ve termal deformasyonlar
- Yağın cinsi ve viskozitesi
- Yağlama rejimi
- Piston ikincil dinamiği

1.2.2 Segman- Silindir kovani sürtünmesine etki eden faktörler

- Segman geometrisi, kütlesi, malzemesi
- Segman yuvası tasarımı
- Segman dinamiği
- Segman ve silindir kovani yüzey işlemleri
- Segman ve silindir kovani rijitliği
- Elastik ve termal deformasyonlar
- Yağın cinsi ve viskozitesi

1.2.3 Perno ve krank- biyel sürtünmelerine etki eden faktörler

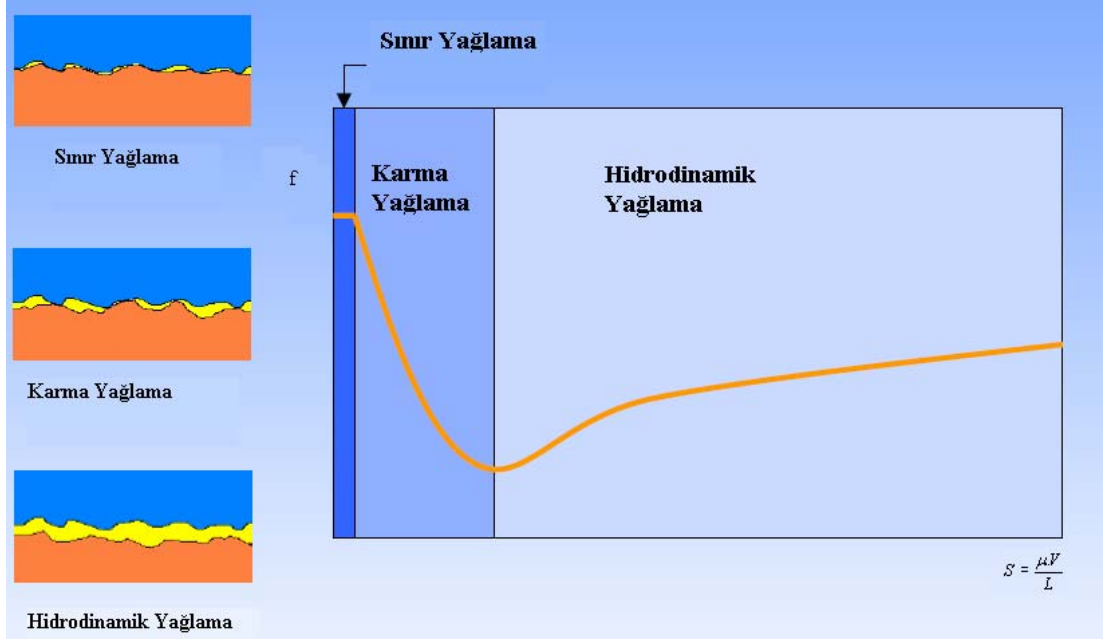
Perno ve krank-biyel arasındaki yatak sürtünmesi temel olarak aynı özelliklere sahip olduğundan, etkili olan faktörler de beraber incelenebilir.

- Yüzey işlemleri
- Efektif yatak yüzey alanları
- Yağın cinsi ve viskozitesi
- Yatakların taşıdığı kuvvetler (piston ve elemanlarının kütle ve ataletleri, krank devri)

Stribeck diyagramı;

Stribeck diyagramı; sürtünme katsayısı ile Sommerfeld sayısı olarak bilinen hız, viskozite ve yüke bağlı ilişkiyi gösteren bir eğridir. (Şekil 1.5) Stribeck diyagramında üç farklı çalışma rejimi yer alır. Sistemati olarak segman/silindir malzemesi, yüzey geometrisi ve yağlayıcı değişimi ile oluşturulan Stribeck eğrileri daha az sürtünme yaratacak segman ve yağlayıcı dizaynında kullanılabilir.

$$S = \frac{\mu V}{L} \quad (\text{Sommerfeld Sayısı}) \quad (1.1)$$



Şekil 1.5 : Stribeck diyagramı

Sınır yağlama: Hızın çok düşük olduğu bölgede görülür. Burada hidrodinamik basınç karakteristiği yoktur.

Karma yağlama: Hız arttığında yağlayıcıda hidrodinamik basınç oluşur. Yük hidrodinamik basınç ve temas yüzeyleri arasındaki basınç ile taşınır. Sınır ve hidrodinamik yağlama arasında geçiş bölgesidir.

Hidrodinamik yağlama: Yüksek hızlarda hidrodinamik basınç artar ve temas yüzeyleri yağlayıcı film ile birbirinden tamamen ayrılır.

1.3 Motor sürtünmesi ölçüm metotları

Motor sürtünmesinin ölçülmesi karmaşık ve zor bir işlemdir.

Nedenleri:

- Ölçüm tekniği ve ekipmanlarının hassasiyetlerinin sağlanması güçtür.
- Birçok etkenin sürtünme üzerinde rol oynaması ölçümü karmaşık hale getirir.
- Motor dinamometre ile normal yanma koşullarında test edilmiyorsa (motoring test), motorun normal çalışma şartlarındaki yüksek basınç ve sıcaklıkların göz ardı edilmesi sonucu etkiler.
- Sürtünme tiplerinin birbirinden ayrılması güçlük yaratır.

(Örneğin piston sürtünmesini segman sürtünmesinden ayırmak çok güçtür.)

Güç silindiri sürtünmesinin ölçülmesinde uygulanan ana yöntemler şunlardır;

1. Bileşenleri ana parçadan ayırmak:

Bu yöntemde herhangi bir bileşen ana parçadan ayrılır ve toplam değişim ölçülür. Fakat bu her zaman doğru sonuç vermez, çünkü bir bileşenin çıkartılması diğer bileşenlerin sürtünmelerini de etkileyecektir.

2. Farklılık testi:

İki farklı tasarım arasındaki fark belirlenir. Bu yöntemle bileşen sürtünmesinin mutlak değeri ölçülemeyecektir, fakat tasarım değişiminin etkisi gözlemlenebilecektir.

3. Analitik modelleme:

Her bileşenin sürtünmeye olan etkisini belirlemek için analitik bir model kullanılır. Model deneysel verilerle doğrulanabilir olmalıdır. [4]

1.3.1 Performans Ölçümleri

Güç silindiri sürtünmesi toplam motor performansı üzerindeki etkisine göre değerlendirilir. Performans ölçümlerinde kullanılan iki yöntem vardır:

1) Ortalama sürtünme basıncı (FMEP) veya P-V diyagramı

2) Özgül yakıt tüketimi (BSFC-Brake Specific Fuel Consumption)

Her iki yöntemde de sadece güç silindirindeki değişimleri belirlemek mümkündür, mutlak sürtünme değerini sağlamak mümkün değildir. [4]

1.3.1.1 Ortalama sürtünme basıncı (FMEP) veya P-V diyagramı

Ortalama indike basınç yönetimi (MEP-Mean Effective Pressure) motor hacmine düşen yükün belirlenmesi için kullanılan bir yöntemdir.

Silindir basıncı ve yanma prosesi tarafından yapılan toplam işi, P-V diyagramını integre ederek hesaplamak mümkündür. Bu bize Net Ortalama İndike Basıncı (NIMEP) verecektir.

$$NIMEP = \int_0^{360.nr} \left(\frac{P}{nr.D} \right) dV \quad (1.2)$$

NIMEP: net ortalama indike basınç

P: silindir basıncı

V: silindir hacmi

nr: çevrim başına devir sayısı, D: motor hacmi

4 stroklu bir motor için bu integrali iki alt integrale bölmek kolaylık sağlar. Çevrimin egzoz ve emme stroklarının integrali Pompalama İndike Basıncı (Pumping Mean Effective Pressure-PMEP) olarak tanımlanır. Bu, silindirden egzoz gazının boşaltılıp yerine temiz havanın emilmesi için gereken işittir. Sıkıştırma ve genişleme stroklarının integrali ise Brüt Ortalama İndike Basıncı (Gross Indicated Mean Effective Pressure-GIMEP) olarak tanımlanır. Bu da sıkıştırma-yanma ve genişleme zamanları süresince yapılan işittir.

Motor tarafından oluşturulan enerjinin göstergesi Ortalama Efektif Basıncı (Brake Mean Effective Pressure-BMEP)'tir.

$$BMEP = \left(\frac{BP.nr}{D.rpm} \right) \quad (1.3)$$

BMEP: Ortalama Efektif Basıncı

BP: Frenleme gücü (brake power)

nr: çevrim başına devir sayısı

D: motor hacmi

rpm: devir/dakika

Mekanik sürtünme enerjisi kaybı ortalama sürtünme basıncı (Friction Mean Effective Pressure-FMEP) olarak adlandırılır.

$$FMEP = NIMEP - BMEP \quad (1.4)$$

Güç silindiri sürtünmesinin ölçülmesinde FMEP'i kullanabilmek için silindir basıncının ölçülmesi gereklidir. [4]

1.3.1.2 Özgül yakıt tüketimi (BSFC-Brake Specific Fuel Consumption)

Silindir basıncı değerleri yoksa, güç silindiri sürtünme değerindeki değişikliği belirlemek için BSFC ölçümleri kullanılabilir. BSFC'deki farklılık iki farklı konfigürasyon arasındaki sürtünme değişikliklerinin belirlenmesini sağlar. [4]

1.3.2 Dinamometre tahrikli motor sürtünmesi ölçümleri

1.3.2.1 Motor parçaları sökölerek yapılan ölçümler (Motoring teardown)

Motoring teardown testleri, motor sürtünmesi ölçümlerinde en sık kullanılan en kolay yöntemdir. Bu tip testlerde motor bir dinamometre ile tahrik edilir ve sabit devri sağlamak için gerekli tork kaydedilir.

Güç silindiri sürtünmesini ölçmek için önce motor kafasız olarak tahrik edilir. Daha sonra her bir segman teker teker çıkartılır ve motor tekrar tekrar tahrik edilir. Torktaki değişim ile bileşenlerin sürtünme dağılımları elde edilir. Son olarak piston biyelle birlikte çıkartılır ve motor tekrar tahrik edilir. Torktaki değişim piston ve biyelin sürtünmeye etkisini gösterir. Bu durumda piston sürtünmesini biyel sürtünmesinden ayırmak mümkün değildir. Bunun için analitik yöntemler kullanılabilir.

Bu tip testlerin eksik yönleri:

- Silindir basıncı etkisinin ölçülmemesi
- Testin motorun normal çalışma sıcaklığında yapılmaması
- Her bileşenin ayrı ayrı etkisinin doğru olarak belirlenememesi (örneğin bir segman çıkartıldığında, diğer segmanlara daha fazla yağ akışı olması ve bunun toplam sürtünmeyi azaltması gibi)

1.3.2.2 Emme manifoldundan basınç sağlanarak yapılan ölçümler (Pressurized

Motoring Tests)

Basıncın etkisini belirlemek için motoru emme manifoldunda yüksek basınç sağlayarak tahrik etmek de mümkündür. Sıkıştırma sırasında yüksek silindir basınçları oluşacaktır. Silindir basıncı emme manifoldu basıncı ile kontrol edilebilir. Yeterli basınç sağlanarak, maksimum silindir basınçları simule edilebilir. [4]

Bu tip testlerin eksik yönleri:

- Testin motorun normal çalışma sıcaklığında yapılmaması
- Hava pompalama kayıplarının ölçümün doğruluğunu etkilemesi

1.3.3 Normal/Dinamometre tahrikli testler

1.3.3.1 Yakıt kesme yöntemi (Hot shutdown)

Dinamometre tahrikli testlerde yüksek sıcaklığın etkisini gözlemlemek için sabit sıcaklığa ulaşınca kadar motoru normal konumda çalıştırmak mümkündür. Bu aşamadan sonra enjektörlere giden yakıt kesilir ve motor dinamometre ile tahrik edilir. Böylece motor bileşenleri soğuyuncaya kadar motor dinamometre ile tahrik edilerek tork değerleri kaydedilir.

Bu tip testlerin eksik yönleri:

- Normal konumda çalışan motorun silindir basıncı ihmal edilmiştir.
- Motorun normal konumda çalışmasını sağlayan pompalama kayıpları ve diğer tüm bileşenlerin sürtünmeleri ölçüm doğruluğunu azaltır. [4]

1.3.3.2 Willans Line

Bu metotta sabit motor devrinde motor yükü ölçülür ve yakıt oranının veya motor torkunun fonksiyonu olarak kaydedilir. Daha sonra bu eğri negatif yük veren sıfır yakıt akışına veya torka lineer olarak indirgenir. Bu da motor kayıplarını verir. Bu metot sadece mekanik sürtünmeyi değil pompalama kayıplarını da kapsar. [4]

1.3.3.3 Serbest yavaşlama eğrisi yönetimi (Free Deceleration Curves)

Motor coast down testi bir tahrik dinamometresi olmadan da yapılabilir. Motor tam yükte ve tüm sıcaklıkların sabitlendiği motor devrinde çalıştırılır. Daha sonra yakıt kesilir ve motor serbest bırakılır. Böylelikle motorun efektif atalet momenti ve istenilen devirdeki yavaşlama eğrisi ile toplam karşı tork hesaplanabilir. [4]

1.3.3.4 Morse testi veya Elektronik Silindir

Bu tip testlerde fren gücü bir dinamometre ile ölçülürken, motor sabit devirde çalıştırılır. Belirli bir zamanda bir veya birkaç silindire giden yakıt kesilir ve güç kaybı ölçülür. Fakat bu silindirlerde yüksek silindir basıncı etkisi yoktur. Bu yüzden silindir basıncını hem normal hem de bazı silindirlere yakıt gönderilmediği durumlarda da ölçmek gerekir. Daha sonra yakıt eksikliği ve pompalama kayıplarından doğan enerji kayıpları saptanabilir. [4]

1.3.4 Direkt Sürtünme Ölçümleri

Bu başlık altındaki tekniklerin hepsinde güç silindiri sürtünmesi direkt olarak motorun normal çalışma koşullarında ölçülür. Bu test tekniklerinin diğerlerine göre dezavantajı daha fazla kompleks olmalarıdır. Bu da beraberinde daha hassas ekipman düzeni ve analiz yapısı gerektirmektedir. [4]

1.3.4.1 Hareket edebilir veya elastik silindir kovanı metodu ölçümleri

Silindirin elastik olarak yerleştirildiği birçok sürtünme ölçümü yapılmıştır. Pistondan gelen tepkilere göre silindir kovanına etki eden kuvvetler ölçülerek sürtünme değerleri saptanmıştır.

Bu yöntemlerin dezavantajları motorda maliyet getiren modifikasyonlara ihtiyaç duyulması ve silindir kovanına basıncın etkisinin dengelenmesinin dikkat gerektirmesidir.

Hareket edebilir, elastik silindir kovanı metodu [1]

Bu metod Furuham ve Sasaki tarafından geliştirilmiştir.

Bu metotta silindir kovanı motora elastik olarak yerleştirilir ve pistondan gelen tepkilere göre silindir kovanına etki eden kuvvetler ölçülerek sürtünme değerleri saptanır.

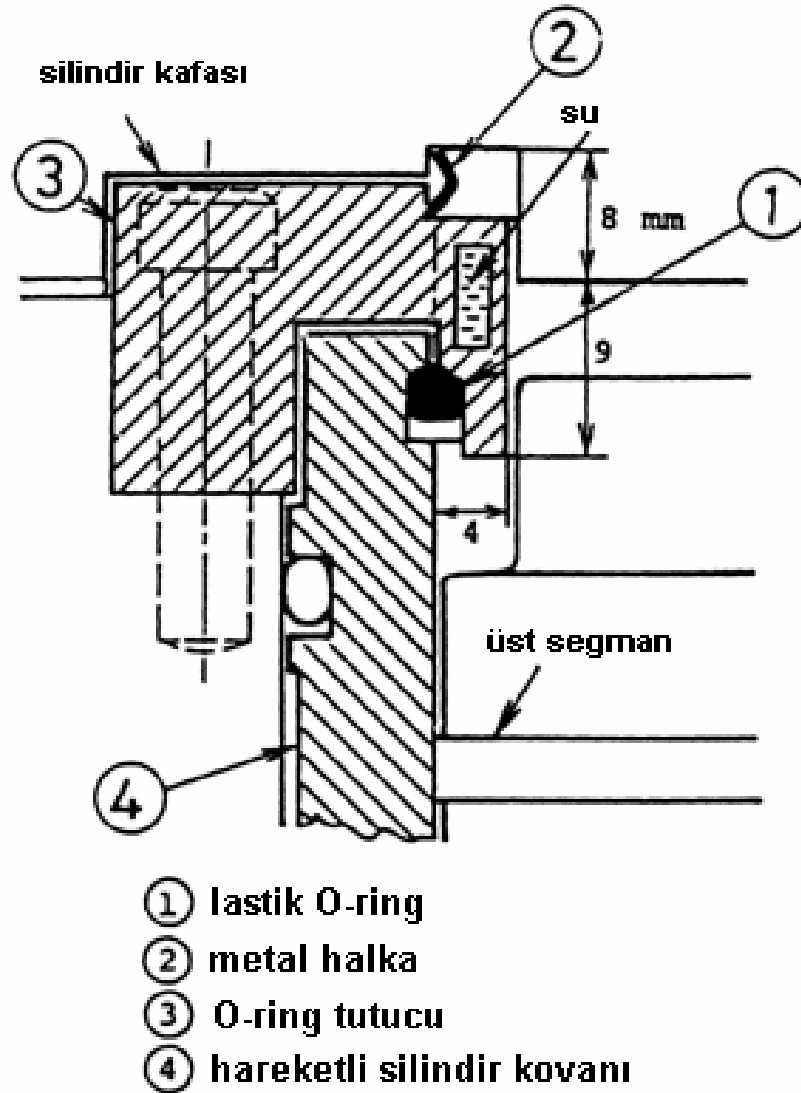
Bu metodun dezavantajları;

- Motorda maliyet getiren modifikasyonlara ihtiyaç duyulması
- Silindir kovanına basıncın etkisinin dengelenmesinin dikkat gerektirmesi
- Motor titreşimlerinin kovanın elastikliği nedeniyle sürtünmeye dahil olması

Deneylerde Hino Motors tarafından imal edilen, tek silindirli, 137x135 mm çap ve strokta, doğal emişli, direkt püskürtmeli dizel motoru kullanılmıştır. Yaklaşık 7 kg ağırlığındaki silindire etki eden maksimum 100-500 N mertebelerindeki sürtünme kuvvetini ölçmek için çok hassas şekilde deformasyonların saptanması gerekmektedir. 100 N büyüklüğündeki bir sürtünme kuvvetinin ölçülebilmesi için 1.5 μm 'den daha az bir deformasyonun ölçülebilmesi istenmektedir. Bu problemi ortadan kaldırmak için yapılan iyileştirmeler şunlardır:

- Piston itme kuvveti nedeniyle silindir kovanında meydana gelen deformasyonları minimuma indirebilmek için, silindir bloğu rijitliği arttırmak amacıyla kalın imal edilmiştir.

- Ayrıca silindir kovanını desteklemek için 2 adet halka şeklinde durdurucu plaka (alt ve üst) eklenmiştir. (Şekil 1.6)



Şekil 1.6 : Hakeret edebilir, elastik silindir kovanı [1]

Sürtünme kuvvetleri nedeniyle oluşan deformasyonları saptamak için piezo yük sensörleri kullanılmıştır.

- Çevresel olarak 4 noktaya piezo pickup'lar yerleştirilmiştir. Sürtünme kuvvetleri bu pickup'ların toplam çıkış verileri ile belirlenir.
- Gaz basıncının olmadığı dinamometre tahrikli deneylerde piston segmanlarına etki eden sürtünme kuvvetini ölçmek için silindir kovanı inceltir ve hafifletirilir.

- Direkt gaz basıncına maruz kalan lastik O-ringler kısa sürede ömrünü yitirmektedir.
- Gaz sızdırmazlık ekipmanı çok yer kaplamaktadır. (17 mm yükseklik ve 4 mm genişlik)

silindir conta

su

1 silindir kafası

b $\frac{b}{2}$

3 mm

3 piston

4

3 2

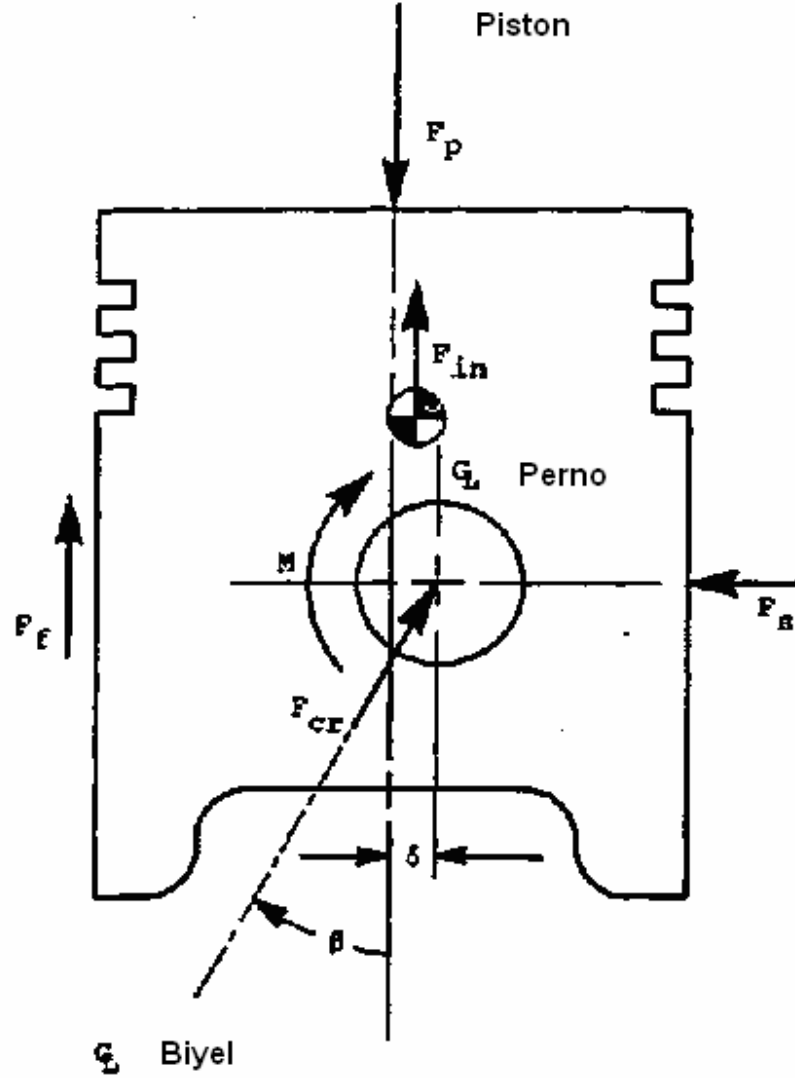
$\varnothing 105 \text{ mm}$

- ① metal gaz sızdırmazlık plakası
- ② hareketli silindir kovani
- ③ kovan desteği
- ④ Çıkıntı

13

1.3.4.2 Anlık indike basınç ölçümü metodu [2]

Piston ve segman grubu sürtünmesini ölçmek için Michigan Üniversitesi'nde geliştirilmiş deneysel bir metottur. Bu teknik sadece düşük motor devirlerinde kullanılmaktadır.



Şekil 1.8 : Piston kuvvet dengesi [2]

Pistona etkiyen kuvvet ve momentler Şekil 1.8'de gösterilmiştir. Buradaki kuvvetler gaz kuvveti F_p , atalet kuvveti F_{in} , biyel kuvveti F_{cr} , sürtünme kuvveti F_f ve yan kuvvet F_s 'dir. Her krank açısında bu kuvvetlerin yönü belli olduğundan eksenel doğrultuda bu kuvvetlerden herhangi üçünün değeri bilindiğinde dördüncü kuvvet, kuvvet dengesinden bulunabilmektedir. IMEP metodunun temel prensibi budur.

Metodun gereksinim duyduğu ölçümler:

1. Anlık biyel kuvveti
2. Anlık silindir basıncı
3. Motor devri
4. Krank konumu

Ve atalet kuvveti hesabıdır.

Atalet kuvveti formülasyonu:

$$F_{in} = (m_p + m_{pp} + m_{pr}) \ddot{s} + F^n \cos \beta \quad (1.5)$$
$$F^n = \int_{-l_2}^l \rho(A_r dr) a_d^n$$

F_{in} = toplam atalet kuvveti

$m_p + m_{pp} + m_{pr}$ = sırasıyla piston, perno ve segman kütleleri

$\ddot{s}$ = piston ivmesi

F^n = biyel atalet kuvveti

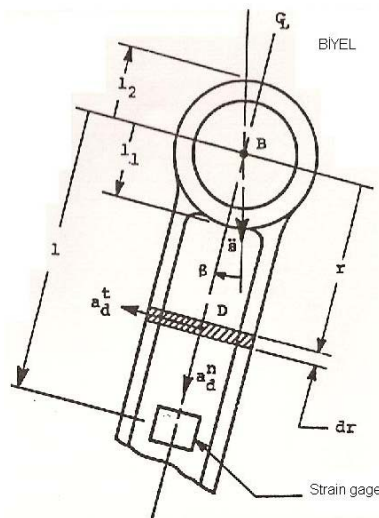
β = biyel açısı

ρ = biyel yoğunluğu

A_r = biyel kesit alanı

a_d^n = biyel üzerindeki D noktasının mutlak ivmesinin normal bileşeni

l ve l_2 = Şekil 1.9'daki uzunluklar



Şekil 1.9 : Biyel strain gage yerleşimi [2]

Krank konumu, krank miline ve optik bir sisteme bağlanan bir slotted disk kullanılarak saptanır. Dikdörtgen slotlar bir derece aralıklarla yerleştirilmişlerdir. Ayrı bir slot da üst ölü noktayı saptar.

Gaz kuvveti anlık basınç değeri ve piston alanı ile saptanır. Silindir basıncını ölçmek için AVL marka bir piezo-elektrik su soğutmalı basınç transdüseri ve Kistler marka bir amplifikatör (charge amplifier) kullanılmıştır. Kalibrasyon ölü ağırlık (dead weight) metoduyla yapılmıştır. Transdüserin soğutma suyu basıncı gürültüyü önlemek için sabit tutulmuştur.

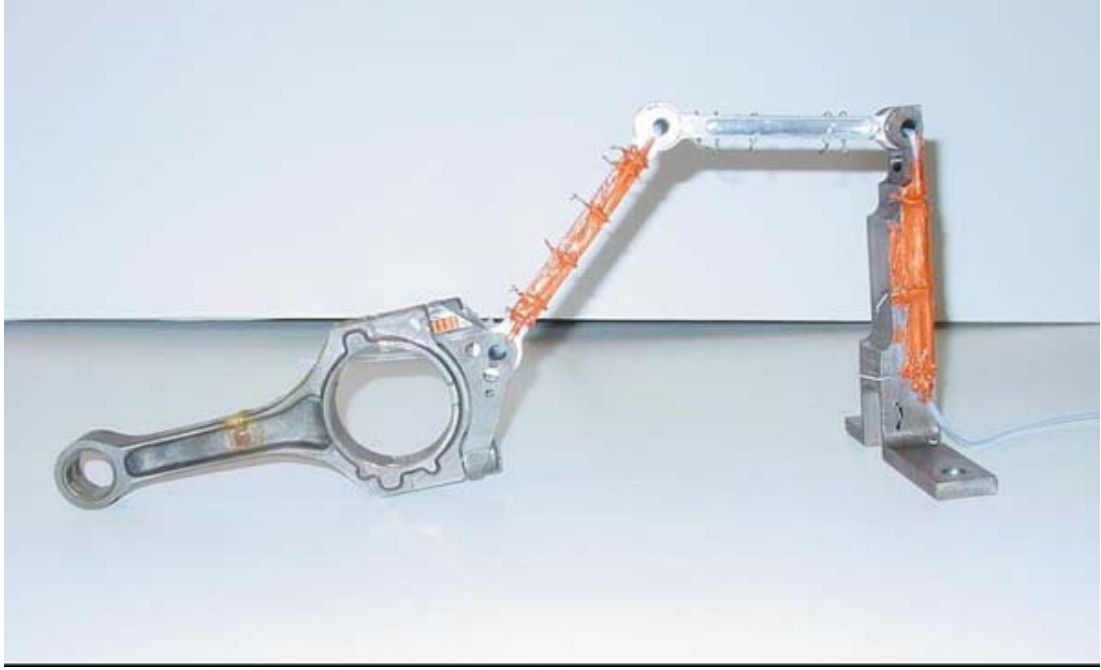
Biyel kuvveti resistance type strain gage devresi ile ölçülmüştür. Strain gage'in yerleştirildiği yüzeyler uygun şekilde işlenmiştir. Kabloları biyel büyük başından zemine taşımak için Şekil 1.10'dakine benzer bir çekirge bağlantı (grasshopper linkage) kullanılmıştır. Bu modifikasyon yağ karteri için gereklidir. Burada Wheatstone köprüsü strain gage devresi kullanılmıştır. Strain gage'ler eğilme ve sıcaklık dengesini kompanse edecek şekilde yerleştirilmiştir.

