

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA
KRANK MİLİ ANA YATAĞININ
HİDRODİNAMİK YAĞLAMA ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Önder ÇAĞLAYAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

EYLÜL 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA
KRANK MİLİ ANA YATAĞININ
HİDRODİNAMİK YAĞLAMA ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Önder ÇAĞLAYAN
(503111724)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Özgen AKALIN

EYLÜL 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111724 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Önder ÇAĞLAYAN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KRANK MİLİ ANA YATAĞININ HİDRODİNAMİK YAĞLAMA ANALİZİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Özgen AKALIN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Y.Doç. Dr. Akın KUTLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Muammer ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **1 Eylül 2014**
Savunma Tarihi : **8 Eylül 2014**

Hayatımın anlamı Bircan'a,

ÖNSÖZ

Lisans dönemimden bu yana uzmanlık alanı olarak seçtiğim otomotiv mühendisliğinde yüksek lisans öğrenimimin sonuna yaklaşmış bulunmaktayım. Yüksek lisans son dönemeci olan bitirme tezimde gerek akademik olarak, gerekse mental olarak bana destek olan tez danışmanım Doç. Dr. Özgen Akalın'a, bu yoğun ve zor dönemde gerek kodlama sistemiği konularında, gerekse psikolojik olarak benden hiçbir konuda desteklerini esirgemeyen, İTÜ Bilgisayar Yüksek Mühendisi Bircan Ergür'e sonsuz teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Ayrıca, doğumumdan bu yana öğrenim hayatım boyunca beni maddi ve manevi her konuda destekleyen aileme, yüksek lisans derslerimde gösterdikleri yardımseverlik, paylaşım ve dostlukları için arkadaşlarım Yusuf Kartal ve Berna Bedirhan'a ve son olarak mental ve psikolojik olarak hep yanımda olan kadim dostum Hakan Demir'e içten sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

Eylül 2014

Önder Çağlayan
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Otomotiv Tribolojisi.....	1
1.1.1 Sürtünme kayıpları ve dağılımları.....	2
1.1.2 Krank ana yataklarındaki sürtünmenin motor performansına etkisi	5
1.1.3 Krank ana yataklarındaki yağlamayı etkileyen parametreler.....	6
1.2 Literatür Araştırması	8
1.3 Tezin Amacı	23
2. TEORİ.....	25
2.1 Yağlama Teorisi	25
2.1.1 Yağlama rejimleri	25
2.1.2 Yağ filminin oluşması ve kavitasyon.....	28
2.2 Temel Denklemler.....	30
2.2.1 Reynolds denklemi.....	30
2.2.2 Akış faktörleri	31
3. ÇÖZÜM YAKLAŞIMI.....	35
3.1 Kabuller Ve Basitleştirmeler	35
3.2 Reynolds Denkleminin Çözülerek Hidrodinamik Basınç Dağılımının Eldesi .	36
3.3 Kavitasyon Sınırlarının Belirlenmesi	42
3.4 Kuvvet Dengesinin Kurulması	42
4. ANALİZ SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRMELER	45
4.1 Veri Girişleri Ve Tasarım Parametreleri	45
4.2 Kuvvet Dengesinde Ve Reynolds Sınır Koşulunda Film Basıncı Ve Kalınlığı	47
4.2.1 Yanma anında (10 °KMA) yağ film basıncı ve kalınlığı	47
4.2.2 Egzoz başlangıcında (180 °KMA) yağ film basıncı ve kalınlığı	49
4.2.3 Emme başlangıcında (360 °KMA) yağ film basıncı ve kalınlığı	50
4.2.4 Sıkıştırma başlangıcında (540 °KMA) yağ film basıncı ve kalınlığı	51
4.3 Düşey Yöndeki Eksenel Kaçıklığın Krank Açısına Göre Değişimi	52
4.4 Düşey Yöndeki Yağ Film Basınç Kuvvetinin Krank Açısına Göre Değişimi .	53
4.5 Yağ Film Kalınlığının Krank Açısına Göre Değişimi.....	54
5. SONUÇ.....	55
KAYNAKLAR	57
ÖZGEÇMİŞ.....	59

KISALTMALAR

ASME	: Automotive Society of Mechanical Engineering
DCA	: Derece Krank Açısı (İng. Degree Crank Angle)
EHY	: Elastik Hidrodinamik Yağlama
HY	: Hidrodinamik Yağlama
KMA	: Krank Mili Açısı
PFP	: Peak Fire Pressure (Anlık Yanma Basıncı)
SAE	: Society of Automotive Engineering (Otomotiv Müh. Topluluğu)
SEM	: Sonlu Elemanlar Modeli
TEHY	: Termal&Elastik Hidrodinamik Yağlama
THY	: Termal Hidrodinamik Yağlama

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Bir içten yanmalı motorda krank ana yataklarının çalışma şartları.....	5
Çizelge 1.2 : Rig testi koşulları ve tasarım parametreleri.....	10
Çizelge 1.3 : Analizde seçilen tasarım parametreleri ve motor çalışma koşulları.....	12
Çizelge 1.4 : HD, THY ve TEHY modellerin sonuçlarının kıyaslanması.....	12
Çizelge 1.5 : Elastohidrodinamik analiz tasarım parametreleri.....	13
Çizelge 1.6 : Tasarım parametreleri ve başlangıç koşulları.....	21
Çizelge 4.1 : Veri girişleri	45

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Bir içten yanmalı motorun tribolojik komponentleri.	2
Şekil 1.2 : Bir binek taşıta enerji harcanımının dağılımı.	3
Şekil 1.3 : Şehir içi kullanım koşullarında bir otomobilde enerji dağılımı.	3
Şekil 1.4 : Bir içten yanmalı motorda sürtünme kayıplarının dağılımı.	4
Şekil 1.5 : Krank ana yataklarında görülen arıza modları: (a) Yağsız kalma kaynaklı yatak sarma. (b) Yüzey yorulması (ing. surface fatigue). (c) limit üstü devir kaynaklı aşınma (ing. overspeed). (ç) Korozyon aşınması. (d) Yabancı partikül kaynaklı aşınma. (e) Biyel distorsiyonu (eğilmesi) kaynaklı aşınma.	6
Şekil 1.6 : EHY ve TEHY’de (a) Yağ film kalınlıklarının, (b) Yağ film basınçlarının karşılaştırılması. (Krank açısı 130° iken)	9
Şekil 1.7 : Rig testi düzeneği.	9
Şekil 1.8 : Yatakta sıcaklık ölçüm noktaları.	10
Şekil 1.9 : Sonlu elemanlar metodu ile oluşturulan model.	10
Şekil 1.10 : Test ve analiz sonuçlarında yağ film kalınlıklarının kıyaslanması.	11
Şekil 1.11 : Test sonrasında yataklar ve ayırma çizgisi (ing. parting line).	11
Şekil 1.12 : Krank mili ağ modeli:(a) Bütün kabuk model(b)Bütün katı model	14
Şekil 1.13 : Üç numaralı krank ana yatağının farklı düzlemlerde yörüngesi.	14
Şekil 1.14 : Eksen eğikliğinin olduğu ve olmadığı durumlar için sonuçların kıyaslanması.	15
Şekil 1.15 : Biyel küçük yatağı üzerine binen yüklerin kıyaslanması.	16
Şekil 1.16 : EHY analiz bölgeleri: (a)Biyel küçük yatağı, (b)Piston pin yatağı.	16
Şekil 1.17 : Biyel küçük yatağı ve piston pin yatağı bölgelerinde maksimum gücün elde edildiği durumda: (a) Maksimum yağ filmi basıncı, (b) Minimum yağ filmi kalınlığı değişimi.	17
Şekil 1.18 : Yağ film kalınlığı ölçüm deneyi düzeneği.	17
Şekil 1.19 : Yağ film kalınlığı ölçümü, sensor yerleşimi ve yapısı.	18
Şekil 1.20 : Rijit ve elastik olarak modellenmiş biyel sonlu eleman modelleri.	18
Şekil 1.21 : Rijit ve elastik biyel modellerinin analiz sonuçlarında ve deneysel ölçüm sonuçlarında yağ film basınçlarının kıyaslanması.	19
Şekil 1.22 : Rijit ve elastik biyel modellerinin analiz sonuçlarında ve deneysel ölçüm sonuçlarında yağ film kalınlıklarının kıyaslanması.	19
Şekil 1.23 : Yağlama analizinde kullanılan: (a) Eksenler, (b) SEM.	20
Şekil 1.24 : Biyel yataklarına binen yükün ve yatak yörüngesinin hava-yakıt karışım oranına göre değişimi (2000 d/d ve -40 °KMA ateşlemede).	21
Şekil 1.25 : Maksimum yağ film basıncı ve minimum yağ filmi kalınlığının hava-yakıt oranına göre değişimi (2000 d/d ve -40 °KMA ateşlemede).	22
Şekil 1.26 : Farklı motor hızlarında maksimum yağ film basıncı ve minimum yağ filmi kalınlığı ($\lambda=1$ ve -40 °KMA ateşlemede).	22
Şekil 2.1 : Sınır yağlama.	26
Şekil 2.2 : Karma yağlama.	26

Şekil 2.3 : Hidrodinamik yağlama.	26
Şekil 2.4 : Stribeck eğrisi.	27
Şekil 2.5 : Krank ana yataklarına yağ girişi:(a)Yağsız durum.(b) Yağlı durum.....	28
Şekil 2.6 : Krank ana yataklarında yağ filmi oluşumu ve kavitasyon noktaları.	29
Şekil 2.7 : Yarı Sommerfeld Ve Reynolds Sınır Koşulu.	30
Şekil 2.8 : Krank ana yatağı basitleştirilmiş geometrisi, eksenler ve akış yönü.....	31
Şekil 2.9 : Boyuna dağılım. $\gamma > 1$	33
Şekil 2.10 : Enine dağılım. $\gamma < 1$	33
Şekil 2.11 : İzotropik dağılım. $\gamma = 1$	34
Şekil 2.12 : Yüzey pürüzlülüğünün doğrultusunun akış faktörlerine etkisi	34
Şekil 3.1 : Düğüm noktalarının gösterimi.....	38
Şekil 3.2 : Krank ana yatağı ağ (ing. mesh) yapısı.	41
Şekil 3.3 : Basınç dağılımı Gauss-Seidel iterasyonu alt kodu.	42
Şekil 3.4 : Kuvvetlerin gösterimi.	44
Şekil 4.1 : Yanma odasından ve piston, biyel ataletinden gelen kuvvetler	46
Şekil 4.2 : Atak açısının krank mili açısına göre değişimi	47
Şekil 4.3 : Yağ film basıncının 10 °KMA'daki değişimi (izometrik).	48
Şekil 4.4 : Yağ film basıncının 10 °KMA'daki değişimi (üstten)	48
Şekil 4.5 : Yağ film kalınlığının 10 °KMA'daki değişimi (izometrik).....	48
Şekil 4.6 : Yağ film kalınlığının 10 °KMA'daki değişimi (yandan)	49
Şekil 4.7 : Yağ film basıncının 180 °KMA'daki değişimi (izometrik).....	49
Şekil 4.8 : Yağ film kalınlığının 180 °KMA'daki değişimi (izometrik).....	50
Şekil 4.9 : Yağ film basıncının 360 °KMA'daki değişimi (izometrik).....	50
Şekil 4.10 : Yağ film kalınlığının 360 °KMA'daki değişimi (izometrik).....	51
Şekil 4.11 : Yağ film basıncının 540 KMA'daki değişimi (izometrik)	51
Şekil 4.12 : Yağ film kalınlığının 540 °KMA'daki değişimi (izometrik).....	52
Şekil 4.13 : Düşey yöndeki eksenel kaçıklığın krank açısına göre değişimi	53
Şekil 4.14 : Düşey yöndeki yağ film basınç kuvvetinin krank açısına göre değişimi	53
Şekil 4.15 : Yağ film kalınlığının krank açısına göre değişimi	54

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KRANK MİLİ ANA YATAĞININ HİDRODİNAMİK YAĞLAMA ANALİZİ

ÖZET

Son yıllarda, dünyada petrol ve türevi yakıtların rezervlerinin azalması ve dolayısıyla birim fiyatlarının artmasıyla en başta otomotiv sektöründe olmak üzere tüm sektörlerde özgül enerji harcanımının azaltılmasına yönelik çok sayıda araştırma ve çalışmalar yapılmaktadır. Bu araştırmaların başını haliyle en çok yakıt tüketiminin gerçekleştiği otomotiv sektörü çekmektedir. Otomotiv sektöründe enerji harcanımını azaltmaya yönelik bu çalışmalar farklı alt başlıklara ayrılmaktadır. Bunlar en genel haliyle; ağırlık azaltma çalışmaları, sürtünme azaltma çalışmaları ve ısı verimi artırma çalışmaları olarak sınıflandırılabilir. Ayrıca motor ömrü olarak 1 milyon kilometrenin hedeflendiği günümüzde dinamik motor komponentlerinin yağlanması ömür açısından da oldukça büyük önem taşımaktadır. Aşınmaların minimuma indirgenmesi ancak yağlamanın iyileştirmesi ile sağlanacak bu da motor ömrünü uzatacaktır. Bu bakımdan krank ana yatakları da oldukça büyük yükler altında çalışmakta ve yağlamanın sağlıklı olmadığı koşullarda aşınmalar ortaya çıkacak ve bu da yatak ömrünü ve takiben motor ömrünü önemli ölçüde etkileyecektir.

Bu çalışma kapsamında krank ana yatakları tribolojik olarak incelenmiş olup krank ana yataklarındaki tribolojik olayın yağlamaya etkisi hakkında fikir sahibi olunmuştur. Daha detaylı şekliyle, krank ana yataklarındaki yağlama MATLAB yardımı ile hidrodinamik olarak modellenmiş, elastik deformasyonlar ve sıcaklığa bağlı viskozite değişimi ise bu aşamada dikkate alınmamıştır. Kavitasyon modeli olarak Reynolds sınır koşulu kullanılmış ayrıca yüzey pürüzlülüğü hesaplamalarında Patir-Cheng yüzey pürüzlülüğü akış faktörleri kullanılmıştır.

Çalışmanın başlangıcında Reynolds akış denklemi biri krank mili ana yatağı boyu doğrultusunda diğeri ise krank mili ana yatağı genişliği doğrultusunda olmak üzere iki eksen de kurulmuş ve denklemin içerisindeki her bir terim kendi büyüklüğü doğrultusunda boyutsuzlaştırılarak diskritize edilmiştir. Boyutsuz hale getirilen Reynolds denklemi MATLAB'a girilerek başlangıç değerleri ile Gauss-Seidel metodu kullanılarak iterasyona sokulmuş ve üç boyutta bir basınç değişim, iki boyutta yağ filmi kalınlığı değişim eğrisi elde edilmiştir. Fakat bu adımda elde edilen basınç ve yağ film kalınlığı değerleri ilk aşamada doğru varsayılan başlangıç parametreleri ile hesaplandığından gerçek eksen kaçıklığı ve sınır koşullar ile tekrar iterasyona sokularak hesaplanmıştır. Bu adımlar bir °KMA için tamamlandığında 720 °KMA'lık tam bir çevrim için uygulanmıştır.

Çalışmanın sonuç kısmında her bir krank mili açısı için ilk başta elde edilen basınç değerlerinin mil dönme yönünde önce pozitif olduğu ve yağ filminin koptuğu bölgeden sonra basınçların negatife inerek kavitasyona uğradığı görülmüş, daha sonra Reynolds sınır koşulu uygulanarak negatif olan ve yük taşıma özelliği bulunmayan basınçlar atmosferik krank basıncına zorlanmış ve bu adım sonucunda pozitif basınçların az miktarda artış gösterdiğine tanık olunmuştur. Ayrıca yağ film

basıncı değişimi ve yağ film kalınlığı grafikleri incelendiğinde maksimum yağ filmi basınçlarının seçilen 13 litre 6 silindirli diesel motor için 10 °KMA'ya karşılık gelen yanma fazında gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Aynı zamanda bu aralıktaki minimum yağ film kalınlıklarının en az olduğu gözlemlenmiştir. Düşey yöndeki krank mili eksen kaçıklığının ise yanma fazında maksimum halini aldığı sonucuna varılmıştır. Yanma odasından gelen basınç kuvvetlerinin ve piston ile biyelin atalet kuvvetlerinin x ve y yönündeki bileşenlerinin oranının tanjantını ifade eden atak açısı (ϕ) ise maksimum halini alarak 5,5° olarak gözlemlenmiştir.

Bu alışma sonucunda, krank ana yatağındaki yağ filmi basınç dağılımı, yağ filmi kalınlığı, krank mili eksantirikliği ve ana yatağa gelen yükler yorumlanarak bu bölgedeki tribolojik olaya ışık tutmasına katkı sağlanmış ve çalışmanın bundan sonraki tribolojik çalışmalara da rehberlik etmesi amaçlanmıştır.

HYDRODYNAMIC LUBRICATION ANALYSIS OF CRANK SHAFT MAIN BEARING IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

SUMMARY

In recent years, decreasing of the petroleum and petroleum derived fuel reservoirs in the world and increasing the piece costs of the petroleum fuels lead scientists to do so many investigations about decreasing of specific energy consumption for all industries. Naturally, automotive industry leads to these investigations due fuel consumption mostly occurs at that industry. We can classify these energy consumption decreasing investigations at three groups as; weight reduction, friction reduction and thermal efficiency increasing.

Within the scope of this work, crank main bearing was investigated in point of tribology and it became possible to be able to have an idea about the effect of this tribologic phenomenon at the crank main bearing on specific fuel consumption. As detailed, the lubrication model at the crank main bearing was solved as hydrodynamically using MATLAB, elastic distortions and viscosity change due to temperatures were not considered. As boundary condition model, Reynolds cavitation model was used and surface roughness was considered by using Patir-Cheng flow factors.

As initial step, modified Reynolds equation was written in cartesian coordinates for crank shaft main bearing. Fluid transport was considered two dimensional as one through bearing width (y) another one through bearing length (x). Bearing shell geometry was meshed as bearing length includes 360 nodes and bearing width includes 35 nodes. So there was occurred 12.600 nodes where pressure values to be calculated on. Boundary conditions were determined as crank case pressure which is assumed as atmospheric pressure. Hence, the side rows of the bearing mesh, first column of the mesh geometry and the last column were forced to atmospheric pressure while there's done Gauss-Seidel iteration method. As this work planned to be done with numeric analysis method the Reynolds equation was needed to be discretized. All terms which is used in Reynolds equation were non dimensionalised by dividing them with same dimensions. After that Reynolds main equation was introduced to MATLAB and boundary conditions were also entered as input. Accordingly, initial eccentricity, initial lubricant film thickness, clearance, surface roughness of crank shaft and crank shaft main bearing, angular velocity of crank shaft, average temperature, constant viscosity at average temperature and bearing geometry were also entered to MATLAB. Moreover, the first pressure iteration was created with Reynolds equation. After the first iteration as can be seen from results there occurred a sinusoidal pressure curve which is including positive pressure values at the beginning of lubricant film thickness existence and negative pressure values at the rupture region of the lubricant film thickness. Lubricant film thickness is not able to provide any force to balance with the forces coming from combustion chamber and inertia forces of connecting rod and piston at negative pressure regions of the

bearing. So these negative pressure regions were needed to be iterated as minimum crankcase pressure. Thus it means cavitation step.

At the cavitation step, these negative pressure values were equalised to crank case pressure while positive pressure values are left as it's own value. So, at the cavitation region there occurred a half elliptic curve which shows the transition zone of the pressure from positive pressure to boundary condition which is atmospheric pressure. The section there's told is Reynolds boundary condition itself. During equalising negative pressures to crank case pressure which is atmospheric pressure the other positive pressure nodes are also effected by these new atmospheric pressure values. So, the lubricant film pressure graphic is changed as if it's squeezed with negative x (length) direction and peak pressure values are increased while considering cavitation phenomenon. These two iteration steps are applied for all degree crank angles and for each crank angle there naturally occurs different pressure values and cavitation boundary zone is moved according to angle of attack.

If these two iteration steps are applied once, there's seen pressure values for one degree crank angle. Thus at the outer iteration step is combined of pressure calculation, cavitation boundary zone determination steps for each degree crank angles. By applying that step for one degree crank angle, it is aimed that finding the right eccentricity values of crank shaft at x and y axials by equalising force values coming from lubricant film pressure and forces coming from combustion chamber and inertia forces of piston and connecting rod. During equalising forces if lubricant film pressure comes out smaller than the force comes from combustion and inertia the eccentricity at global vertical axial is increased to provide enough lubricant film pressure to balance forces. When this equation is done successfully there comes out a right eccentricity value and all pressure curves and boundary conditions are updated according to right eccentricity value. While equalising forces, lubricant film pressure is calculated from Reynolds equation in code on the other hand forces coming from combustion and inertia of piston and connecting rod is provided from a random 11 liter heavy duty diesel engine's first main bearing's real forces at 2000 rpm.

Following these steps for one degree crank angle, these iterations were done for all crank angles and real values of eccentricity for both x and y directions were found out and then there was existed a graphic which shows eccentricity at x direction and y direction. One of the main purpose of this work is getting the characteristic change of eccentricity. By this final step it was done successfully. At the final step, there was used an incremental magnitude as 10^{-9} at the outer iteration and initial eccentricity was assumed as 12 micron whereas the initial lubricant film thickness is 40 micron while clearance between crank shaft and crank shaft bearing is 20 micron, it means clearance was filled with lubricant.

Moreover, engine speed was assumed as 2000 rpm during hydrodynamic analysis and average contact temperature is assumed as constant and 90 Celcius degree. Lubricant is assumed as 10W40 and bearing length is totally 36.75 cm, bearing width is totally 3.5 cm. Additionally surface roughness of crank shaft was considered as 0.1 micron and surface roughness of bearing surface is considered as 0.63 micron. As total surface roughness value, square root of these values' sums were calculated and than 0.637 micron total surface roughness value was used at the calculations.

At the end of this study, it was easily observed that, while eccentricity is increased the force which is coming from lubricant film pressure at vertical direction is also increased. Than, it becomes hard to balance forces in the condition of increasing

eccentricity. Highest combustion forces are observed at the combustion region as can be guessed. So, in this situation there is required high lubricant film pressures to balance that high combustion force. High lubricant film pressures can only be provided while eccentricity is increased so much. So, there was seen maximum eccentricity values at the combustion region (around 10 °KMA) as can be expected. Hence, minimum oil film thickness is also existed at this region due to high combustion pressures. This work is also showing that there's so sensitive line between lubricant film thickness pressure and pressure which is coming from combustion and inertia of piston and connecting rod. The reason is that if combustion forces are increased unexpectedly there will not be occurred a continuous lubricant film and lubricant film will be ruptured. Accordingly there will be seen tribological problems like bearing seizure and engine will work harsh so catastrophic failures will follow each others. At the automotive industry especially for diesel engines, this failure can be seen mostly and if we think this failure's heavy damage to the engine and repairing costs of it exists so high these tribological optimisation work is definitely what industry needed. When the lubricant viscosity is changed a little, energy consumption and lubricant film thickness are changed so much. When the injected fuel amount was increased at the cylinders, lubricant film thickness is decreasing and lubrication regime is forced to be changed to mixed lubrication. Briefly, it is the best way to see what the lubricant viscosity, lubricant thickness, fuel injection amount per cylinder should be to optimise design parameters. On the other hand, engine manufacturer can determine optimum clearance value between bearings and crank shaft by applying this analysis at the basic design phase of engine projects. This is important due it would be so hard to change these basic design parameters at the next steps of the project. As the simplest example of this case can be given as, there's spent over million dollars as the repairing costs of engines due to bearing seizure problem for heavy duty diesel engines all around the world. Engine manufacturers mostly had to pay these repairing costs because the problems are mostly proved as it's not originated from customer usage conditions. But it should be also considered customer usage is also very significant factor that may be the root cause of the problem. So engine manufacturers always write the right usage conditions to vehicles' hand guides. Mainly there's a speed limit for the diesel engines and if it's been reached over by customer, hydrodynamic lubrication conditions are not provided due to overloads and there occurs bearing seizure. To come over that issue, some of engine manufacturers set break points to clutch system and when customer reaches over maximum speed while shifting gear or in maximum speed condition, system automatically prevents increasing speed.