Sıcaklık dengesi strain gage'ler birbirine mümkün olduğunca yakın yerleştirilerek sağlanmıştır. Biyelin atalet kuvvetleri hesaplanırken biyel başlarındaki iki kütle ve bir yaylı kütle esas alınmıştır. Test motoru olarak 5 litrelik bir V-8 Chevrolet motoru tek silindiri çalışır hale getirilmiştir. Büyük bir volan devir değişimlerini minimize etmektedir. Motor elle ayarlanabilen yakıt püskürtme sistemiyle donatılmıştır. Hava yakıt oranını ayarlamak için bir oksijen sensörü kullanılmıştır. Soğutma suyu sıcaklığı kontrol edilmektedir. Yağlama sistemi kuru depo (dry-sump) sistemine dönüştürülmüştür. Bu motor durdurulmadan hızlı yağ değişimine imkan sağlamaktadır. Yağ sıcaklığı kontrol edilebilmektedir. Bir elektrik dinamometresi yükü sağlamaktadır.

Veri değerlendirilmesi ;

Veri toplamak için Nicolet marka dijital bir osiloskop kullanılmıştır. Basınç ve strain gage sinyalleri eş zamanlı olarak her bir derecelik krank açısında disklerle kaydedilmektedir. [2]

Bu metodun dezavantajı yüksek devirlerde çekirge bağlantının ve kabloların kopmasıdır.



Şekil 1.10 : Grasshopper linkage (Çekirge bağlantı) [5]

1.3.4.3 Sabit kovan metodu (Fixed Sleeve)

Ku ve Patterson’a ait bir metottur. Moveable bore metodunun farklı bir biçimidir. Bu metotta ince bir silindir kovanı, modifiye edilmiş, çelik, sökülebilir bir silindir kovanına rijit olarak yerleştirilmiştir.

Sürtünme kuvvetleri silindir kovanına yerleştirilen strain gage’ler ile ölçülür. Gaz kuvvetleri esnek silindir kovanının üst kısmına etki etmekte ve bu nedenle toplam ölçülen kuvvetten bu kuvvetler çıkarılmaktadır. Silindir basıncı ölçümüne gereksinim vardır.

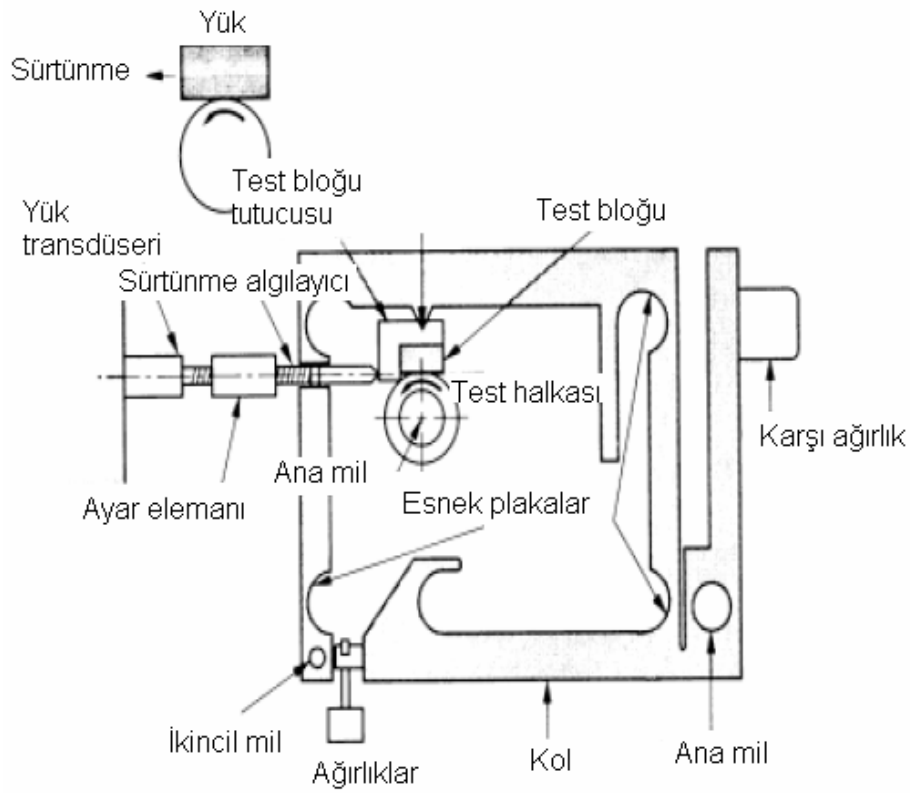
Bu konfigürasyon aynı zamanda aparatın içine yerleşebilecek şekilde küçük bir piston ve segmanlara gereksinim duyar. [4]

1.3.5 Sürtünme ölçümü test düzenekleri

1.3.5.1 Dönme hareketli test düzeneği ile ölçüm

Standart dönme hareketli test düzeneği ekipmanları; disk üzerinde pin, segman üzerinde blok ve karşı silindirlerden oluşur. (Şekil 1.11) Bu tip düzenekler çok yönlü doğrusal hareketin yanı sıra dönme veya piston hareketi de sağlayabilirler. Segman, motor bloğu ve silindir kovanı sürtünmesi ölçümlerinde kullanılırlar. Yük, hız, yağlama, sıcaklık gibi bir çok parametre değişimi ile testler gerçekleştirilebilir.

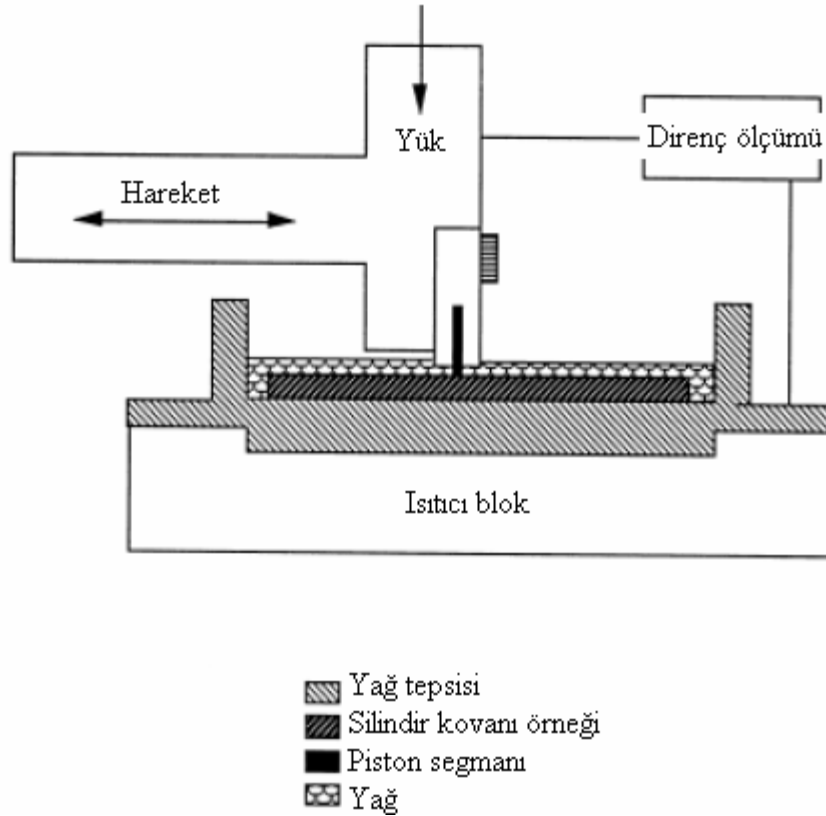
Sürtünme katsayısı her testin başında uygulanan ağırlık ve kuvvet transdüseri çıkışı ile saptanır. [6]



Şekil 1.11: Falex tipi sürtünme ölçüm düzeneği [6]

1.3.5.2 Piston hareketli test düzeneği ile ölçüm

Cameron- Plint yüksek frekanslı sürtünme ve aşınma ölçümü düzeneği, yağlayıcı ve silindir kovani malzemesi performansının saptanması için kullanılır. (Şekil 1.12) Piston/silindir kovani dinamiğinin simüle edilmesi amaçlanarak düzeneğin piston hareketi sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Örnek parça tutucusu silindir üzerinde ileri geri hareket ederek motordaki hareketi sağlar. Buna ek olarak, tutucu piston segmanının segman yuvasında hareketine olanak sağlamak için modifiye edilmiştir. [6]



Şekil 1.12 : Cameron – Plint yüksek frekanslı sürtünme ölçümü düzeneği [6]

Segman ve silindir kovanı sürtünme ölçümü deney düzeneği [7]

Bu sistem silindir kovanlarının, piston, segman ve yağlayıcı özelliklerinin motor çalışma koşulları simule edilerek test edilmesini sağlar. Kovan, devir kontrollü 1 beygir gücünde kayış-kaynak ve krank mili mekanizmasından oluşan bir Dayton DC motor tarafından tahrik edilen kovan yuvasına bağlanır. Kovan yuvası yatakları sayesinde yatay olarak hareket edebilmektedir. Simule edilen segman/kovan temas kuvveti yükleme kolu ve hava silindiri ile uygulanır. Hava basıncı regülatör ile ayarlanır. Uygulanan normal kuvveti ve sürtünme kuvvetini ölçmek için iki eksenli kuvvet sensörü dizayn edilmiştir. Yatay eksenindeki atalet kuvvetleri kovan yuvasıyla zıt yönde çalışan bir piston mekanizmasıyla dengelenmektedir. Dönel atalet kuvvetleri krank mili kollarına karşı ağırlıklar yerleştirilerek dengelenmiştir.

Büyük krank mili kasnağı açısal hız değişimlerini minimize etmektedir. Biyelde iğneli tip bilyalı yatak ve yağlı bronz yatak kullanılarak krank milinin yağlanma gereksinimi ortadan kaldırılmıştır. Sistem eş zamanlı olarak devri, sıcaklığı ve yağlama miktarını kontrol edebilmekte ve sürtünme kuvvetini, yükleme kuvvetini, krank açısı sinyalini ve temas sıcaklığını işleyebilmektedir. Devir Dayton DC devir

kontrolcüsü ile ayarlanır. Krank açısı ve segman konumu Bei-Motion model H25 encoder ile ölçülmektedir. Çalışma devri HP 5314A–100 Mhz üniversal sayaç ile görüntülenir. Bilinen çalışma devri, krank yarıçapı ve biyel uzunluğu ile segman kayma hızı hesaplanabilir. Yüzey sıcaklığı segman tutucuya yerleştirilen bir T tipi thermocouple ile ölçülür. Omega CN76020 tip sıcaklık kontrolcüsü ve Omega strip ısıtıcı sistemi kullanılarak gerçek motor silindir kovani sıcaklığı simüle edilir. Isıtma sistemi kullanılarak yüzey sıcaklığı 100 °C'ye kadar arttırılabilir.

Yağlama miktarı Cole-Parmer 749000 syringe pompa ile kontrol edilir. Akış miktarı %0.2 hassasiyetle 0.2 µl/h ile 500 ml/h aralığında ayarlanabilmektedir. Fazla yağ kovan yuvasına açılan delikten boşalmaktadır.

Segman tutucu dizaynı

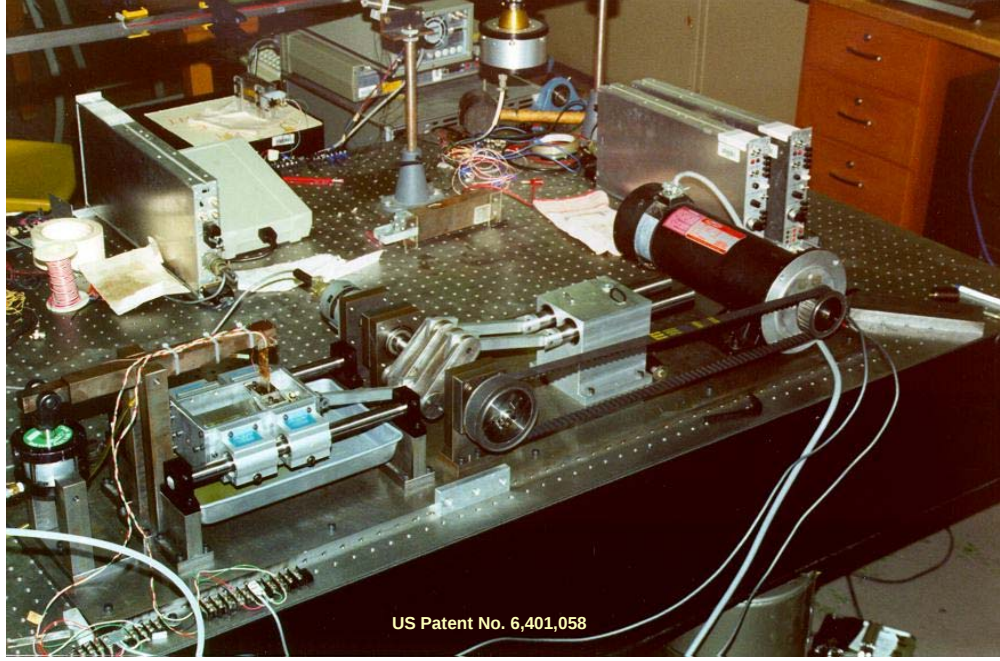
Segman tutucu dizaynı Hartfield ve Tung'un geliştirdiği modelin segman ve kovan arasında temas alanı yaratmak için modifiye edilmiştir. Segman tutucu olarak gerçek piston ve segman örnekleri kullanılmıştır. Segman yuvasında serbestçe dönebilmektedir.

Sürtünme ve normal kuvvet ölçümü

Segman tutucu yükleme koluna bir dirsek kuvvet sensörü ile bağlanmıştır. Segman ve silindir kovani arasındaki anlık sürtünmeyi ölçmek için strain gage devreleri kullanılmıştır. Uygulanan dinamik normal kuvvet, hava silindiri ve yükleme kolu arasına yerleştirilen Omega yük sensörü ile ölçülmektedir.

Dirsekteki gerilmeler algılandığında strain gage devresi sürtünme ve normal kuvvetle orantılı olarak bir voltaj üretir. Bu strain gage sinyalleri bir amplifikatör ile yükseltilerek okunur. [7]

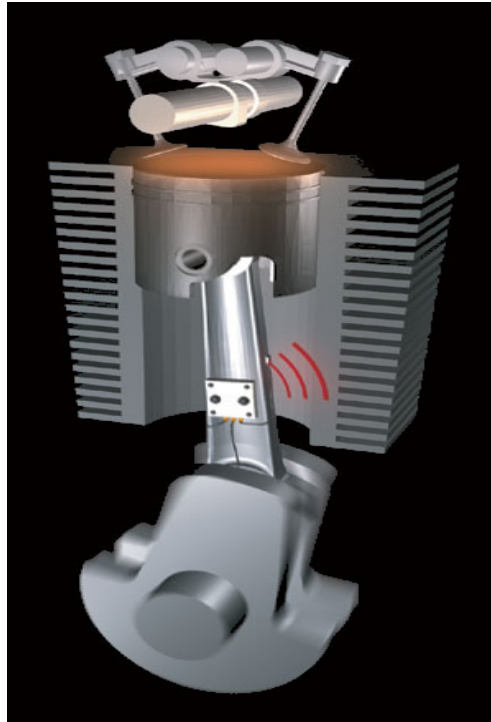
Veri toplamak için Data61000 tipi bir veri aktarım (data acquisition) sistemi kullanılmıştır. Toplanan veriler bir bilgisayarda işlenmektedir. (Şekil 1.13)



Şekil 1.13: Test Düzenegi [7]

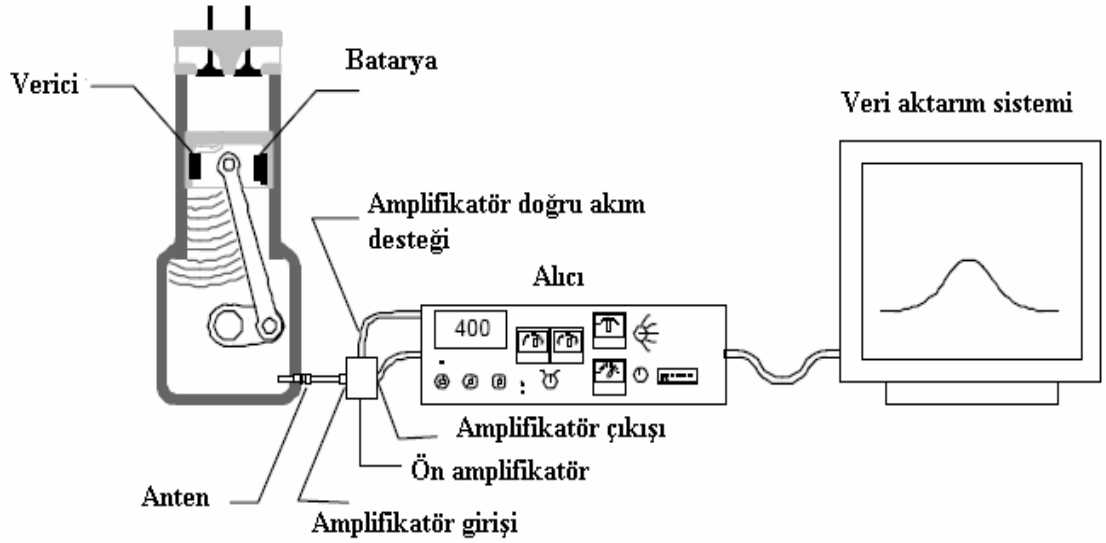
1.3.6 Kablosuz telemetri yöntemi ile biyel gerilme ve uzama ölçümü

Kablosuz telemetri yöntemleri ile içten yanmalı motorlarda biyel üzerinde anlık gerilme ve uzama ölçümleri yapılabilmektedir. (Şekil 1.14)



Şekil 1.14 : Kablosuz telemetri yöntemi [8]

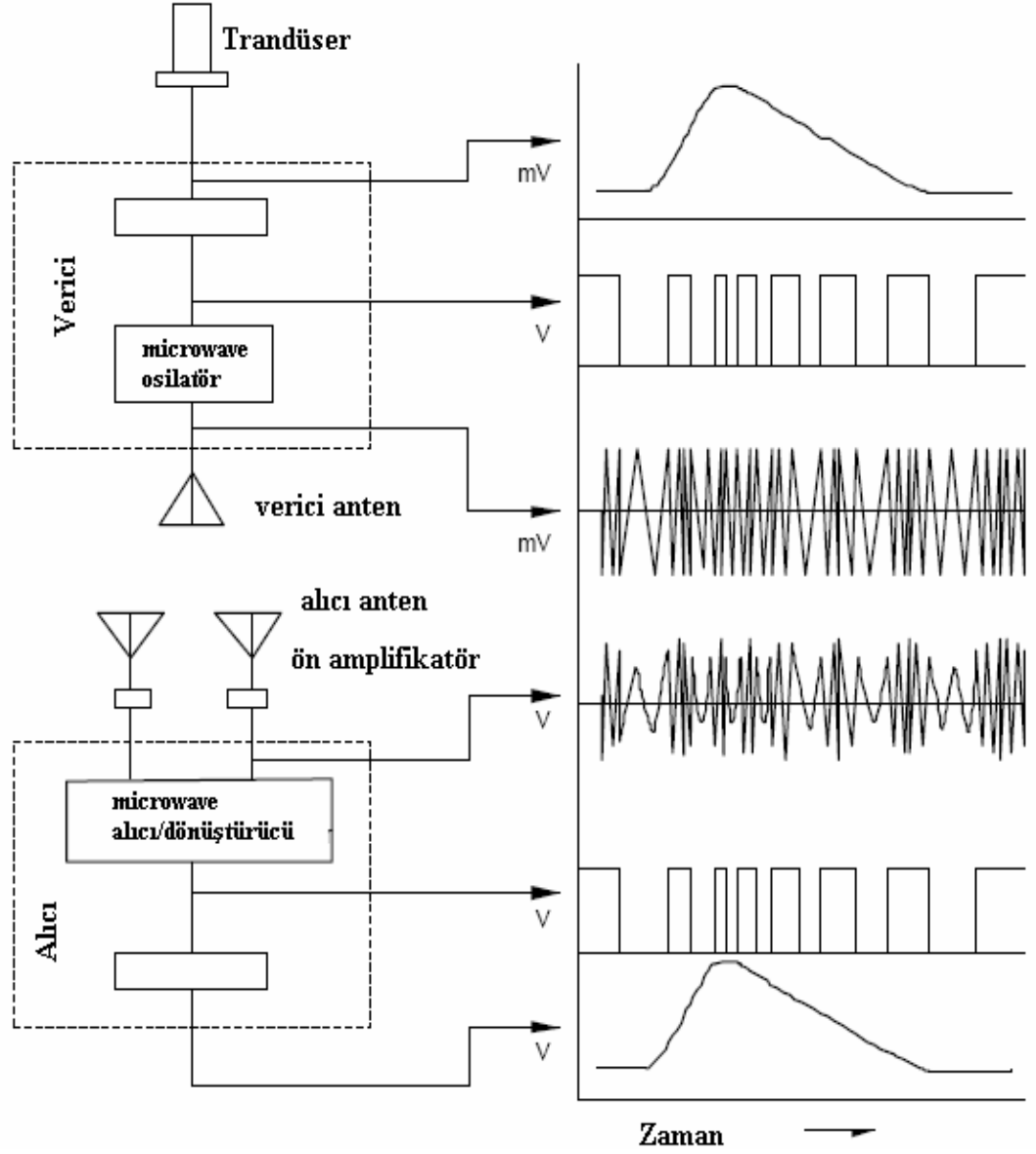
Kablosuz telemetri sistemi bir microwave alıcı, bir ön amplifikatör, bir verici ünitesi, batarya, anten ve veri aktarımı sisteminden oluşmaktadır. (Şekil 1.15)



Şekil 1.15 : Kablosuz telemetri sistemi düzeneği [9]

Microwave alıcı, biyele yerleştirilen microwave verici ünitiden ilgili veriyi almaktadır. Verici FM sinyali frekanslarını kullanmaktadır. Aktarılan microwave sinyali, vericiye mümkün olduğu kadar yakın yerleştirilen iki anten ile alınmaktadır. Motor uygulamalarında verici ünite piston üzerine, antenler ise genellikle yağ karterine alt ölü noktaya yakın bir yere yerleştirilmektedir. Her iki anten de aynı sinyali alır. Alıcı antenlerden sonra DC destekli bir ön amplifikatör yer alır. Ön amplifikatör sinyal gerilimini microwave alıcıya girmeden önce güçlendirir. Daha sonra alıcıda sinyaller ters dönüşüm yaptırılarak eski frekanslarına getirilir. İkinci dönüşüm ise frekans-voltaj dönüştürücüde gerçekleştirilir. [9]

Alıcının önündeki voltaj çıkış bağlantısından elde edilen analog veri, veri aktarımı sistemine gönderilir. Burada voltaj seviyesi bir kalibrasyon formülasyonu ile istenilen veri çıkışına dönüştürülür. (Şekil 1.16)



Şekil 1.16 : Microwave telemetry sinyal oluşumu [9]

Tezin Amacı;

URAS'ın kullandığı 'Anlık indike basınç ölçümü' metodu'nun 2 belirgin dezavantajı vardır;

- Yüksek devirlerde strain-gage kablolarının iletimi için kullanılan çekirge bağlantının ve kabloların kopması
- Gaz kuvvetinin hesabında kullanılan yüksek gaz basınçları ölçümünün ve atalet kuvvetleri hesabının hassasiyet gerektirmesi

Bu bitirme tezinde amaç; piston grubu sürtünme kuvvetlerinin "Anlık indike basınç ölçüm metodu" kullanılarak ölçümünde bir hesaplama yöntemi geliştirilmesi ve bu

yöntemde sonlu elemanlar ve dinamik analiz yardımıyla atalet kuvvetlerinin biyel üzerinde oluşturduğu gerilmelerin ve “strain gage” elektrik sinyalinin hesaplanmasıdır.

Piston sürtünmesi ölçüm deneylerinde biyel üzerindeki kuvvet ve uzamanın ölçülmesinde kullanılan strain-gage’lerin biyel üzerinde yerleştirilecekleri yerin belirlenmesi ölçüm hassasiyeti açısından çok önemlidir.

Tez çalışmasının diğer bir amacı da strain gage uygulaması yapılacak yerin sonlu elemanlar analizi ve krank-biyel-piston mekanizması dinamik analizi yardımıyla belirlenmesidir.

Ayrıca bunlara ek olarak tez çalışmasında örnek bir çalışma şartında oluşan sürtünme kuvvetlerinin biyel üzerindeki gerilme dağılımına etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır.

Formülasyon;

$$C_y = P.A + m_p g - f + m_p . a_o \quad (2.1)$$

$$a_o = \omega^2 . R (\cos(\theta) + \lambda . \cos(2\theta)) \quad (\lambda = R/l) \quad (2.2)$$

$$F_{STG} . \cos(\phi) - C_y - F_C . \cos(\phi) = 0 \quad (2.3)$$

$$f = P.A - F_{STG} . \cos(\phi) + m_p g + F_C . \cos(\phi) + m_p . a_o \quad (2.4)$$

m_p : piston grubu kütlesi

P: Gaz basıncı

A: Piston alanı

ω : açısal hız

a_o : piston grubu ivmesi

R: krank yarıçapı

l: biyel uzunluğu

λ : krank yarıçapı-biyel uzunluğu oranı

ϕ :biyel açısı

θ : krank açısı

C_y : biyel küçük başına gelen kuvvet

F_C : biyel atalet kuvveti

F_{STG} : strain gage tarafından ölçülen kuvvet

f: sürtünme kuvveti

2.2 Teorik Modele Ait Veriler

Çap x Strok: 112 x 124 mm

Krank yarıçapı: 62 mm

Piston grubu kütlesi: 1.8 kg

Piston grubu malzemesi: Çelik

Piston ataleti:

IXX : 1865.7763886059 kg-mm**2

IYY : 1850.9726952976 kg-mm**2

IZZ : 1562.7328508857 kg-mm**2

IXY : 0.0 kg-mm**2

IZX : 0.0 kg-mm**2

IYZ : 0.0 kg-mm**2

Biyel kütlesi: 3.8 kg

Biyel malzemesi: Çelik

Biyel büyük başı ve küçük başı arasındaki mesafe: 222 mm

Biyel büyük başı dış yarıçapı: 58 mm

Biyel küçük başı dış yarıçapı: 34 mm

Biyel ataleti:

IXX : 3250.3383732158 kg-mm**2

IYY : 5.3212729658E+004 kg-mm**2

IZZ : 5.5565833524E+004 kg-mm**2

IXY : 6.4948676801E-003 kg-mm**2

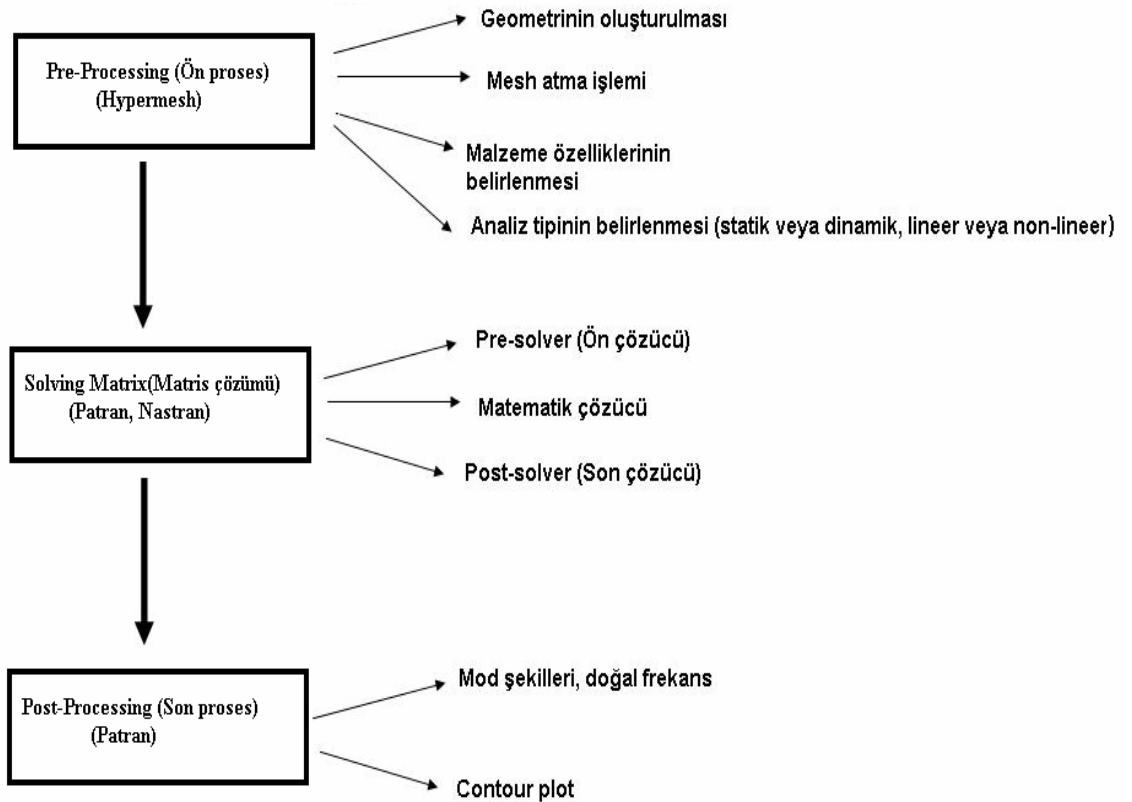
IZX : 0.0 kg-mm**2

IYZ : 0.0 kg-mm**2

Motor devri: 2400 d/d

2.3 Sonlu Elemanlar Analizi Metodu ile Esnek, Kuvvet Algılayabilir Biyel Modellenmesi

2.3.1 Modelleme Akış Şeması



Şekil 2.2 : Modelleme akış şeması

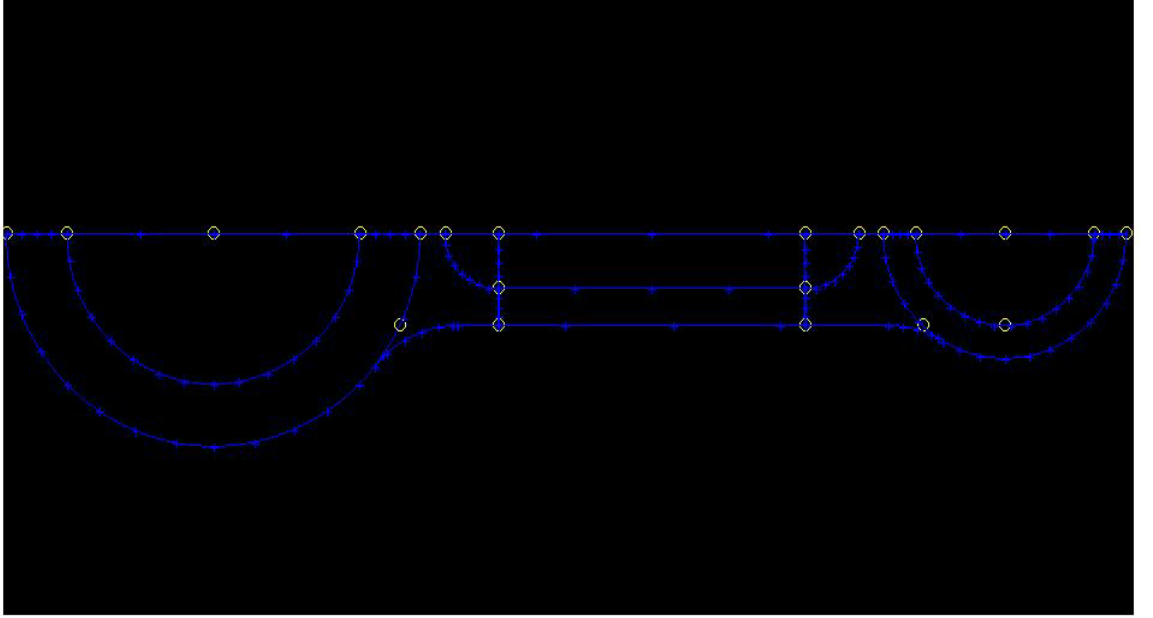
2.3.2 Ön Proses (Pre-Processing)

Bu aşama 4 bölümden oluşur:

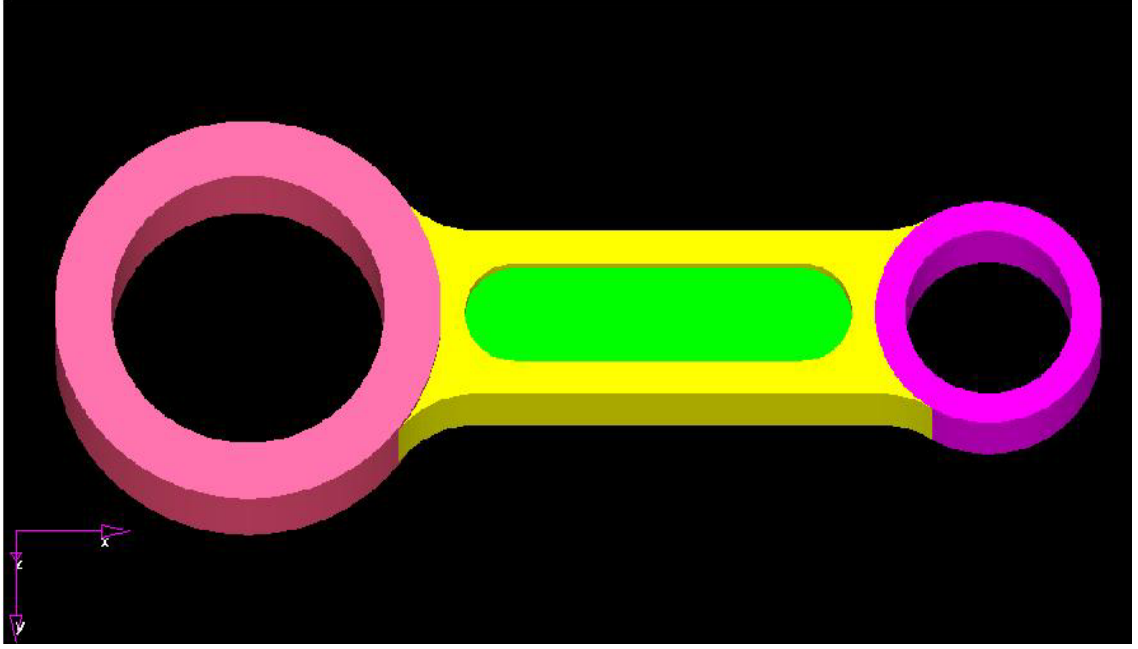
- Geometrinin oluşturulması
- Sonlu elemanlara ayırma (Mesh atma işlemi)
- Malzeme özelliklerinin belirlenmesi
- Analiz tipinin belirlenmesi (statik, dinamik, lineer, non-lineer gibi)

Geometrinin oluşturulması:

Biyel modeli bir mesher programı olan Hypermesh'te oluşturulmuştur. Bir boyutlu yarı biyel resmi Şekil 2.3'te, üç boyutlu katı biyel modeli ise Şekil 2.4 'te gösterilmektedir.



Şekil 2.3 : Tek boyutlu yarı biyel resmi



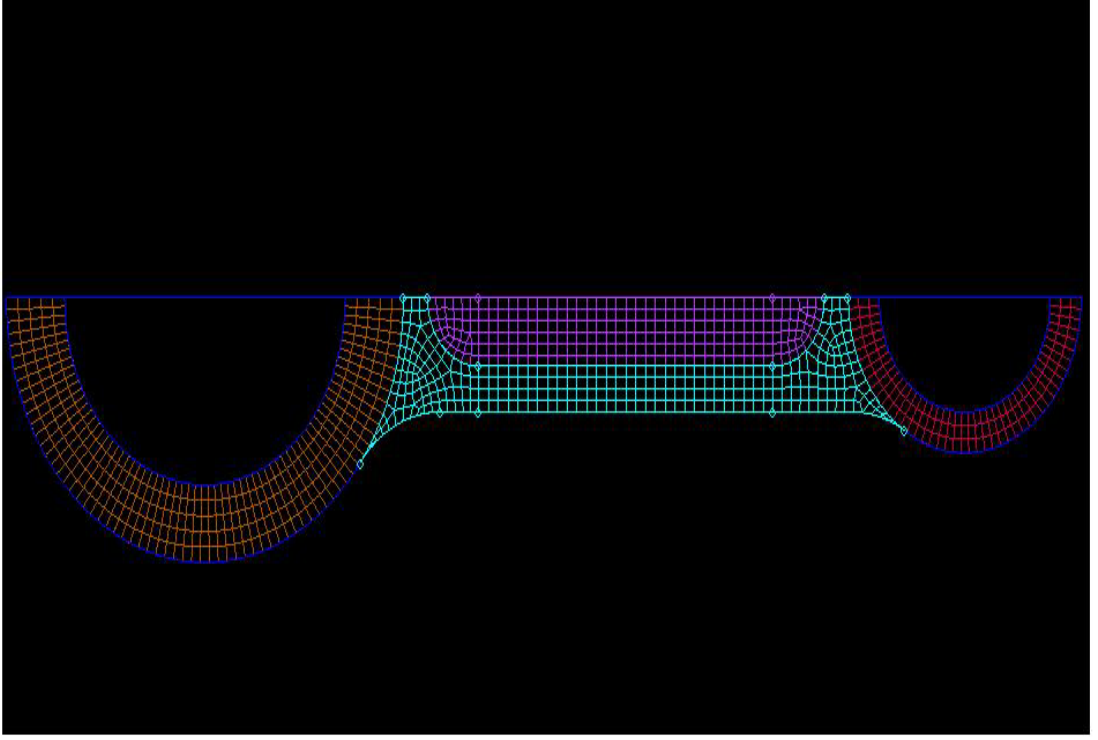
Şekil 2.4 : Üç boyutlu katı biyel modeli

Sonlu elemanlara ayırma (Mesh atma işlemi):

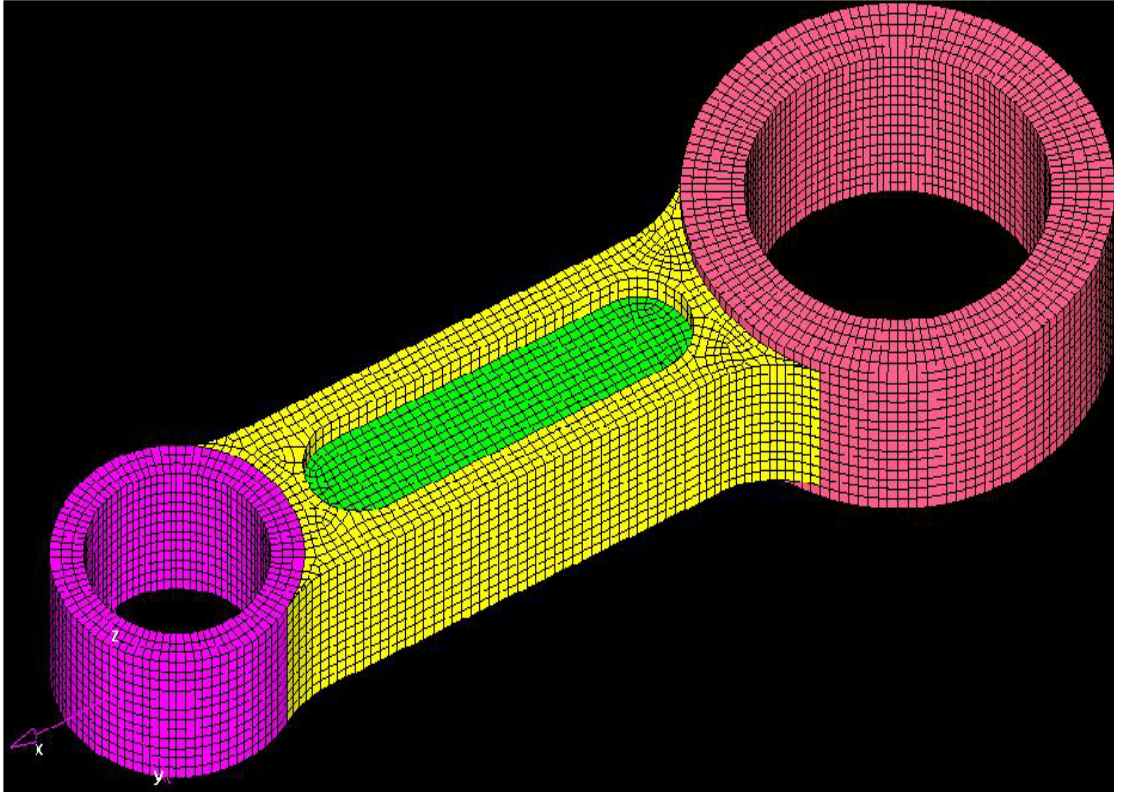
Sonlu elemanlara ayırma işlemi Hypermesh programında gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar metodunda yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan bir çok elemana bölünür. Elemanlar "node" (düğüm noktası) adı verilen noktalarda tekrar birleştirilirler. Bu şekilde cebrik bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler düğüm noktalarındaki denge denklemleridir.

Sonlu elemanlara ayırma işlemi ile geometri ile matris çözücü arasında bağlantı kurulur. Alınacak sonuçlar atılan mesh'in kalitesine bağlı olduğundan bu işlem çok önemlidir.

Biyel modeline mesh atılırken önce yüzey oluşturulup parçanın boyutlarına göre kare mesh atılmıştır. (Şekil 2.5) Kare meshlerin boyutları 2-4 mm'dir. Daha sonra drag işlemi ile yüzey extrude edilerek üç boyutlu elemanlar (tetra solid elements) oluşturulmuştur. Biyel modelindeki toplam eleman sayısı 23692, toplam düğüm noktası sayısı ise 29401'dir. (Şekil 2.6)



Şekil 2.5 : Biyel yarı kesit yüzeyinin elemanlara ayrılması



Şekil 2.6 : 3 boyutlu biyelin elemanlara ayrılması

Malzeme özelliklerinin belirlenmesi:

Biyel için malzeme olarak çelik seçilmiştir ve buna uygun olarak çeliğin elastik modülü ve Poisson oranı programa girilmiştir. (elastik modül: 200000 Mpa, Poisson oranı 0.3)

Analiz tipinin belirlenmesi (statik, dinamik, lineer, non-lineer gibi):

Dinamik analiz yapılacağından biyel için hiçbir sınır koşul veya sınırlayıcı (constraint) belirlenmemiştir.

2.3.3 Matris Çözümü (Solving Matrix)

Çözücü program (Nastran) tarafından otomatik olarak gerçekleştirilen aşamadır. Bu aşamada dinamik analiz için gerekli olan doğal frekans değerleri ve bu frekanslara ait şekil değiştirme modları hesaplanmaktadır. Bu değerler yapının her hangi bir zorlayıcı kuvvet altındaki davranışını tespit ederler. Bu modları inceleyerek zorlayıcı kuvvetlerin yapıya hangi modlarda daha çok enerji verebileceğini ve yapının hangi noktasındaki tepkiye hangi modun daha büyük katkı yapacağını görebiliriz.

Sonlu elemanlar metodunda temel fikir sürekli fonksiyonları bölgesel sürekli fonksiyonlar (genellikle polinomlar) ile temsil etmektir. Bunun anlamı bir eleman içerisinde hesaplanması istenen büyüklüğün değerinin, o elemanın node'larındaki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunmasıdır. Bu nedenle sonlu elemanlar metodunda bilinmeyen ve hesaplanması istenen değerler node'lardaki değerlerdir. Bir varyasyonel prensip (örneğin; enerjinin minimum olması prensibi) kullanılarak büyüklük alanının node'lardaki değerleri için bir denklem takımı elde edilir. Bu denklem takımının matris formundaki gösterimi statik analiz için;

$$[k]\{d\} = \{F\} \quad (2.5)$$

k=stiffness, d=displacement (DOF), F=force

k= rijitlik matrisi

d= büyüklük alanının nodlardaki bilinmeyen değerlerini temsil eden vektör

F= kuvvet,yük

Titreşim ve dinamik analiz için ise;

$$[k].[D] + [C].[D] + [M].[D] = [F] \quad (2.6)$$

Bu denklemde $[k]$ rijitlik matrisini, $[C]$ sönüm matrisini, $[M]$ kütle matrisini ve $[F]$ kuvvet vektörünü temsil etmektedir. Bir dinamik analizde bilinmeyen $[D]$ deplasman vektörünün, $[\dot{D}]$ hız vektörünün ve $[\ddot{D}]$ ivme vektörünün hesaplanması istenmektedir. [11]

Sonlu elemanlar çözücüsü (Nastran) 3 ana elemandan oluşur;

- Ön çözücü (Pre-solver)

Ön çözücü mesher'da oluşturulan modeli okur ve matematiksel olarak formüle eder. Eğer model doğruysa çözücü element-stiffness (eleman rijitlik) matrisini oluşturur ve matematik çözücüyü devreye sokar.

- Matematik çözücü

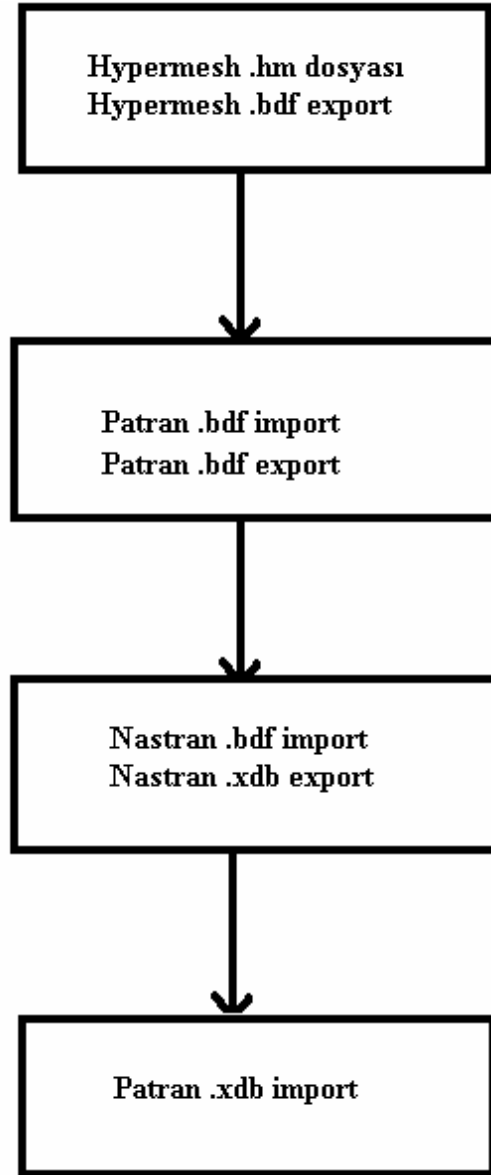
Matematik çözücüde analiz tipine göre yer değiştirme, sıcaklık ve basınç gibi hesaplar yapılır.

- Son çözücü (Post-solver)

Analiz tipine göre herbir nod için gerilme, ısı akışı gibi hesaplar yapılır.

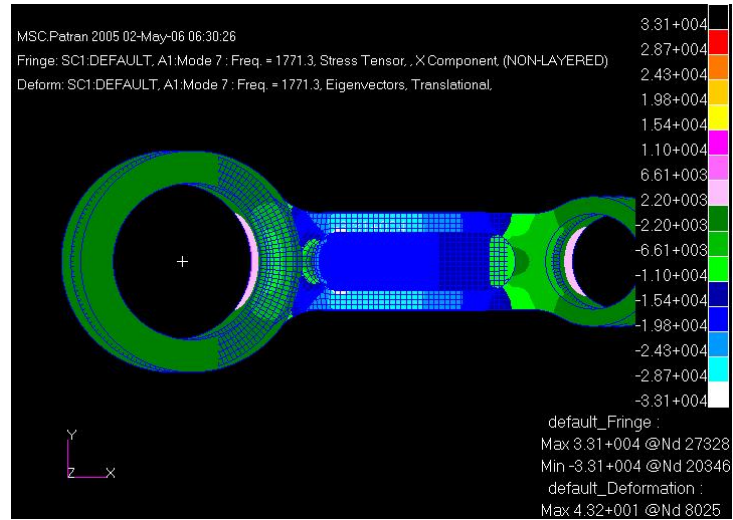
2.3.4 Son Proses (post-processing)

Bu aşamada Patran programında biyel için Nastran tarafından oluşturulan doğal frekanslara ait mod şekilleri, deformasyon, gerilme ve uzama contour plot'ları görüntülenmektedir. Bu aşamaya kadar yapılan program dosya aktarımı akış şeması Şekil 2.7'de verilmektedir.

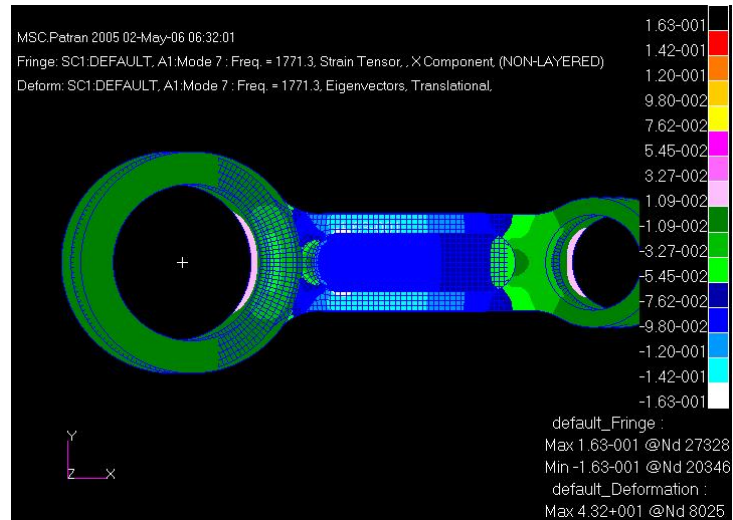


Şekil 2.7 : Dosya aktarımı akış şeması

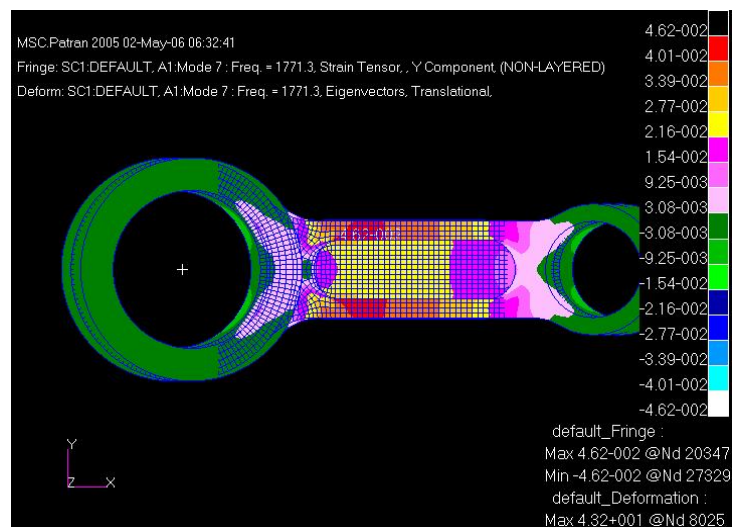
7. ve 8. modlara ait doğal frekans, gerilme ve uzama değerleri Şekil 2.8, 2.9, 2.10, 2.11, 2.12 ve 2.13'te gösterilmektedir. Diğer doğal frekanslara ait mod şekilleri, deformasyon, gerilme ve uzama verileri Ek A'da verilmiştir.



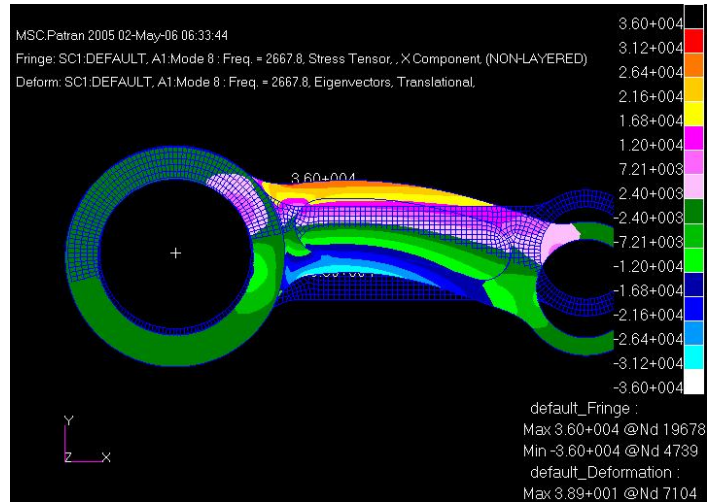
Şekil 2.8 : Mod 7'ye ait X eksenindeki gerilme değerleri (frekans 1771.3 Hz)



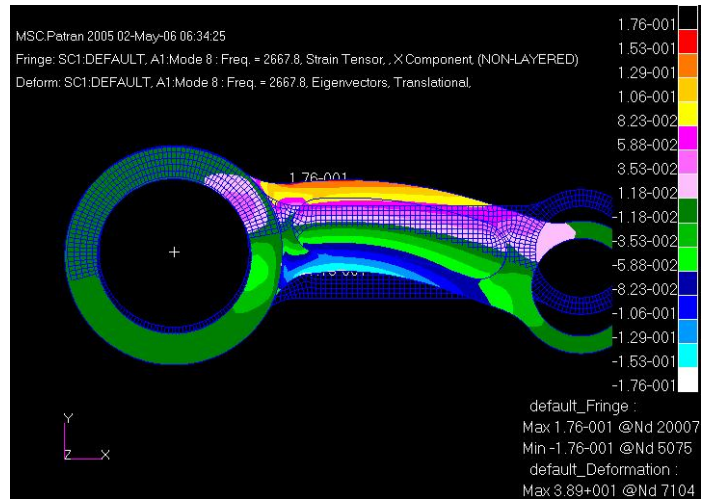
Şekil 2.9 : Mod 7'ye ait X eksenindeki uzama değerleri (frekans 1771.3 Hz)



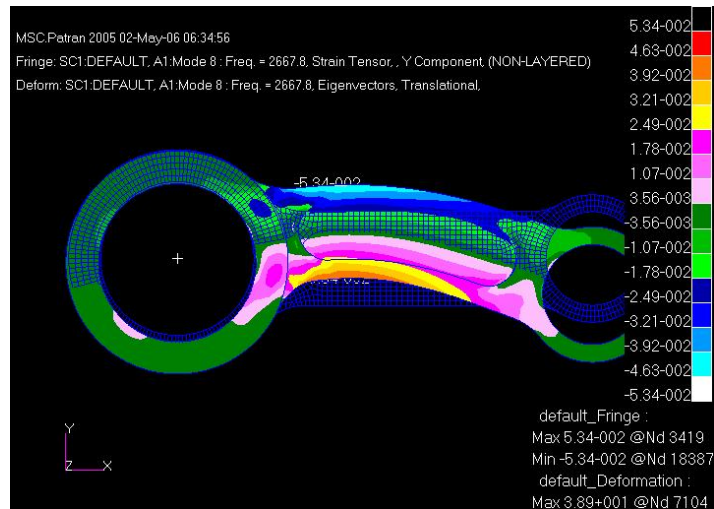
Şekil 2.10 : Mod 7'ye ait Y eksenindeki uzama değerleri (frekans 1771.3 Hz)



Şekil 2.11 : Mod 8'e ait X eksenindeki gerilme değerleri (frekans 2667.8 Hz)



Şekil 2.12 : Mod 8'e ait X eksenindeki uzama değerleri (frekans 2667.8 Hz)

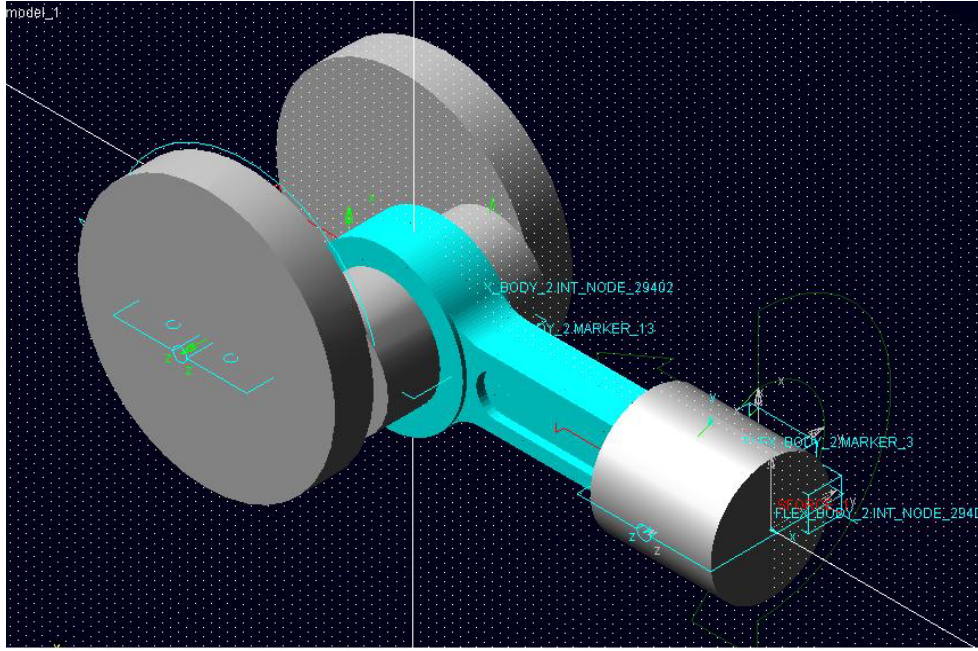


Şekil 2.13 : Mod 8'e ait Y eksenindeki uzama değerleri (frekans 2667.8 Hz)

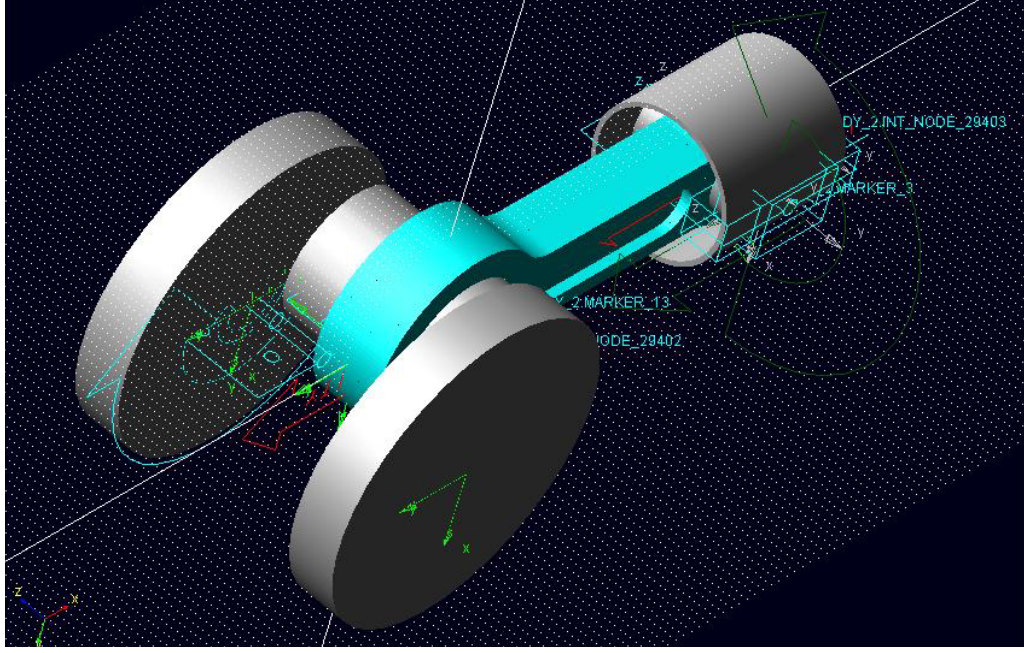
2.4 ADAMS Programında Krank-Biyel-Piston Mekanizmasının Dinamik Analizi

Bu aşamada ADAMS programında piston-krank-biyel mekanizması oluşturulmuştur. Mekanizmada piston-krank hareketini verebilmek amacıyla pistonla ADAMS Grid alanı arasında bir doğrusal bağlantı, pernoyla biyel küçük başı arasında, krank muylusuyla biyel büyük başı arasında ve krankla ADAMS Grid alanı alanında birer döner bağlantı olmak üzere toplam dört bağlantı kullanılmıştır.