As mentioned at the beginning, for this study elastic deformations of crank shaft and main bearing were neglected to simplify the phenomenon at the beginning of work. Temperature change according to engine speed and torque were also neglected so there was assumed an average temperature for calculations and accordingly viscosity was also considered as constant. For the future studies elastic deformations of crank shaft and main bearing due to temperature changes and forces are also planned to be considered during pressure calculations. By this improvement it will be possible to have exact values which are closer to real life condition. Thereby this work was aimed to lighten further investigations on the lubrication of crank main bearings.

1. GİRİŞ

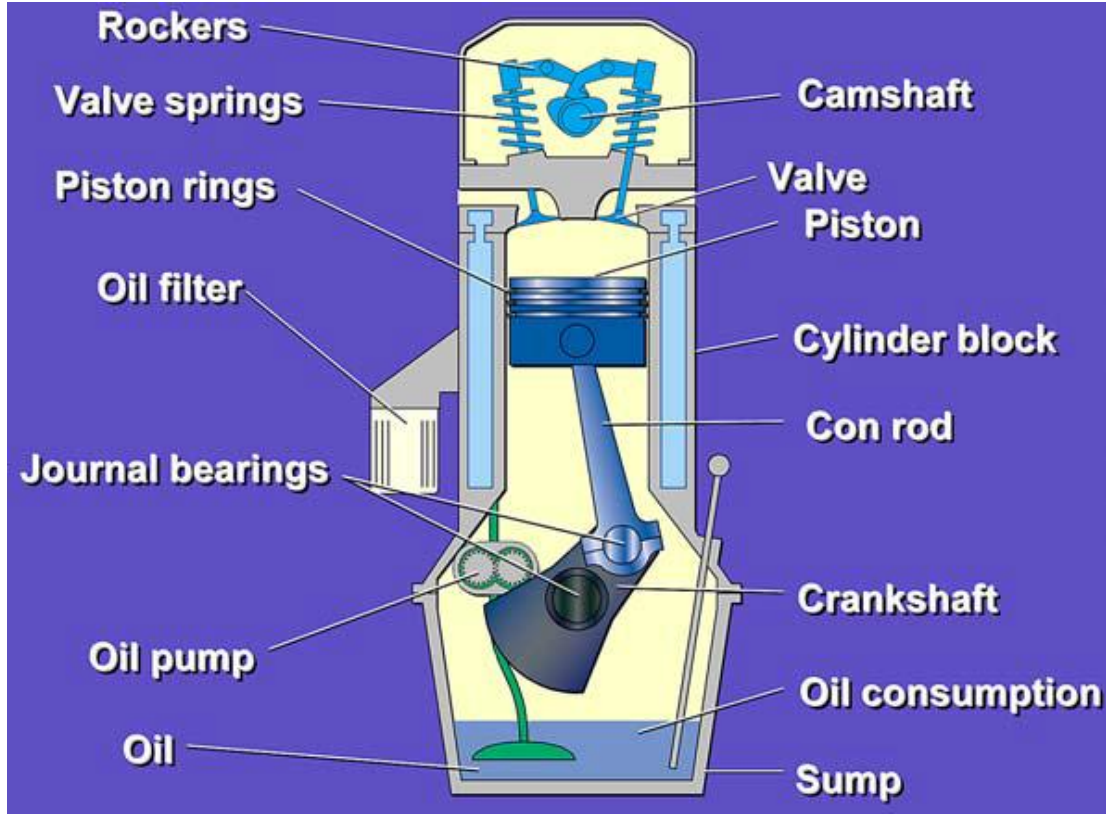
Petrol ve türevi yakıtların rezervlerinin azaldığı ve regülasyonların gittikçe kısıtlayıcı olduğu günümüzde, otomotiv sektöründe tribolojinin dolayısıyla yağlamanın önemi gitgide artmaktadır. Dünya genelinde, 2009 yılına kadar sadece binek taşıtlarda kullanılmış dizel ve benzin yakıtının 308 milyar litresi sadece otomobillerdeki sürtünmelerden gelen direnci yenmek için harcanmıştır. Yıllık olarak hesaplandığında ise bir binek taşıt, yılda ortalama 340 litre yakıtı optimum yağlama koşulları uygulanmadığı için sürtünmelerden gelen dirençleri yenmek için harcamaktadır [1]. Bu da Türkiye şartlarında, 2014 yılı Mart ayı Türkiye Petrolleri benzin birim fiyatı olarak 5.05 TL/l baz alındığında 1717 TL'ye denk düşmektedir. Dolayısıyla otomotiv tribolojisinde dinamik komponentlerin yağlamasını doğru koşullarda gerçekleştirerek yapılacak yağlama iyileştirme çalışmaları yakıt tüketim değerlerini düşüreceği gibi ekonomiye de doğrudan etkisi olacaktır.

1.1 Otomotiv Tribolojisi

Tribolojik iyileştirmeler kapsamında motorda yapılacak optimizasyon çalışmalarının en genel haliyle belirtilen yönlerde doğrudan etkileri olacaktır;

- Özgül yakıt sarfiyatının azalması,
- Yağ tüketiminin azalması,
- Dolaylı olarak ısı verimi arttırması,
- Motor özgül gücünün artması,
- Emisyon değerlerinin azalması,
- Servis bakımlarının daha uzun aralıklarla yapılması ve servis maliyetlerinin azalması,
- Motor ömrünün artması ve garanti maliyetlerinin düşmesi,

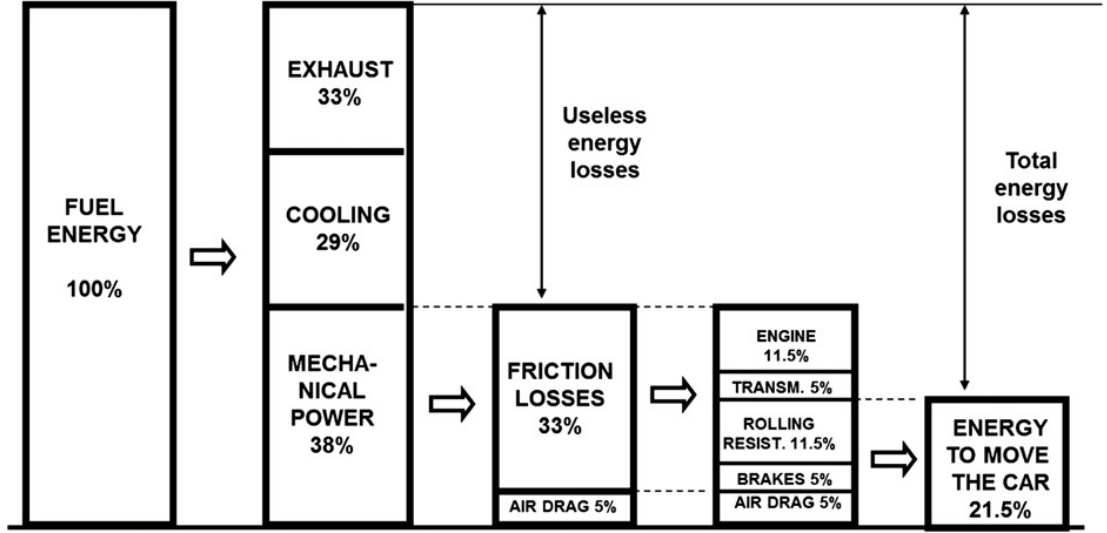
Bütün bu olumlu yöndeki etkilerin gerçekleşebilmesi için, içten yanmalı motorlarda metal-metal temasının gerçekleştiği tüm dinamik durumlarda tribolojik optimizasyonlara gidilmelidir. Buna istinaden bir içten yanmalı motorda dinamik parça sayısı, dinamik parçaların yüzey alanı ve yüzey pürüzlülükleri ne kadar fazla ise tribolojik olarak o kadar fazla sorunla karşı karşıyayız diyebiliriz. Şekil 1.1’de bir içten yanmalı motorda tribolojik olarak geliştirmeye açık komponentleri görebiliriz.



Şekil 1.1 : Bir içten yanmalı motorun tribolojik komponentleri [2].

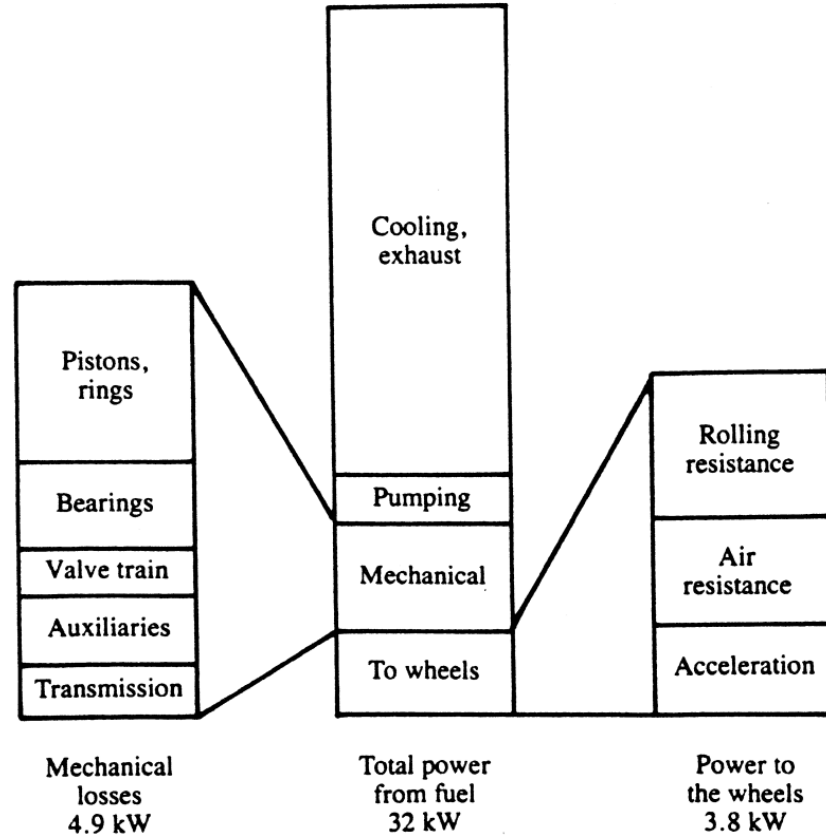
1.1.1 Sürtünme kayıpları ve dağılımları

Bir otomobilde enerji kayıpları sadece sürtünme kayıplarından kaynaklanmayıp bununla birlikte aynı zamanda ısı kayıplar ve egzoz kayıpları da enerjinin harcandığı bölgelerdendir. Ortalama bir otomobilin genelini düşünecek olursak tüm taşıttaki enerjinin harcandığı durumlar ve dağılımları Şekil 1.2’deki gibi gösterilmiştir. Isıl kayıplar derken buradaki kasıt soğutma kaynaklı kayıplar ve havaya karışan ısı kayıplarıdır. Egzoz kayıpları, atık gazların taşıdığı enerji ile giden kayıplardır. Sürtünme kayıpları ise birçok kategoride sınıflandırılmıştır. Görüldüğü üzere yakıt yoluyla alınan enerjinin 100 birim olduğu varsayılırsa bu enerjinin 33 birimi egzozdan atılmakta, 29 birimi soğutma yoluyla ve son olarak da 38 birimi de mekanik güce harcanmaktadır.



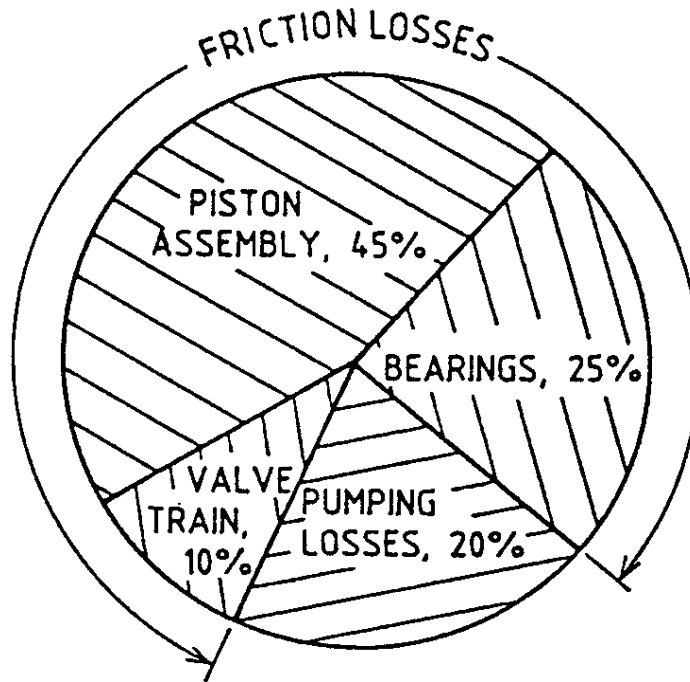
Şekil 1.2 : Bir binek taşıtta enerji harcanımının dağılımı [1].

Bu 38 birimlik mekanik enerji harcanımının içinde frenleme gücüne harcanan enerji, aerodinamik enerji ve sürtünmeye harcanan enerji dahildir. Soğutma ve egzoz gazlarına harcanan toplam 62 birimlik enerji, kayıp olarak nitelendirilir. Çünkü bu enerji kullanışsız olup taşıtın hareketine doğrudan etkisi yoktur. Aşağıdaki Şekil 1.3'de başka bir çalışmadan referans alınan enerji dağılım grafiği de bu bilgileri destekler niteliktedir [3].



Şekil 1.3 : Şehir içi kullanım koşullarında bir otomobilde enerji dağılımı [3].

Tekerleklerle aktarılan enerji, tekerleklerin yuvarlanma direncine, hava direncine ve ivmelenme direncine harcanmaktadır. Mekanik kayıplar ise pistonlara, segmanlara, valf sistemine, aksesuar tahrikine ve dişli kutusundaki sürtünme kayıplarına harcanmaktadır. Holmberg ve diğerleri tarafından yapılan araştırma sonuçlarını irdeleyecek olursak bir içten yanmalı motordaki sürtünme kayıplarının dağılımı Şekil 1.4’de görüldüğü gibi olup 100 birimlik yakıt enerjisinin yaklaşık 11.5 birimi içten yanmalı motordaki sürtünme kayıplarına gitmektedir. Bu 11.5 birimlik sürtünme kaybının dağılımı ise şu şekildedir: 45% i yani 5.2 birim enerji pistonlardaki yanal yüzey ve piston pin sürtünme kayıplarına, 25% i yani 2,9 birimlik enerji krank ana ve kol yataklarındaki sürtünme kayıplarına, 1,15 birimi valf sistemindeki sürtünme kayıplarına, geri kalan kısmı ise pompalama kayıplarına gitmektedir [3]. Bu çalışma kapsamında 2.9 birimlik enerjinin bir kısmının geri kazandırılması üzerine yapılabilecek yağlama optimizasyon çalışmalarına ışık tutulması amaçlanmıştır.



Şekil 1.4 : Bir içten yanmalı motorda sürtünme kayıplarının dağılımı [3].

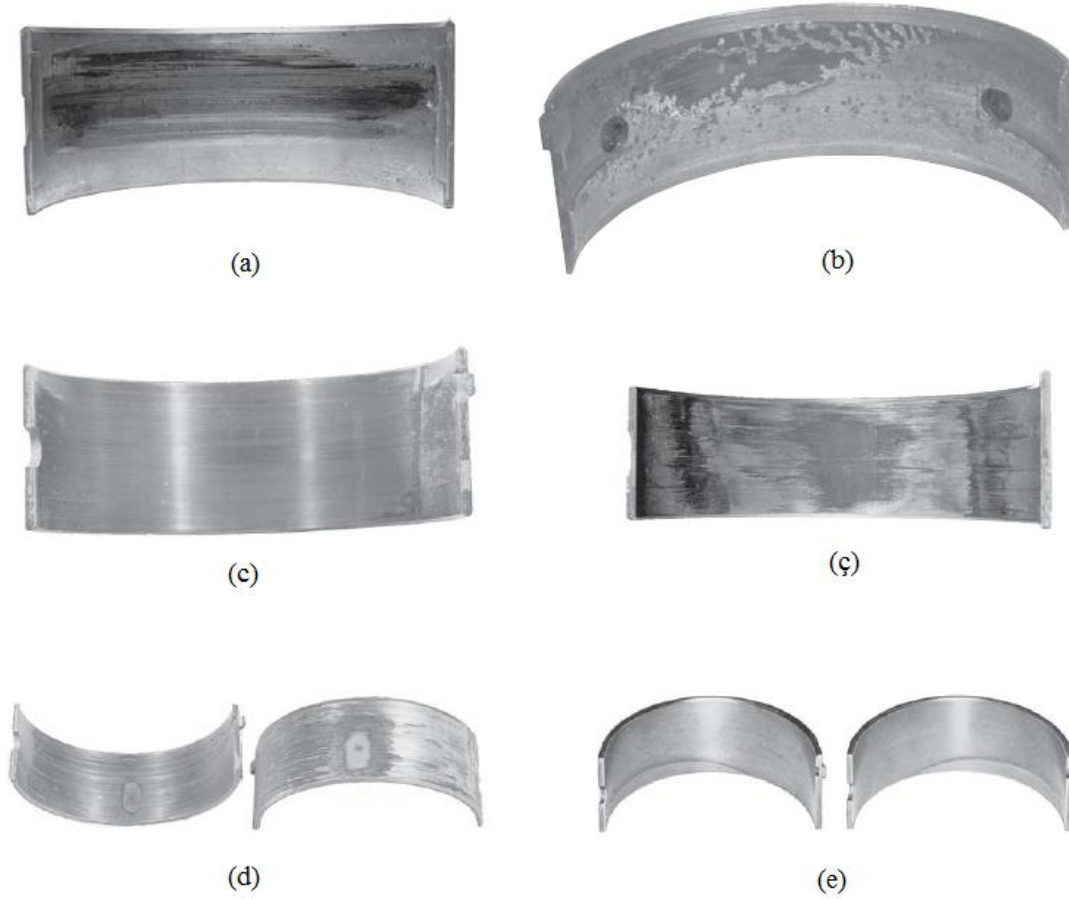
Özetle, ortalama bir binek taşıta alınan 100 birimlik enerjinin 11.5 birimi içten yanmalı motordaki sürtünme kayıplarına, bu 11,5 birim enerjinin de 2.9 birimi de motor yataklarındaki sürtünmeye harcanmaktadır. Taşıt genelinde düşünüldüğünde motor yataklarındaki sürtünmeye harcanan 2.9 birimlik enerji oldukça az görünse de motor genelinde bu dinamik parçalarda sürtünmeye harcanan enerji hiç de azımsanacak boyutlarda değildir. Üstelik tek bir dinamik parçanın tribolojik analizi ile katedilecek yol diğer tribolojik problemlerin çözümüne de ışık tutacaktır.

1.1.2 Krank ana yataklarındaki sürtünmenin motor performansına etkisi

Bir içten yanmalı motorda krank ana yatakları üzerine oldukça dinamik ve çok büyük miktarlarda yükler binmektedir. Bunlar, yanma odasındaki patlamalardan gelen basınç kuvvetleri ve piston, biyel ve krank milinin atalet kuvvetleridir. Bir dizel motorda, yanma odasındaki ortalama basınçların 60-80 bar civarlarında olduğunu ve krank milinin yaklaşık 3000-4000 devir/dk hızla dönmesinden kaynaklanan atalet kuvvetlerini düşünürsek krank ana yataklarına çok büyük yükler binmektedir. Bu yükleri ise sadece, krank ana yataklarında oluşan yağ filminin oluşturduğu yağ basıncından gelen kuvvetler dengelemektedir. Görüldüğü gibi yanma ve atalet kuvvetlerinin yağ basıncı ile dengelenmesinde çok ince bir çizgi vardır. Bu çizgiyi muhafaza edebilmek için içten yanmalı motorlarda doğru viskozite indeksine sahip motor yağları kullanılmalıdır. Daha ince yağ seçimi yağ filminin oluşturduğu basınç kuvvetinin yanma ve atalet kuvvetlerini dengelemekte yetersiz bırakacak, yağ filmi kopacak ve motordaki dinamik parçalarda – krank ana ve biyel yatakları başta olmak üzere aşınmalar artacak, motor daha gürültülü çalışacak ve zamanla parçaların kullanım ömürleri hızla azalarak motorda yatak sarma, piston yapışması (ing. scuff) gibi büyük arıza modları görülmesine sebep olacaktır (Şekil 1.5). Viskozite değeri daha büyük yağ seçimi ise dinamik parçaların hareketine atalet getirecek, motorun performansını düşürerek yakıt tüketimini de arttıracaktır. Krank mili, yataklar, blok ve keplerdeki elastik distorsiyonlar da dikkate alındığında yağ filmi sürekli form değiştirmekte, basınçlar değişkenlik göstermektedir. Çizelge 1.1’de bir içten yanmalı motorda krank ana yataklarındaki çalışma şartları kabaca görülmektedir.

Çizelge 1.1 : Bir içten yanmalı motorda krank ana yataklarının çalışma şartları [3].

Parametre	Büyüklüğü
Minimum yağ filmi kalınlığı	1 μm
Maksimum kayma oranı (ing. share rate)	10^8 /s
Maksimum yatak sıcaklığı	120-150 $^{\circ}\text{C}$
Maksimum özgül yük	60 Mpa
Maksimum yağ film basıncı	250 Mpa
Yağın dinamik viskozitesi	2.5×10^{-3} Pa s
Herbir yataktaki güç kaybı (yüksek hızda)	0.25 kW
Herbir yataktaki akış debisi	0.0151 /s



Şekil 1.5 : Krank ana yataklarında görülen arıza modları: (a) Yağsız kalma kaynaklı yatak sarma. (b) Yüzey yorulması (ing. surface fatigue). (c) limit üstü devir kaynaklı aşınma (ing. overspeed). (ç) Korozyon aşınması. (d) Yabancı partikül kaynaklı aşınma. (e) Biyel distorsiyonu (eğilmesi) kaynaklı aşınma.

1.1.3 Krank ana yataklarındaki yağlamayı etkileyen parametreler

Teori bölümünde detaylı olarak anlatılacağı üzere krank ana yatakları gerçek koşullarda elastohidrodinamik yağlama rejimlerinde çalışırlar. Yani krank ana yatağı ve krank mili hareket esnasında birbiriyle temas etmez, arada yüksek basınç ve eksenel kaçıklıktan oluşan yağ filmi mevcut olup yağ filminin meydana getirdiği basınç ile yanma ve atalet basınçları dengelenir. Bütün bu durumlar, krank mili ve krank ana yatağının basınç altında elastik deformasyona maruz kaldığı durumlar için de söz konusudur yani elastik deformasyonlar da dikkate alınır. Bu yağlama rejimi diğerlerinden daha hassas olup hidrodinamik şartları sağlamak oldukça önemlidir. Aksi takdirde çeşitli tribolojik arıza modları görülerek yüksek maliyetli motor problemlerinin olması kaçınılmazdır. Krank ana yataklarındaki yağlama şartlarını etkileyen faktörleri ve bunların etkilerini sıralayacak olursak;

- Yağlayıcının viskozitesi doğru seçilmelidir. Düşük seçilen viskozite hidrodinamik yağlama şartlarını bozarak tribolojik aşınmalara yol açar ve büyük çaplı arızalara yol açar. Yüksek seçilen viskozite ise motorda performans düşüklüğüne ve yakıt tüketiminin artmasına yol açar.
- Motor üreticisi tarafından belirlenen azami motor devrinin üzerine çıkılması, krank mili ve piston atalet kuvvetlerinin çok fazla artmasına bu da dinamik parçaların (yatak-mil) birbirleriyle temas etmesine ve yine hidrodinamik yağlama koşullarının bozulmasına yol açar.
- Bir çevrimde püskürtülen yakıt miktarının artışı piston tablasına dolayısıyla krank ana yataklarına binen yanma basınçlarının artmasına sebep olur. Bu basınç motor için belirlenmiş en yüksek basınç değerlerinin üzerine çıkarsa krank ana yatağı-krank mili arasında yağ filmi oluşumunu engeller.
- Krank ana yatakları ile krank mili arasına yabancı partiküllerin girmesi yapışma, çizilme, sarma gibi çeşitli aşınma mekanizmalarının oluşmasına neden olur, bu da yatakların bozulmasına ve motor ömrünün azalmasına neden olur. Ayrıca soğutma kanallarındaki muhtemel sızıntılardan dolayı yağa su karışması da yağın viskozite karakteristiğini bozarak yağlamayı olumsuz etkileyecektir.
- Krank ana yatakları ve krank muylularındaki yüzey pürüzlülüklerinin standart aralıkların dışına çıkması yine aynı şekilde hidrodinamik yağlama şartlarına olumsuz etkide bulunacaktır.
- Motor sıcaklıklarının herhangi bir sebepten dolayı nominal değerlerin üzerine çıkması motor yağının incelmesine, bu da krank ana yataklarında oluşan yağ filminin incelenerek daha az yük taşımasına neden olur.
- Krank mili ve krank yatakları arasındaki eksantiriklik yağ filmi oluşumunu tetikleyen parametrik etkendir. Bu eksantirikliğin krank yatağı ya da mili geometrisi nedeniyle değişimi yağ filmi oluşum noktasını ve şartlarını doğrudan değişmesine neden olur.
- Krank mili ve krank ana yatağı arasında tasarım aşamasında bırakılan geometrik toleranslar, yağ filmi oluşumunu ve oluşan minimum yağ filmi kalınlığını doğrudan etkilemektedir.