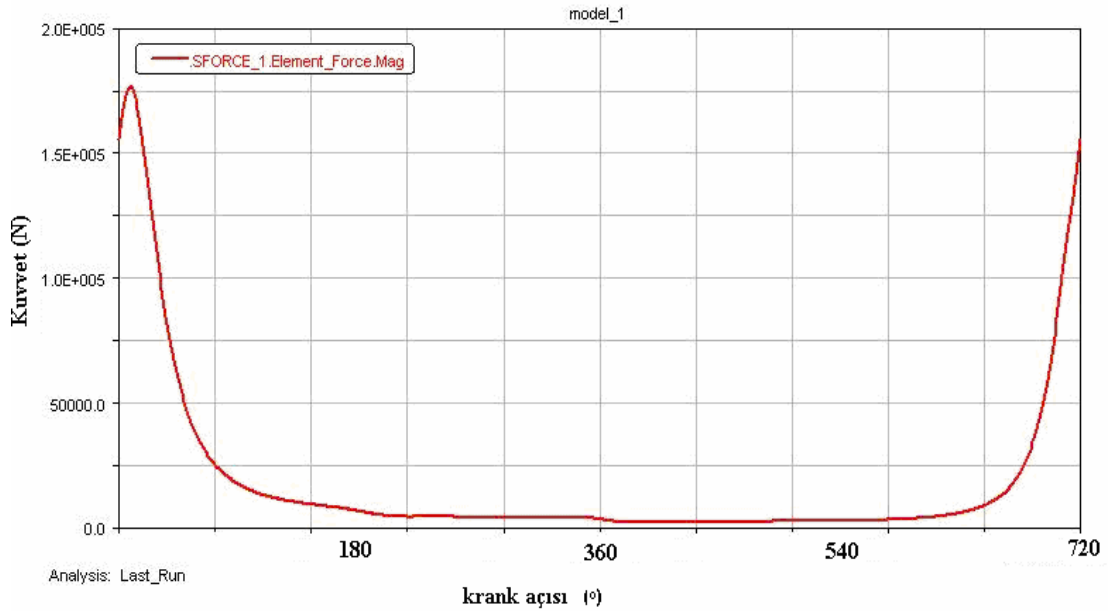
Motor devri 2400 d/d olarak verilmiştir. Gaz basıncı ve kuvveti ise grafikteki (Şekil 2.16 ve Şekil 2.17) gibi alınmıştır. Şekil 2.14 ve 2.15'te Adams krank-biyel modeline ait resimler verilmiştir.



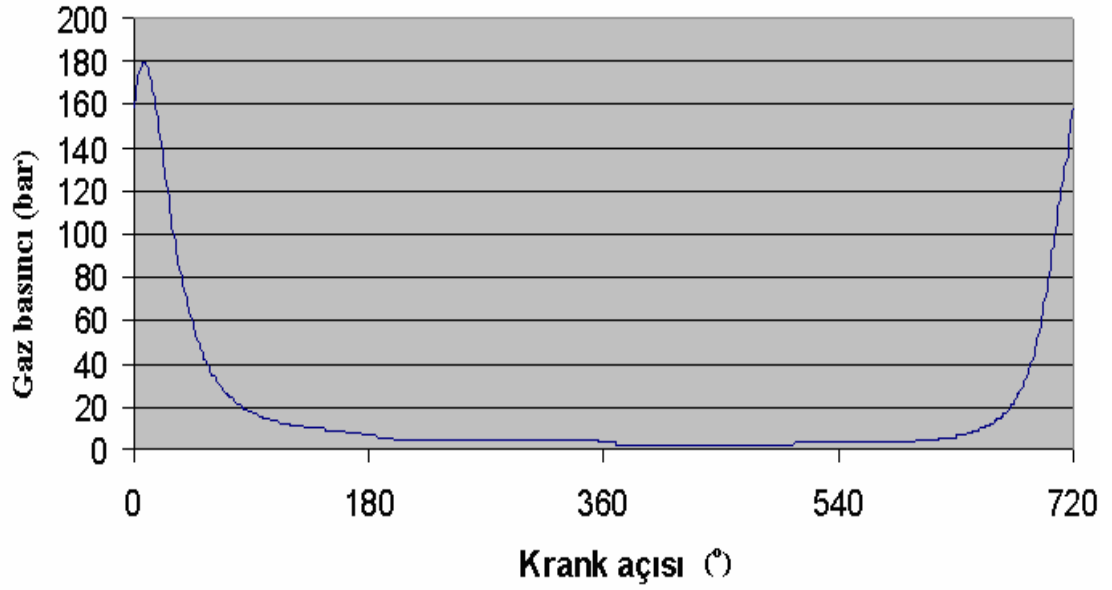
Şekil 2.14 : ADAMS krank-biyel modeli yan görünüş



Şekil 2.15 : ADAMS krank-biyel modeli alt görünüş



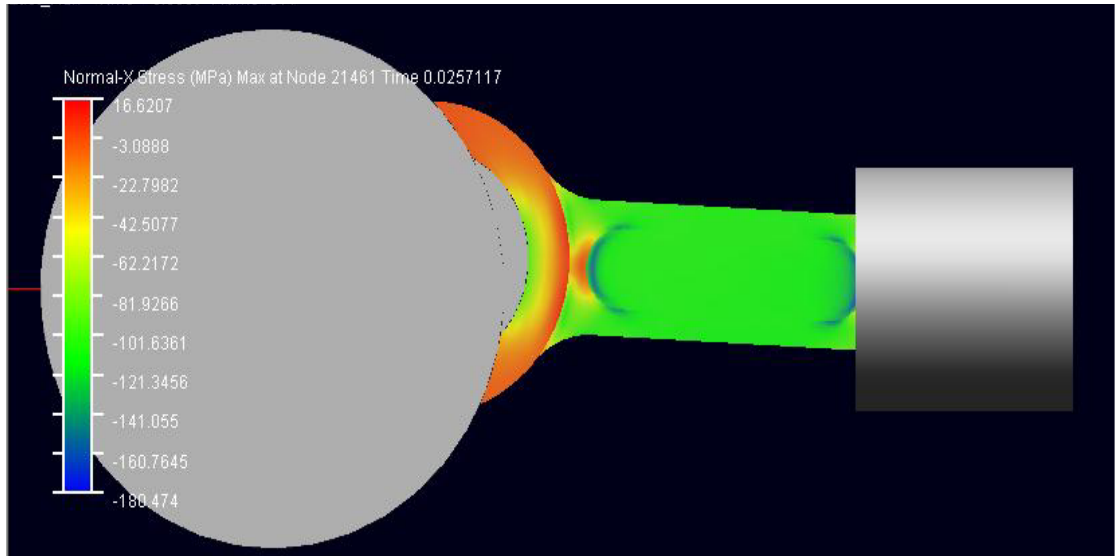
Şekil 2.16: Gaz kuvveti (2400 d/d, tam yük)



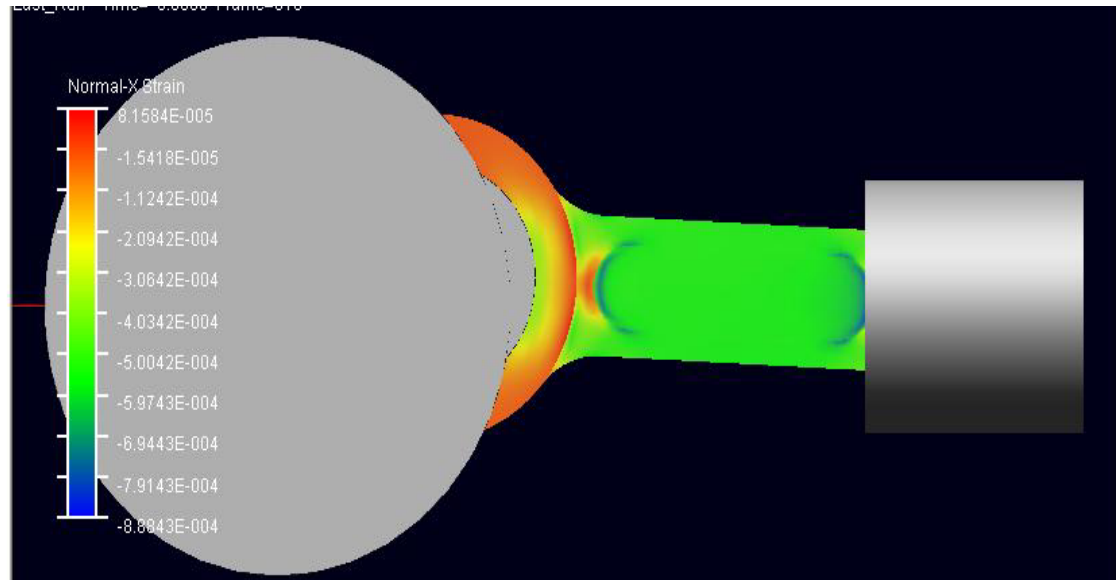
Şekil 2.17 : Gaz basıncı (2400 d/d, tam yük)

2.5 ADAMS Son Proses (post-processing) Sonuçlarının İncelenmesi

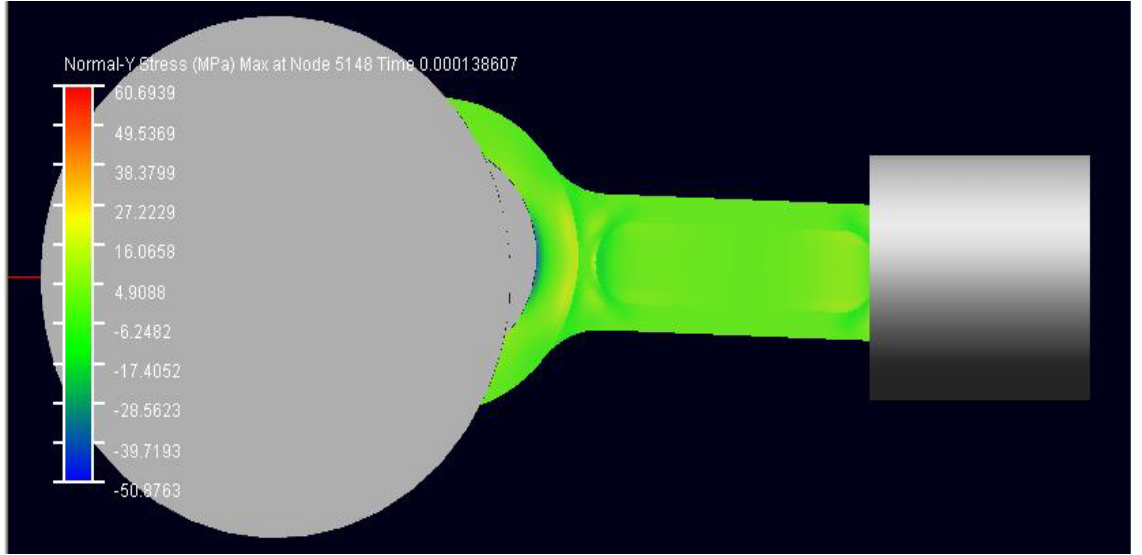
Bu aşamada görsel olarak biyel üzerindeki deformasyonlar, gerilme ve uzama dağılımları contour plot verileri üzerinden incelenmiştir. Ayrıca bu aşamada piston-biyel mekanizmasının tüm yer değiştirme, hız, ivme, kinetik enerji, momentum, uzama enerjisi, kuvvet ve deformasyon değerleri grafiksel ve veri olarak her parça bazında (piston, krank, biyel) elde edilmiştir. (Ek B) Biyelin bazı krank açılarındaki biyel normal X ve Y eksenine göre uzama ve gerilme contour plot görüntüleri Şekil 2.18, 2.19, 2.20 ve 2.21’de verilmiştir. Bu contour plot görüntüleri incelenerek biyel ekseninde homojen bir gerilme, uzama dağılımı olduğu saptanmıştır. Von mises gerilme ve uzama dağılımları Ek C’de verilmiştir.



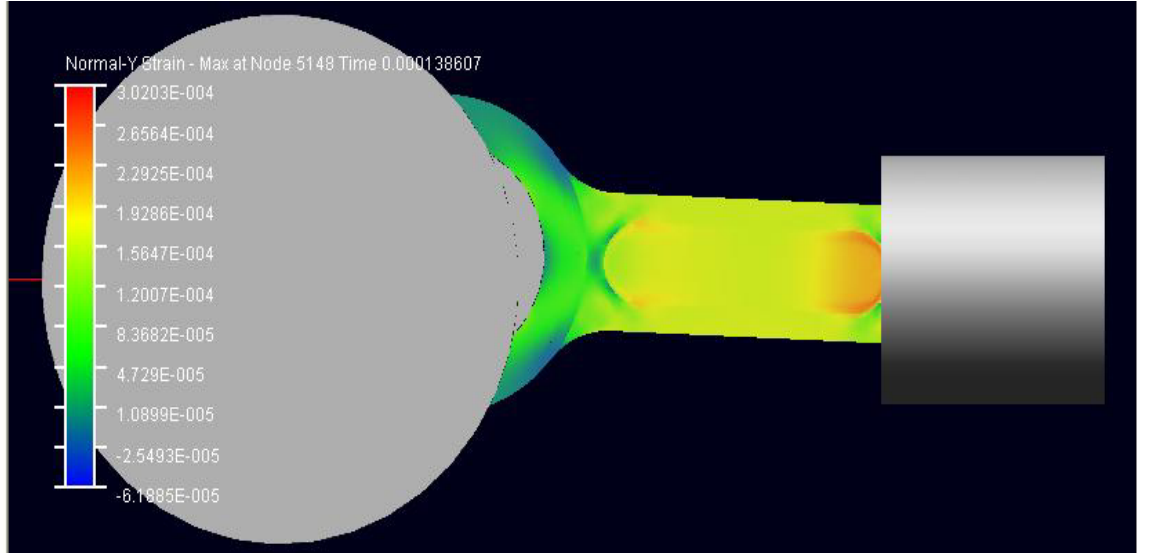
Şekil 2.18: Biyel normal X eksenine göre gerilme (10 derece krank açısında)



Şekil 2.19: Biyel normal X eksenine göre uzama (10 derece krank açısında)



Şekil 2.20: Biyel normal Y eksenine göre gerilme (10 derece krank açısında)

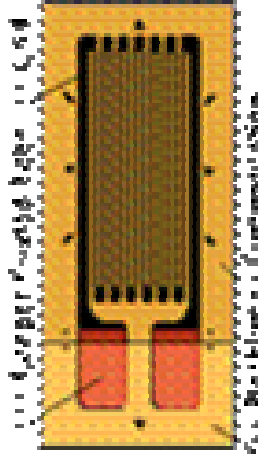


Şekil 2.21: Biyel normal Y eksenine göre uzama (10 derece krank açısında)

2.6 Biyel Üzerine Strain-Gage Yerleştirilmesi

2.6.1 Strain-Gage Tanımı

Strain-gage'ler malzemeler üzerinde herhangi bir noktadaki birim uzamayı veya buradan gerilmeyi hesaplamak amacıyla kullanılan mikro yapıda elemanlardır. Strain gage'lerden alınan sinyaller, bir amplifikatör vasıtası ile kullanılabilir bir voltaj haline dönüştürülür. Strain gage uygulamasından doğru sonuç alınabilmesi için birçok koşulun ve parametrenin gözden geçirilmesi gerekmektedir. Strain gage uygulaması yapılacak yer hakkında bilgi **sonlu eleman analizinden**, mühendislik yorumundan, tecrübelerden veya Photostress yoluyla elde edilebilir. Photostres, uygulaması zor olduğundan artık günümüzde yerini **sonlu eleman analizine** bırakmıştır. [12]



Şekil 2.22 : Strain-gage [12]

2.6.2 Strain Gage Seçim Kriterleri [13]

- Ölçüm noktasının mekanik koşulları:
 - a) Gerilme durumu (tek eksenli, iki eksenli, bilinen doğrultuda, bilinmeyen doğrultuda)
 - b) Gerilme alanı yer betimlemesi (homojen, homojen değil, ortalama ve en üst değerin saptanması)
 - c) Yük tipi (statik, dinamik)

- Çevre koşulları:
 - a) Ölçüm süresi (sadece tek ölçüm, kısa süreli ölçüm, tekrarlanan kısa süreli ölçüm, uzun süreli ölçüm)
 - b) Sıcaklık (ölçüm öncesi, sonrası ve ölçüm aralıklarındaki sıcaklık değerleri; sıcaklık değişim aralığı; malzemenin termal genişleme katsayısı)
 - c) Ortamda bulunan su, buhar, nem
 - d) Yağ ve kimyasallar, basınç, vakum
 - e) Elektrik alanı, manyetik alan, enerji transferi
- Ölçüm noktasının elektriksel koşulları:
 - a) Ölçüm devresi (Quarter bridge, half bridge, full bridge)
 - b) Strain gage beslemesi (direkt voltaj, alternatif voltaj, sürekli veya/pulse besleme)
 - c) Kablo uzunluğu, direnci, yalıtımı, kapasitans, bağlayıcı elemanlar
- Uygulama koşulları:
 - a) Uygulanacak malzemenin işlenebilirliği, kaynak özellikleri
 - b) Malzemenin yüzey davranışı

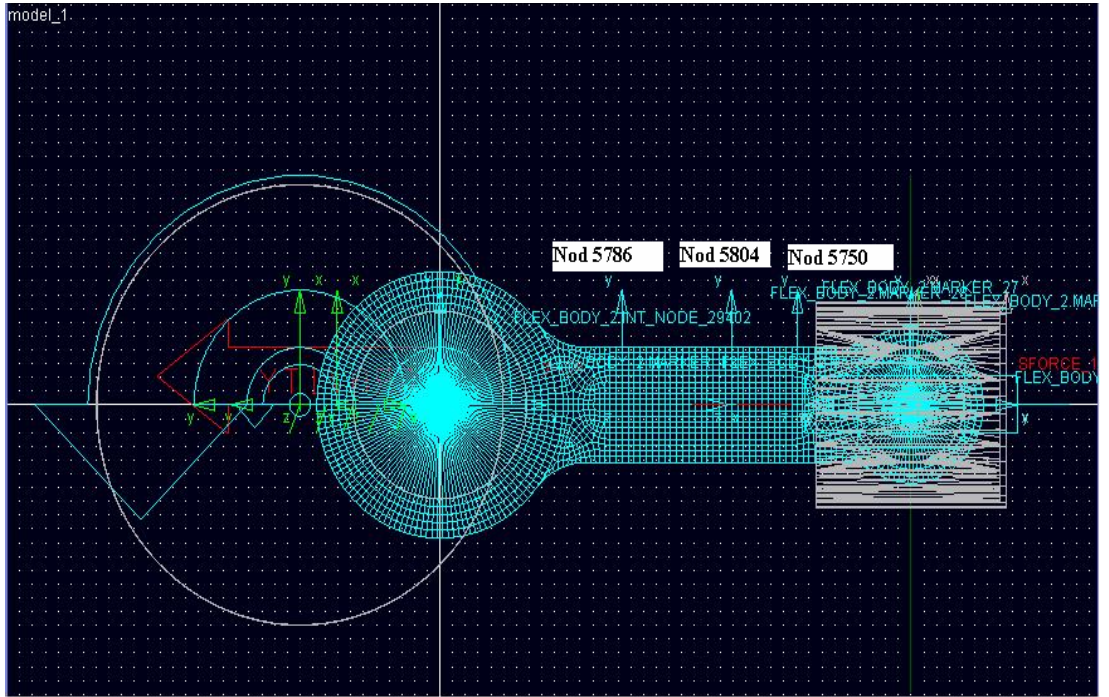
2.6.3 Strain Gage Ölçüm Hatalarına Neden Olan Etkenler [13]

- a) Bağlama metodu ve yalıtımının uygunsuzluğu
- b) Mekanik yükten kaynaklanan etkenler (shock, darbe, sıkıştırma, ivme ve yorulma etkisi)
- c) Sıcaklık seviyesi ve değişimi
- d) Kablo etkileri (direnç, kapasitans, kablonun simetrikliği, yalıtım)
- e) Limitlerin aşılması (yük ve sıcaklık)
- f) Pnömatik ve hidrolik etkiler (basınç ve vakum)
- g) Kimyasal etkiler (nem, su, gaz)
- h) Nötron, gama ve X-ray ışınları, elektrik ve manyetik alan

Sonlu elemanlar analizi yardımıyla yapılacak Gerilme, uzama analiziyle mekanik yükten kaynaklanabilecek hatalar önceden tahmin edilebilir ve bu gözlemler doğrultusunda strain gage yerleşimi için uygun yer belirlenebilir. Ayrıca sonlu elemanlar analizi yardımıyla malzemenin termal analizi de yapılarak strain gage yerleştirilecek parça üzerindeki sıcaklık dağılımı gözlemlenebilir.

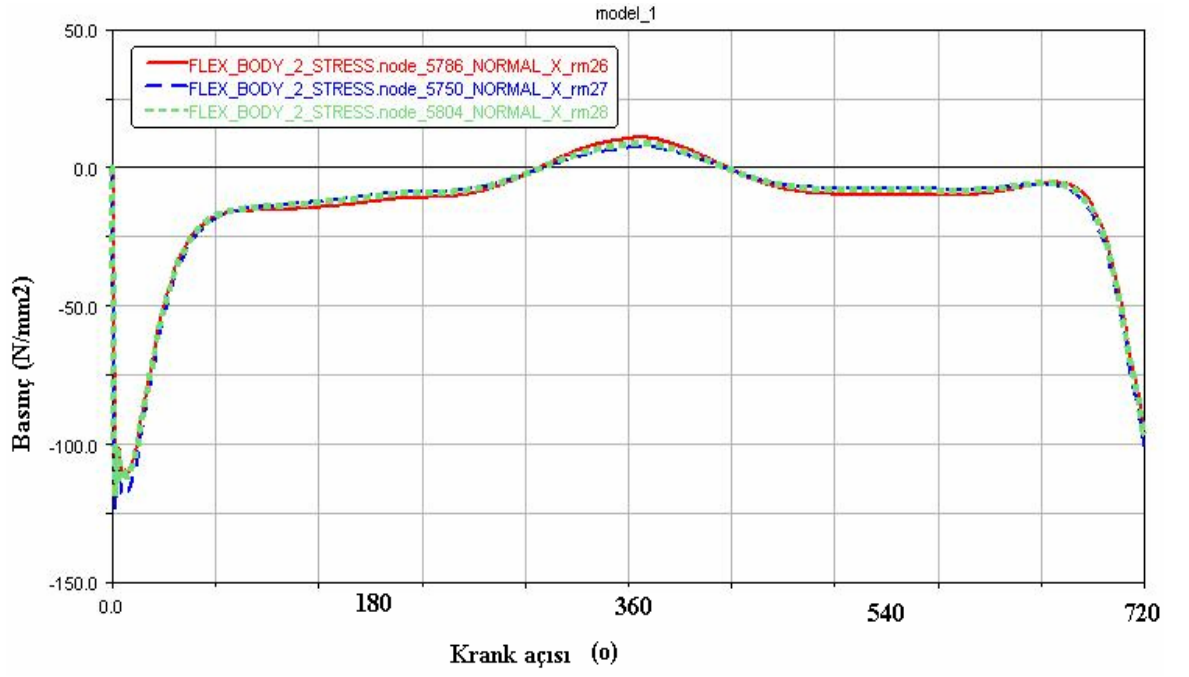
2.7 Biyel Üzerinde Strain-Gage İçin Uygun Yerin Belirlenmesi ve Gerilme, Uzama Verilerinin Alınması

ADAMS post-processing aşamasında yapılan incelemeler uyarınca biyel ekseninde 3 nokta belirlenmiştir. Birinci nokta biyel büyük başına, ikinci nokta biyel küçük başına yakın bir yerden seçilmiştir. Üçüncü nokta ise biyelin geometrik olarak merkezine yakın bir yerdedir. Bu üç noktaya da biyelin X ve Y eksenini saptamak amacıyla Marker yerleştirilerek biyelin X ve Y eksenine göre bu noktalara ait gerilme, uzama değerleri ve grafikleri elde edilmiştir. Seçilen bu noktalar biyel eksenindeki Nod 5786 (Marker 26), Nod 5804 (Marker 28) ve Nod 5750 (Marker 27)'dir. Nodların biyel üzerindeki gösterimi Şekil 2.23'tedir.