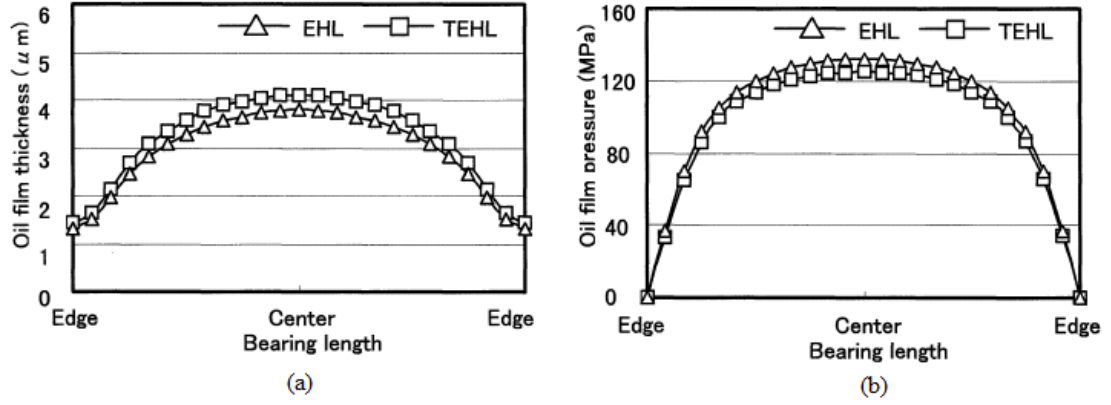
1.2 Literatür Araştırması

Krank ana yatakları üzerine yapılan yağlama modelleme çalışmalarında ilk başlarda yüzey pürüzlülüğü karakteristiğinden gelen akış faktörleri dikkate alınmamış, sınır koşul olarak ilk başlarda full Sommerfeld sınır koşulu kullanılmış, elastik ve termal deformasyonlar ihmal edilmiş yani krank ana yatağı ve krank mili rijit kabul edilmiştir.

Greenwood ve Tripp [4] iki pürüzlü yüzey için pürüzlülük temas modelini geliştirmiştir (Asperity contact model). Greenwood ve Tripp'in bu çalışmasından önceki çalışmalarda yüzeyler pürüzsüz kabul edilirdi. Greenwood ve Tripp'in bu çalışmasında pürüzlerin elastik deformasyonu da modelde dikkate alınmıştır.

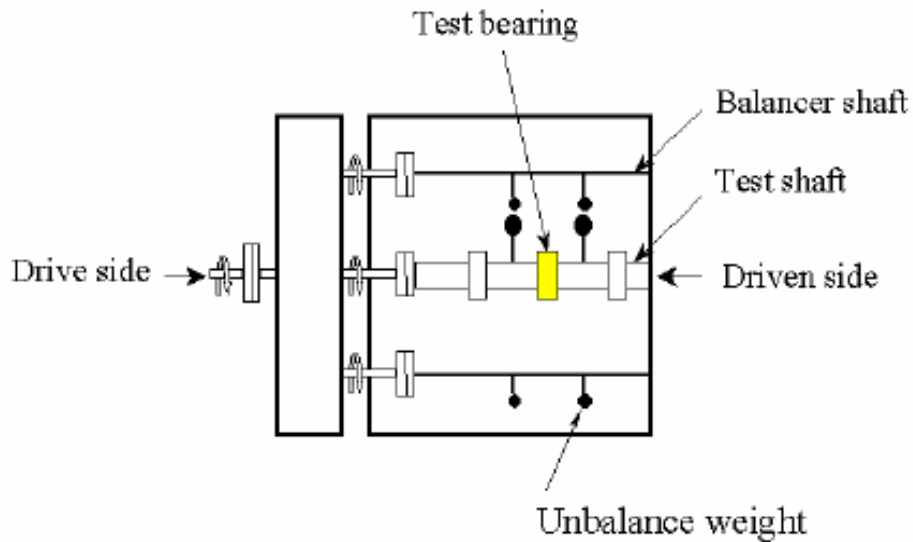
Patir ve Chang [5,6] Reynolds denklemini modifiye ederek üç boyutlu yüzey pürüzlülüğünün etkisini hidrodinamik yağlamaya yansıtmıştır. Her iki yüzeyin de yüzey pürüzlülüğünü bileşke pürüzlülük olarak dikkate alan Patir ve Chang yüzey akış katsayılarını, kayma akış faktörlerini dikkate almış ve Reynolds denklemine dahil etmişlerdir. Ayrıca yüzey pürüzlülüklerinin doğrultu etkisini de simule ederek yağlamaya etkisini dikkate almışlardır.

Hanahashi ve diğerleri [7] modern motorlarda yüksek dönme sayılarında, motor yataklarının toleransının değişimi ile yağ filmi sıcaklığının değiştiğini gözlemlemiş ve bu da yatak performansını doğrudan etkilediği için yağ filmi sıcaklık değişimini dikkate alarak termoelastohidrodinamik yağlama analizi yapmışlardır. Bu çalışma kapsamında elastik deformasyonlar da dikkate alınmış olup termoelastohidrodinamik analiz sonucunda elde edilen yağ filmi kalınlığı, yağ filmi basıncı ve yağ filmi sıcaklığı değerleri elastohidrodinamik yağlama sonuçlarıyla kıyaslanmıştır. Problemin çözümüne, diskritize edilmiş Reynolds denklemi, yağ filminin üç boyutta ısı transferi denklemi ve sıcaklık değişimine bağlı viskozite değişim denklemlerinin birlikte çözümü ile ulaşılmıştır. Şekil 1.6'da krank açısının 130° ve yatak açısının 350° olduğu andaki yağ filmi kalınlığı ve yağ film basıncı görülmektedir. Görüldüğü gibi termoelastohidrodinamik yağlamada yağ film kalınlıkları daha yüksek, yağ film basınçları ise daha düşüktür. Yatak genişliği doğrultusunda düşünüldüğünde her iki yağlamada bu değerler kenarlarda fazla fark oluşturmazken yatağın orta kısımlarında beklendiği üzere maksimum olduğu ve gözle görülür fark yarattığı görülmüştür. Ayrıca EHY ve TEHY analizi sonuçlarının yakın ve ilişkili olduğu görülmüştür.



Şekil 1.6 : EHY ve TEHY’de (a) Yağ film kalınlıklarının, (b) Yağ film basınçlarının karşılaştırılması. (Krank açısı 130° iken) [7].

Hiramatsu ve diğerleri [8], bilhassa 100 MPa’ nın üzerinde olan yüksek özgül yüklere maruz kalan krank yataklarında elastik deformasyon kaynaklı olan yağ filmi kalınlığının azalmasının yatak-krank mili teması kaynaklı yatak sarma gibi arıza modlarına yol açabildiğini gözlemlemişlerdir. Buradan yola çıkarak bir dinamometre testi düzeneğinde yapılan testlerin sonuçları ile bilgisayar ortamında yapılan elastohidrodinamik yağlama analizi sonuçlarını kıyaslamışlardır. Test kapsamında 8 litre, 6 silindirli sıralı, direkt püskürtmeli bir dizel motor kullanılmış, özgül yükler 100 MPa olacak şekilde dinamometre koşulları ayarlanmıştır. Dinamometre testi kapsamında yatak malzemesinin, yatak geometrisinin, işleme metodunun ve yanlış montajın yağlamaya etkisi de ayrıca simule edilmiştir. Ayrıca yatak üzerinde daha önceden belirlenmiş bazı noktalardan sıcaklık değerleri alınarak bu bölgelerdeki yağ film kalınlıkları ile ilişkisi yorumlanmıştır.

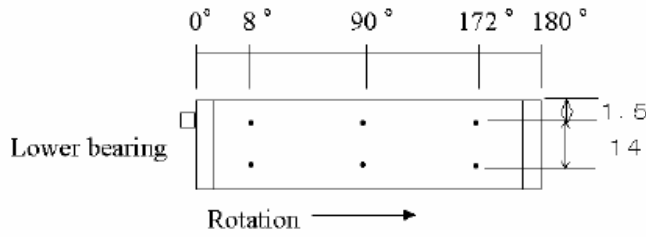


Şekil 1.7 : Rig testi düzeneği [8].

Çizelge 1.2 : Rig testi koşulları ve tasarım parametreleri [8].

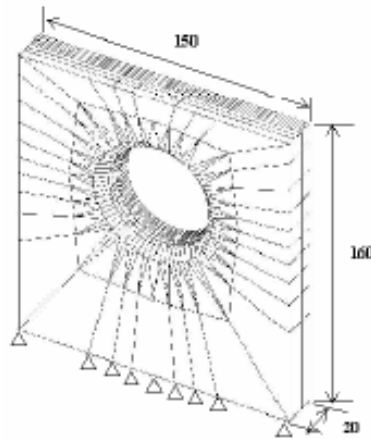
Parametre	Büyüklüğü	Birimi
Mil çapı	53	mm
Yatak uzunluğu	17	mm
Et kalınlığı	1.5	mm
Çapsal tolerans	0.03	mm
Dönme hızı	3250	rpm
Özgül yük	100	Mpa
Yağ giriş sıcaklığı	110	°C
Yağ giriş basıncı	0.49	MPa
Mil malzemesi	Çelik	-
Mil yüzey pürüzlülüğü	0.5	Ry μ m
Mil sertliği	50-60	HRC
Test süresi	30	dk

Çizelge 1.2'deki test koşulları kullanılarak, Şekil 1.7'deki test düzeneğinde gerçekleştirilen testte, yataklardan Şekil 1.8'deki gibi belirlenmiş noktalardan sıcaklık ölçümü alınmıştır.



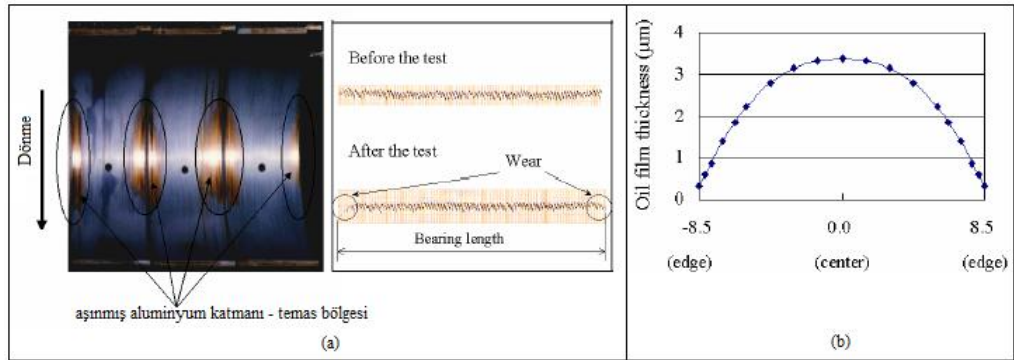
Şekil 1.8 : Yatakta sıcaklık ölçüm noktaları [8].

Çalışmanın EHY analizi kısmında ise sonlu elemanlar metodu kullanılarak bir model oluşturulmuş (Şekil 1.9) ve rig testi ile aynı koşullarda koşturulan analizin sonuçları kıyaslanmıştır.

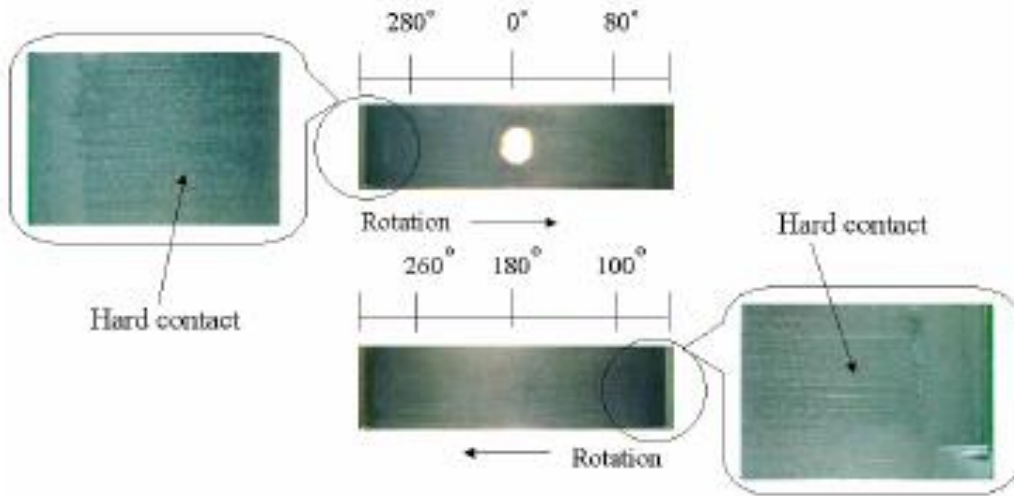


Şekil 1.9 : Sonlu elemanlar metodu ile oluşturulan model [8].

Sonuç olarak, EHY analizi sonuçlarından özgül yükün artmasıyla birlikte motor yataklarının kenarlarındaki yağ filmi kalınlık değerlerinin azaldığı görülmüş, bu değişim de rig testinde yatak kenarlarında artan aşınmalarla birebir gözlemlenmiştir (Şekil 1.10). Ayrıca yağ film kalınlığının, yatak ve mil arasındaki toleranslarla doğrudan ilişkili olduğu ve tolerans değerlerinin arttıkça yağ film kalınlığının azaldığı ve en büyük etkinin de ayırma çizgisi bölgesinde görüldüğü gözlemlenmiştir. Deney sonuçlarının da bunu destekler nitelikte olduğu Şekil 1.11’de görülmektedir.



Şekil 1.10 : Test ve analiz sonuçlarında yağ film kalınlıklarının kıyaslanması [8].



Şekil 1.11 : Test sonrasında yataklar ve ayırma çizgisi (ing. parting line) [8].

Tabrizi ve Kakaie [9] biyel büyük yataklarını baz alarak yaptığı modelleme ve analiz çalışmasında üç çeşit yağlama modelini birbirleriyle kıyaslamıştır. Bunlar: hidrodinamik yağlama (HY), termohidrodinamik yağlama (THY) ve termoelastohidrodinamik (TEHY) yağlamadır. Analiz için öncelikle MATLAB’da yazılmış BEARINGSIM programında simulasyon yapılmış, ardından termal gerilmeler ise ANSYS programı yardımı ile çözülmüştür. Sonuç olarak hidrodinamik

yağlama modelinde minimum yağ film kalınlığı hesaplanırken hata payı büyük çıkmış fakat termal distorsiyonların da dikkate alındığı TEHY modeli daha az hata payı ile daha kesin sonuçlar vermiştir. Çalışmaya başlarken Çizelge 1.3'deki başlangıç koşulları, tasarım parametreleri ve yağlayıcı özelliklerini seçmişlerdir.

Çizelge 1.3 : Analizde seçilen tasarım parametreleri ve motor çalışma koşulları [9].

Parametre	Notasyon	Büyüklik	Birim
Yatak uzunluğu	L	22.5	mm
Yatak çapı	D	45	mm
Yatağın çapsal tolerans	C	0.02	mm
Elastiklik modülü	E	210	GPa
Poissons oranı	ν	0.27	-
Yatağın ısı genişleme katsayısı	α	1.1E-05	1/k
Yatağın ısı iletkenlik katsayısı	Kb	50	w/mk
Yağ yoğunluğu	ρ	850	kg/m ³
Yağın referans viskozitesi	η_0	0.085	pa.s
Yağın referans sıcaklığı	T0	313	K
Viskozite-sıcaklık sabiti	γ	0.04	1/k
Özgül ısı	Cf	2000	J/kg.K
Isıl iletkenlik	Kf	0.14	w/mk
Çalışma sıcaklığı	T	323	K
Motor devri	n	4500	rpm
Isı transfer katsayısı	ha	100	w/m ² .k

Model, sonlu elemanlar yöntemi ile dairesel koordinatlarda 120 düğüm noktasına, eksenel yönde 11 düğüm noktasına bölünmüş 4 düğümlü 1960 quadrilateral elementden oluşturulmuş ve önce BEARINGSIM, takiben ANSYS'de çözdürülerek üç yağlama modeli için aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır. Çizelge 1.4'den görüldüğü üzere termal şekil değiştirmelerin dikkate alındığı durumda hidrodinamik yağlama ve elastik şekil değişimlerinin dikkate alındığı duruma göre ciddi farklar oluşmaktadır.

Çizelge 1.4 : HD, THY ve TEHY modellerinin sonuçlarının kıyaslanması [9].

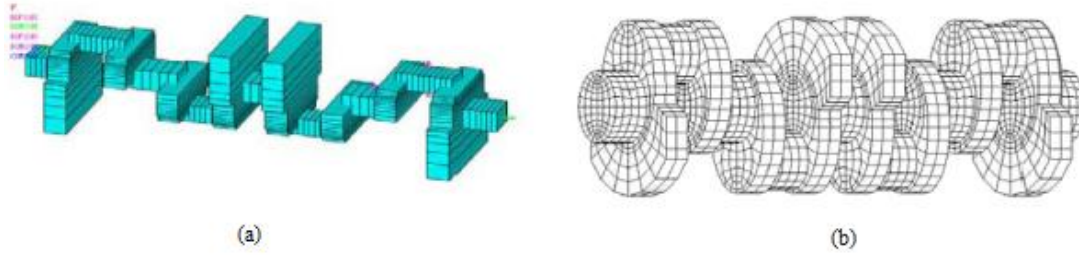
Parametre	HY ve THY		HY ve TEHY		THY ve TEHY	
	Fark	Yüzde	Fark	Yüzde	Fark	Yüzde
Minimum yağ filmi kalınlığı (mm)	0.00076	14%	0.00118	23.6%	0.00042	8.4%
Maximum yağ filmi basıncı (Mpa)	2.21	7.5%	0.35	1.2%	-1.86	-6%
Ortalama güç kaybı (Kw)	0.681	55.8%	0.771	68.2%	0.09	8%

Sun ve diğerleri [10] krank ana yataklarındaki yağlama analizini krank milindeki elastik deformasyonları da dikkate alarak gerçekleştirmişler ve elastik deformasyonların ihmal edildiği analizlere göre maksimum yağ filmi basıncı, krank mili yörüngesi vb. sonuçların değiştiğini gözlemlemişlerdir. Bu alanda yapılan çalışmaların büyük çoğunluğunda krank mili muylularının ekseninin krank ana yatakları eksenine paralel kabul edildiğini, eksen kaçıklığının dikkate alındığı çalışmalarda da problemin çözümünü basitleştirmek için krank milinin deformasyonundan kaynaklanan eksen eğikliği yerine, bloğun deformasyonundan ya da blok üretimindeki hatalardan kaynaklanan eksen eğikliğinin dikkate alındığını belirtmişlerdir. Halbuki gerçek durum şudur ki, yük altında çalışan krank mili elastik deformasyonlara maruz kalır ve eksen eğikliği gerçekleşir. Bazı çalışmalarda da gerçek duruma mümkün olabildiğince yaklaşmak için krank mili deformasyonları da dikkate alınarak çözüme gidilmiştir fakat elastik deformasyondan gelen eksen eğikliği motorun tüm çalışma zamanını için sabit kabul edilip belli bir krank derecesindeki eksen eğikliği dikkate alınmıştır. Bu çalışmayı farklı kılan durum ise, eksen eğikliğinin krank mili deformasyonundan geldiğinin ve her bir krank açısı için değiştiğinin kabulüdür. Krank mili deformasyonu ve yatak yükleri krank mili bütün kabuk elementi modeli ile hesaplanmış, yağ filmi basıncı altında deformasyona uğramış yatağın deformasyonu ise deformasyon matriksi metodu kullanılarak hesaplanmıştır. Krank mili ekseninin yörüngesi ise dinamik metod ile bulunmuştur. Mil ekseninin eğikliği analiz sonuçlarına maksimum yağ filmi basıncının artması ve minimum yağ filmi kalınlığının azalması şeklinde yansımıştır. Analiz kapsamında dört silindirli bir içten yanmalı motorun Çizelge 1.5’deki değerleri baz alınmıştır.

Çizelge 1.5 : Elastohidrokinematik analiz tasarım parametreleri [10].

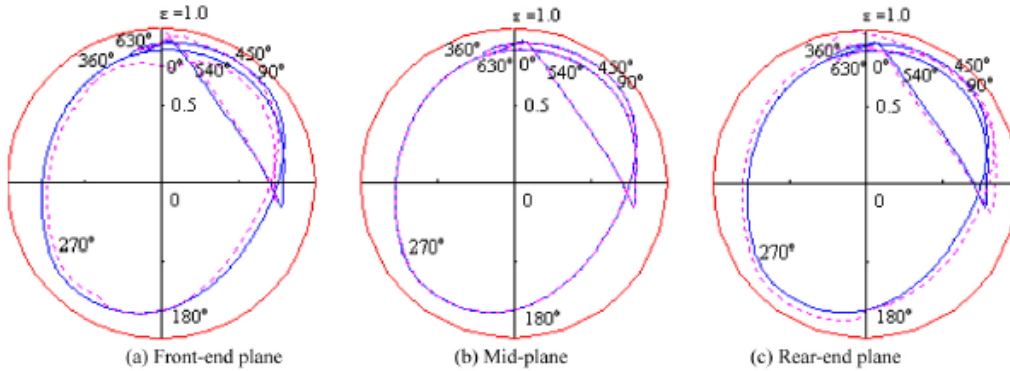
Parametre	Büyüklüğü
Dönme hızı	2600 d/d
Ana yatak yarıçapı	32.5 mm
Ana yatak uzunluğu	22 mm
Yağ kanalı genişliği	4 mm
Biyel yatağı yarıçapı	27 mm
Biyel yatağı uzunluğu	26 mm
Yağ viskozitesi	0.014347 Pa.s
Yağ giriş basıncı	2×10^5 Pa
Ana yatak kütlesi	0.775 kg
Biyel yatağı kütlesi	0.568 kg

Krank mili deformasyonu genellikle sonlu elemanlar metodu ile hesaplanır. Bu çalışma kapsamında bütün krank mili katı eleman modelinin deformasyon hesabının çok uzun zaman alacağı savı ile krank mili deformasyonu Şekil 1.12’de görüldüğü gibi bütün krank mili kabuk element sonlu elemanlar metodu ile çözülmüştür. Kabuk model 164 element ve 165 düğüm noktasından oluşmaktadır. Katı model ise 4540 element ve 23172 düğüm noktasından oluşmaktadır.



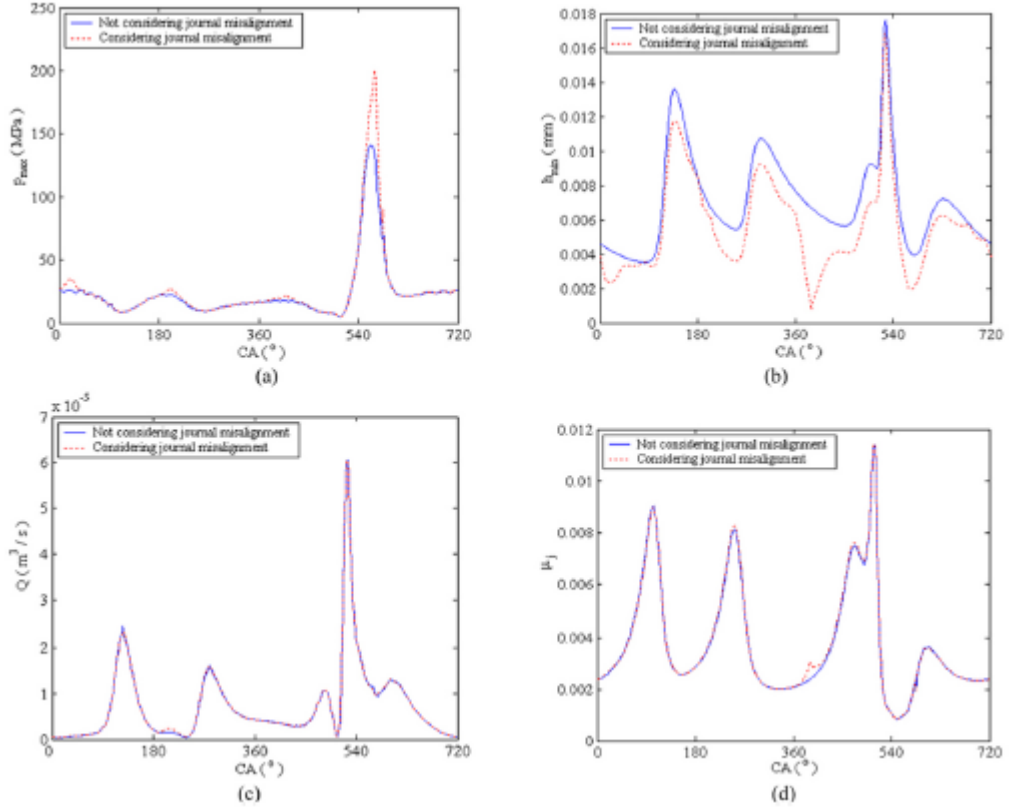
Şekil 1.12 : Krank mili ağ modeli: (a) Bütün kabuk model (b) Bütün katı model [10].

Biyele binen yükler dinamik hesaplama yöntemi ile bulunmuş olup silindir içi basıncından gelen ve kütle ataletinden gelen kuvvetlerin birleşimidir. Problemin çözümünde diskritize edilmiş Reynolds denklemi kutupsal koordinatlarda kullanılmış ve her bir yatak için farklı yörünge sonuçları elde edilmiştir. Şekil 1.13’de üç numaralı yatak için yörüngeler gösterilmiştir.



Şekil 1.13 : Üç numaralı krank ana yatağının farklı düzlemlerde yörüngesi [10].

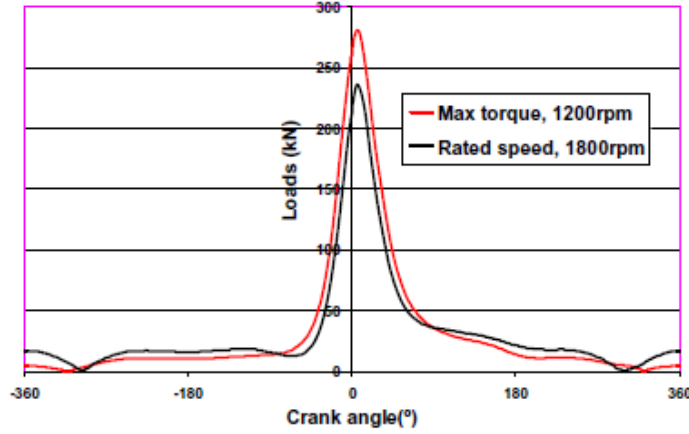
Eksenel eğikliğin dikkate alındığı ve dikkate alınmadığı durumlar için kıyaslamalı sonuçlar, üç numaralı yatak üzerinden Şekil 1.14’deki gibi gösterilmiştir. Görüldüğü gibi, maksimum yağ filmi basınçları eksen eğikliği durumunda artıyor ve minimum yağ filmi kalınlığı ise azalıyor. Bu artma ve azalma eğilimi her bir yatak için aynı olup yatakların ekseninin yörüngesi ise eksen eğikliği durumunda sembolik düzeyde değişmiştir.



Şekil 1.14 : Eksen eğikliğinin olduğu ve olmadığı durumlar için sonuçların kıyaslanması [10].

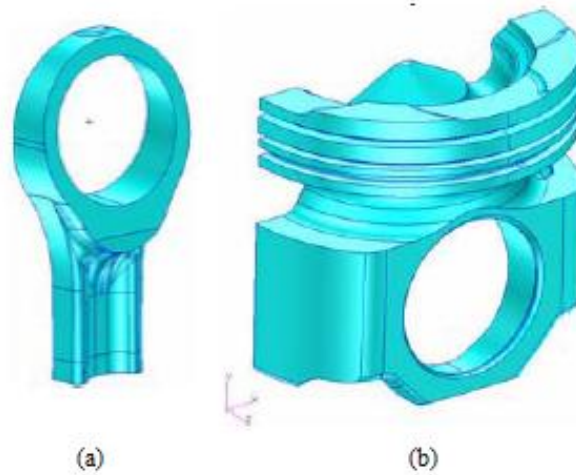
Wang ve diğerleri [11] Reynolds denklemini diskritize ederek, elastik deformasyonların olduğunu ve sıcaklığa bağlı viskozite değişimini dikkate alarak hidrodinamik yağlama analizini piston pin piston yatağına ve biyel küçük yataklarına uygulamış olup sonuçlarını gözlemlemişlerdir. Piston pini gerçek motor çalışma koşullarında biyel küçük yatağının içerisinde dönmekte ve yanma odasından gelen basınç kuvvetlerinin etkisiyle biyel küçük yatağı ile sert koşullarda ve zaman zaman temaslı çalışmaktadır. Bunun aşınmaya ve yağlama performansına etkisini görebilmek için bu çalışmalarında 6 silindirli 15 litre bir diesel motor üzerinde SAE 5W30 motor yağı kullanıldığını simule edip, elastohidrodinamik yağlama analizlerini iki yük koşulunu simule ederek sonuçlarını kıyaslamışlardır. Bu koşullardan ilki maksimum tork koşulu (1200 rpm) diğeri ise maksimum gücün elde edildiği koşuldur (rated speed=1800 rpm). Öncelikle Reynolds denklemi piston pin piston yatağı ve biyel küçük yatağı için iki boyutta diskritize edilmiş ve kutupsal koordinatlarda modifiye edilmiştir. Ardından yağ filmi kalınlığı değişim denklemi kutupsal koordinatlarda yazılmış, hem pinin hem de yatağın yağ filmi basıncı ile elastik deformasyonu arasında statik ve lineer bir ilişki olduğu kabul edilmiştir. Takiben piston piminin

kinematik denklemleri çözdürülerek bu çözüm akışı çerçevesinde sonuca gidilmiş ve maksimum gücün elde edildiği durumda biyel küçük yatağı üzerinde daha düşük yük değerleri gözlemlenmiştir. (Şekil 1.16)



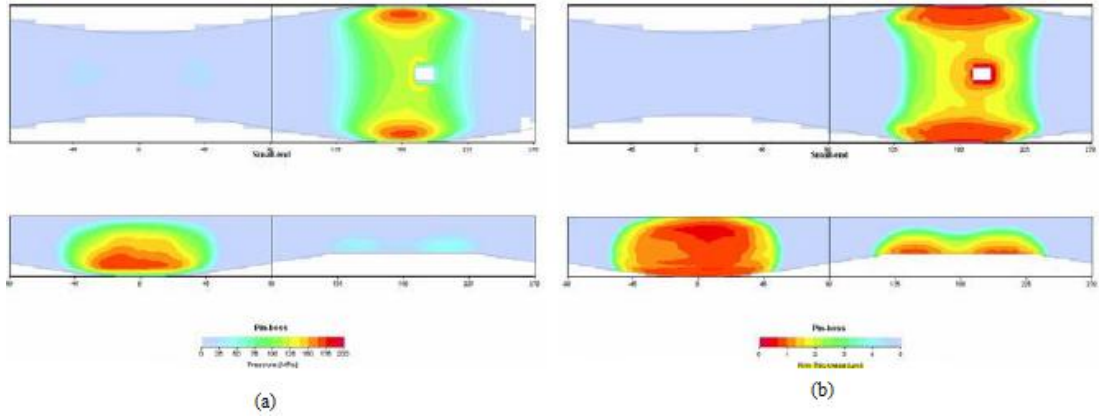
Şekil 1.15 : Biyel küçük yatağı üzerine binen yüklerin kıyaslanması [11].

Ayrıca maksimum tork değerinin alındığı durumda hem piston üzerindeki pim yatağı hem de biyel küçük yatağı üzerinde yağ filmi basınç değerlerinin daha fazla olduğu gözlemlenmiş ve her iki durum için de maksimum basınçların ve minimum yağ filmi kalınlıklarının biyel küçük yatağında kenar bölgelerde, piston pin yatağında ise iç tarafta üst kenarda olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 1.16, Şekil 1.17). Ayrıca her iki durumda da yapılan elastohidrodinamik yağlama sonucunda biyel küçük yatağındaki yağlama performansının piston pin bölgesindeki yağlama performansından daha iyi olduğu gözlemlenmiştir.



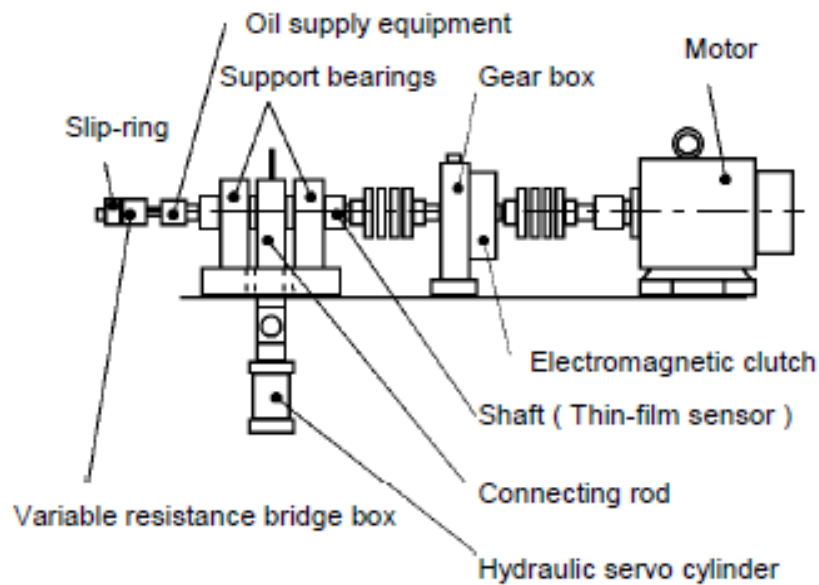
Şekil 1.16 : EHY analiz bölgeleri: (a) biyel küçük yatağı, (b) Piston pin yatağı [11].

Sato ve diğerleri [12] biyel büyük yatakları üzerinde sonlu elemanlar yöntemi ile oluşturdukları iki farklı biyel modeliyle yapmış olduğu elastohidrodinamik yağlama

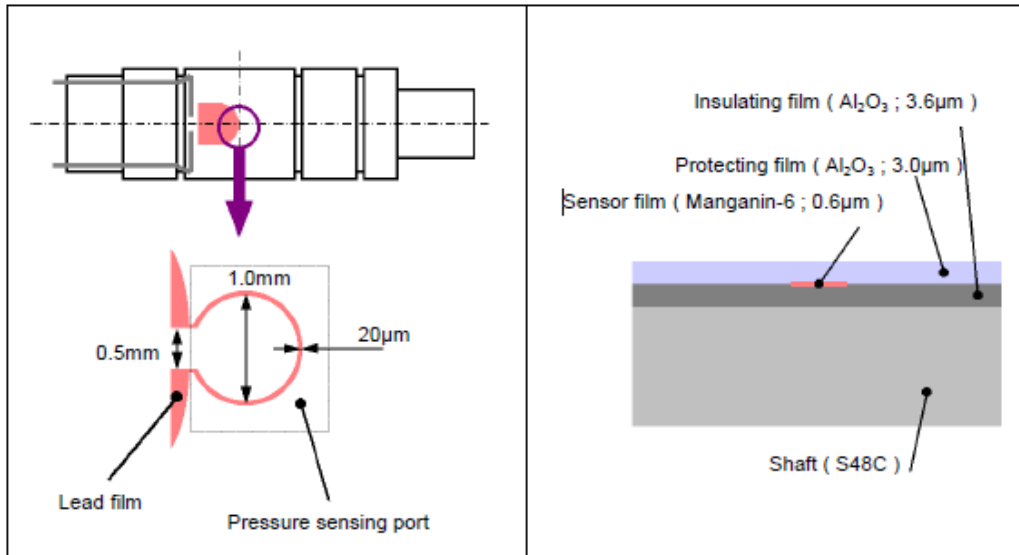


Şekil 1.17 : Biyel küçük yatağı ve piston pin yatağı bölgelerinde maksimum gücün elde edildiği durumda: (a) Maksimum yağ filmi basıncı, (b) Minimum yağ filmi kalınlığı değişimi [11].

analizinin sonuçlarını deneysel ölçüm sonuçları ile kıyaslamışlar ortaya çıkan maksimum yağ filmi basınçlarının ve minimum yağ filmi kalınlıklarının iki modelde birbirleriyle çok yakın çıktığını görmüşlerdir. Günümüzde daha küçük boyutlarda tasarlanmış daha elastik biyellerin daha büyük yükler taşıması ve daha dar motor yataklarının daha büyük motor yüklerine dayanabilmesi gereksinimlerine cevap verebilmesi için biyel ve yatakların tasarımlarının elastohidrodinamik yağlama analizleri ile doğrulanması gerekmektedir. Bu çalışma hem bu amaca hizmet etmekte hem de deneysel ayağıyla analiz sonuçlarını doğrulamaktadır. Çalışmanın deneysel ayağında kullanılan düzenek Şekil 1.18'deki gibi olup yağ filmi kalınlığı ölçüm sensörü yerleşimi ve yapısı Şekil 1.19'daki gibidir.

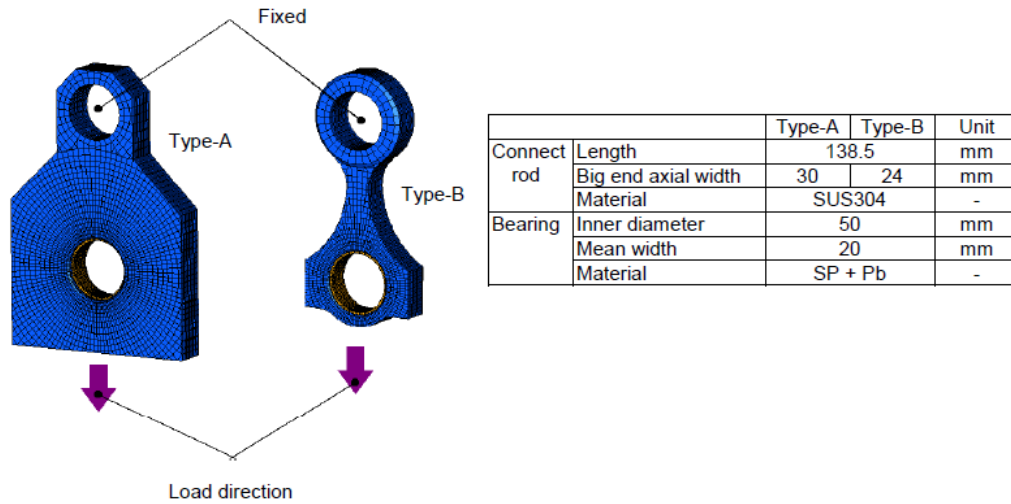


Şekil 1.18 : Yağ film kalınlığı ölçüm deneyi düzeneği [12].



Şekil 1.19 : Yağ film kalınlığı ölçümü, sensor yerleşimi ve yapısı [12].

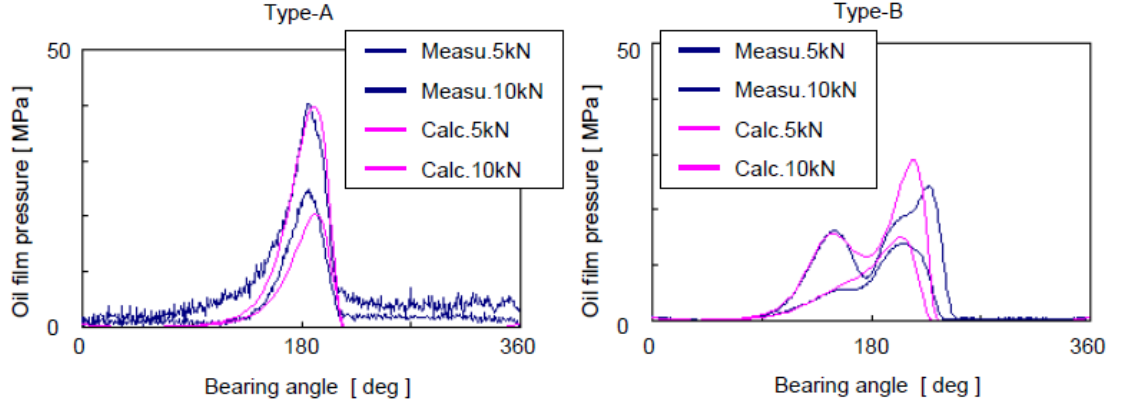
Rijit biyel modeli olarak Şekil 1.20'deki tip A, elastik biyel modeli olarak Şekil 1.20'deki tip B kullanılmıştır. Tip B, günümüzdeki binek taşıt motorlarında kullanılan hafif ve elastik deformasyonu yüksek biyel tipine çok yakın olmakla birlikte tip A çok rijit ve elastik deformasyonlara karşı mümkün oldukça dirençli bir biyeli temsil etmektedir.



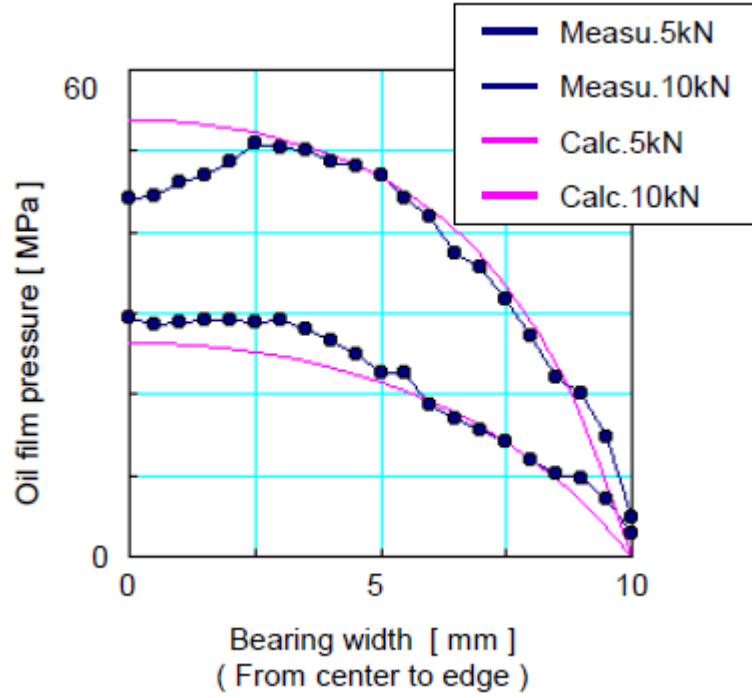
Şekil 1.20 : Rijit ve elastik olarak modellenmiş biyel sonlu eleman modelleri [12].

Elastohidrodinamik yağlama analizi kısmında sonlu elemanlar yöntemiyle rijit ve elastik modeller oluşturulduktan sonra Reynolds denklemi ve kütle-rijitlik matrisi yardımıyla analiz gerçekleştirilmiş ve rijit modelde yağ film basıncının dar bir açı ile yatak çevresine iletiildiği yağ film basıncı değerlerinin yük artışıyla arttığı ve basınç grafiğinin tek bir noktada yükseliş yaptığı gözlemlenmiştir. Tip B' de ise yağ film basıncının yatak çevresine daha geniş bir açı ile iletiildiği ve maksimum basınçların

iki ayrı yönde yükseldiği ve yük yönünden bağımsız oldukları görülmüştür (Şekil 1.21).



Şekil 1.21 : Rijit ve elastik biyel modellerinin analiz sonuçlarında ve deneysel ölçüm sonuçlarında yağ film basınçlarının kıyaslanması [12].

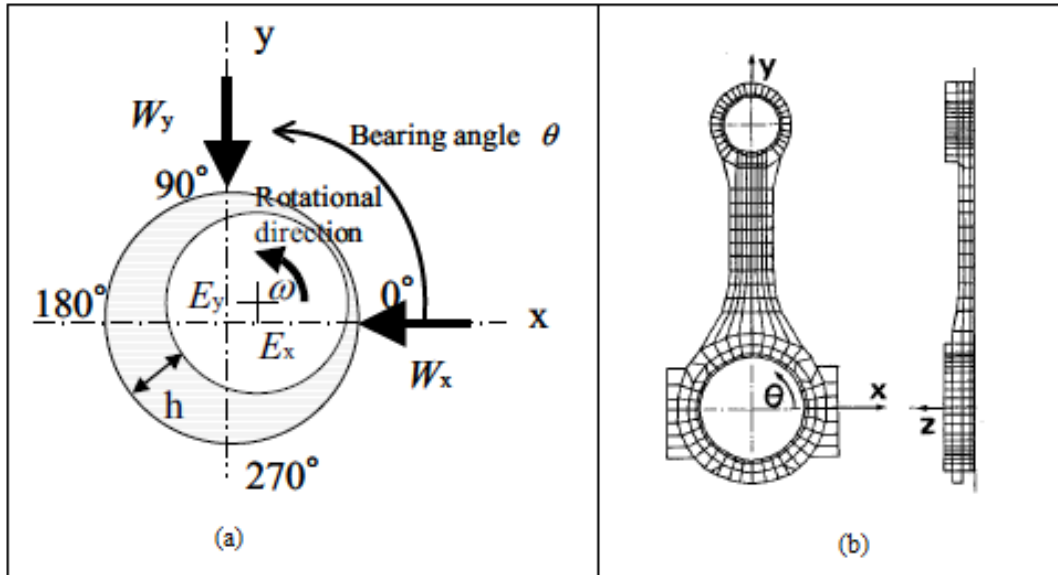


Şekil 1.22 : Rijit ve elastik biyel modellerinin analiz sonuçlarında ve deneysel ölçüm sonuçlarında yağ film kalınlıklarının kıyaslanması [12].

Analiz sonuçlarından ve deneysel sonuçlardan birlikte görüldüğü üzere rijit durumda maksimum yağ filmi basınçları elastik durumdakine göre daha büyük çıkmış ve tek bir noktada büyük bir yükseliş göstermiştir. Elastik biyel analizinde ise yağ filmi basınçları iki ayrı noktada yükseliş göstermiş ve bu basınç yükselişi yük yönünden bağımsız olmuştur. Aynı şekilde minimum yağ filmi kalınlıkları da her iki modelde farklı çıkmış ve rijit modelde yağ filmi kalınlıklarının daha düşük olduğu görülmüştür. Analiz ve deney sonuçları ise büyük çoğunlukla birbirine yakın çıkmış,

sadece elastik biyel modelinde basınç yükseliş noktaları minimal düzeyde yer değiştirmiştir (Şekil 1.22).

Ozasa ve diğerleri [13] benzinli motorlarda farklı hava-yakıt karışım oranı durumlarında biyel yataklarına binen yükteki değişimin yağlamaya etkisini gözlemleyebilmek için öncelikle 720 °KMA dan oluşan bir döngüyü simüle edip silindir içi basınçları bularak bu basınçların yataklarda oluşturduğu yük değerlerini Reynolds denkleminde girerek maksimum yağ filmi basınçlarını ve minimum yağ filmi kalınlıklarını farklı hava-yakıt karışım oranları için kıyaslamışlardır. Bu çalışmada öncelikle yanma prosesi, yanma hızı ve tutuşma gecikmesi denklemleri birlikte çözülerek yanma basınçlarının hesaplanmasıyla analiz edilmiştir. Çalışmanın yağlama modelleme kısmında ise elastik şekil değiştirmeler dikkate alınarak kutupsal koordinatlarda Reynolds denklemi yazılmış ve herbir terim kendi birimleri doğrultusunda boyutsuzlaştırılmıştır. Ayrıca x ve y yönündeki yükler ve kayma gerilmesi de kutupsal koordinatlarda ifade edilmiş, x ve y yönündeki yükler krank hareketi kaynaklı kütle ataleti ve silindir içi basınçlardan hesaplanmıştır. Analiz yapılırken referans alınan kartezyen eksenler ve kullanılan sonlu elemanlar modeli Şekil 1.23’de görülmekte, programa girdi olarak verilen tasarım parametreleri ve analiz başlangıç koşulları ise Çizelge 1.6’da görülmektedir.