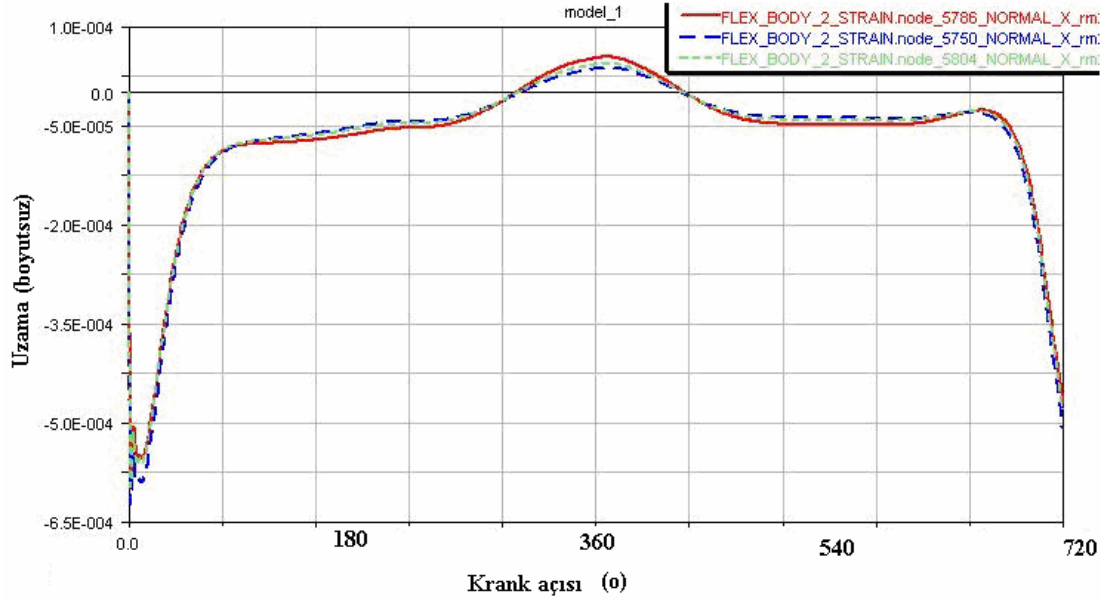


Şekil 2.23 : Strain-gage yerleşimi seçimi için analizi yapılan noktalar

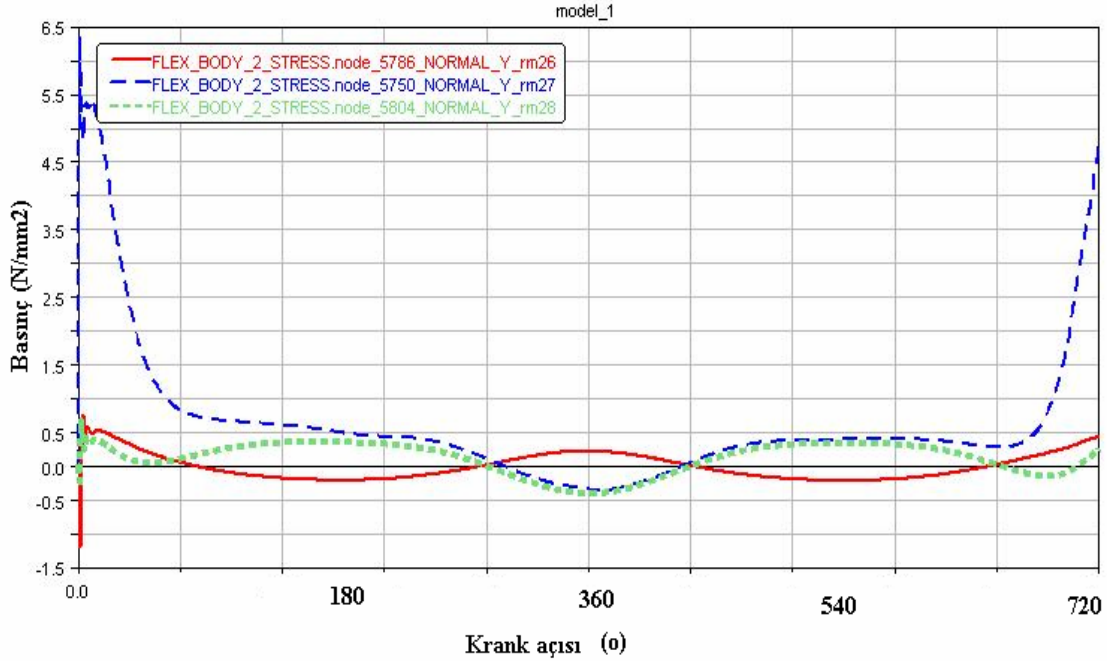
Seçilen bu nodlara ait biyel normal X ve Y eksenine göre gerilme ve uzama verilerinin karşılaştırılması Şekil 2.24, 2.25, 2.26 ve 2.27'de verilmiştir. Bu nodlara ait Von Mises gerilme ve uzama grafikleri Ek D'de verilmiştir.



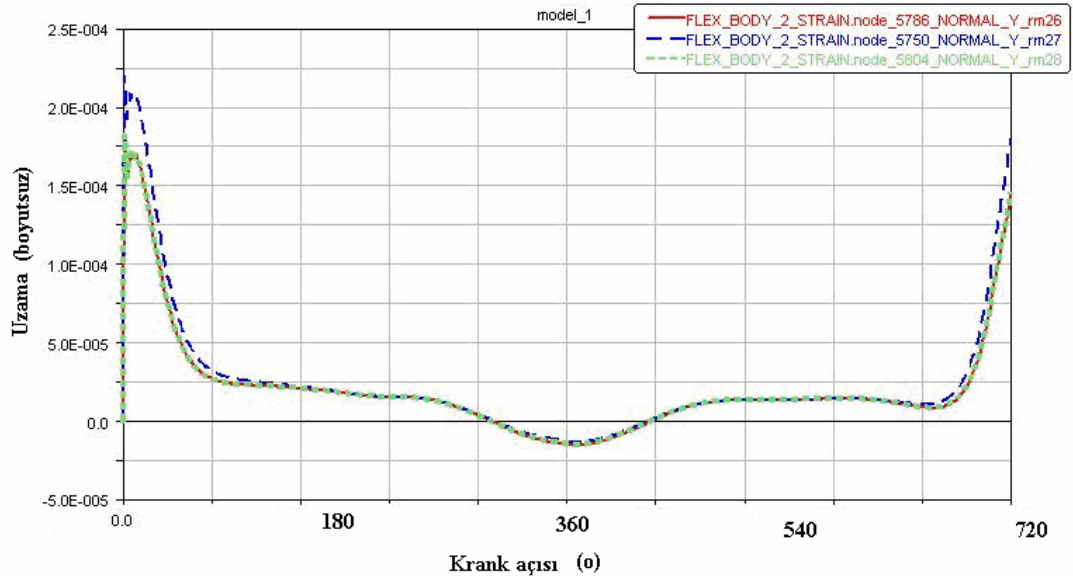
Şekil 2.24 :Biyel normal X eksenine göre gerilme



Şekil 2.25 :Biyel normal X eksenine göre uzama



Şekil 2.26 :Biyel normal Y eksenine göre gerilme



Şekil 2.27 :Biyel normal Y eksenine göre uzama

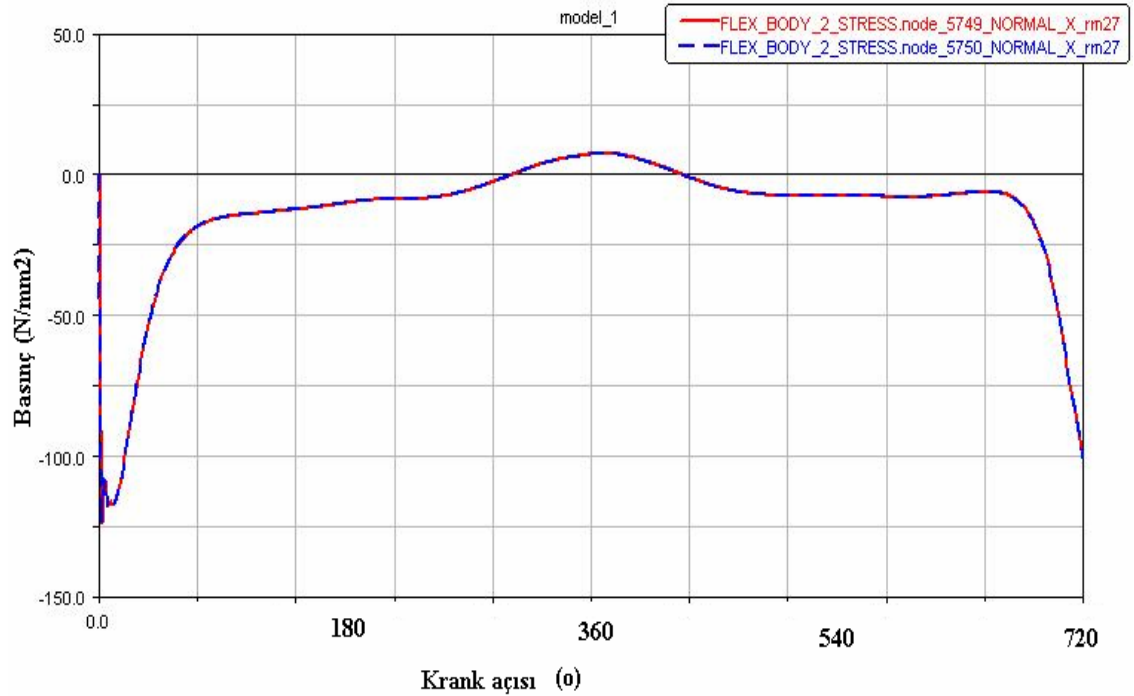
Bu grafikler incelendiğinde şu sonuçlara varılmıştır;

- Düşük gaz kuvveti aralığında (90-600 krank açısı arasında) Nod 5786'daki (biyel büyük başına yakın nokta) biyel X eksenine göre gerilme ve uzama değerlerinin atalet kuvvetleri nedeniyle daha büyük olduğu saptanmıştır.
- Aynı aralıkta en düşük gerilme ve uzama değerleri biyel küçük başına yakın kısım olan Nod 5750 noktasında görülmüştür.

- Gaz kuvvetinin yüksek olduğu aralıkta (0-90 krank açısı arasında) biyel küçük başına yakın olan noktadaki gerilme ve uzama değerleri diğer noktalardan daha yüksektir.

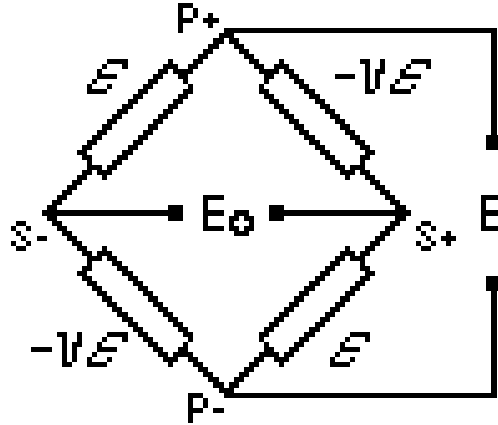
Strain gage yerleşimi için biyel küçük başına yakın olan nokta (Nod 5750) seçilmiştir.

Biyelin ters yüzüne de seçilen bu üç noktaya simetrik olarak Marker yerleştirilerek biyelin iki yüzündeki gerilme ve uzama dağılımlarının aynı olup olmadığı gözlenmiştir. Ve Şekil 2.28 'de görüldüğü gibi biyelin ters yüzündeki simetrik noktalarda da uzama değerlerinin aynı olduğu saptanmıştır. Bu, biyel üzerine deneyler esnasında yerleştirilecek olan strain-gage'lerin biyelin her iki yüzünde de uzama ve kısalmaları dengeleyeceğinin saptanması açısından önemlidir.



Şekil 2.28 : Biyelin her iki yüzündeki simetrik nodlar için gerilme değerlerinin karşılaştırması (nod 5750 için)

3. ANALİZ SONUÇLARINA GÖRE STRAIN-GAGE ÇIKIŞ VOLTAJI HESABI



Şekil 3.1: Strain gage devresi Wheatstone köprüsü [14]

Strain-gage çıkış voltajı formülasyonu;

$$E_o = \frac{F \varepsilon (1 + \nu) \times 10^{-3}}{2 + F \varepsilon (1 - \nu) \times 10^{-6}} \times E$$
$$F = \frac{\Delta R / R_o}{\varepsilon} \quad (3.1)$$

E_o = Çıkış voltajı (mV)

E = 10 V (Giriş voltajı)

F = 2 (Gage faktörü)

ν = 0.3 (poisson oranı)

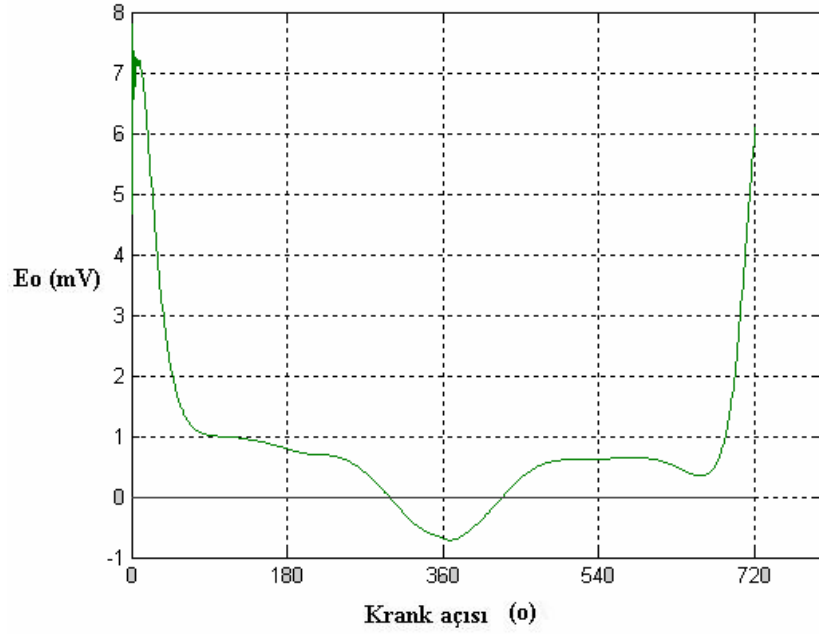
R_o =strain gage direnci

ε = strain (microstrain)

ΔR = Direnç değişimi

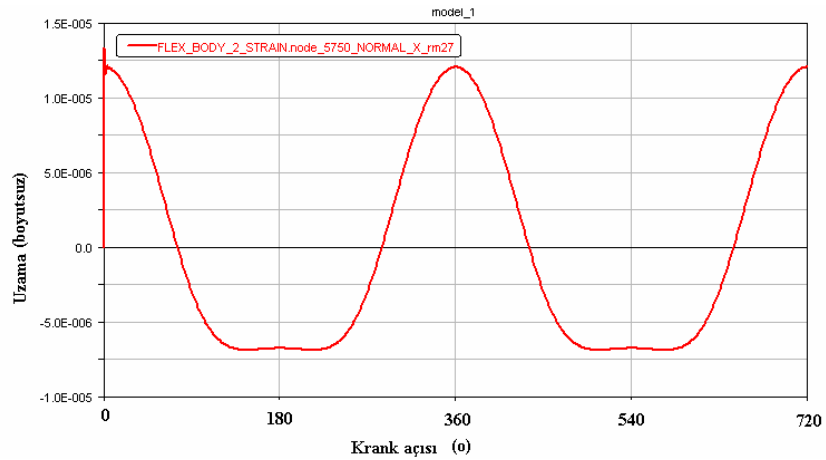
3.1 Toplam Kuvvetin (Gaz Kuvveti + Atalet Kuvveti) Uzamaya Etkisinin İncelenmesi

Nod 5750'nin (Marker 27) biyel X eksenine göre uzama değerlerinin, Eo strain gage çıkış voltajına dönüşümüne ait grafik Şekil 3.2'dedir.



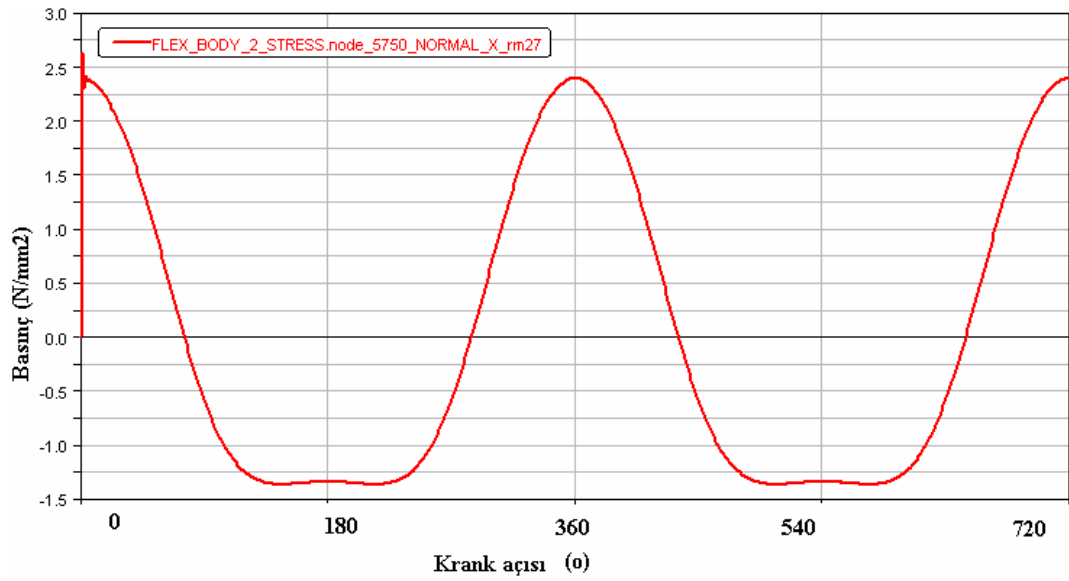
Şekil 3.2 : Toplam kuvvet (gaz kuvveti + atalet kuvveti) etkisi altında strain gage çıkış voltajı (2400 d/d)

3.2 Atalet Kuvvetlerinin Uzamaya Etkisinin İncelenmesi

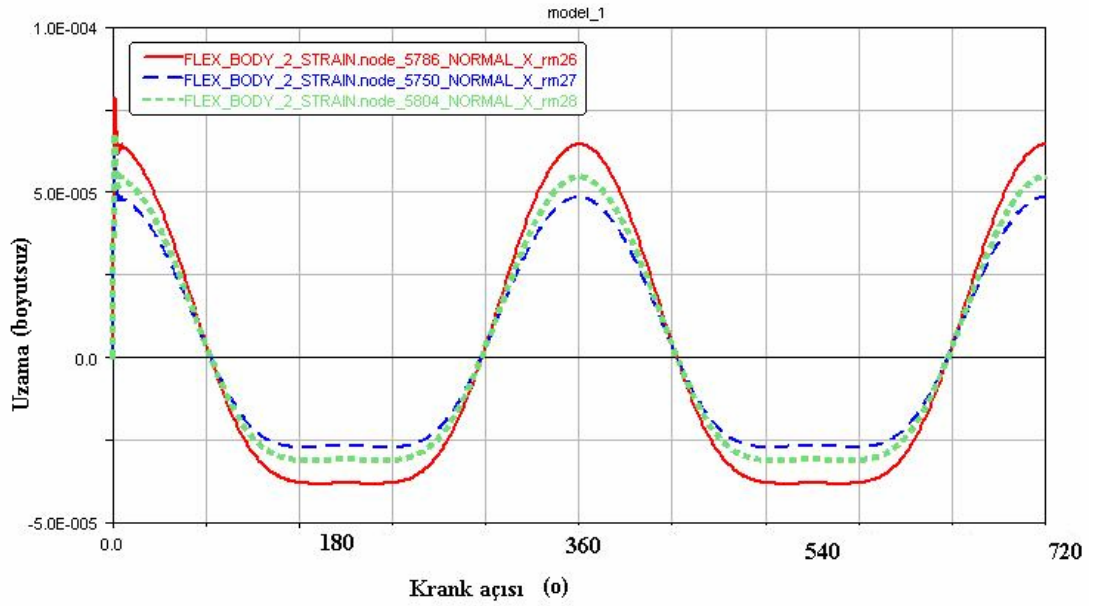


Şekil 3.3 : 1200 d/d' da atalet kuvvetlerinin uzamaya etkisi (Nod 5750)

Şekil 3.3'te 1200 d/d 'da Nod 5750 için atalet kuvvetinin biyel üzerindeki uzamaya, Şekil 3.4'te ise biyel gerilmesine etkisini gösteren grafikler yer almaktadır.

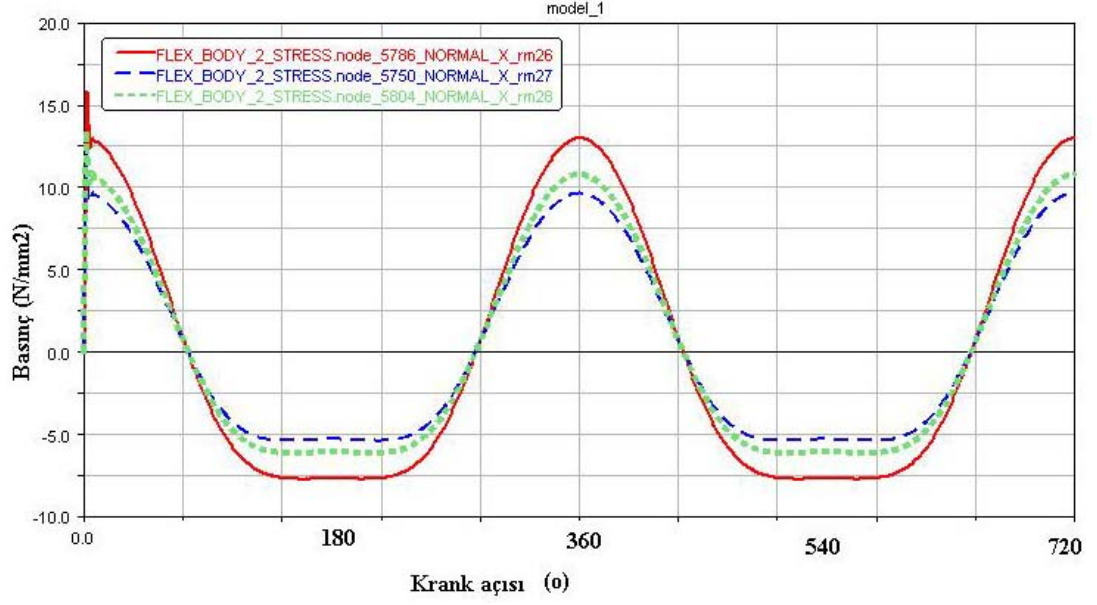


Şekil 3.4 : 1200 d/d' da atalet kuvvetlerinin gerilmeye etkisi (Nod 5750)

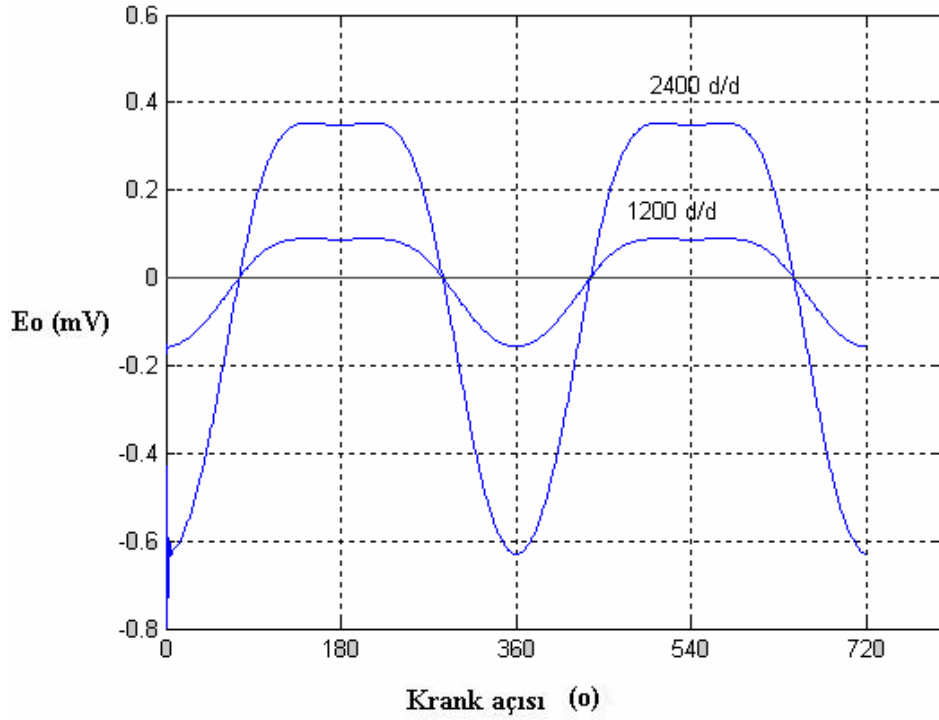


Şekil 3.5 : 2400 d/d' da atalet kuvvetlerinin uzamaya etkisi (Tüm nodlar için)

Şekil 3.5'te 2400 d/d 'da tüm nodlar için atalet kuvvetinin biyel üzerindeki uzamaya, Şekil 3.6'da ise biyel gerilmesine etkisini gösteren grafikler yer almaktadır.



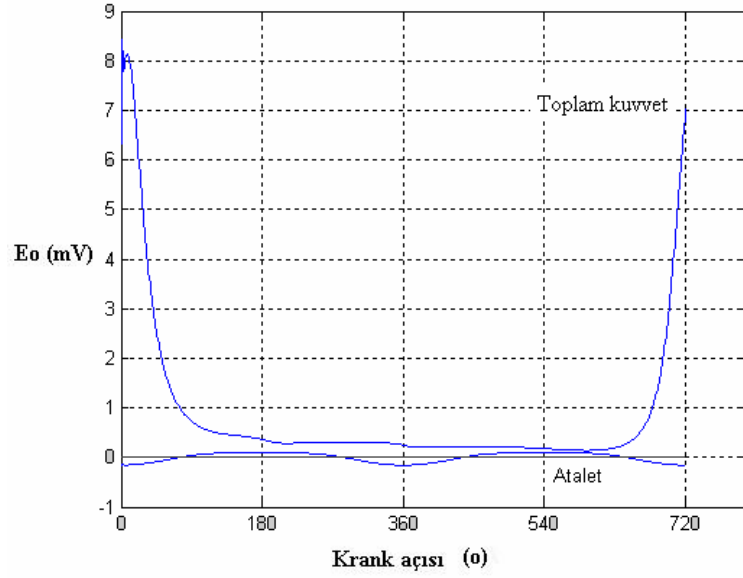
Şekil 3.6 : 2400 d/d' da atalet kuvvetlerinin gerilmeye etkisi (Tüm nodlar için)



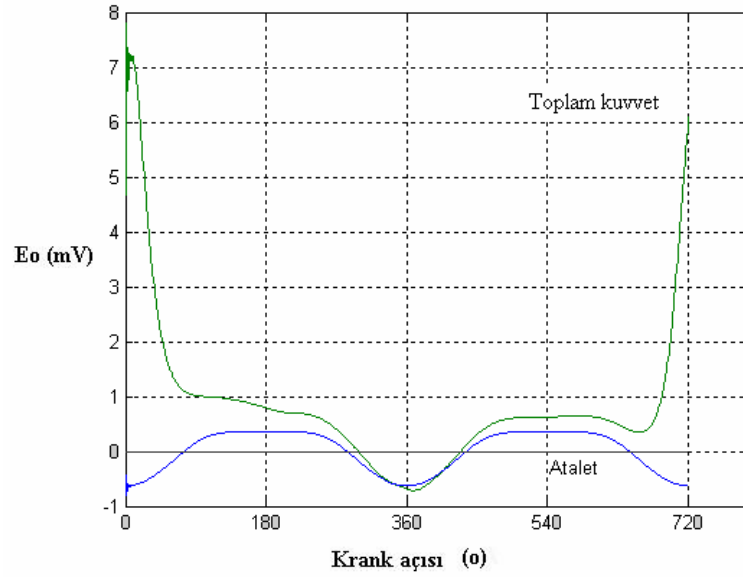
Şekil 3.7 : 1200 ve 2400 d/d' daki atalet kuvvetlerinin uzamaya olan etkisinin Strain gage çıkış voltajı verisi olarak karşılaştırılması (Nod 5750)

Şekil 3.7'deki grafik incelendiğinde 2400 d/d 'da atalet kuvvetlerinin 1200 d/d 'ya oranla yaklaşık 4 kat daha etkili olduğu görülmüştür.

3.3 Toplam Kuvvet (Gaz Kuvveti + Atalet Kuvveti) ve Atalet Kuvvetinin Uzamaya Etkisinin Strain Gage Çıkış Voltajı Verisi Olarak Karşılaştırılması



Şekil 3.8 : 1200 d/d 'da toplam kuvvet - atalet kuvveti karşılaştırması



Şekil 3.9 : 2400 d/d 'da toplam kuvvet - atalet kuvveti karşılaştırması

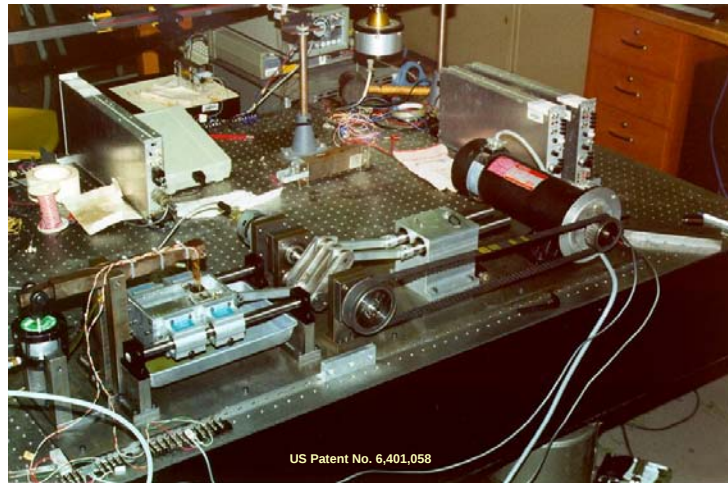
Yukarıdaki grafikler (Şekil 3.8 ve 3.9) incelendiğinde 2400 d/d'da strain gage uzama çıkış voltajının atalet kuvveti etkisiyle 1200 d/d'ya göre büyük oran değiştiği görülmüştür.