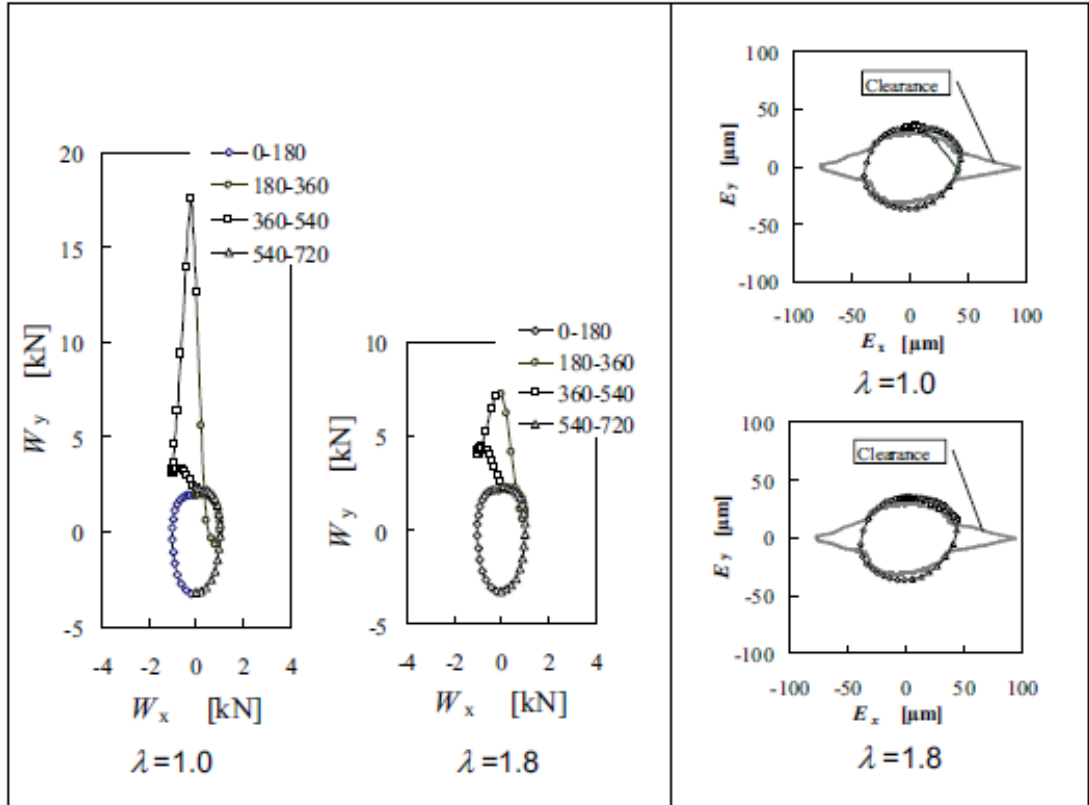
Şekil 1.23 : Yağlama analizinde kullanılan: (a) Eksenler, (b) SEM [13].

Krank milinin dönme yönü saat yönünün tersi yönünde pozitif kabul edilmiş, ana yatak ile krank mili arasında oluşan minimum yağ film kalınlığının global koordinat sistemine göre birinci veya dördüncü bölgede oluşacağı öngörülmüştür.

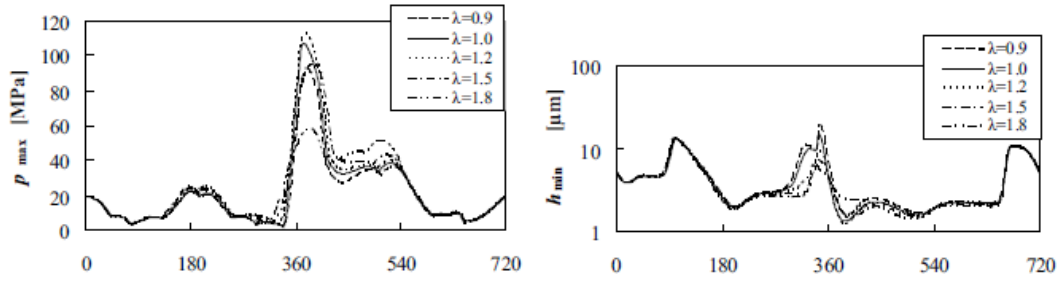
Çizelge 1.6 : Tasarım parametreleri ve başlangıç koşulları [13].

Parametre	Büyüklüğü	Birimi	Parametre	Büyüklüğü	Birimi
Silindir çapı	83	mm	Atmosferik sıcaklık	293	K
Silindir boyu	85	mm	Atmosferik basınç	1	atm
Biyel uzunluğu	137	mm	Nem oranı	50	%
Biyel kütlesi	0.755	kg	Yatak genişliği	18.80	mm
Piston,pim ve segmanların kütlesi	0.7358	kg	Yatak yarıçapı	25.282	mm
Sıkıştırma oranı	10	-	Yağ viskozitesi	0.01426	Pa.s
Emme subabı çapı	32	mm	Yakıt H/C oranı	1,71	-
Egzoz subabı çapı	30	mm	Yatak toleransı	0.035	mm

Biyel yatağı yüzeyinin modeli eksenel yönde 5 parçaya bölünmüş dairesel yönde ise 72 parçaya bölünmüş olup 73x6 lık bir düğüm ağından oluşmaktadır. Analiz başlatılıp hava-yakıt karışım oranı değiştirildikçe sonuçlar alındığında λ hava-karışım oranı arttıkça biyel yatağı üzerine y ekseninde binen yüklerin azaldığı görülmüş, yörüngesel yatak hareketinde ise belirgin değişimler gözlemlenmemiştir (Şekil 1.24).

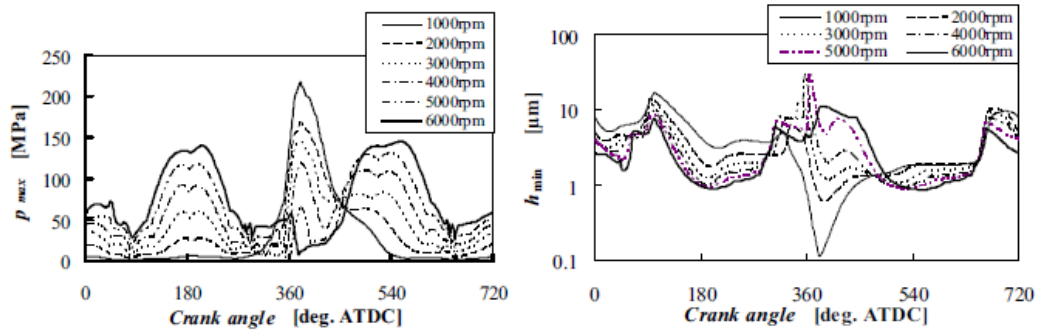


Şekil 1.24 : Biyel yataklarına binen yükün ve yatak yörüngesinin hava-yakıt karışım oranına göre değişimi (2000 d/d ve -40 °KMA ateşlemede) [13].



Şekil 1.25 : Maksimum yağ film basıncı ve minimum yağ film kalınlığının hava-yakıt oranına göre değişimi (2000 d/d ve -40 °KMA ateşlemede) [13].

Şekil 1.25’deki sonuç grafiklerinden görüldüğü gibi λ arttıkça maksimum yağ film basıncı düşmekte ve minimum yağ film kalınlığı artmaktadır. Ayrıca görülmüştür ki motor hızı arttıkça sabit hava-yakıt karışım oranında maksimum yağ filmi basınçları artmış, minimum yağ filmi kalınlıkları ise azalmıştır (Şekil 1.26). Bu da motor yataklarındaki yağlamanın motor hızından doğrudan etkilendiğini göstermektedir. En ince yağ filmi kalınlığının 360 ° KMA’na çok yakın bir bölgede görülmesinin sebebi ise 360 °KMA’da maksimum yanma basınçlarının görüldüğü üst ölü noktada olunmasıdır.



Şekil 1.26 : Farklı motor hızlarında maksimum yağ film basıncı ve minimum yağ filmi kalınlığı ($\lambda=1$ ve -40 °KMA ateşlemede) [13].

Geçmişte yapılan çalışmalar göstermiştir ki motor yatakları üzerine gerçekleştirilen analizlerde ağırlıklı olarak krank ana yatakları ve biyel kol yataklarındaki yağlamalar incelenmiştir. Krank ana yatakları ile ilgili olan analizlerin bazılarında termal şekil değiştirmeler ihmal edilmiş, bazılarında hesaplamalara katılmış, bazı çalışmalarda krank mili eksen eğikliği ihmal edilmiş ve bazı çalışmalarda ise dikkate alınmıştır. Viskozitenin sıcaklık ile değişimi ise çoğunlukla ihmal edilmiş ve sabit bir sıcaklıktaki viskozite değeri esas alınmıştır. Tabrizi ve Kakeinin yaptığı çalışmada ise termoelastohidrodinamik yağlama, elastohidrodinamik yağlama ve hidrodinamik yağlama rejimlerinin üçü de analiz edilmiş ve sonuçları kıyaslanmıştır. Gerçeğe en

yakın sonuçların elde edilebilmesi için olması gereken, krank ana yatağındaki yağlamanın hidrodinamik şartlarda gerçekleştiğinin dikkate alınması, sıcaklığa bağlı deformasyonların olduğu kabulü, krank mili ve yataktaki elastik şekil değiştirmelerin hesaba katılması, sıcaklığa bağlı viskozite değişiminin esas alınması ve yatak üzerinde yağ sevk kanalı ve yağ giriş deliği bulunduğu durumdur. Fakat tüm bu durumları aynı anda hesaplamalara dahil etmek problemi oldukça karmaşıktıracağından her bir çalışmada belli başlı basitleştirme ve kabuller yapılarak çözüme gidilmiştir. Sonuç olarak yapılan çalışmalardan görülmüştür ki yatak üzerinde maksimum basınç yanma anında gerçekleşmekte ve minimum yağ filmi de maksimum basıncın görüldüğü bölgede tesbit edilmiştir. Aynı şekilde krank mili eksen kaçıklığının da en fazla olduğu durum yanma zamanındadır. Ayrıca elastik şekil değiştirmeler hesaba katıldığında maksimum yağ filmi basıncının azaldığı ve minimum yağ film kalınlığının da arttığı görülmüştür. Bazı çalışmalarda analiz sonuçları dinamometre testi sonuçları ile kıyaslanmış ve sonuçların birbirleriyle ilişkili olduğu gözlemlenmiştir. Bu örnekleri referans alarak bu çalışma kapsamında krank ana yatağının hidrodinamik yağlama analizi, elastik ve termal şekil değiştirmelerin olmadığı, sabit viskozite kabulü ile yatağın içinde yağ kanalı ve yağ besleme deliği olmadığı durum için gerçekleştirilmiş ve maksimum yağ filmi basıncı, minimum yağ film kalınlığı ve krank mili eksen kaçıklığı değişimleri bir tam çevrim olan 720 KMA için elde edilmiş ve yorumlanmıştır. Çalışmanın ilerleyen fazlarında aşama aşama yapılan basitleştirmelerin ortadan kaldırılarak gerçeğe en uygun sonuçlara yaklaşılması hedeflenmektedir.

1.3 Tezin Amacı

Krank ana yatağı üzerine yapılan bu yağlama analizi çalışmasında benimsenen amaç içten yanmalı motorlarda bir tam çevrim olan 720 KMA'da krank ana yataklarında oluşan yağ filminin minimum kalınlığındaki değişimi ve taşıyabildiği maksimum basıncın değişiminin gözlemlenerek eksen kaçıklığının bu parametrelere etkisini incelemektir. Hidrodinamik şartlarda, krank ana yatağı ve krank mili ile temas olmayacak ve arada bir yağ filmi oluşacaktır. Teori kısmında daha detaylı bir şekilde değinileceği üzere bu yağ filmi, mil ve yatak eksantrikliği sayesinde oluşur.

Fakat motor hızı, motor yükü, sıcaklıklar, viskozite ve yüzey pürüzlülüğü değiştikçe yağ filminin gerek kalınlığı gerek taşıyabileceği yük miktarları değişir hatta ve hatta

uzun süreli zor çalışma koşullarında sıcaklık değerleri yüksek olacağı için yağın ömrü azalır. Tam bu noktada, gerçek hayatta görülen bu durumlar kısmen yapılan kabul ve basitleştirmeler ile problemi hidrodinamik yağlama üzerine indirgemıştır. Bu çalışmayı diğerlerinden farklı kılan durum ise elastik ve termal deformasyonların ihmal edilerek problemin sadeleştirilmesidir.

Reynolds denkleminin krank ana yatağına göre modifiye edilip boyutsuzlaştırılarak sınır koşullar belirlendikten sonra matlab üzerinde yazılmış kod yardımı ile çözülmesi ile krank ana yatağındaki yağlamanın anlaşılması amaçlanmış ayrıca krank ana yatağındaki pürüzlülüğten gelen yüzey akış faktörleri Reynolds denklemine sokulmuştur.

Ayrıca yağ filminin oluşmaya başladığı noktaların gözlemlenmesi, kavitasyona uğrayarak yağ filminin koptuğu noktaların belirlenmesi ve krank mili eksen kaçıklığı artışının yatağa binen yük artışına doğrudan etkisi olduğunun gözlemlenmesi ve yorumlanması amaçlanmıştır.

Özetle, krank ana yatağında farklı çalışma koşullarında her bir krank açısı için yatak üzerinde binen yüklerin, minimum yağ filmi kalınlıklarının, maksimum yağ filmi basınçlarının ve krank mili eksen kaçıklığının matlab üzerinde yazılmış kod yardımı ile hesaplanarak her bir durum için sonuçların grafiksel ve kontur gösterimi yardımıyla yorumlanması ve böylece krank ana yataklarındaki hidrodinamik yağlamanın fiziksel olarak anlaşılması ve yapılan çalışmanın bir sonraki çalışmalara ışık tutması amaçlanmıştır.

2. TEORİ

2.1 Yağlama Teorisi

Mekanikte, birbirleriyle hareket halinde iken temas eden iki yüzey söz konusu olduğunda aşınmaları engellemek için yağlama esastır. Yağlama, dinamik olan bütün motor parçaları için söz konusu olmakla birlikte bunlardan en önemlileri; krank ana ve kol yatakları-krank muyluları, piston/segman-bor, piston pin-piston, kam mili lobları-fincanlar, kam mili yatakları-kam mili ve dişlilerdir. Birbirleriyle etkileşim halinde olan bu dinamik parçalar arasında hidrostatik ya da hidrodinamik yollarla oluşturulan yağ filmi bir basınç oluşturarak dinamik parçaların birbirleriyle temasını keserek aşınmaları minimize eder.

2.1.1 Yağlama rejimleri

Stribeck'e göre yağlama esas olarak üçe ayrılır. Bunlar;

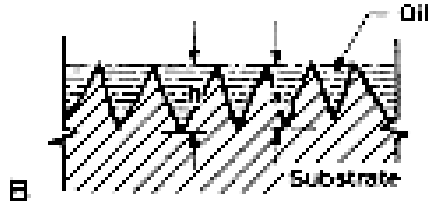
- Sınır Yağlama,
- Karma Yağlama,
- Hidrodinamik Yağlamadır.

Hidrodinamik yağlamayı da kendi içerisinde üç ana başlıkta inceleyebiliriz. Bunlar, hidrodinamik yağlama, elastohidrodinamik yağlama ve termoelastohidrodinamik yağlamadır. Burada gruplandırma kıstası basınç ve sıcaklıklar nedeniyle meydana gelen elastik şekil değiştirmelerin olup olmadığı durumudur. Son yıllarda Stribeck'in üç gruba ayırdığı yağlama rejimlerine bir de katı yağlama eklenmiştir. Sınır yağlama durumunda yüzeyler arasında bir yağ filmi oluşmamakla birlikte yağ, yüzeylerin pürüz tepeleri arasına girer ve yüzeylerin temasında pürüz tepeciklerinin teması etkin rol oynar (Şekil 2.1). Bu yağlama durumunda yağlayıcının dinamik viskozitesinden çok yağın katkı maddeleri önem taşır. Çünkü bu durumda kimyasal bir reaksiyon gerçekleşmektedir.



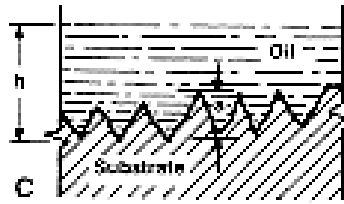
Şekil 2.1 : Sınır yağlama.

Karma yağlama durumunda ise hem pürüz tepeciklerinin birbirleriyle etkileşimi yani sınır yağlama hem de hidrodinamik yağlama karışık olarak görülmektedir. Pürüz tepeciklerinin arası yağlayıcı ile dolu olup kısmen kimyasal reaksiyon gerçekleşmekte kısmen de yağ filminin fiziksel getirisi olan yük taşıma özelliği görülmektedir.



Şekil 2.2 : Karma yağlama.

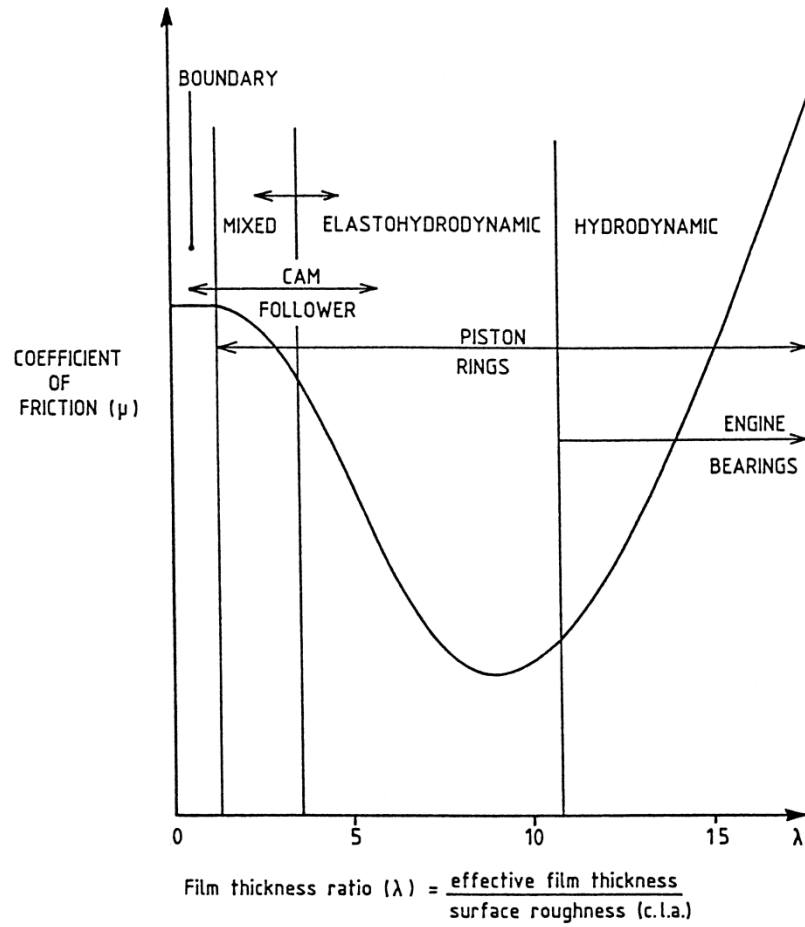
Hidrodinamik yağlamada ise yüzeyler arasında net bir şekilde yağ filminin olduğu pürüz tepecikleri arasında herhangi bir etkileşimin olmadığı yağlama çeşididir. Bu tip yağlamada oluşan yağ filmi belli bir basınç oluşturarak belli miktarlarda yük taşır ve yüzeylerin temasını engeller. Burada esas olan ise yağlayıcının dinamik viskozite özelliğidir.



Şekil 2.3 : Hidrodinamik yağlama.

Elastohidrodinamik yağlamada da aynı şekilde yağ filmi oluşumu gözlemlenir ve yağ filmi bir basınç oluşturarak belli miktarlarda yük taşır. Buna ek olarak elastohidrodinamik yağlamada dinamik parçaların elastik şekil değişimi de dikkate alınır. Yani kuvvet altındaki dinamik parçaların şekil değiştirdiğini de dikkate alarak yağ filmi kalınlığının dinamik olarak değiştiğini ve hidrodinamik yağlama durumundaki yağ filmi kalınlığına göre daha ince olduğunu ifade edebiliriz.

Aynı şekilde termoelastohidrodinamik yağlamada da elastohidrodinamik yağlama durumundaki fiziksel fenomenlere ek olarak dinamik yüzeyler ve yağlayıcı arasında ısı transferinin de gerçekleştiğini ayrıca kinematik viskozitenin sıcaklığa bağlı değiştiğini kabul ediyoruz. Sıcaklığa bağlı viskozite değişimi de göz önüne alındığında termoelastohidrodinamik yağlamada yağlayıcı viskozite indeksi seçimi büyük önem taşımaktadır. Bütün bu yağlama rejimlerinin sınıflandırılması teoride Stribeck eğrisine ve yağ filmi kalınlığı oranına (λ) bağlıdır. Yağ film kalınlığı oranı efektif yağ filmi kalınlığının yüzey pürüzlülüğüne oranıdır. Grafiğin y ekseninde ise sürtünme katsayısı bulunmaktadır.



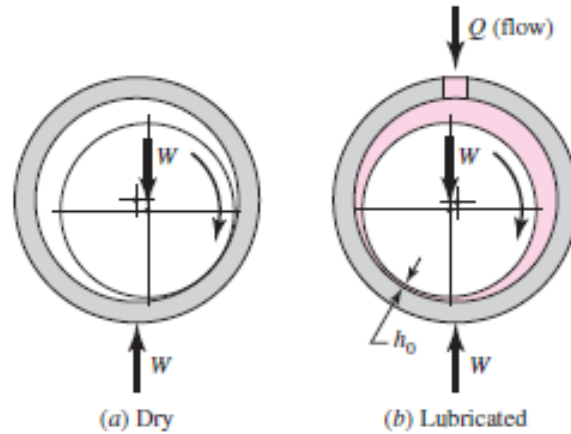
Şekil 2.4 : Stribeck eğrisi [3].

Şekil 2.4'den de görüleceği üzere yağ filmi kalınlığı oranının en düşük olduğu bölgelerde sınır yağlama koşulu hakimdir ve bu bölgede sürtünme katsayısı değerleri yüksektir. X ekseninde pozitif yönde ilerlendiğinde film kalınlığı oranı artmakla birlikte yağlama rejim değiştirerek karma yağlamaya dönmektedir. Bu bölgede sürtünme katsayıları bağıl olarak azalmaktadır. Yağ film kalınlığı oranının artışı ile birlikte karma yağlama yerini elastohidrodinamik yağlamaya bırakmakta, sürtünme

katsayıları bu bölgede oldukça düşmektedir. Yağ film kalınlığı oranının daha da artışı ile birlikte elastohidrodinamik yağlama rejimi yerini hidrodinamik yağlamaya bırakmakta ve sürtünme katsayılarında da artarak artan bir eğilim görülmektedir. İçten yanmalı motorda dinamik yüzeylerin yağlamasının hangi rejimlere girdiği Stribeck eğrisi üzerinde gösterilmiştir. Hiçbir dinamik motor komponenti sınır yağlama rejiminde mümkün olduğunca çalıştırılmak istenmez ki aşınmalar minimum seviyede olsun. Dolayısıyla kabaca sıralayacak olursak, motor yatakları hidrodinamik yağlama rejiminde, piston segmanları elastohidrodinamik, hidrodinamik ve karma yağlama rejimlerinde, piston yanal yüzeyi hidrodinamik yağlama rejiminde, kam lobları ise karma yağlama rejiminde çalışırlar. Stribeck eğrisinin yanısıra Patir ve Cheng de $H\sigma = 3$ durumunu karma yağlamadan hidrodinamik yağlamaya geçiş sınırı olarak belirlemiş $H\sigma < 3$ olduğu durumları ise sınır yağlama olarak kabul etmiştir [5].

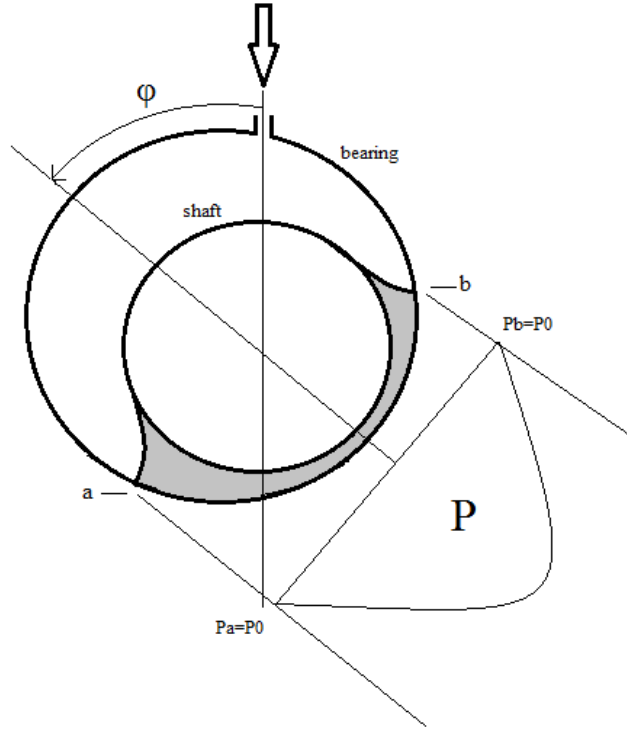
2.1.2 Yağ filminin oluşması ve kavitasyon

Hareket halindeki iki yüzey arasına transfer edilen yağlayıcının optimum yağ filmi kalınlığını oluşturabilmesi için belli başlı koşulları sağlayabilmesi gerekmektedir. Bunlardan en belirginlerini sıralayacak olursak, yağlayıcının temas bölgesine giriş konumunun doğru seçilmesi, giriş basıncının optimum değerde olması ve yağlama rejimini de doğrudan etkileyecek olan yağlayıcı miktarı yani debisidir. Aynı zamanda yağlayıcının dinamik viskozitesi, ortam sıcaklıkları ve geometri de yağ filmi kalınlığını belirlemede büyük rol oynar. Krank ana yatakları için yağlayıcının giriş konumu ve yağ filmi oluşumu kabaca Şekil 2.5’de ve Şekil 2.6’da görüldüğü gibidir.



Şekil 2.5 : Krank ana yataklarına yağ girişi: (a) Yağsız durum. (b) Yağlı durum [14].

Görüldüğü üzere krank milinden binen yük, krank ana yataklarına alt yüzeyden etmektedir. Dolayısıyla temasın en yoğun olacağı bölgeler de alt yüzeylerdir. Metal-metal temasının önüne geçmek için bilhassa alt bölgelerde sürekli yağlamayı korumak esastır. Dolayısıyla yağ girişinin yükün en az olduğu bölgeden girişi yağ filminin oluşumu ve devamlılığı için daha sağlıklıdır. Krank ana yataklarında yağ filminin oluşumunu ve kalınlığını etkileyen en önemli etkenlerden biri krank mili ve yatak eksantrikliği olup bu parametre, yağ filminin başladığı noktayı da belirleyen etkenlerden biridir. Eksantriklik arttıkça krank mili ve krank ana yatakları arasında oluşan yağ filmi kalınlığı artacak ve Stribeck eğrisinde hidrodinamik yağlama rejimi bölgesine girilecektir. Eksantriklik azaldıkça da yağ filmi kalınlığı azalacak ve gittikçe hidrodinamik yağlama rejimi bölgesinden uzaklaşarak sınır yağlama bölgesine girilecektir.



Şekil 2.6 : Krank ana yataklarında yağ filmi oluşumu ve kavitasyon noktaları.

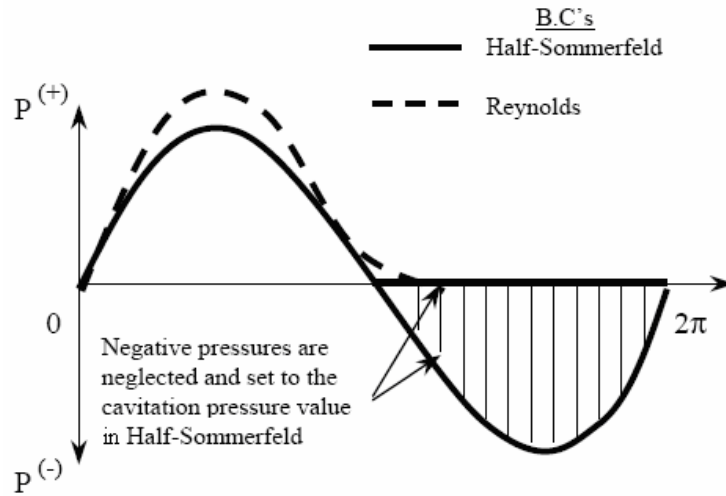
Şekil 2.6 da ‘a’ notasyonu ile gösterilen çizgi yağ filminin oluşmaya başladığı bölge olup ‘b’ notasyonu ile gösterilen çizgi ise kavitasyonun başladığı ve yağ filminin koptuğu bölgedir. ‘b’ çizgisinde görülen fenomen yağ filmi basınç karakteristiğinin negatif yönde değişerek yük taşıma kapasitesinin ortadan kaybolması ve yağ filminin giderek incelerek kopmasıdır. Tasarım aşamasında yatak ve mil geometrisi öyle seçilmelidir ki kavitasyon bölgesi yük taşıma bölgesinin dışında kalsın ve optimum durumda minimum yağ filmi kalınlığı ile maksimum yağ filmi basıncı oluşabilsin.

Kavitasyon bölgesinde basıncın negatife düşmesi ve yağ filminin kopma teorisi 1904 yılında Sommerfeld tarafından ortaya atılmıştır[15]. Sommerfeld'e göre kavitasyonun olduğu bölgede basınç sıfırın altına iner. Şekil 2.6'da da b bölgesinde yağ filmi basıncı negatife düşerek yük taşıma niteliğini kaybeder. Yani,

a bölgesinde iken, $P = P_a = P_o$

b bölgesinde iken, $P = P_b = P_o$ dır.

Dolayısıyla 'Yarı Sommerfeld' olarak bilinen sınır koşulu da basıncın negatife indiği bu bölgelerde basıncı 0'a eşitleyerek negatif basıncı ihmal etmektedir.



Şekil 2.7 : Yarı Sommerfeld Ve Reynolds Sınır Koşulu [15].

Reynolds sınır koşulunda ise negatif basınç kuvvetleri yine dikkate alınmamakta ve Half Sommerfeld sınır koşulundan farklı olarak kavitasyon bölgesi basınç değişiminin sıfır olduğu yani basınç eğrisinin eğiminin sıfır olduğu nokta olarak seçilmiş olup aşağıdaki gibi ifade edilmektedir;

$x = x_1$ iken $P = P_{CR}$ (krank basıncı),

$x = x_2$ iken $P = P_{CR}$ (krank basıncı) ve $\partial P / \partial x = 0$ durumudur.

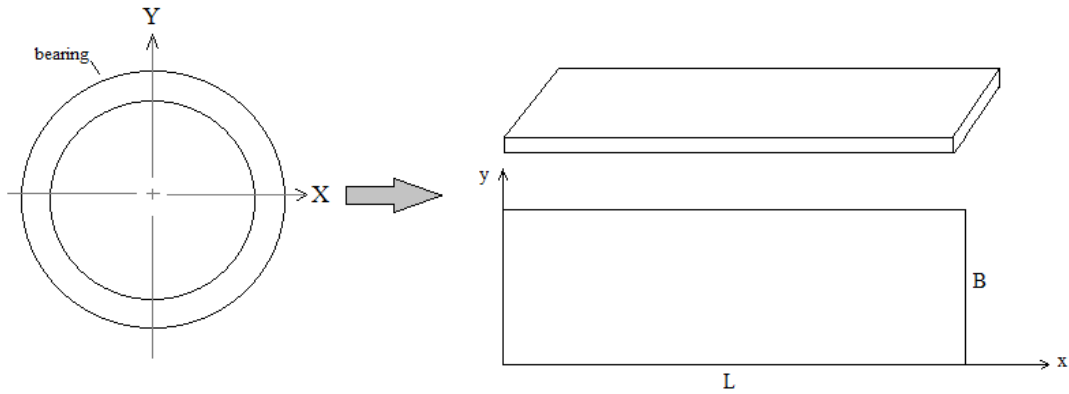
2.2 Temel Denklemler

2.2.1 Reynolds denklemi

Sıkıştırılmaz akışın olduğu, yağlayıcının Newton tipi akışkan olduğu ve viskozitenin sıcaklığa bağlı değişim göstermediği kabulü ile hidrodinamik yağlama rejiminde basınç dağılımını veren Reynolds denklemi,

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h_T^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h_T^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial h_T}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2.1)$$

şeklinde yazılabilir. Denklem (2.1) in sol tarafındaki ilk terim x yönündeki basınç dağılımına bağlı olarak kütle transferini, ikinci terim ise y yönündeki basınç dağılımına bağlı olarak kütle transferini vermektedir. Eşitliğin sağ tarafındaki ilk terim ise yağ akış yönündeki yağ filmi kalınlığı değişiminden kaynaklanan kütle transferidir. En sonraki terim ise yağ filmi sıkışma hızından (ing. squeeze film velocity) kaynaklanan kütle transferidir. Bu terimdeki kütle transferinin orjini yüzeylerin birbirine doğru hareket ederken yağ filmi kalınlığında meydana getirdiği değişimdir. Özetle bu ana denklem akış yönlerindeki kütle transferlerinden yola çıkarak kütle korunumunu esas alır ve akış boyunca oluşan basınç değişimini verir. Burada μ , yağlayıcının kinematik viskozite değerini, h_T ortalama yağ filmi kalınlığını ve U_1 ve U_2 ise yüzeylerin mutlak hızını ifade eder. Krank ana yatağı için düşünülecek olursa akış, yani basınç değişimi Şekil 2.8’de görüldüğü gibi hem x hem y yönünde olup krank mili daimi olarak hareketli ve ana yatak sabit olduğundan dolayı U_2 ana yatak mutlak hızı 0 olup hız olarak sadece krank milinin çevresel hızı esas alınmaktadır.



Şekil 2.8 : Krank ana yatağı basitleştirilmiş geometrisi, eksenler ve akış yönü.

2.2.2 Akış faktörleri

Denklem (2.1) x ve y yönündeki basınç değişimine bağlı olarak kütle korunumunu ifade etmektedir. Fakat göz ardı edilen önemli bir faktör yüzey pürüzlülüğüdür. Akış debisi, akış hızı ve dolayısıyla basınç dağılımı yüzey pürüzlülüğüne ve yüzey pürüzlülüğü karakteristiğine göre de değişmektedir. Bu yüzden denklem (2.1)

pürüzsüz yüzeyler için geçerlidir. Patir ve Cheng[5] Reynolds denklemini yüzey pürüzlülüğü etkisini de dahil ederek iki boyutlu akışlar için aşağıdaki gibi modifiye etmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h_T^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \frac{h_T^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right) = \frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial x} + \frac{U_1 - U_2}{2} \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} \quad (2.2)$$

Denklem (2.2) de ϕ_x ve ϕ_y , x ve y akış yönündeki basınç akış faktörlerini (ing. pressure flow factor) ve denklemin sağ tarafındaki ϕ_s de kayma akış faktörünü ifade eder (ing. shear flow factor). U_2 krank ana yatağı mutlak hızı da 0 olduğu için sadece mil hızı dikkate alınarak Reynolds denklemi denklem (2.3) deki formu alır[5,6]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x h^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y h^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right) = 6\mu U \left(\frac{\partial \bar{h}_T}{\partial x} + \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} \right) + 12\mu \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} \quad (2.3)$$

Patir ve Cheng'e göre yüzey pürüzlülüğünün etkisini ifade eden en önemli parametre $H_\sigma = h/\sigma$ dır[5]. Burada h nominal yağ filmi kalınlığı olup σ ise ortalama yüzey pürüzlülüğüdür. Karşılıklı hareket halinde olan iki yüzey için de ortalama yüzey pürüzlülüğü denklem (2.4) deki gibi hesaplanır:

$$\sigma_{avg} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (2.4)$$

H_σ 'nın 3'den büyük olduğu durumlarda yüzey pürüzlülüğünün etkisi önemli değildir. 3 ve 3'den küçük olduğu durumlarda ise yüzey pürüzlülüğü etkisi dikkate alınmalıdır[5]. Yüzey pürüzlülüğü etkisi, Reynolds denkleminde ϕ_x , ϕ_y ve ϕ_s akış faktörleri olarak yer alıp iki yüzeyin de pürüzlülük değerlerine bağlı olduğu gibi aynı zamanda pürüz tepeciklerinin doğrultusuna da bağlıdır [5]. Pürüz tepeciklerinin dağılım doğrultusu da γ ile ifade edilmekte olup denklem (2.5) de tanımlanmıştır

$$\gamma = \frac{\lambda_{0,5_x}}{\lambda_{0,5_y}} \quad (2.5)$$

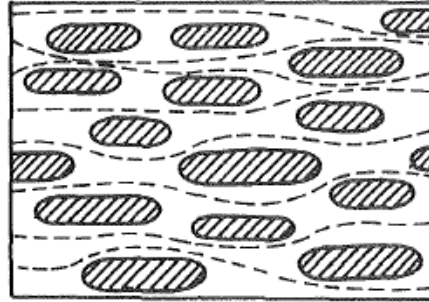
Yani akış faktörlerinin bağlı olduğu parametreler denklem (2.6), (2.7), (2.8) ile ifade edilebilir;

$$\phi_x = \phi_x(H_\sigma, \gamma) \quad (2.6)$$

$$\phi_y = \phi_y(H_\sigma, \gamma) \quad (2.7)$$

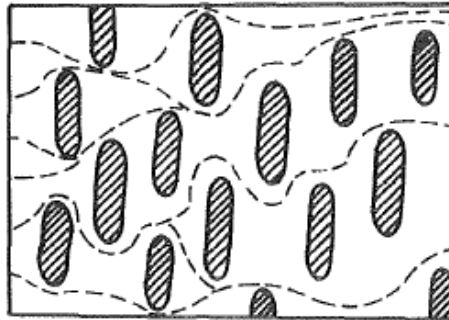
$$\phi_s = \phi_s(H_\sigma, \gamma) \quad (2.8)$$

Pürüz tepeciklerinin dağılım doğrultusu üç farklı şekilde olabilir. Bunlar; izotropik (nötr), enine ve boyuna. Şekil 2.9’da görülen yüzey pürüzlülüğünde pürüz tepecikleri dağılım formu boyuna olup akış, pürüz tepecikleri arasından bağıl olarak kolay gerçekleşebilmektedir. Aynı yüzey pürüzlülüğü değerine sahip bu üç farklı dağılım için akışa karşı gösterilen direnç birbirlerinden farklı olup boyuna dağılım durumunda en azdır. Akış doğrultusunda inceleyecek olursak, pürüz tepecikleri arasındaki boşlukların en fazla olduğu durum budur. Aynı zamanda yan akışlar da ana akışa göre oldukça azdır. Dolayısıyla bir kez daha görülmektedir ki sadece yüzey pürüzlülük değeri değil bununla birlikte pürüz tepeciklerinin dağılım formu da büyük önem taşımaktadır.



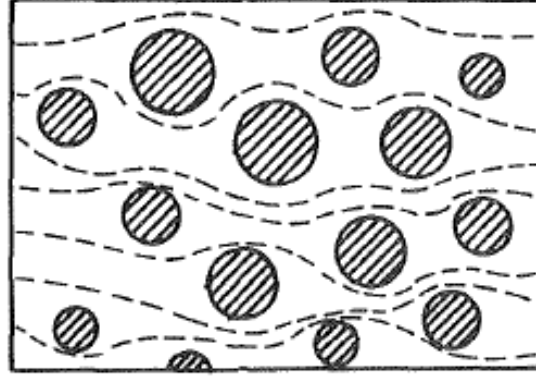
Şekil 2.9 : Boyuna dağılım. $\gamma > 1$ [5].

Boyuna dağılımın tam tersi olarak enine dağılımda aynı yüzey pürüzlülüğü için akışa karşı gösterilen direnç rölatif olarak en fazla boyutta olup bu durumda yan akışların miktarı oldukça artmakta ve ana akış daha da azalmaktadır. (Şekil 2.10)

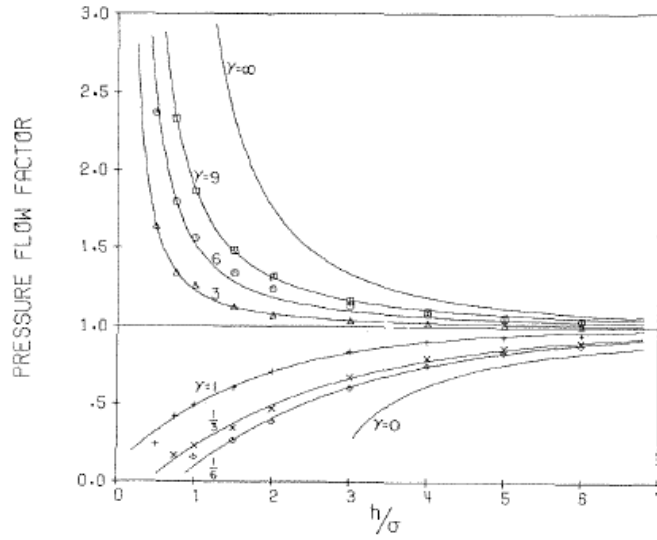


Şekil 2.10 : Enine dağılım. $\gamma < 1$ [5].

İzotropik dağılımda ise (Şekil 2.11) yan akışla ana akışın büyüklüğü aynı olup ana akışa karşı gösterilen direnç artacaktır. Çünkü akış dairesel formdaki temas alanlarının etrafından geçmeye çalışacaktır. Şekil 2.12’de de özetle yüzey pürüzlülüklerinin doğrultusunun akış faktörlerine etkisini görebiliriz.



Şekil 2.11 : İzotropik dağılım. $\gamma = 1$ [5].



Şekil 2.12 : Yüzey pürüzlülüğünün doğrultusunun akış faktörlerine etkisi [5].

3. ÇÖZÜM YAKLAŞIMI

Krank ana yatağındaki hidrodinamik yağlamadaki basınç dağılımı, minimum yağ filmi kalınlığı ve krank milinin ekstenel kaçıklığı Reynolds denkleminin diskritize edilerek MATLAB üzerinden Gauss-Seidel iterasyon metodu ile çözülmesiyle bulunacaktır. Öncesinde problem basitleştirmek adına belli başlı kabuller yapılacaktır.

3.1 Kabuller Ve Basitleştirmeler

Bu problemin çözümünde problemin karmaşıklığını azaltmak için yapılmış kabuller ve basitleştirmeler aşağıdaki gibidir:

- Krank mili ve krank ana yatakları arasındaki yağlayıcı Newton akışkanı olup Newton'un viskoz akış kanununa uyar. Yani $\tau = \eta \cdot du/dy$ bağıntısına uyar.
- Yağlayıcının viskozitesi ortam sıcaklığına bağlı değildir. Bu yüzden belli bir sıcaklığa erişildiğinde (90 °C) o andaki viskozite değeri esas alındı. Aynı zamanda viskozite her bölgede aynı olup basınçla ilişkili olarak değişiklik göstermez.
- Krank mili ve krank ana yatağındaki elastik deformasyonlar ihmal edilmiş olup her ikisi de rijit kabul edilmiştir. Dolayısıyla krank mili deformasyonundan gelen eksen eğikliği de böylece ihmal edilmiştir.
- Akış, Şekil 2.8'de gösterildiği gibi x ve y yönünde gerçekleşmektedir. Bunun dışında başka bir eksen de akış yoktur.
- Akış laminer olup sıkıştırılamazdır.
- Termal deformasyonlar ihmal edilmiş olup hesaplamaya katılmamıştır.
- Krank ana yataklarının Şekil 2.8'e göre y ekseninde bittiği noktalarda basınç değerleri atmosferik basınç olarak dikkate alınmıştır.

3.2 Reynolds Denkleminin Çözülerek Hidrodinamik Basınç Dağılımının Eldesi

Bölüm 2.2.1’de belirtildiği gibi krank ana yataklarındaki basınç dağılımı iki boyutta akış için modifiye edilmiş Reynolds denklemi ile çözülmüştür. Denklem (2.3) MATLAB’a girilmeden önce diskritize edilerek boyutsuzlaştırılmış ve sonlu elemanlar metodu ile 12.600 düğüm noktasına bölünerek Gauss-Seidel iterasyon metodu ile çözülmüştür. Reynolds denklemindeki terimleri boyutsuzlaştırmak için aşağıdaki işlemler denklem (3.1-8) ile uygulanmıştır ;

$$H = \frac{h}{c} \quad (3.1)$$

$$\sigma^* = \frac{\sigma}{c} \quad (3.2)$$

$$X = \frac{2x}{L} \quad (3.3)$$

$$Y = \frac{2y}{L} \quad (3.4)$$

$$T = t.w \quad (3.5)$$

$$\phi_c = \frac{\bar{\partial} h_r}{\partial h} \quad (3.6)$$

$$U^* = \frac{U}{r.w} \quad (3.7)$$

$$P = \bar{p} \frac{c^2}{3\mu r_b w b} \quad (3.8)$$

Bu boyutsuzlaştırma adımlarından sonra denklem (2.2), yani modifiye edilmiş Reynolds denklemi denklem (3.9) daki formunu alır.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\phi_x H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\phi_y H^3 \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = U^* \left(\phi_c \frac{\partial H}{\partial X} + \sigma^* \frac{\partial \phi_s}{\partial X} \right) + \beta \phi_c \frac{\partial H}{\partial T} \quad (3.9)$$

Burada ϕ_x , ϕ_y ve ϕ_s daha önce bahsedildiği üzere akış faktörleri olup ϕ_c ise Wu ve Zheng tarafından tanımlanmış temas faktörüdür (ing. contact factor), yüzeyler arasındaki ortalama boşluğu ilişkilendiren katsayıdır ve denklem (3.10) ile ifade edilir [5,6]:

$$\phi_c = \frac{1}{2} [1 + \operatorname{erf}(H_\sigma)] \quad (3.10)$$

Burada erf, hata fonksiyonudur. H_σ ise daha önce h/σ olarak ifade edilmişti. β ise film sıkışma katsayısı olup (ing. squeeze film factor) denklem (3.11) ile ifade edilir:

$$\beta = \frac{L}{r} \quad (3.11)$$

Reynolds denkleminde akış katsayısı ve yağ film kalınlığı terimlerini denklem (3.12) ve denklem (3.13) ile ifade edersek,

$$\phi_x . H^3 = C \quad (3.12)$$

$$\phi_y . H^3 = D \quad (3.13)$$

Reynolds denklemi yeni formunu (3.14) deki gibi alır.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(C \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(D \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = U^* \left(\phi_c \frac{\partial H}{\partial X} + \sigma^* \frac{\partial \phi_s}{\partial X} \right) + \beta \phi_c \frac{\partial H}{\partial T} \quad (3.14)$$

Denklem (3.14) ün türevini alır açarsak denklem (3.15) aşağıdaki gibi olur.

$$\frac{\partial C}{\partial X} \frac{\partial P}{\partial X} + C \frac{\partial^2 P}{\partial X^2} + \frac{\partial D}{\partial Y} \frac{\partial P}{\partial Y} + D \frac{\partial^2 P}{\partial Y^2} = U^* \left(\phi_c \frac{\partial H}{\partial X} + \sigma^* \frac{\partial \phi_s}{\partial X} \right) + \beta \phi_c \frac{\partial H}{\partial T} \quad (3.15)$$

C ve D terimlerinin x ve y eksenindeki türevlerini denklem (3.16) ve denklem (3.17) deki gibi isimlendirip bu terimlerin türevini alıp (3.18) ve (3.19) daki gibi açarsak,

$$\frac{\partial C}{\partial X} = DC \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial D}{\partial Y} = DD \quad (3.17)$$

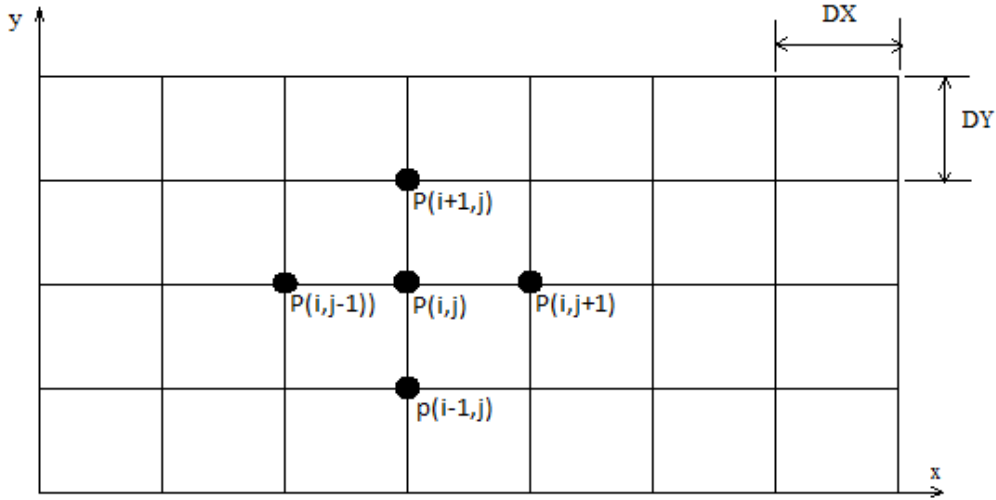
$$DC = H^3 \frac{\partial \phi_s}{\partial X} + 3H^2 \phi_x \frac{\partial H}{\partial X} \quad (3.18)$$

$$DD = H^3 \frac{\partial \phi_y}{\partial Y} + 3H^2 \phi_y \frac{\partial H}{\partial Y} \quad (3.19)$$

Denklem (3.16) ve (3.17) yi denklem (3.15) in içine yazarsak,

$$DC \frac{\partial P}{\partial X} + C \frac{\partial^2 P}{\partial X^2} + DD \frac{\partial P}{\partial Y} + D \frac{\partial^2 P}{\partial Y^2} = U^* \left(\phi_c \frac{\partial H}{\partial X} + \sigma^* \frac{\partial \phi_s}{\partial X} \right) + \beta \phi_c \frac{\partial H}{\partial T} \quad (3.20)$$

Denklem (3.20) deki türevli terimlerin açılımı, sonlu farklar yöntemi ile Şekil 3.1' deki düğüm noktalarının gösterimini referans alarak analitik olarak herhangi bir parametre için aşağıdaki şekilde gerçekleşmektedir. Bu işleme aynı zamanda diskritizasyon da denir.