3.4 Örnek Sürtünme Kuvveti İçin Stribeck Diyagramının Oluşturulması

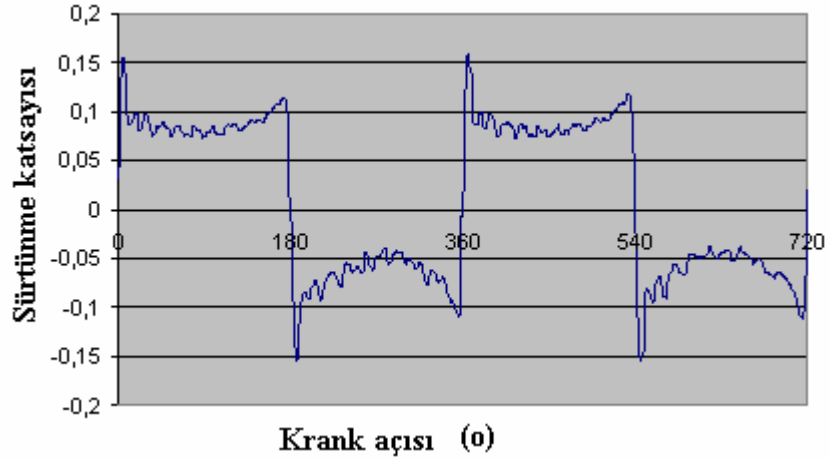
Örnek sürtünme kuvveti değerleri için Stribeck diyagramı oluşturulurken; Bölüm 1.3.5.2’de detaylı olarak açıklanan Akalın, Ö ve Newaz, G.M. (1998, 1999) tarafından geliştirilen test sistemi ile elde edilen krank açısına bağlı sürtünme katsayısı değerleri kullanılmıştır. Bu çalışmalarda yer alan 2 farklı deneyden elde edilen (1.deney: karma yağlama, 2.deney: hidrodinamik yağlama) sürtünme katsayısı ve Sommerfeld sayısı değerleri yardımıyla eğri uydurularak, hem hidrodinamik yağlama hem de karma yağlama bölgelerini kapsayan bir polinom elde edilerek Stribeck diyagramı oluşturulmuştur. (Şekil 3.11, 3.12, 3.13, 3.14, 3.15) [16-18]

1. Deney (Karma Yağlama) 2. Deney (Hidrodinamik Yağlama)

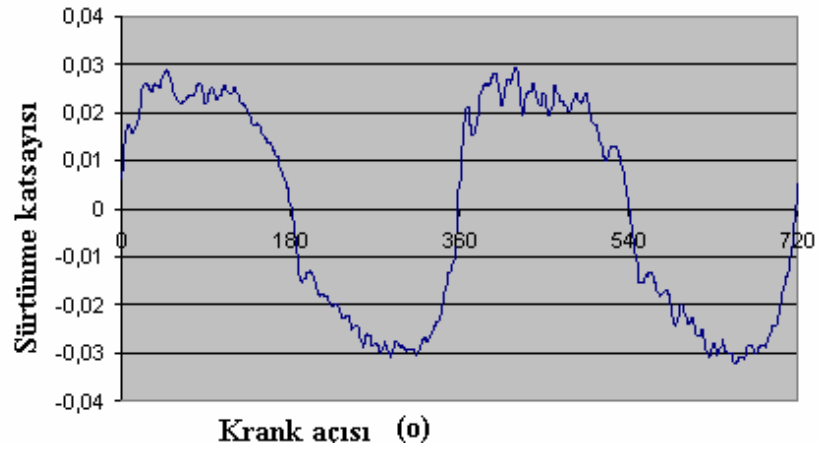
Yük (N):	160	80
Devir Sayısı (d/d):	500	700
Viskozite (Pa.s):	0.134 (24 °C)	0.023 (70 °C)
Krank yarıçapı (m):	0.042	0.042
Biyel uzunluğu (m):	0.142	0.142
Yüzey pürüzlülüğü		
(Ra, mikron) :	0.47	0.06



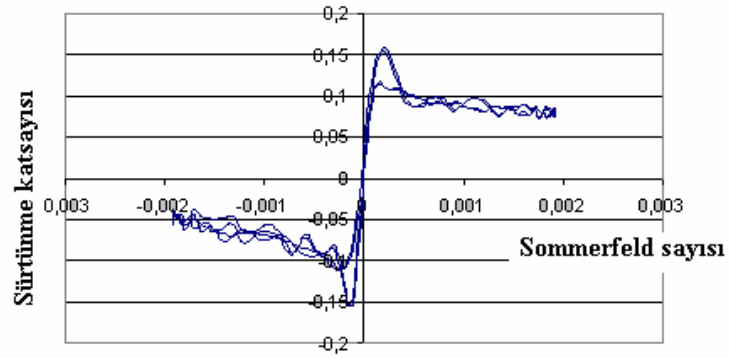
Şekil 3.10: Deney düzeneği [15]



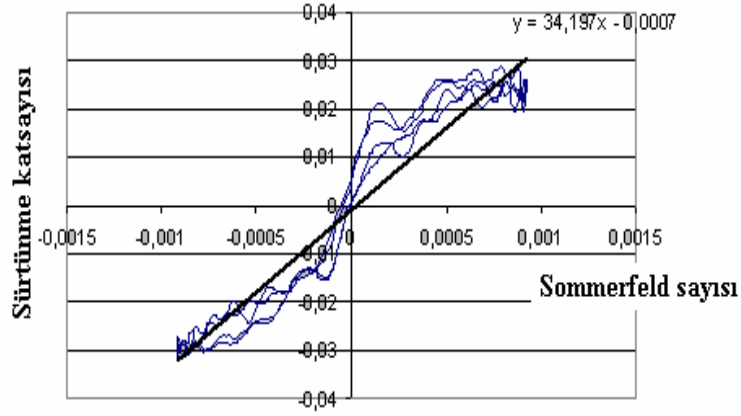
Şekil 3.11 : 1.Deney karma yağlama bölgesi sürtünme katsayısı



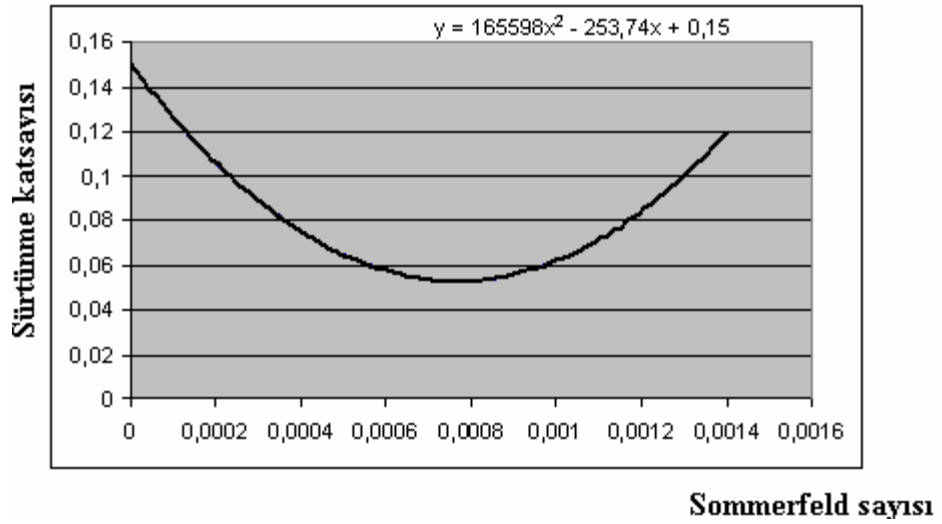
Şekil 3.12 : 2.Deney hidrodinamik yağlama bölgesi sürtünme katsayısı



Şekil 3.13 : 1. Deney sommerfeld sayısı – sürtünme katsayısı



Şekil 3.14 : 2. Deney sommerfeld sayısı – sürtünme katsayısı

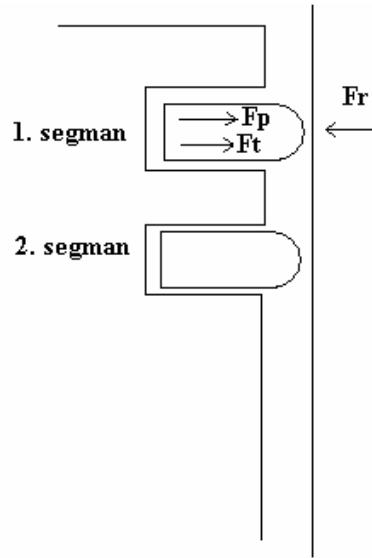


Şekil 3.15 : Stribeck diyagramı

3.5 Sürtünme Kuvvetinin Uzamaya Etkisinin İncelenmesi

Bu bölümde 2400 d/d ve 1200 d/d'da elde edilen sürtünme katsayılarına göre oluşturulan sürtünme kuvveti grafikleri ve bu sürtünme kuvvetlerinin strain gage uzama çıkış voltajına etkisi incelenmiştir. Sürtünme kuvveti hesabında yağ segmanının ve piston ikincil dinamiğinin etkisi göz önüne alınmamıştır.

Sürtünme kuvvetinin hesaplanması;



Şekil 3.16 : Piston-segman geometrisi

Segman yarıçapı (r): 0.056 m

Segman kalınlığı (a): 0.003 m

Segman gerilmesi (Ft) : 17 N

Viskozite (μ) : 0.023 Pa.s

Kullanılan yağ : 5W30

P : Gaz basıncı

S : Sommerfeld sayısı

V : piston hızı

f : sürtünme katsayısı

Ffs: Segman sürtünme kuvveti ($Ffs_1 + Ffs_2$) 1: Birinci segman, 2: İkinci segman

Ffp: Piston sürtünme kuvveti

Ff: Toplam sürtünme kuvveti

Fy : piston yan kuvveti

Fp : Segman arkasına gelen gaz basıncı kuvveti (Şekil 3.16)

$$Fp = P.2\pi.r.a \quad (3.2)$$

$$Fr = Fp + Ft$$

$$S = \frac{\mu.V}{L} \quad (L=Fr \text{ kabul edildi}) \quad (3.3)$$

$$(3.4)$$

$$\text{Polinom denklemi : } y = 165598x^2 - 253.74x + 0.1 \quad (3.5)$$

$$f = \text{polinomdenklemini} \times S$$

$$Ffs = f.Fp$$

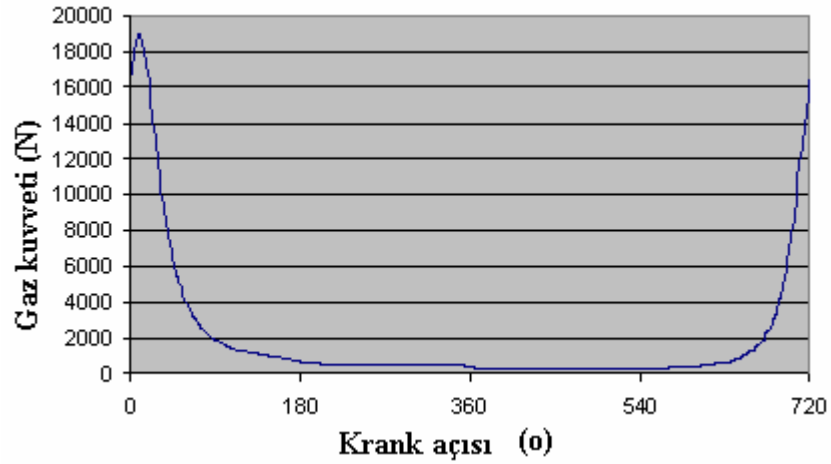
$$(1. \text{ ve } 2. \text{ segman sürtünme kuvveti}) \quad (3.6)$$

$$F_{fp} = f \cdot F_y$$

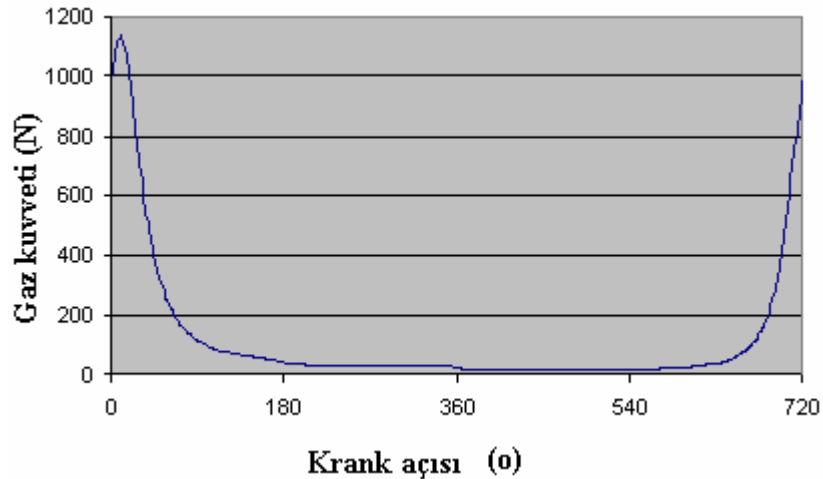
(piston eteği sřrtřnme kuvveti) (3.7)

$$F_f = F_{fs_1} + F_{fs_2} + F_{fp}$$
(3.8)

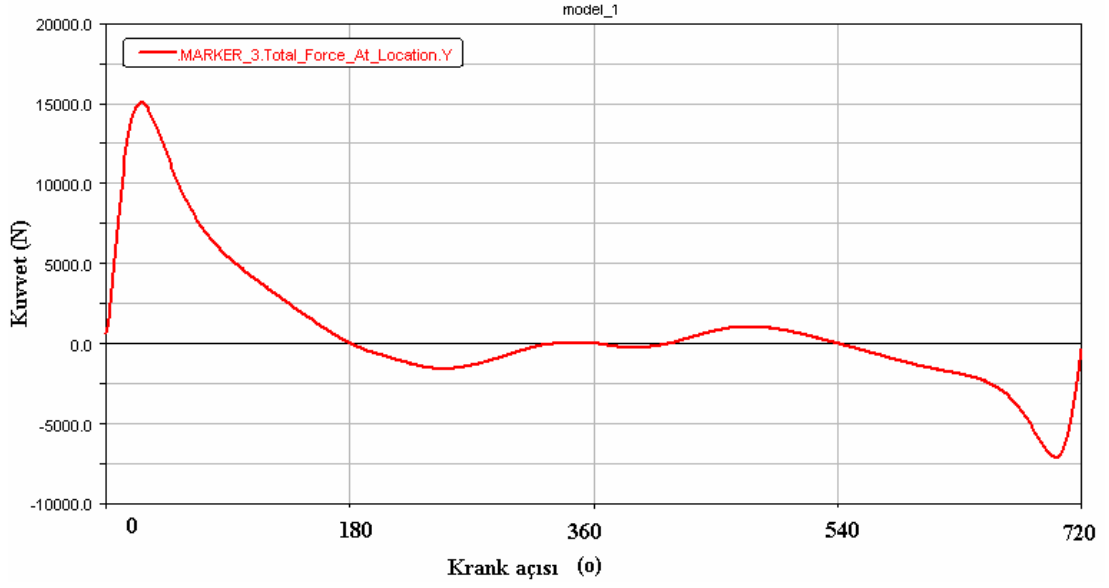
Şekil 3.17’de tam yşkteki gaz basıncına ve segman kesit alanına gşre hesaplanan 1. segman arkasına gelen gaz basıncı kuvvetinin krank açısına gşre grafiği gşsterilmektedir. Şekil 3.18’de ise 2. segman arkasına gelen gaz basıncı kuvvetinin krank açısına gşre grafiği gşsterilmektedir.



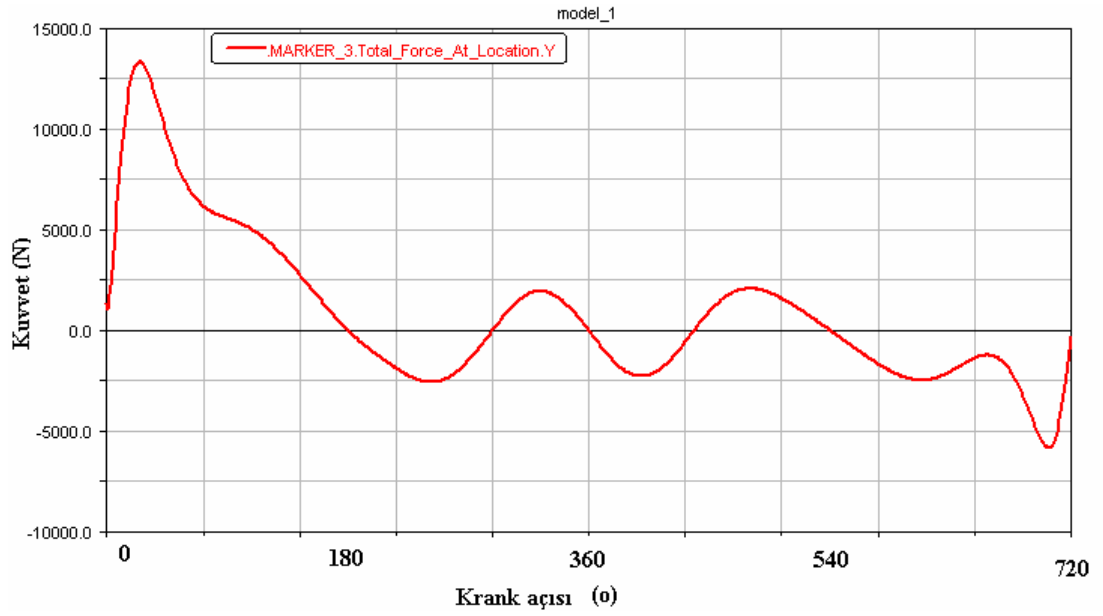
Şekil 3.17 : 1. segman arkasına gelen gaz basıncı kuvveti (F_p) (1200d/d, 2400 d/d)



Şekil 3.18 : 2. segman arkasına gelen gaz basıncı kuvveti (F_p) (1200d/d, 2400 d/d)

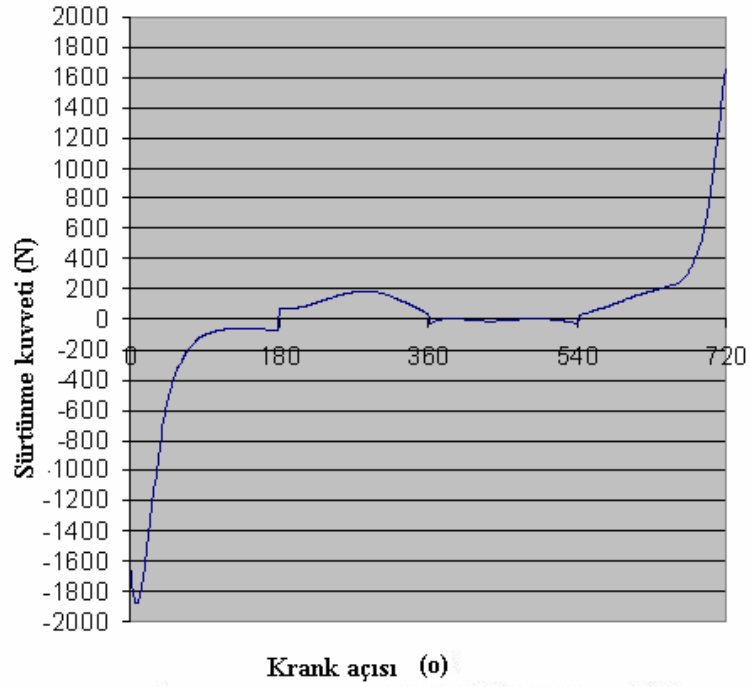


Şekil 3.19 : Piston yan kuvveti - Fy (1200 d/d)

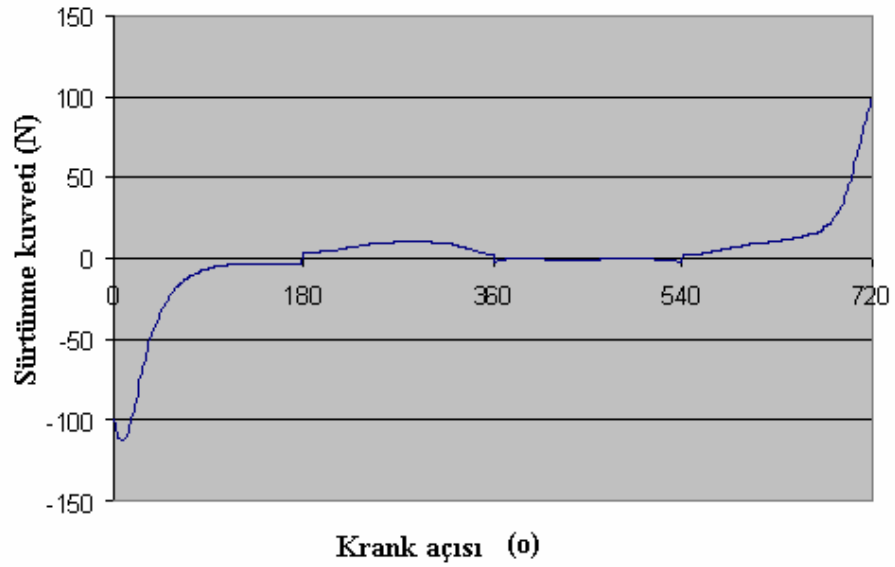


Şekil 3.20 : Piston yan kuvveti - Fy (2400 d/d)

Şekil 3.19 ve 3.20 'de 1200 ve 2400 d/d'da krank açısına göre piston yan kuvveti değerlerini gösteren grafikler yer almaktadır.

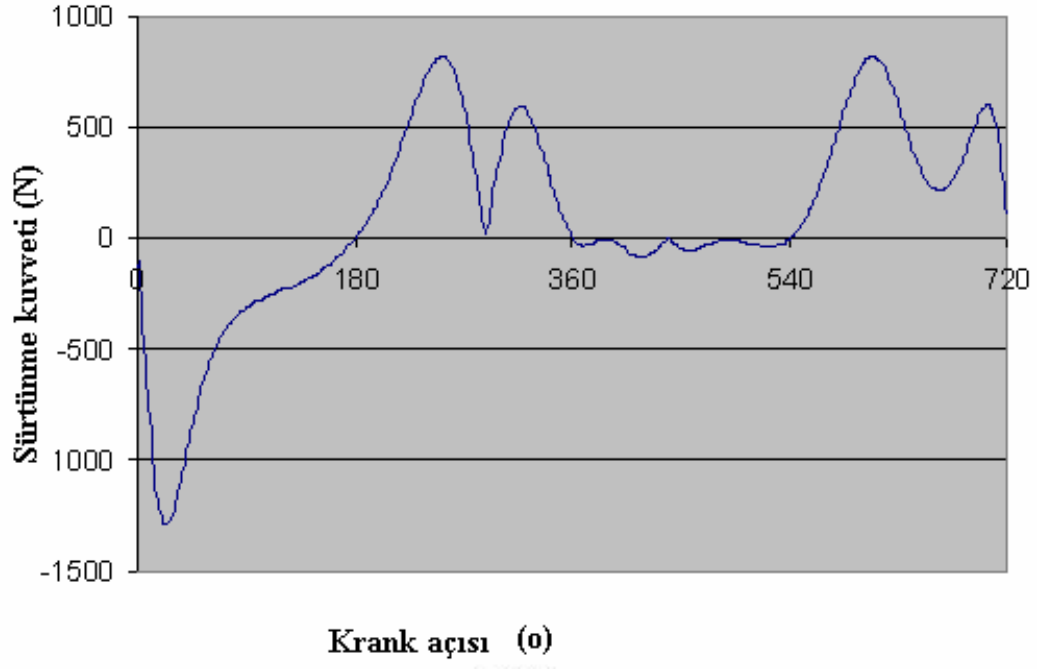


Şekil 3.21 : Birinci segman sürtünme kuvveti (2400 d/d)

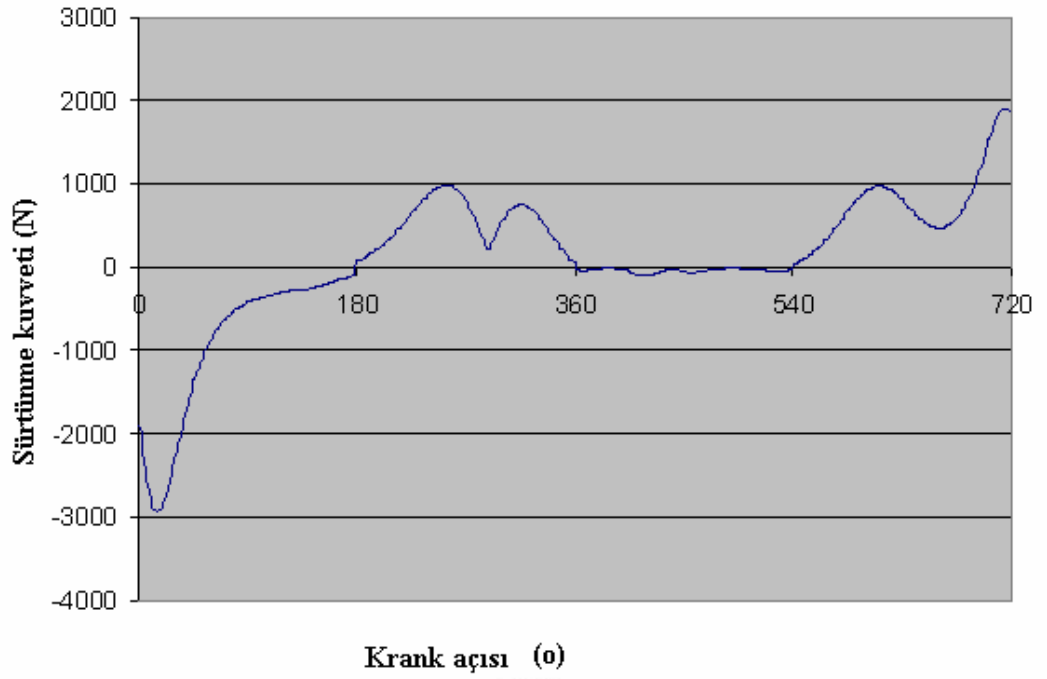


Şekil 3.22 : İkinci segman sürtünme kuvveti (2400 d/d)

Şekil 3.21, 3.22 ve 3.23'te 2400 d/d için 3.6 ve 3.7 formüllerine göre hesaplanan birinci segman, ikinci segman ve piston eteği sürtünme kuvveti değerlerine ait grafikler yer almaktadır.

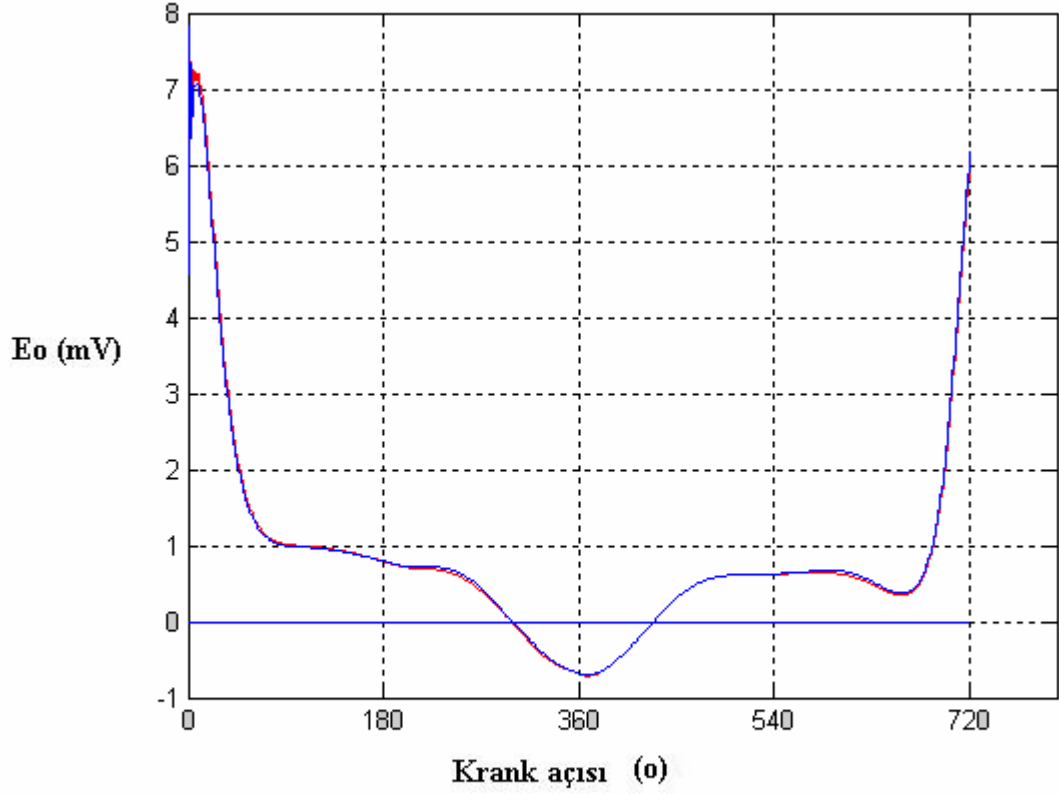


Şekil 3.23 : Piston eteği sürtünme kuvveti (2400 d/d)



Şekil 3.24 : Toplam sürtünme kuvveti (2400 d/d)

Şekil 3.24'te 2400 d/d'daki toplam sürtünme kuvveti değerlerine ait grafik yer almaktadır.