Şekil 3.1 : Düğüm noktalarının gösterimi.

$$\frac{\partial \tau}{\partial X} = \frac{\tau_{i,j+1} - \tau_{i,j-1}}{2\Delta X} \quad (3.21)$$

$$\frac{\partial \tau}{\partial Y} = \frac{\tau_{i+1,j} - \tau_{i-1,j}}{2\Delta Y} \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial^2 \tau}{\partial X^2} = \frac{\tau_{i,j+1} - 2\tau_{i,j} + \tau_{i,j-1}}{(\Delta X)^2} \quad (3.23)$$

$$\frac{\partial^2 \tau}{\partial Y^2} = \frac{\tau_{i+1,j} - 2\tau_{i,j} + \tau_{i-1,j}}{(\Delta Y)^2} \quad (3.24)$$

Bu durumda DC ve DD terimlerinin açılımları (3.25) ve (3.26) daki gibi olmaktadır.

$$DC = H_{i,j}^3 \frac{\phi_{x_{i,j+1}} - \phi_{x_{i,j-1}}}{2\Delta X} + 3H_{i,j}^2 \phi_x \frac{H_{i,j+1} - H_{i,j-1}}{2\Delta X} \quad (3.25)$$

$$DD = H_{i,j}^3 \frac{\phi_{y_{i+1,j}} - \phi_{y_{i-1,j}}}{2\Delta Y} + 3H_{i,j}^2 \phi_y \frac{H_{i+1,j} - H_{i-1,j}}{2\Delta Y} \quad (3.26)$$

Aynı şekilde, türevli terimlerin analitik şekilde ifadesi olan denklem (3.21), (3.22), (3.23) ve (3.24) den yola çıkarak denklem (3.20) tekrar düzenlenirse denklem (3.27) elde edilir.

$$\begin{aligned} DC \frac{P_{i,j+1} - P_{i,j-1}}{2\Delta X} + C \frac{P_{i,j+1} - 2P_{i,j} + P_{i,j-1}}{(\Delta X)^2} + DD \frac{P_{i+1,j} - P_{i-1,j}}{2\Delta Y} + D \frac{P_{i+1,j} - 2P_{i,j} + P_{i-1,j}}{(\Delta Y)^2} \\ = U^* \phi_c \frac{H_{i,j+1} - H_{i,j-1}}{2\Delta X} + U^* \sigma^* \frac{\phi_{s_{i,j+1}} - \phi_{s_{i,j-1}}}{2\Delta X} + \beta \phi_c \frac{\partial H}{\partial T} \end{aligned} \quad (3.27)$$

Son terim yağ filmi sıkışma hızı olup (ing. squeeze film velocity) zamana göre türevli ifade içermektedir ve boyutsuzdur. Bu ifadenin açılımı t kadar zaman önceki yağ filmi kalınlığı ve boyutsuz zaman artışı ile denklem (3.28) gibi ifade edilebilir:

$$\frac{\partial H^{(t)}}{\partial T} = \frac{H_{i,j}^{(t)} - H_{i,j}^{(t-Dt)}}{\Delta T} \quad (3.28)$$

Yağ filmi kalınlığı, akış faktörleri, temas faktörü ve yağ filmi sıkışma hızı krank milinin herhangi bir konumu için hesaplanabilir. ΔX , ΔY , β , σ^* ve U^* da problemin çözümüne giriş aşamasındaki başlangıç kabulleri ile kolaylıkla bulunabilir. Böylece denklem (3.27) basınç dağılımını bulmak için iteratif olarak çözülebilir. Çözüm aşamasında öncelikle çevre düğüm noktasının basınç katsayılarının her biri kendi

arasında denklem (3.29) daki gibi ayrı ayrı gruplandırılarak aşağıdaki halini alır ve iterasyona hazır hale getirilir.

$$AS_{i,j}P_{i-1,j} + AN_{i,j}P_{i+1,j} + AW_{i,j}P_{i,j-1} + AE_{i,j}P_{i,j+1} + AP_{i,j}P_{i,j} = S_{i,j} \quad (3.29)$$

Denklem (3.27) nin en açık hali için P'li terimler ayrı ayrı gruplandırılırsa,

$$AS_{i,j} = -\frac{DD}{2DY} + \frac{D}{(DY)^2} \quad (3.30)$$

$$AN_{i,j} = \frac{DD}{2DY} + \frac{D}{(DY)^2} \quad (3.31)$$

$$AW_{i,j} = -\frac{DC}{2DX} + \frac{C}{(DX)^2} \quad (3.33)$$

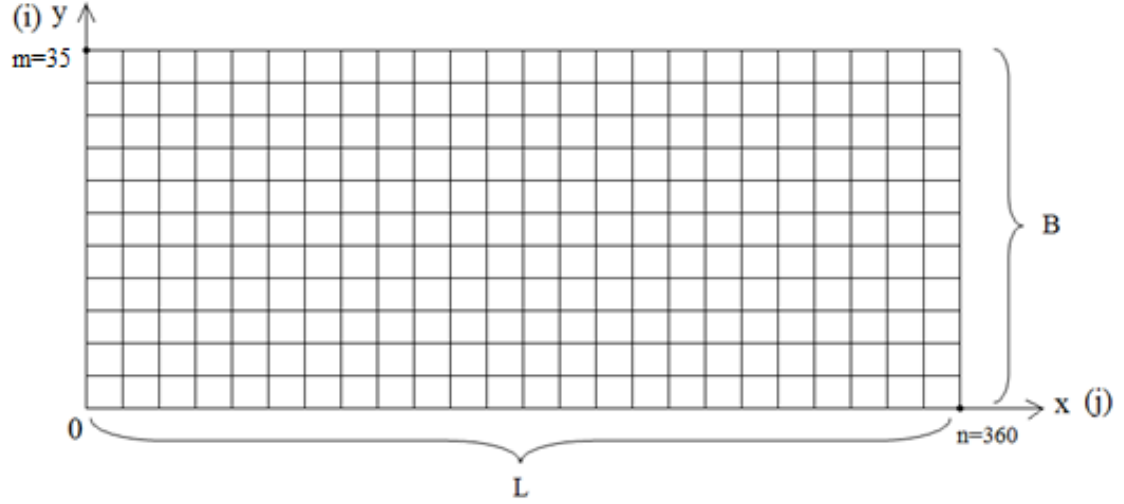
$$AE_{i,j} = \frac{DC}{2DX} + \frac{C}{(DX)^2} \quad (3.34)$$

$$AP_{i,j} = -\frac{2C}{(DX)^2} - \frac{2D}{(DY)^2} \quad (3.35)$$

$$S_{i,j} = \frac{U^*}{2\Delta X} [\phi_{c_{i,j}} (H_{i,j+1} - H_{i,j-1}) + \sigma^* (\phi_{c_{i,j+1}} - \phi_{c_{i,j-1}})] + \beta \phi_{c_{i,j}} \frac{H_{i,j}^{(t)} - H_{i,j}^{(t-\Delta t)}}{\Delta T} \quad (3.36)$$

Genel denklemi çözebilmek için krank ana yatağı çevresel olarak 360 parçaya bölünmüş ve genişliği de 35 parçaya bölünerek yatak yüzeyi üzerinde 12600 düğüm noktasından oluşan bir ağ modeli (ing. mesh) oluşturulmuştur. Aynı zamanda krank milinin y eksenini yönündeki hareketi ihmal edilmiş ve krank mili sadece x eksenini üzerinde saat yönünün tersi yönde dönüyor kabul edilmiştir. (Şekil 3.2). Basınç katsayılarının açılmış halleri denklem (3.29) un içerisine yazılıp açılır ve başlangıç basınç değeri olarak verilen krank boşluğu basıncı ile iterasyona başlanır. İterasyonun ilk basamağında çevre düğüm noktalarındaki ve referans düğüm noktasındaki basınç, krank boşluğu basıncı olup ikinci iterasyon basamağında kullanılacak yeni basınç değeri bu denlemdeki hesaplamalar sonucu elde edilen basınç değeridir. Burada herhangi bir sapma faktörü (ing. Succesive over relaxation factor) olmadığı için eski basınç değeri ile elde edilen yeni basınç değeri tekrar eski

basınç değeri olarak hesaplamaya sokulmuş olup yeni basınç değeri bulunması hedeflenmiştir. Kullanılan bu numerik hesaplama yöntemine Gauss-Seidel iterasyon metodu denir.



Şekil 3.2 : Krank ana yatağı ağ (ing. mesh) yapısı.

Yatak ağ yapısında satır sayıları i ile gösterilip i, 1'den 35'e kadar ve sütun sayıları j ile gösterilip j, 1'den 360'a kadar yer almaktadır. 1. ve 35. satırların tüm elemanları ile 1. ve 360. sütunun tüm elemanları sınır koşul olarak denklem (3.37) de ve denklem (3.38) de görüldüğü gibi krank boşluğu basıncına (P_{CR}) eşittir.

$$y=0 \Rightarrow P(x,0) = P_0 = P_{CR} \quad (3.37)$$

$$y=B \Rightarrow P(x,B) = P_0 = P_{CR} \quad (3.38)$$

Her bir düğüm noktasındaki basınç değerini bulabilmek için boyutsuzlaştırdığımız Reynolds denkleminde (i,j). ye denk gelen düğüm noktasındaki basınç terimi $P(i,j)$, denklemin sol tarafında kalacak şekilde düzenlenerek komşu düğüm noktalarının katsayıları gruplandırılmış ve Reynolds denklemi Gauss-Seidel iterasyonuna tabi tutulmuştur. Basınç değerleri her bir düğüm noktası için ayrı ayrı hesaplanmış ve her bir düğüm noktası için hata değerinin belirlenenden ($err=0.03$) küçük olması durumunda o düğüm noktasındaki basınç değeri doğru kabul edilmiştir (Şekil 3.3).

```

while dummy>0          % PRESSURE ITERATION
    dummy = 0;
    sayac = sayac+1;
    yakinsamayan = 0;
    for j = nb+1:n-1
        for i = 2:m-1
            if i==1          % first row is not calculated, always equal to B.C.
            elseif i==m      % last row is not calculated, always equal to B.C.
            else
                if j==n      % last column is calculated seperately due to symmetry B.C.
                    PNEW(i,n) = (S(i,n)-AS(i,n)*POLD(i-1,n)-AN(i,n)*POLD(i+1,n)-AW(i,n)*POLD(i,n-1))/AP(i,n);
                else
                    PNEW(i,j) = (S(i,j)-AS(i,j)*POLD(i-1,j)-AN(i,j)*POLD(i+1,j)-AW(i,j)*POLD(i,j-1)-AE(i,j)*POLD(i,j+1))/AP(i,j);
                    PNEW(i,j) = sor*PNEW(i,j)+(1-sor)*POLD(i,j);
                end
                if abs((PNEW(i,j)-POLD(i,j))/PNEW(i,j)) > err
                    dummy = 1;
                    yakinsamayan=yakinsamayan+1;
                end
                POLD(i,j) = PNEW(i,j);
            end
        end
    end
end
end

```

Şekil 3.3 : Basınç dağılımı Gauss-Seidel iterasyonu alt kodu.

3.3 Kavitasyon Sınırlarının Belirlenmesi

Reynolds denklemi iterasyona sokulduktan sonra bu aşamada elde edilmiş olan yağ filmi basıncı negatif basınç değerlerini de içermektedir. Yağ filmi basıncının negatif olduğu bu bölgelerde yağ filmi kavitasyona uğrayarak kopmakta ve dolayısıyla negatif basınç bölgelerinde yük taşıma özelliği kaybolmaktadır. Bu çalışma kapsamında kavitasyon bölgelerinde Reynolds sınır koşulu uygulanarak basıncın yatak boyu ekseninde (x) değişiminin sıfır olduğu iki düğüm noktasından sondaki düğüm noktası kavitasyon başlangıç noktası olarak esas alınmış ve negatif olan tüm basınç değerleri adım adım atmosferik krank basıncına eşitlenerek her bir adımda basınç matrisi en baştan tekrar hesaplanmıştır. Böylece 35 satır ve 360 sütundan oluşan basınç matrisinin içindeki her değer minimum atmosferik basınç olmuş olup her biri yük taşıyabilecek duruma gelmiştir. Kavitasyon kodu kurulurken basınç matrisinin içerisindeki değerlere son sütundan başlayarak sütun sütun bakılarak, değerlerin işaretini kontrol edecek şekilde düzenlenmiş ve tüm matris elemanlarında negatif eleman kalmayana dek her bir matris elemanının basınç değerini kontrol edip negatif basınçları atmosferik basınç yapacak şekilde düzenlenmiştir.

3.4 Kuvvet Dengesinin Kurulması

Bu aşamaya kadar bulunmuş olan yağ filmi basıncı değerleri bir başlangıç eksenel kaçıklık değeri ile bulunmuştu. Son aşama olarak ana yatakta oluşan yağ filmi basıncı her bir krank açısında oluşan doğru eksenel kaçıklık değerleri için tekrar

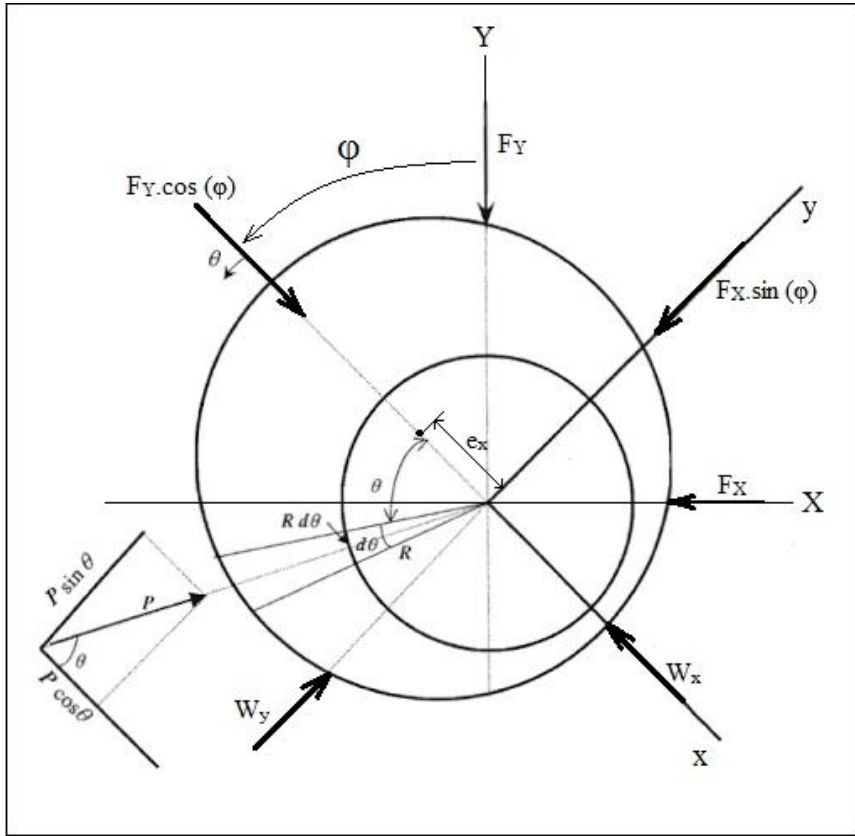
bulunmalıdır. MATLAB’de oluşturulan kod için düşünüldüğünde bu işlem en dıştaki döngüyü ifade etmektedir. Doğru eksenel kaçıklık değerlerinin bulunabilmesi için yanma odasından gelen basınç kuvvetleriyle birlikte piston ve biyel atalet kuvvetleri toplanarak yağ filminin oluşturduğu basınç kuvvetine eşitlenmeli ve adım adım itere edilerek doğru eksenel kaçıklık bulunana dek yağ film basıncı artırılıp azaltılarak kuvvetler dengeye getirilmektedir. MATLAB üzerinde yazılmış kodda bu işlem yapılırken F_x ve F_y ile gösterilen yanma odasından ve piston/biyel kütlelerinden gelen atalet kuvvetleri dinamik simulasyon ile bulunmuş ve programa girdi olarak verilmiştir. Bu kuvvetler her bir krank açısı için 13 litre hacminde diesel bir motordan 2000 devir/dk ve 1. ana yatak için alınan simulasyon değerleridir. Öncelikle bu kuvvetler global koordinat sistemlerinde X ve Y yönlerinde olmak üzere ayrıştırılıp daha sonra krank mili atak açısının (ϕ) kosinüs ve sinüs bileşenleri ile çarpılarak krank milinin üzerindeki x ve y eksenlerine iz düşürülmektedir. Daha sonra yağ film basıncından gelen W_x ve W_y kuvvetleri hesaplanarak aşağıda görüldüğü gibi eşitlenmektedir. Bu eşitlikten gelen doğru ex değeri için tüm basınç ve kavitasyon döngüleri tekrarlanmaktadır. Aşağıdaki eşitliklerde dA, krank ana yatağının kapalı halde iken projeksiyon alanını, $PNEW_2$ yağ filminden gelen basıncın Reynolds sınır koşuluna zorlanmış halini, KTX ve KTY ise yatağın kapalı (dairesel) halinde her bir düğüm sütununun karşılık geldiği θ açısının kosinüs ve sinüs bileşenlerini ifade etmektedir ve transformasyon matrisi olarak adlandırılmaktadır. Şekil 3.4’de gösterilen ϕ açısı ise saat yönünün tersine doğru olup krank mili dönme yönü ile aynı yönde ve eksenler arasındaki açıyı gösterip atak açısı (ing. angle of attack) olarak adlandırılır. Kuvvet dengesinden elde edilmesi amaçlanan doğru ex eksenel kaçıklık değeridir. Krank mili x yönündeki eksenel kaçıklık global koordinatlarda Y eksenine denk gelmektedir. Yani $e_y = e_x \cdot \cos(\phi)$ ‘ dir.

$$W_x = \int_A KTX \cdot PNEW_2 \cdot dA \quad (3.39)$$

$$F_y \cdot \cos(\phi) = W_x \quad (3.40)$$

$$W_y = \int_A KTY \cdot PNEW_2 \cdot dA \quad (3.41)$$

$$F_x \cdot \sin(\phi) = W_y \quad (3.42)$$



Şekil 3.4 : Kuvvetlerin gösterimi.

4. ANALİZ SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRMELER

4.1 Veri Girişleri Ve Tasarım Parametreleri

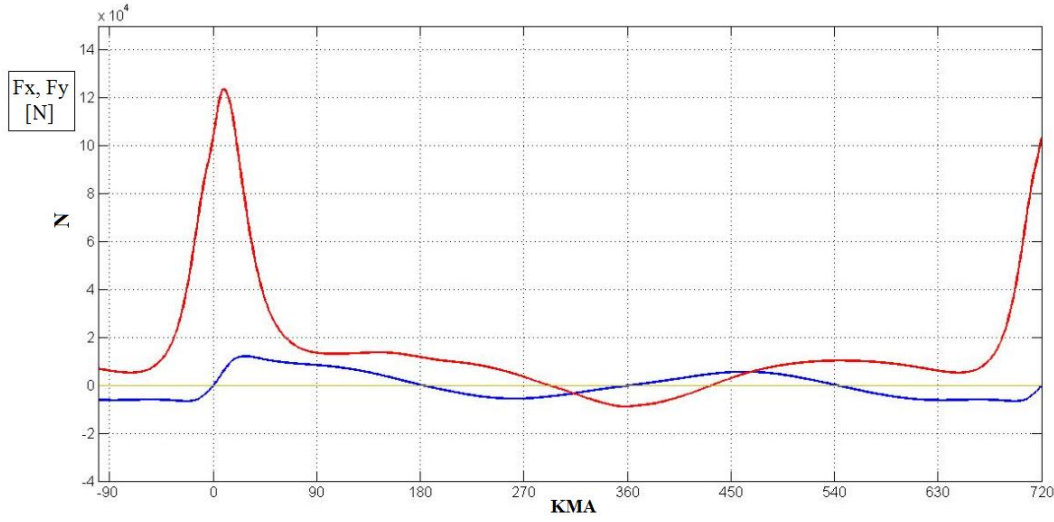
Bu çalışma kapsamında yapılan analiz 13 litre hacminde 6 silindirli bir diesel motorun aşağıda gösterilen çalışma koşulları ve tasarım parametreleri esas alınarak yapılmış olup kullanılan veriler aşağıdaki gösterildiği gibidir.

Çizelge 4.1 : Veri girişleri.

Kısaltma	Veri	Değer	Birim
c	Yatak-mil arasındaki tolerans	20	μm
hin	Mevcut yağ film kalınlığı	40	μm
rpm	Motor devri	2000	rpm
rb	Yatak yarı çapı	5.85	cm
b	Yatak genişliği	3.55	cm
temp	Ortalama yağ sıcaklığı	90	$^{\circ}\text{C}$
σ_j	Krank mili yüzey pürüzlülüğü	0.1	μm
σ_{br}	Yatak yüzey pürüzlülüğü	0.63	μm
e_y	Düşey yöndeki mevcut eksenel kaçıklık	10	μm
m	Yatak genişliğindeki düğüm sayısı	35	-
n	Yatağın çevresel düğüm sayısı	360	-
-	Yağ tipi	10W40	-
pcr	Krank boşluğu basıncı	10^5	Pa
μ	Viskozite (90 $^{\circ}\text{C}$ 'de)	0.071	Pa.s
err	İterasyon hata oranı	3%	-

Analiz yapılan bölge 12.600 düğüm noktasına quadral olarak bölünmüş olup her bir düğüm noktasındaki basıncın bulunması 3% lük bir hata ile doğru kabul edilmiştir. Yatak-mil arasındaki tolerans 20 mikron seçilmiş olup başlangıç yağ film kalınlığı da buna bağlı olarak 40 mikron seçilerek yatak ve mil arası tamamen yağ dolu kabul

edilmiştir. Ortalama sıcaklık 90 °C alınmış ve motorun 2000 devir/dk daki çalışma şartları esas alınmıştır.