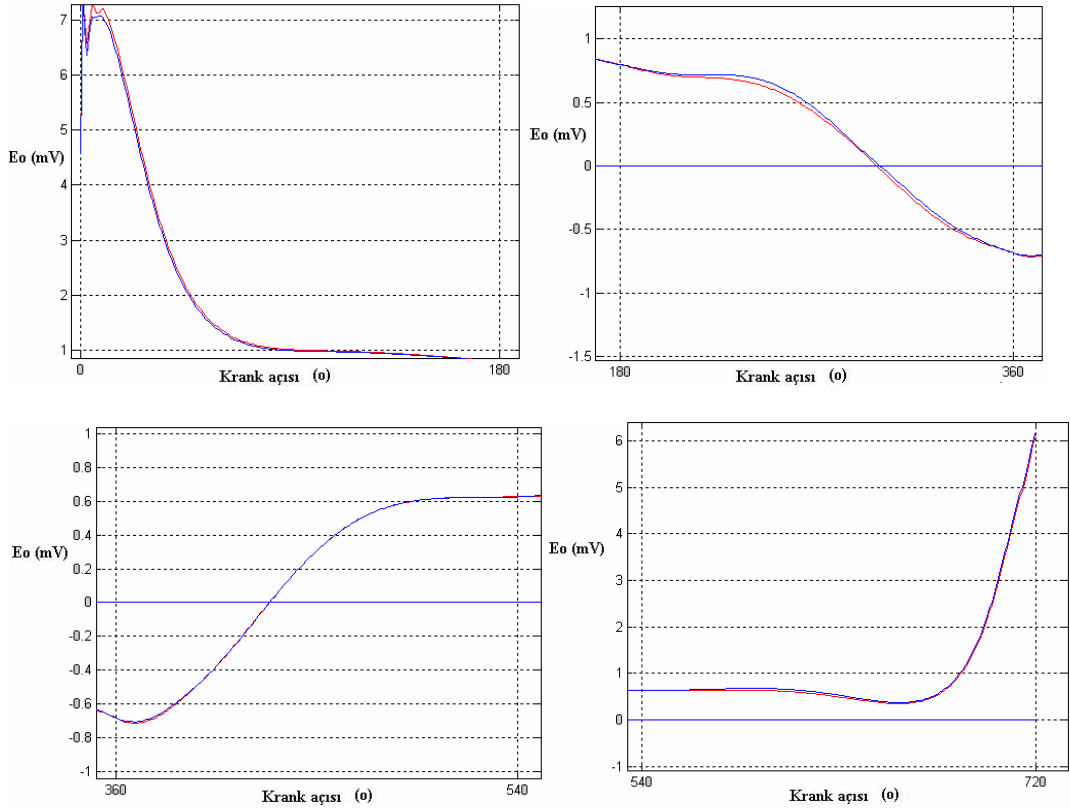


Kırmızı: Toplam kuvvetin uzamaya etkisi

Mavi: Toplam kuvvet ve sürtünme kuvvetinin uzamaya etkisi

Şekil 3.25 : 2400 d/d' da toplam kuvvet ve toplam kuvvet + sürtünme kuvveti karşılaştırması

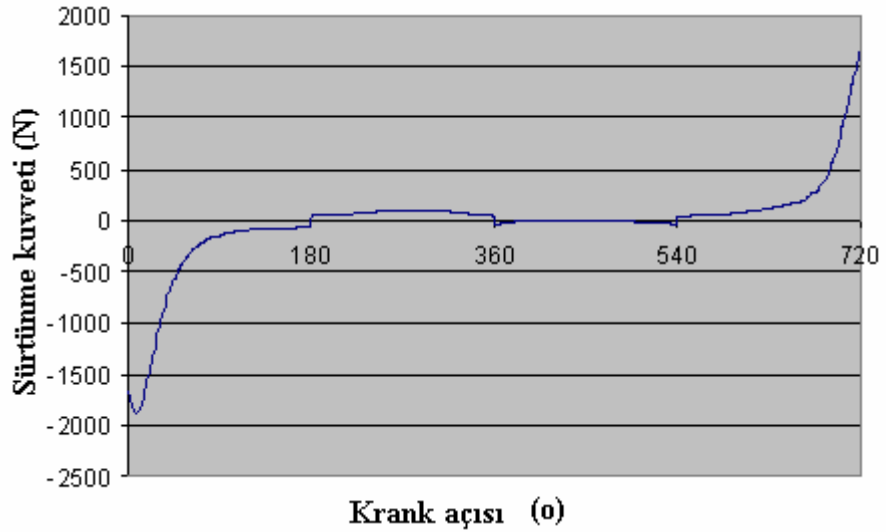
Şekil 3.25'te görüldüğü gibi çok büyük kuvvetlerle, küçük sürtünme kuvvetleri karşılaştırıldığından eğriler üst üste çakışmış gibidir. Fakat strok aralıklarına Matlab programında yakınlştırma yapılarak bakıldığında 0-180 ve 360-540 krank açısında mavi eğrinin altta, 180-360 ve 540-720 krank açısında üstte kaldığı görülmektedir.(Şekil 3.26) Bu da bize, piston hareketine ters yönde etki eden sürtünme kuvvetlerinin biyel uzamasına olan etkisini göstermektedir.



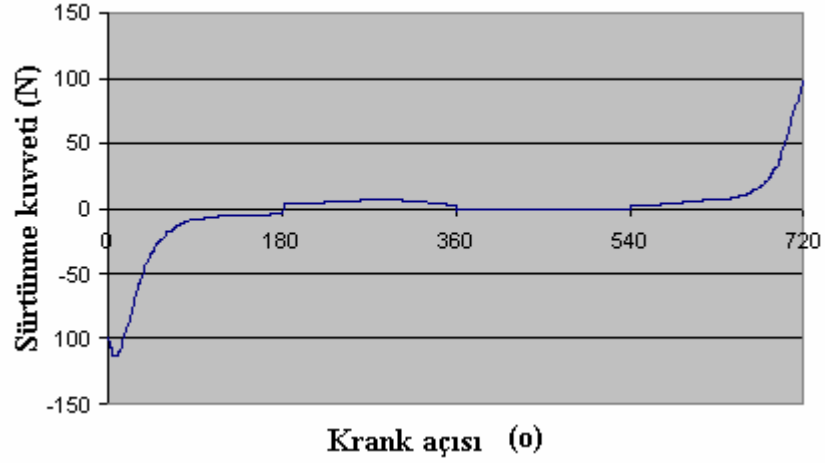
Kırmızı: Toplam kuvvetin uzamaya etkisi

Mavi: Toplam kuvvet ve sürtünme kuvvetinin uzamaya etkisi

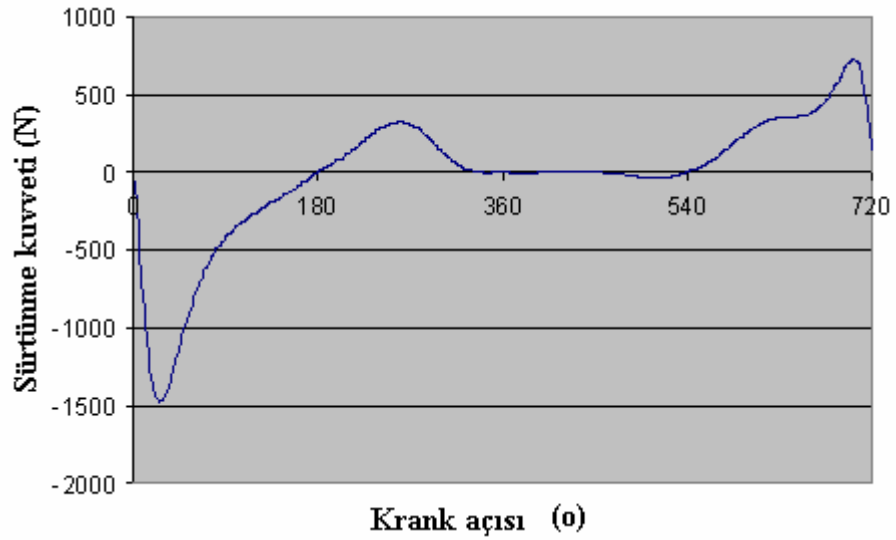
Şekil 3.26 : 2400 d/d’ da toplam kuvvet ve toplam kuvvet + sürtünme kuvveti karşılaştırması (her strok aralığı için)



Şekil 3.27 : Birinci segman sürtünme kuvveti (1200 d/d)



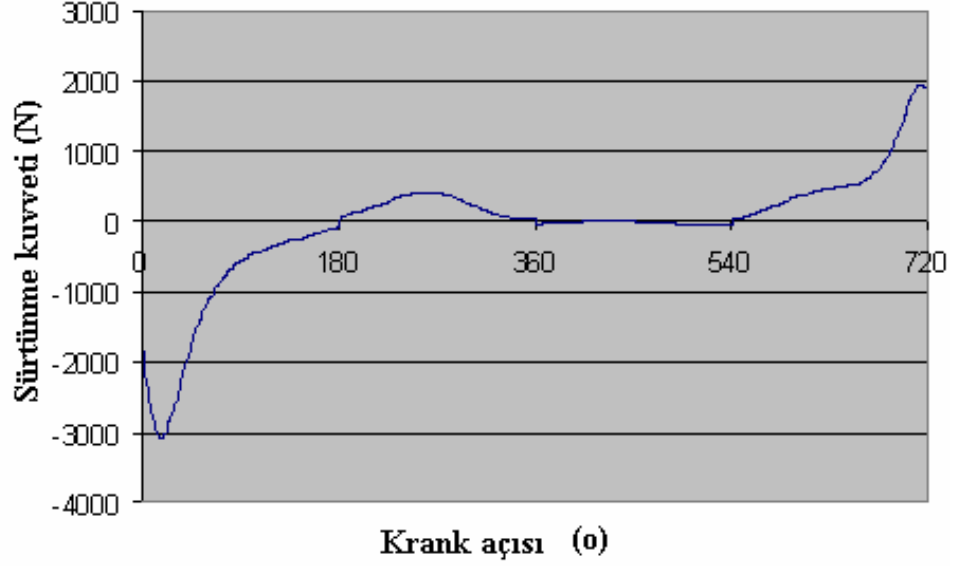
Şekil 3.28 : İkinci segman sürtünme kuvveti (1200 d/d)



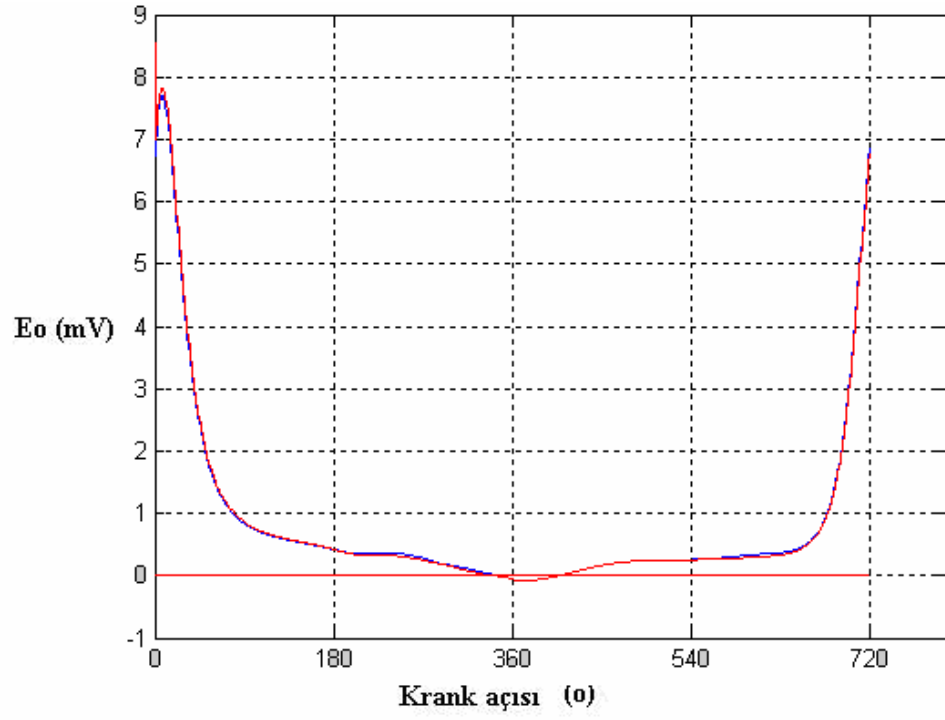
Şekil 3.29 : Piston eteği sürtünme kuvveti (1200 d/d)

Şekil 3.27, 3.28 ve 3.29’da 1200 d/d için 3.6 ve 3.7 formüllerine göre hesaplanan birinci segman, ikinci segman ve piston eteği sürtünme kuvveti değerlerine ait grafikler yer almaktadır.

Şekil 3.30’da 1200 d/d’deki toplam sürtünme kuvveti değerlerine ait grafik yer almaktadır.



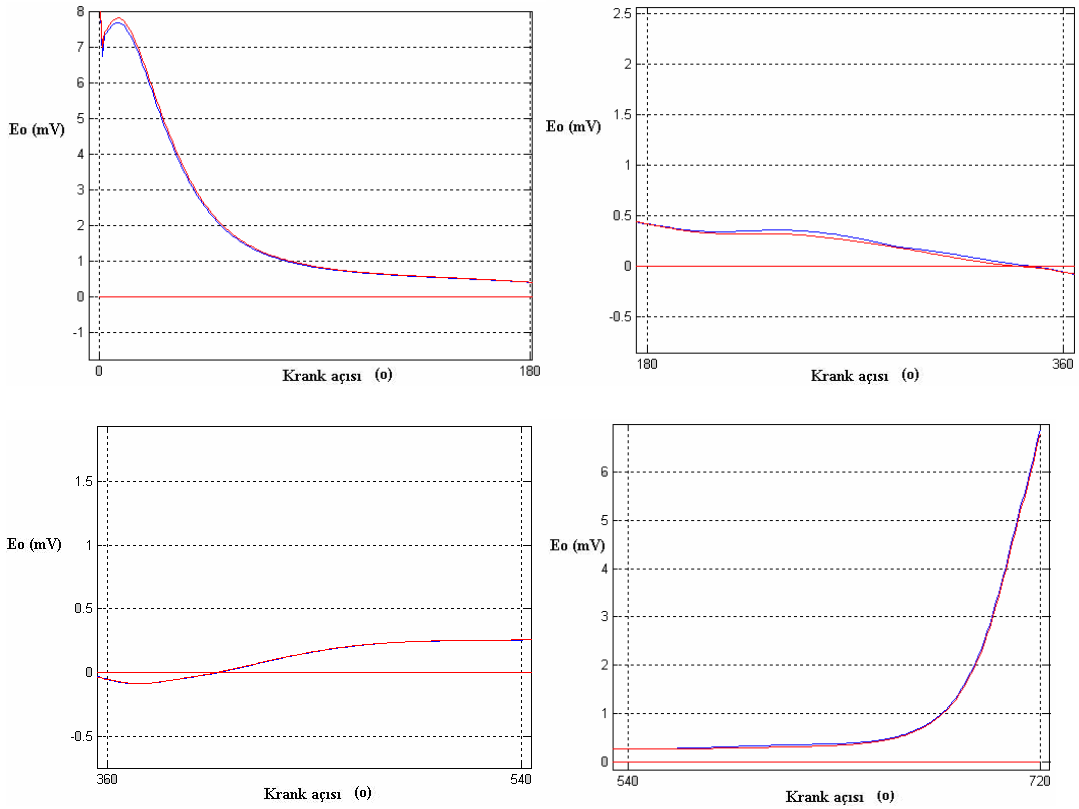
Şekil 3.30 : Toplam sürtünme kuvveti (1200 d/d)



Kırmızı: Toplam kuvvetin uzamaya etkisi

Mavi: Toplam kuvvet ve sürtünme kuvvetinin uzamaya etkisi

Şekil 3.31: 1200 d/d' da toplam kuvvet ve toplam kuvvet + sürtünme kuvveti karşılaştırması



Kırmızı: Toplam kuvvetin uzamaya etkisi

Mavi: Toplam kuvvet ve sürtünme kuvvetinin uzamaya etkisi

Şekil 3.32 : 1200 d/d’ da toplam kuvvet ve toplam kuvvet + sürtünme kuvveti karşılaştırması (her strok aralığı için)

Tüm bu grafikler incelendiğinde şu sonuçlara varılmıştır;

- Komponent bazında 1.segman, 2.segman ve piston eteği sürtünmelerinin 1200 ve 2400 d/d ‘daki etkilerini karşılaştırdığımızda; 1. ve 2.segman sürtünmesinin iki devir sayısında da hemen hemen aynı olduğunu görüyoruz.
- Piston eteği sürtünmesinde ise F_y kuvvetinden (pistona etki eden yan kuvvetten) kaynaklanan bir farklılık olduğunu görüyoruz. Bu farklılık kendisini en yoğun şekilde 180-360° ve 540-720° krank açısında gösteriyor. Bu aralıkta 2400 d/d’ da sürtünme kuvveti değerleri 1200 d/d’daki değerlerin neredeyse iki katı mertebelerindedir. Şekil 3.23 ve 3.29 incelendiğinde bu farklılık gözlenebilmektedir.
- Yanma-genişleme stroğunda üst ölü noktada yüksek gaz kuvvetleri nedeniyle her iki devirde de yüksek sürtünme kuvvetleri etkili olmuştur. (Şekil 3.26, 3.32)
- Piston hızının yüksek olduğu krank açılarında ise özellikle 2400 d/d’da F_y kuvvetinden kaynaklanan piston eteği sürtünme değerlerinin yüksek olduğunu gözlemleyebiliriz.

4. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ VE GELECEK ÇALIŞMALARA AKTARILACAKLAR

Bu yüksek lisans tezi çalışmasında motor sürtünmesi ölçüm metotları incelenmiş ve ‘Anlık indike basınç ölçüm metodu’ temel alınarak bilgisayar ortamında krank-biyel-piston mekanizması modellenmiştir. Oluşturulan model kullanılarak krank-biyel-piston mekanizmasının dinamik analizi yapılmıştır.

Bu model kapsamında sonlu elemanlar analizi metodu ile esnek, kuvvet algılayabilir bir biyel modellenmiş ve çözücü bir program ile bu biyelin doğal frekans ve mod şekilleri saptanmıştır. Oluşturulan modelin dinamik analizi yapılarak piston ve biyelin atalet kuvvetlerinin de biyel üzerindeki gerilme, uzama dağılımındaki etkisi gözlemlenmiştir.

Piston sürtünmesi ölçüm deneylerinde biyel üzerindeki kuvvet ve gerilme ölçülmesinde kullanılan strain-gage’lerin biyel üzerinde yerleştirilecekleri yerin belirlenmesi ölçüm hassasiyeti açısından çok önemlidir. Strain gage uygulaması yapılacak yer hakkında bilgi sonlu eleman analizinden, mühendislik yorumundan, tecrübelerden veya Photostress yoluyla elde edilebilir. Photostress, uygulaması zor olduğundan artık günümüzde yerini sonlu eleman analizine bırakmıştır.

Modelin dinamik analizinin contour plot sonuçları ve grafiksel verileri üzerinde yapılan incelemeler sonucunda motor sürtünmesi ölçümlerinde biyel üzerindeki gerilme, uzama ölçümleri için kullanılan strain-gage’ler için uygun yer tespiti yapılmıştır.

Bunlara ek olarak modele örnek sürtünme kuvveti eklenerek biyel üzerindeki gerilme, uzama dağılımındaki farklılık gözlenmiştir. Alınan sonuçlar incelenerek biyel üzerindeki gerilme dağılımı hakkında bilgi edinilmiş ve sürtünmenin biyel üzerindeki gerilme, uzama dağılımında az da olsa etkisi olduğu saptanmıştır.

Tez kapsamında modellenen krank-biyel-piston mekanizmasında bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabulleri şu şekilde sıralayabiliriz:

- Krank ve piston rijit kabul edilmiştir.
- Motor devrinin sabit olduğu varsayılmıştır.
- Gaz kuvveti yayılı değil tek bileşenli kuvvet olarak kabul edilmiştir.
- Sistemde sürtünen eleman olmadığından sürtünme kuvveti veri olarak girilmiştir.

Bu konudaki bundan sonraki çalışmalarda daha iyi sonuçlar elde edebilmek için modelde esnek, kuvvet algılayabilir krank ve piston kullanılabilir. Gaz kuvveti yayılı kuvvet olarak verilebilir. ADAMS/ENGINE gibi programlar yardımıyla sisteme sürtünme ve yağlama modeli eklenerek analiz yapılabilir.

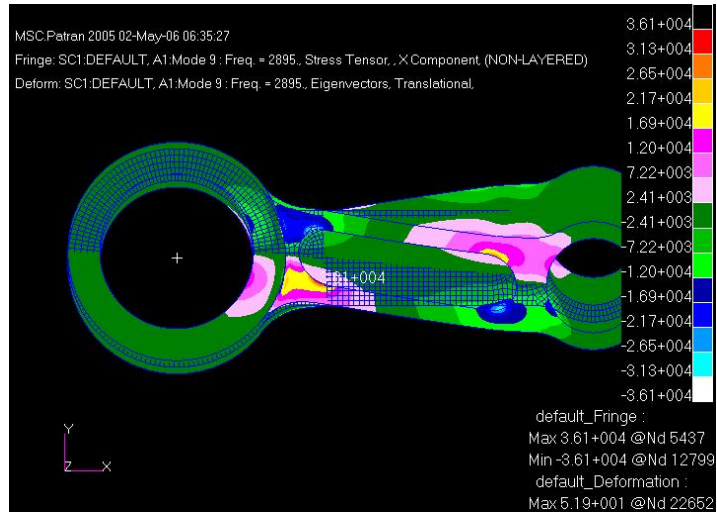
Strain gage'lerin biyel üzerine yerleştirilmesinde ikinci önemli faktör de ısı gerilmeleridir. Nastran programı ile motorun çalışma sıcaklıklarında biyelin ısı gerilme analizi yapılarak strain gage'ler için uygun yer saptanabilir.

KAYNAKLAR

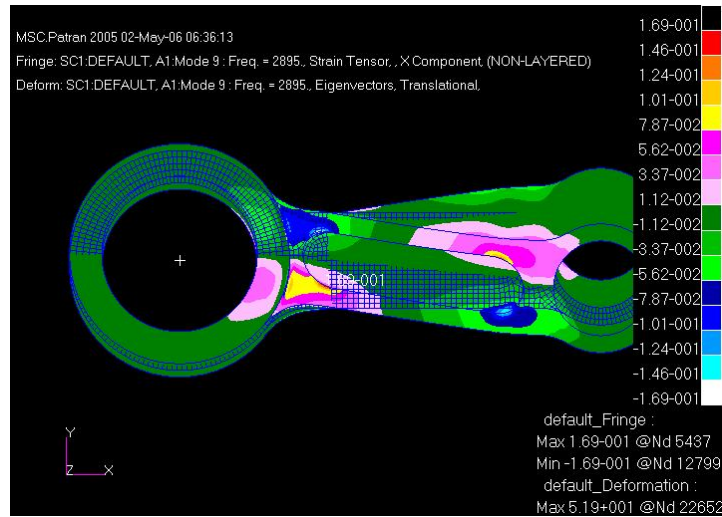
- [1] **Furuham, S. and Sasaki, S.**, 1983. New device for the measurement of piston frictional forces in small engines, Musashi Institute of Technology, Tokyo
- [2] **Uras, M. and Patterson, D.J.**, 1983. Measurement of piston and ring assembly friction Instantaneous IMEP Method, The University of Michigan, Ann Arbor, MI
- [3] **Öz, İ.H., Borat, O. ve Sürmen, A.**, 2003. İçten Yanmalı Motorlar, Birsen yayınevi, İstanbul
- [4] **Richardson, D.E.**, 2000. Review of power cylinder friction for diesel engines, Cylinder systems development, Cummins Engine Company, Columbus
- [5] **Walter E. Lay Automotive Laboratory**, Cycle Resolved, In-Cylinder Friction Measurement Technique Development
http://me.engin.umich.edu/autolab/Projects/InCylinderFrictionMeasurement_aux3.html
- [6] **Noorman, M., Assanis, D.N., Patterson, D. and Tung, S.**, 2000. Overview of techniques for measuring friction using bench tests and fired engines, International spring fuels and lubricants meeting and exposition, Paris
- [7] **Akalın, O. and Newaz, G:M.**, 1998. A new experimental technique for friction simulation in automotive piston ring and cylinder liners, Wayne State University
- [8] **IR Telemetrics**,
http://www.irtelemetrics.com/connecting_rod_strain_wireless_measurement/connecting_rod_strain_wireless_measurement.html
- [9] **IR Telemetrics**, <http://www.irtelemetrics.com/products/manuals/4000.pdf>
- [10] **Mufti, R.A. and Priest, M.**, 2005. Experimental evaluation of piston-assembly friction under motored and fired conditions in a gasoline engine, Institute of Tribology, School of Mechanical Engineering, The University of Leeds, Leeds
- [11] <http://www.biymed.com/femmuh/analiz/dinamika.htm>
- [12] http://www.bias.com.tr/hi_te_mukavemet.asp
- [13] **Hoffmann, K.**, 1989. An introduction to measurements using strain gages, pg. 40, 172, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt
- [14] http://www.vishay.com/brands/measurements_group/guide/tn/tn507/507br5.htm

- [15] **Akalin,O., Newaz,G.M.**, US Patent No. 6,401,058. "Reciprocating System for Simulating Friction and Wear", 2002.
- [16] **Akalin,O., Newaz,G.M.**, "Piston Ring - Cylinder Bore Friction Modeling in Mixed Lubrication: Part 1: Analytical Results", ASME Journal of Tribology, Vol. 123(1), pp 211-218, January 2001
- [17] **Akalin,O., Newaz,G.M.**, "Piston Ring - Cylinder Bore Friction Modeling in Mixed Lubrication: Part 2: Correlation with Bench Test Results", ASME Journal of Tribology, Vol. 123(1), pp. 219-223, January 2001.
- [18] **Akalin,O., Newaz,G.M.**, Rao,V.D.N, "Frictional Characteristics of Plasma Spray Coated Cylinder Bores", SAE Paper 1999-01-1220.

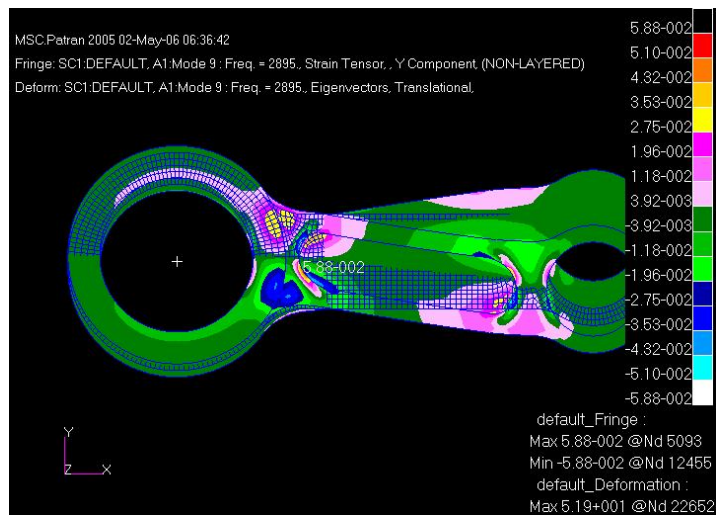
Ek A



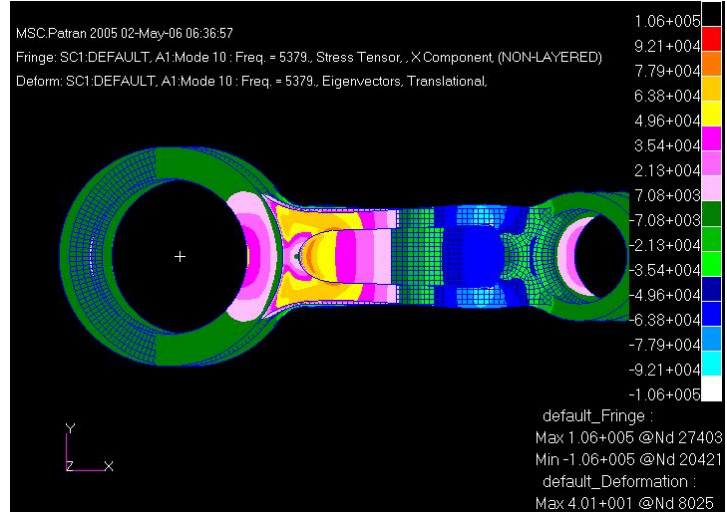
Şekil A.1 : Mod 9'a ait X eksenindeki gerilme değerleri (frekans 2895 Hz)



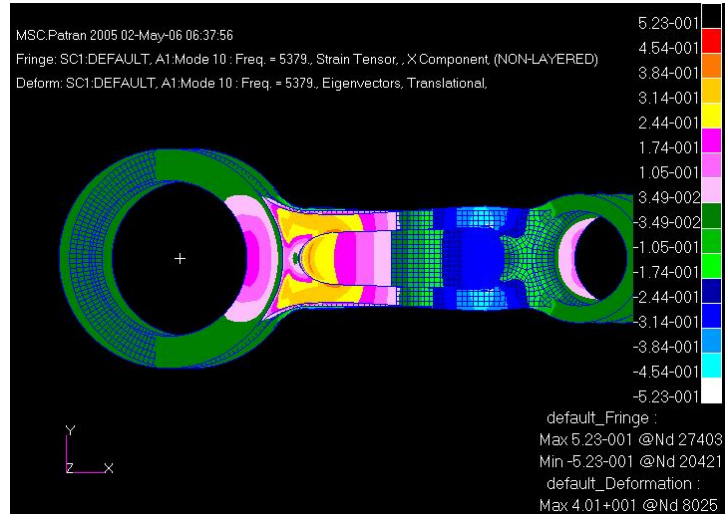
Şekil A.2 : Mod 9'a ait X eksenindeki uzama değerleri (frekans 2895 Hz)



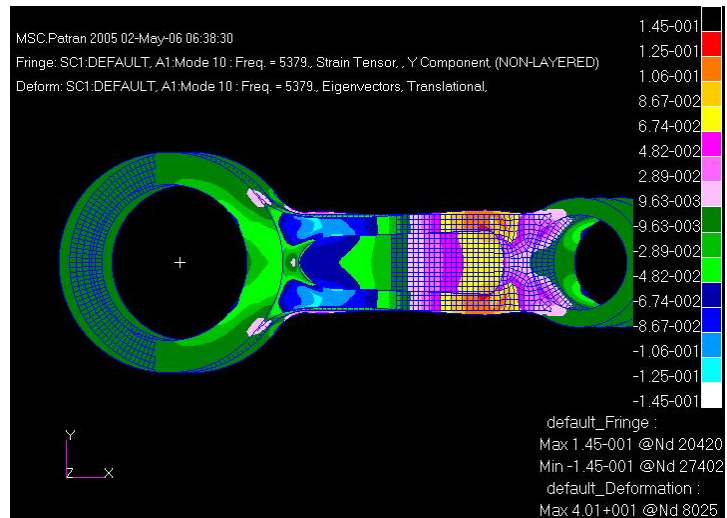
Şekil A.3 : Mod 9'a ait Y eksenindeki uzama değerleri (frekans 2895 Hz)



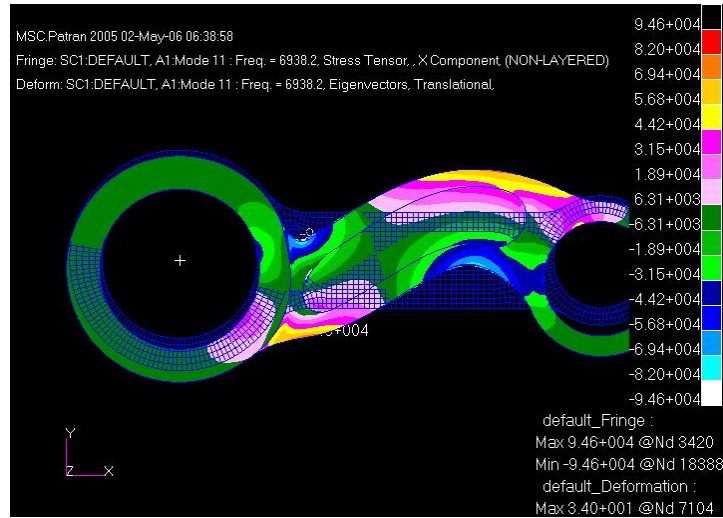
Şekil A.4 : Mod 10'a ait X eksenindeki gerilme değerleri (frekans 5379 Hz)



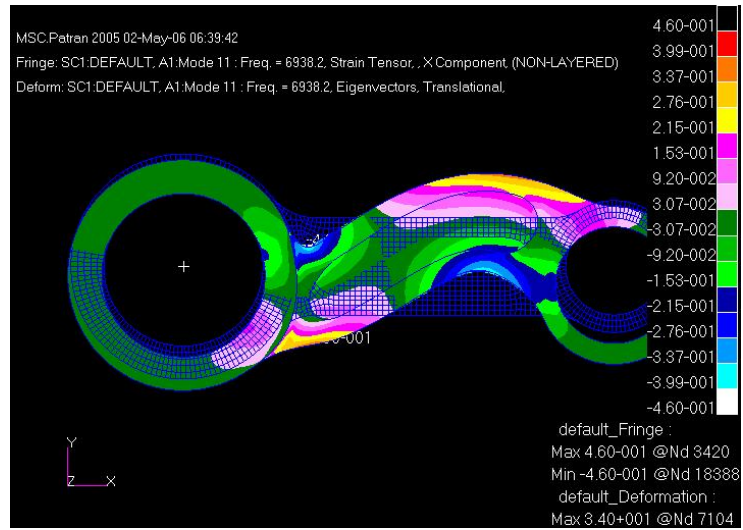
Şekil A.5 : Mod 10'a ait X eksenindeki uzama değerleri (frekans 5379 Hz)



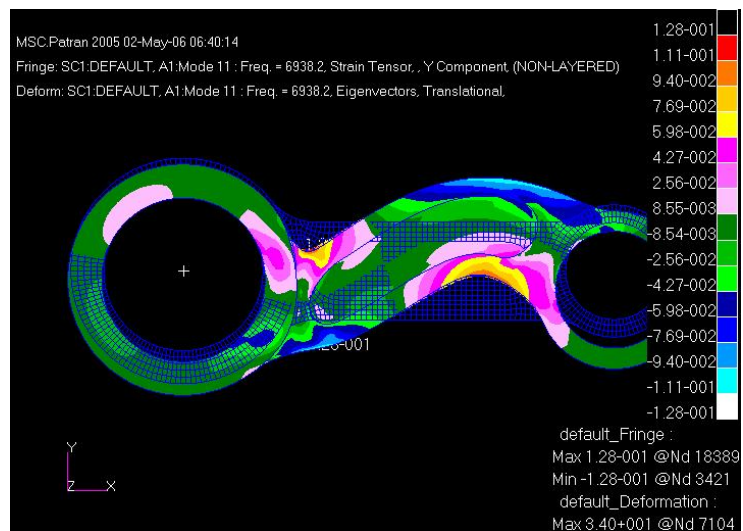
Şekil A.6 : Mod 10'a ait Y eksenindeki uzama değerleri (frekans 5379 Hz)



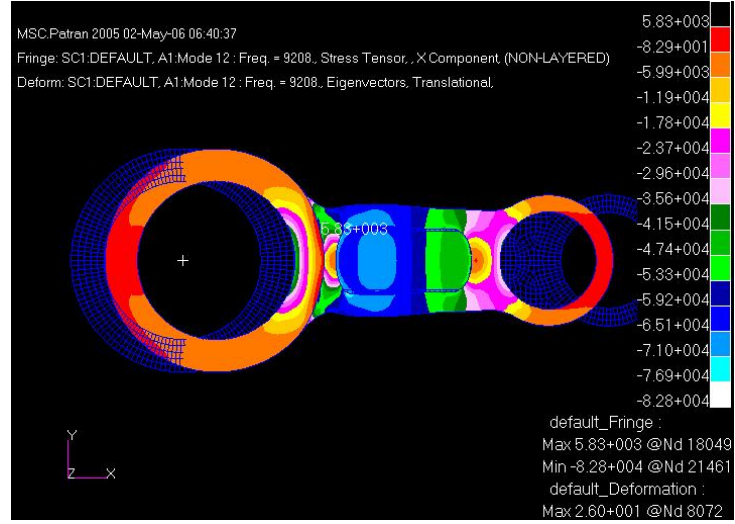
Şekil A.7 : Mod 11'e ait X eksenindeki gerilme değerleri (frekans 6938.2 Hz)



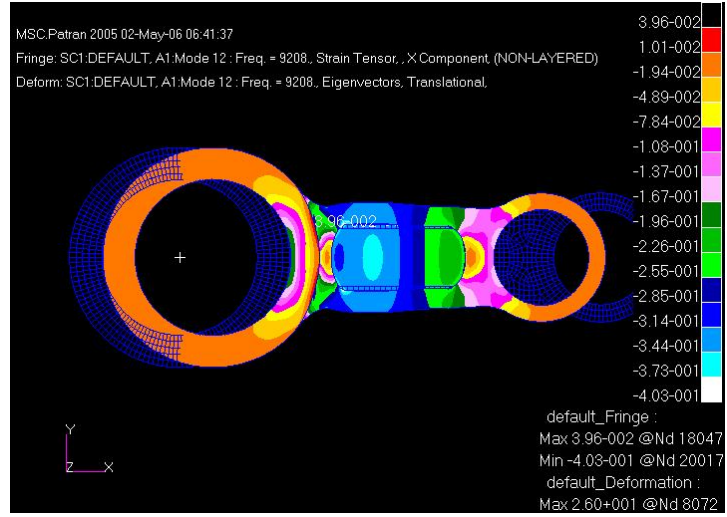
Şekil A.8 : Mod 11'e ait X eksenindeki uzama değerleri (frekans 6938.2 Hz)



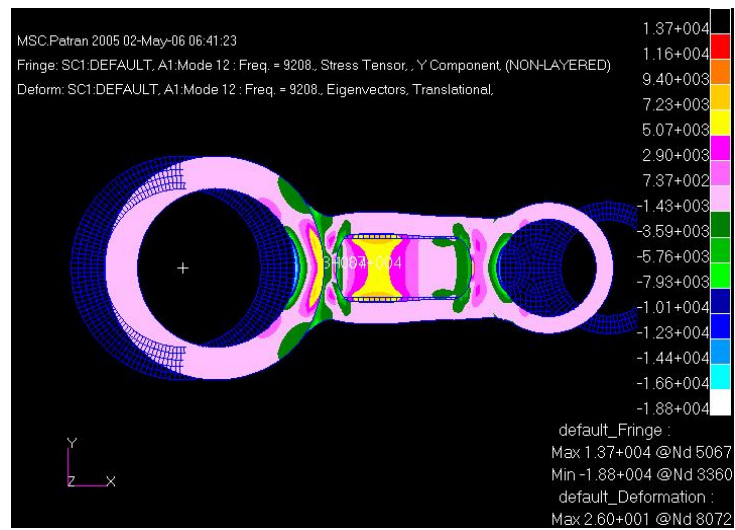
Şekil A.9 : Mod 11'e ait Y eksenindeki uzama değerleri (frekans 6938.2 Hz)



Şekil A.10 : Mod 12'ye ait X eksenindeki gerilme değerleri (frekans 9208 Hz)

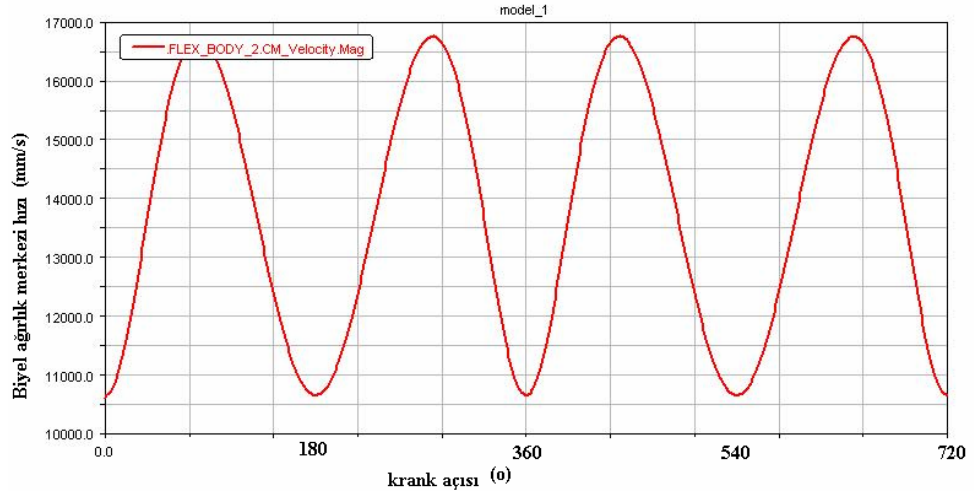


Şekil A.11 : Mod 12'ye ait X eksenindeki uzama değerleri (frekans 9208 Hz)

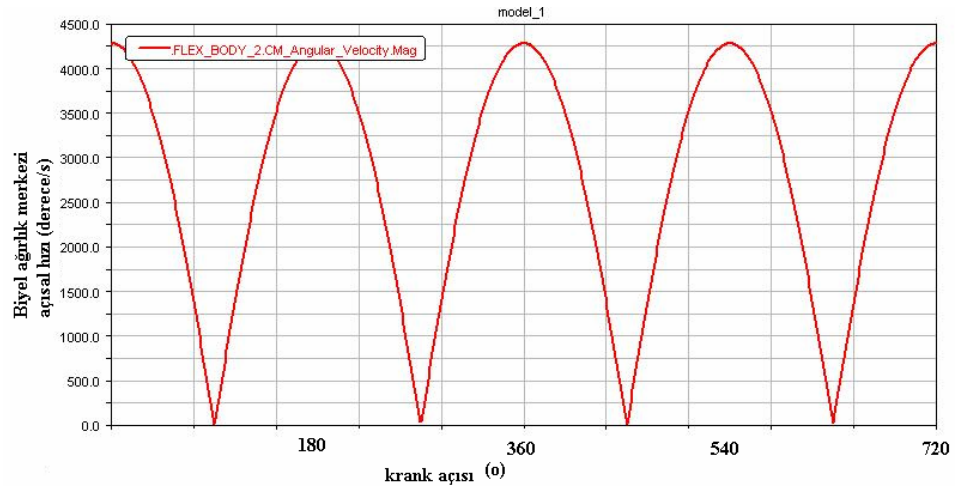


Şekil A.12 : Mod 12'ye ait Y eksenindeki uzama değerleri (frekans 9208 Hz)

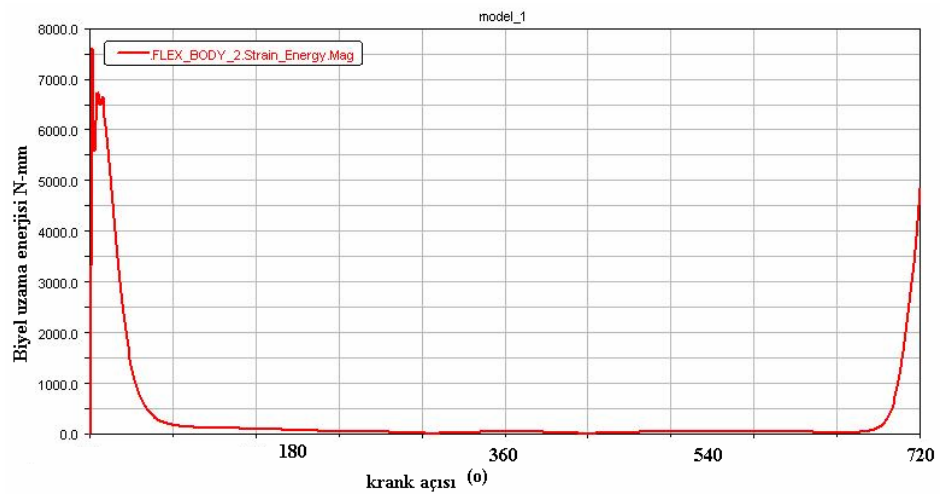
Ek B



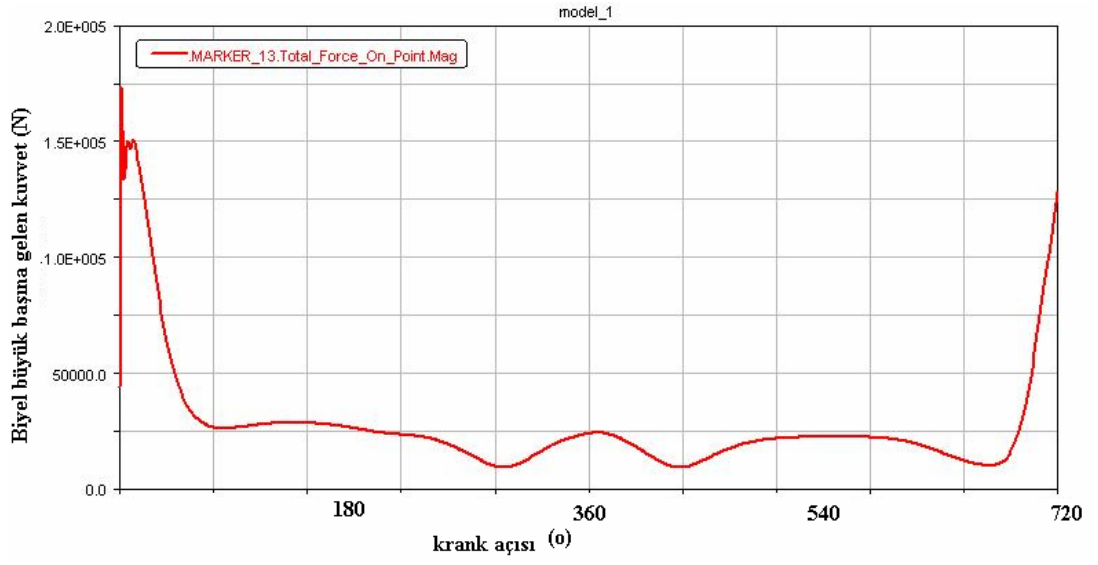
Şekil B.1: Biyel ağırlık merkezi hızı grafiği



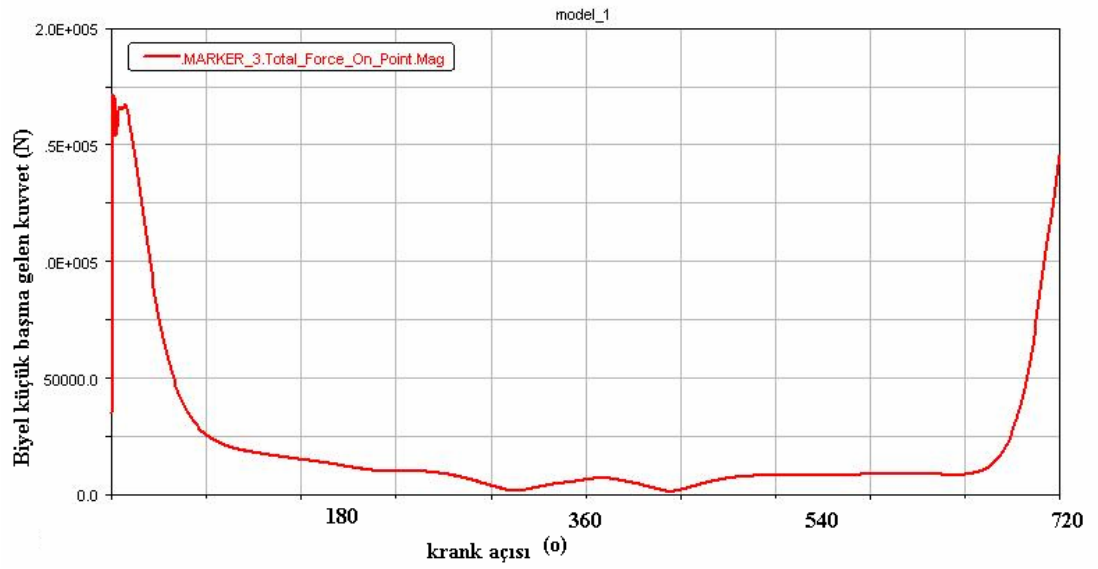
Şekil B.2: Biyel ağırlık merkezi açısal hız grafiği



Şekil B.3: Biyel uzama enerjisi grafiği

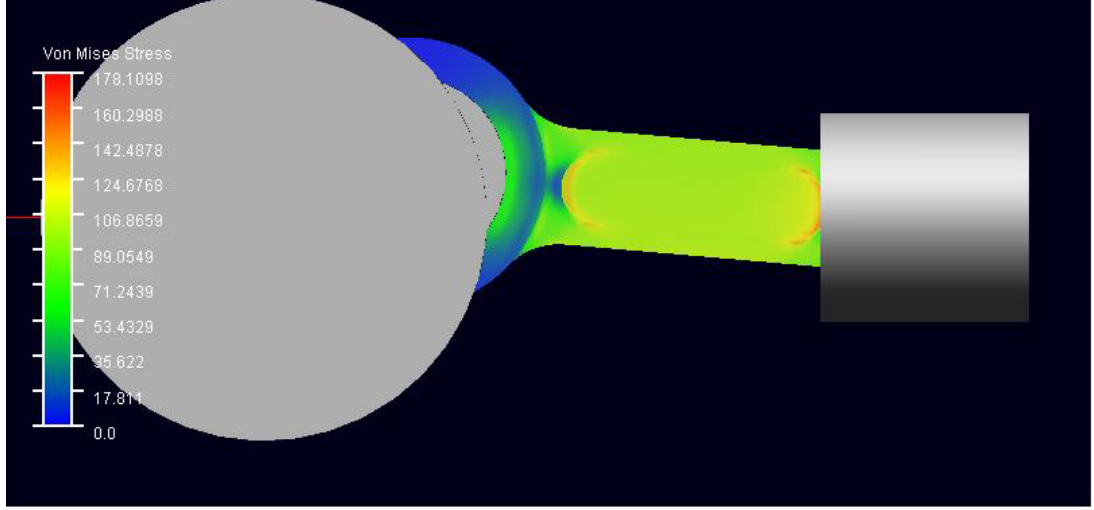


Şekil B.4: Biyel büyük başına gelen kuvvet grafiği

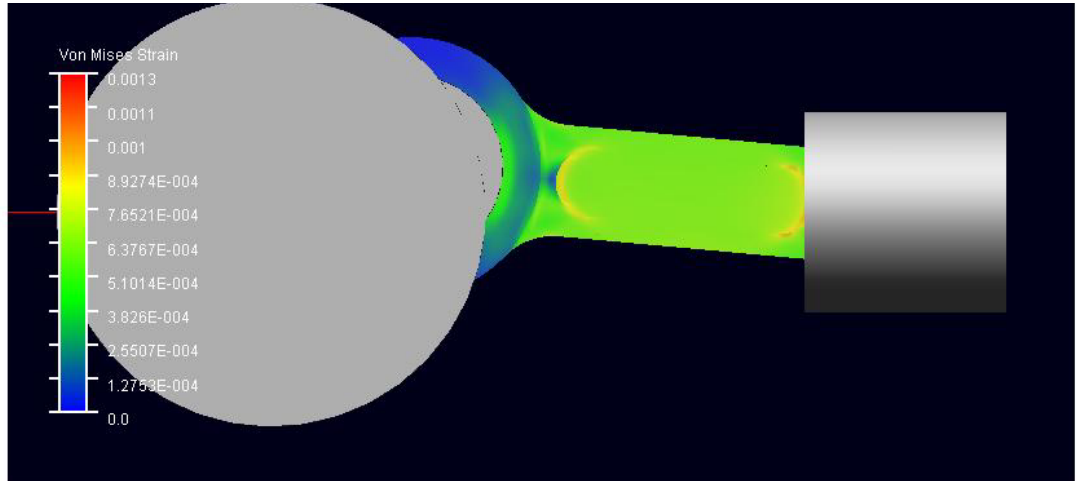


Şekil B.5: Biyel küçük başına gelen kuvvet grafiği

Ek C

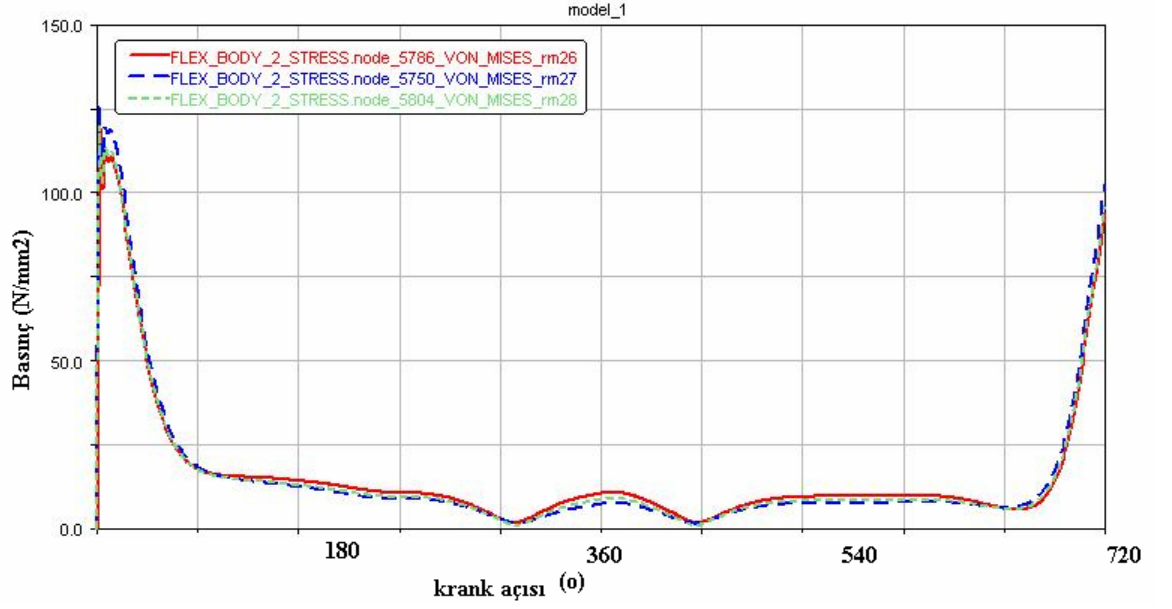


Şekil C.1: Biyel Von mises gerilme (10 derece krank açısında)

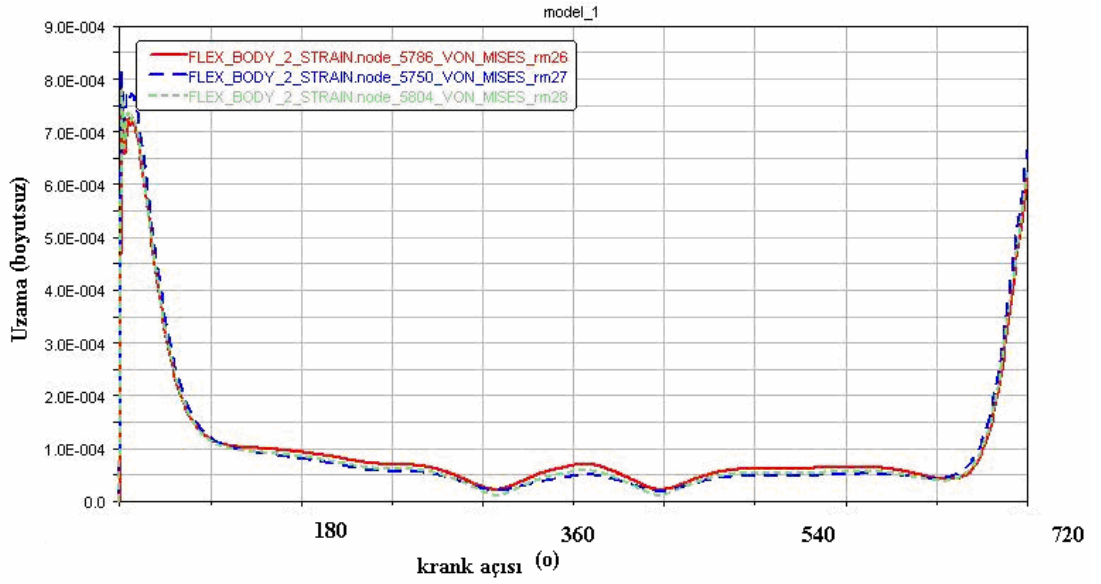


Şekil C.2: Biyel Von mises uzama (10 derece krank açısında)

Ek D



Şekil D.1: Nodlara ait Von mises gerilme grafikleri



Şekil D.2: Nodlara ait Von mises uzama grafikleri

ÖZGEÇMİŞ

05.02.1982 Samsun doğumluyum. İlkokul eğitimimi İstiklal İlkokulu'nda, orta okul ve lise eğitimimi Samsun Anadolu Lise'sinde tamamladıktan sonra 2000 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünü kazandım. 2004 yılında mezun olduktan sonra İstanbul Teknik Üniversitesi Otomotiv ana bilim dalı'nda yüksek lisans eğitimime başladım. Haziran 2005 tarihinden bu yana OTAM'da (Otomotiv Teknoloji Araştırma-Geliştirme Merkezi) yardımcı teknik personel olarak çalışmaktayım.