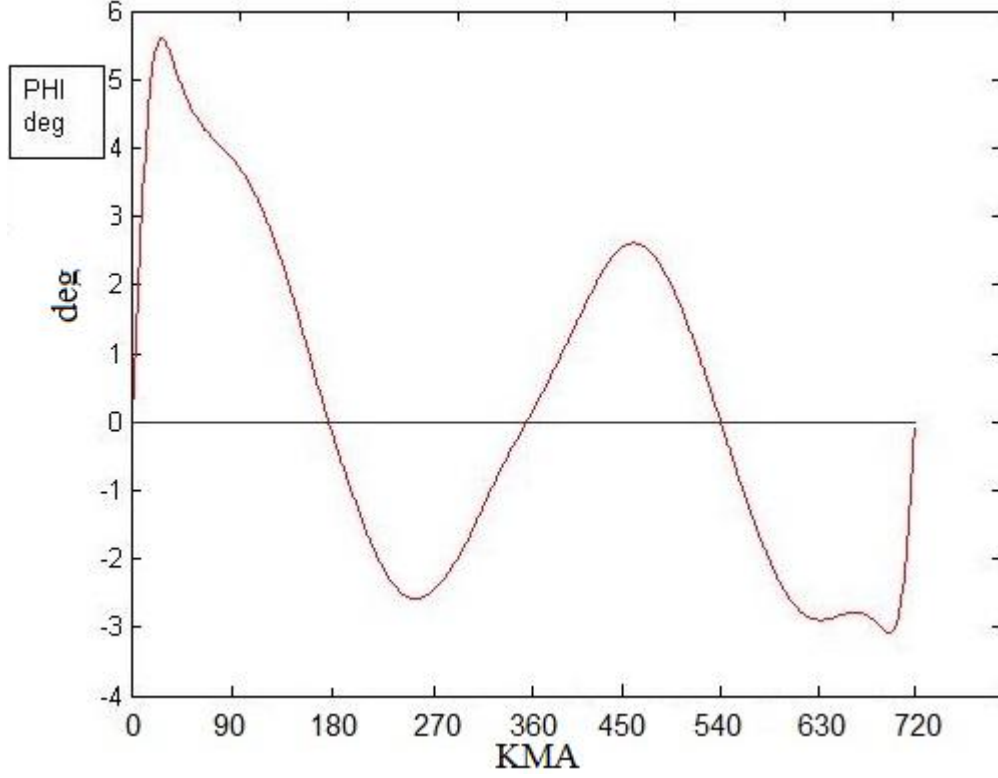


Şekil 4.1 : Yanma odasından ve piston, biyel ataletinden gelen kuvvetler

Krank ana yatağına yanma odasından gelen ve piston ile biyelin ataletinden gelen toplam kuvvetler ise her bir krank açısı için dinamik simülasyon ile üstteki grafikteki gibi bulunmuş ve programa girdi olarak verilmiştir. Şekil 4.1’de kırmızı ile gösterilen kuvvet, global koordinatlarda düşey yöndeki kuvvet ve mavi ile gösterilen kuvvet ise yataydaki kuvvettir. Yatağa gelen maksimum kuvvetlerin her iki ekseninde de yanma anında 10 °KMA dolaylarında gerçekleştiği görülmektedir. Yanma sonrası küçük salınımlar yaparak değerleri fazla artış göstermemektedir. Özellikle yatağa gelen yatay yöndeki kuvvet sürekli olarak çok küçük değerlerde kalmaktadır.

Krank mili atak açısının bir tam çevrimdeki değişimi de Şekil 4.2’deki görüldüğü gibi olup beklendiği üzere yanma anında (10 °KMA) maksimum değerini almıştır. 180 °KMA egzoz başlangıcında ise pozitiften negatife inerek 270 °KMA dolaylarında maksimum negatif değerine ulaşmış ve emme başlangıcı 360 °KMA’ya kadar azalarak 360 °KMA’da negatiften pozitive geçmiştir. 450 °KMA’da ise pozitifde ikinci maksimum değerine ulaşarak 540 °KMA’da pozitiften negatife geçmiş ve daha sonra negatif yönde artış göstermiştir. Krank mili atak açısı (φ) her bir krank mili açısı için denklem (4.1) deki gibi hesaplanmış olup bir tam çevrimdeki değişimi Şekil 4.2’deki gibi gösterilmiştir.

$$\varphi = \arctan(-F_x / F_y) \quad (4.1)$$



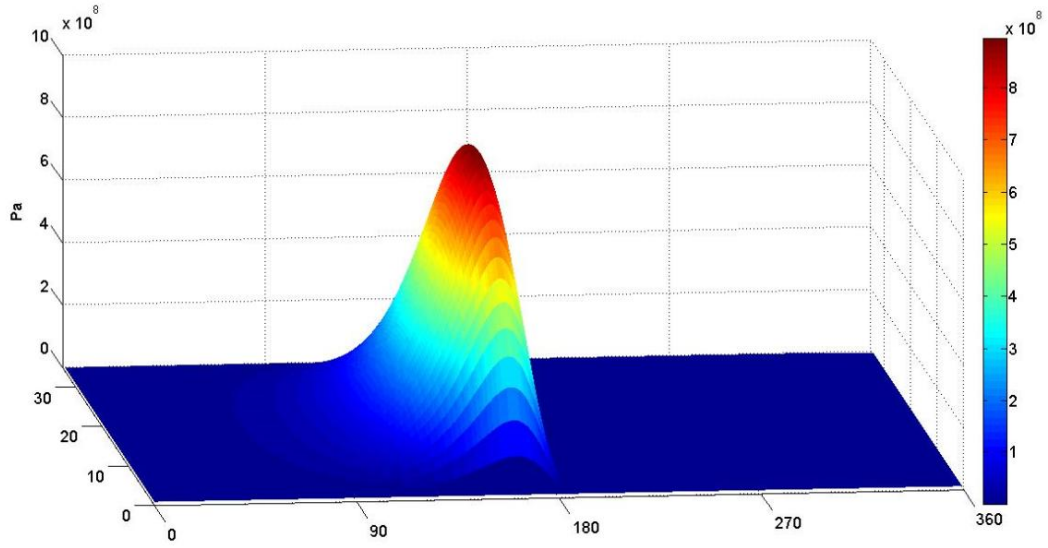
Şekil 4.2 : Atak açısının krank mili açısına göre değişimi.

4.2 Kuvvet Dengesinde Ve Reynolds Sınır Koşulunda Film Basıncı Ve Kalınlığı

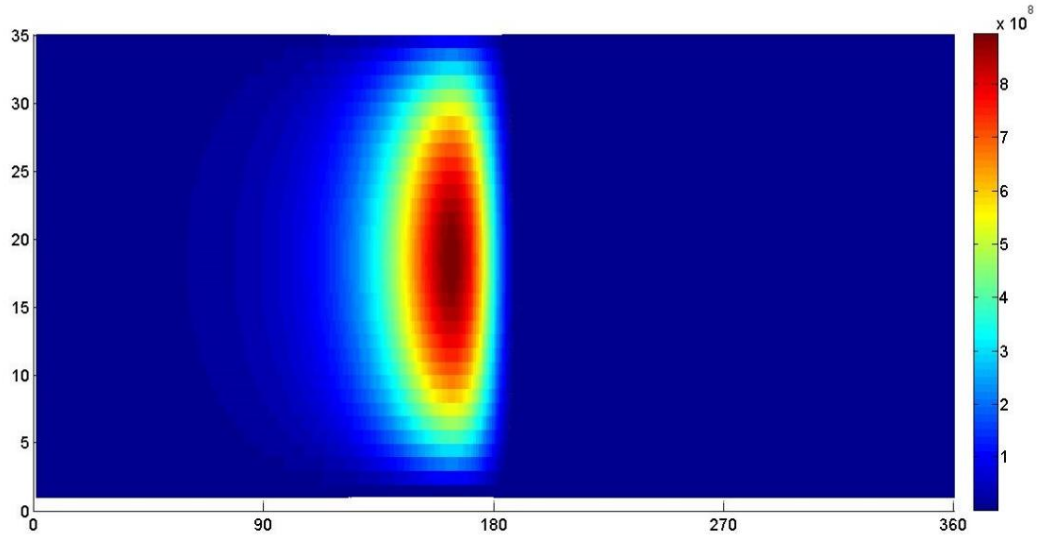
Bu bölümde MATLAB kodundaki en dıştaki kuvvet dengesi kısmı ile gerçek eksenel kaçıklık değeri ile elde edilen basınç değerleri gösterilmiş ayrıca yük taşıma yeteneği olmayan negatif kavitasyon basınçları Reynolds sınır koşulu ile ortadan kaldırılmıştır.

4.2.1 Yanma anında (10 °KMA) yağ film basıncı ve kalınlığı

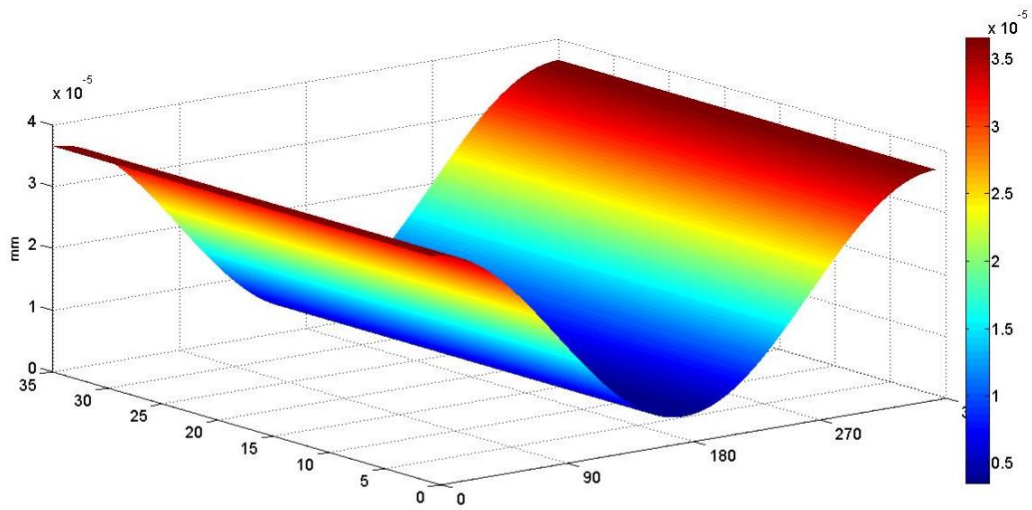
Yanma anında yanma odasından gelen basınç kuvvetleri ve piston ile biyelin atalet kuvvetleri oldukça yüksek olduğundan bu kuvvetleri dengelemeye çalışan yağ film basıncı da aşağıdaki analiz sonuçlarından görülebileceği gibi oldukça yüksek çıkmıştır. Maksimum yağ film basıncı büyüklüğünün görüldüğü bu bölge bir tam çevrimde yanmanın görüldüğü bu bölgeye denk gelmektedir. Bu bölgede maksimum basınçlara tekabül eden minimum yağ film kalınlıkları da en küçük olduğu durum olup 3.51 mikron bulunmuştur.



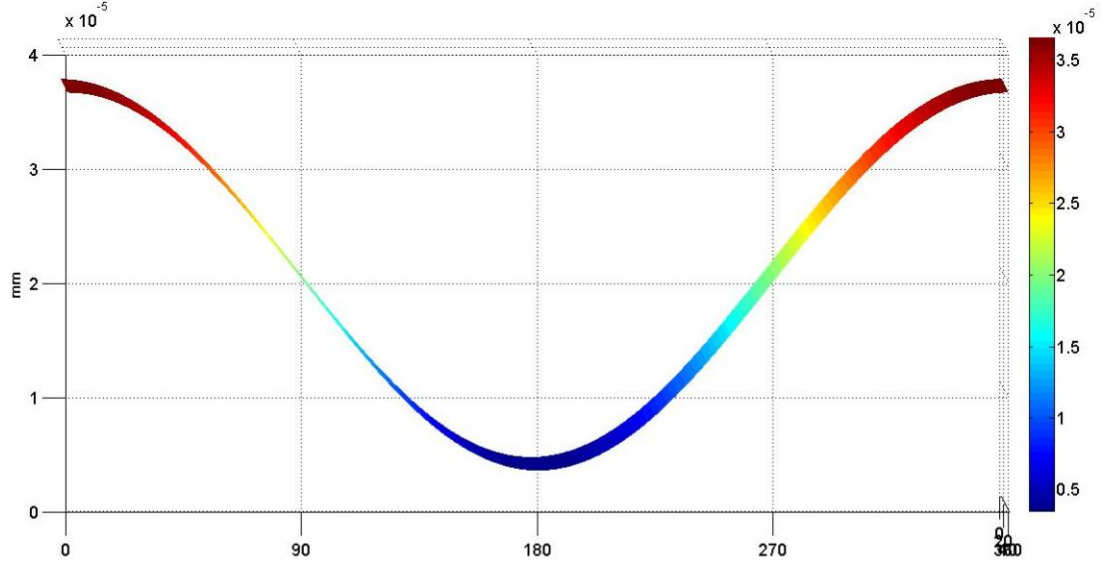
Şekil 4.3 : Yağ film basıncının 10 °KMA'daki değişimi (izometrik).



Şekil 4.4 : Yağ film basıncının 10 °KMA'daki değişimi (üstten).



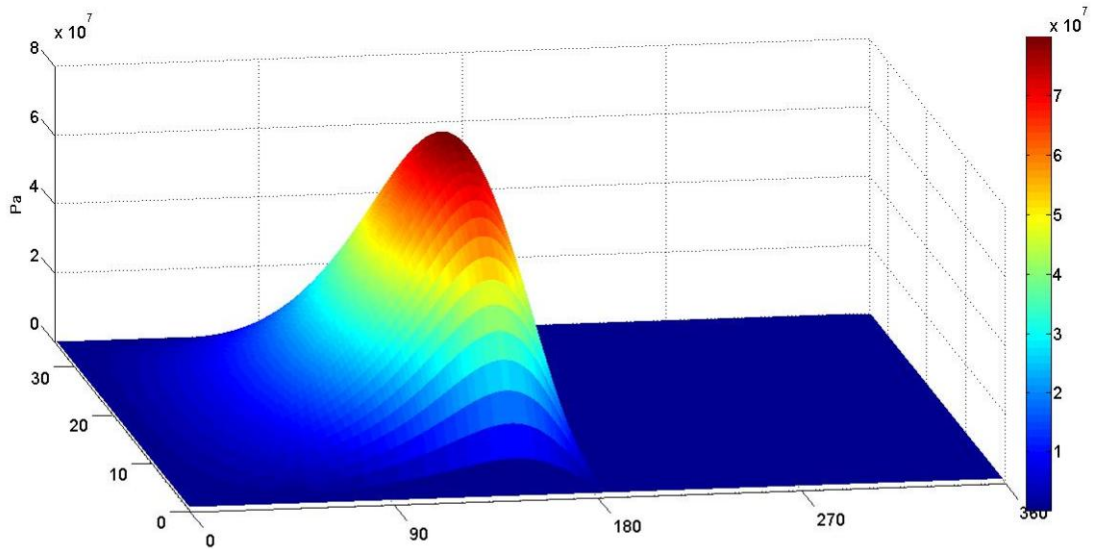
Şekil 4.5 : Yağ film kalınlığının 10 °KMA'daki değişimi (izometrik).



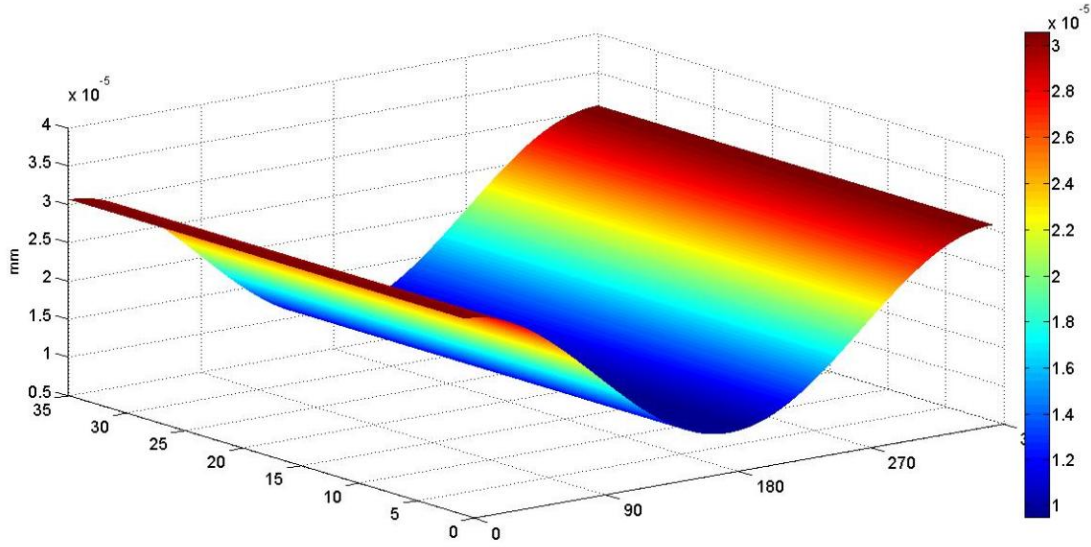
Şekil 4.6 : Yağ film kalınlığının 10 °KMA'daki değişimi (yandan).

4.2.2 Egzoz başlangıcında (180 °KMA) yağ film basıncı ve kalınlığı

Yanma tamamlandıktan sonra pistonun aşağı yöndeki hareketi ile birlikte yanma odasındaki hacim genişlemeye başlamış bunu takiben basınçlar azalmaya başlamış ve dolayısıyla basınç kuvvetleri de negatif yönde değişim göstermiştir. Genişleme sonu, egzoz başlangıcında piston ve biyel atalet kuvvetleri de düşüş göstermiştir. Bununla birlikte bu kuvveti dengelemek için yağ filmi tarafından oluşturulan basınç da azalmıştır. Şekillerden de görülebileceği gibi maksimum yağ filmi basınçları 80 MPa seviyelerine düşmüştür. Buna bağlı olarak minimum yağ filmi kalınlığı ise 9.5 mikrona yükselmiştir.



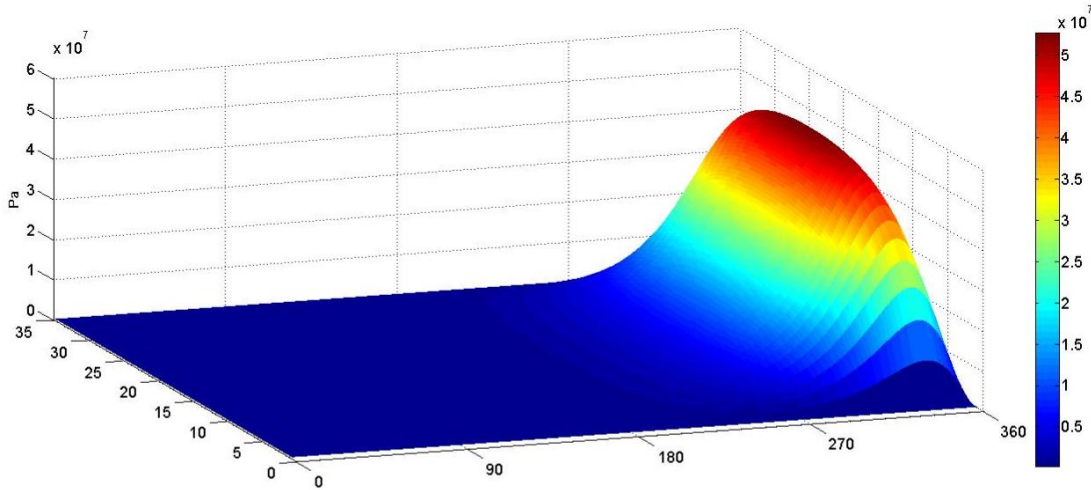
Şekil 4.7 : Yağ film basıncının 180 °KMA'daki değişimi (izometrik).



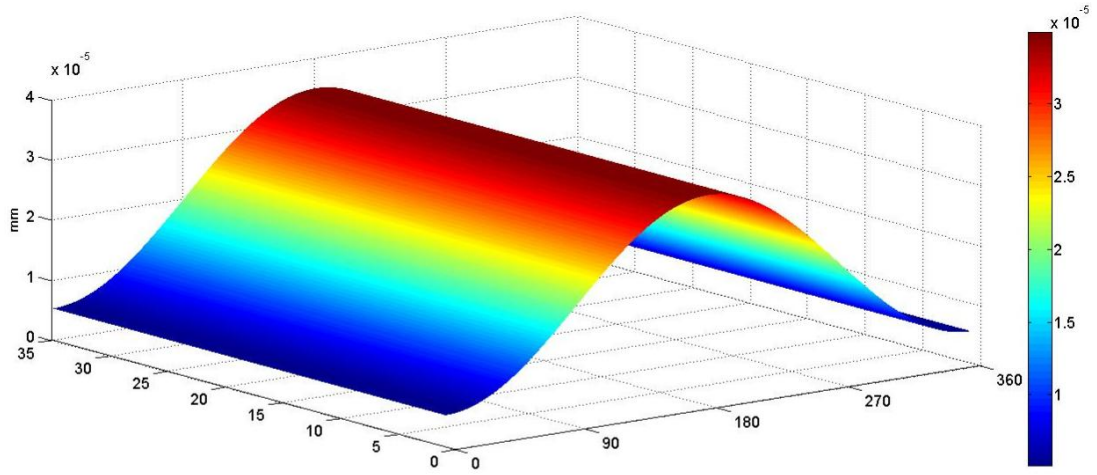
Şekil 4.8 : Yağ film kalınlığının 180 °KMA'daki değişimi (izometrik).

4.2.3 Emme başlangıcında (360 °KMA) yağ film basıncı ve kalınlığı

Emme başlangıcında yanma odasındaki basınç pozitiften negatife değişmeye başlayarak vakum ortamı nedeniyle yağ film basınçlarını düşürmüştür. Düşük yanma odası basınçları nedeniyle yağ filmine yüksek miktarlarında yük binmediğinden kavitasyon oluşmamıştır. Maksimum yağ filmi basıncı 52 MPa değerine ulaşmış, minimum yağ filmi kalınlığı ise ters tarafta oluşarak 5.5 mikron bulunmuştur.



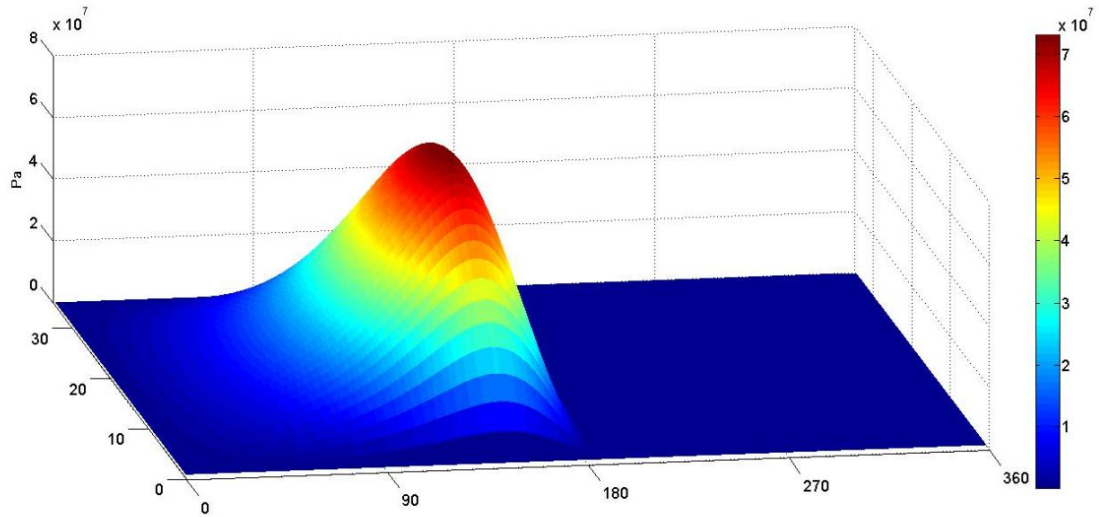
Şekil 4.9 : Yağ film basıncının 360 °KMA'daki değişimi (izometrik).



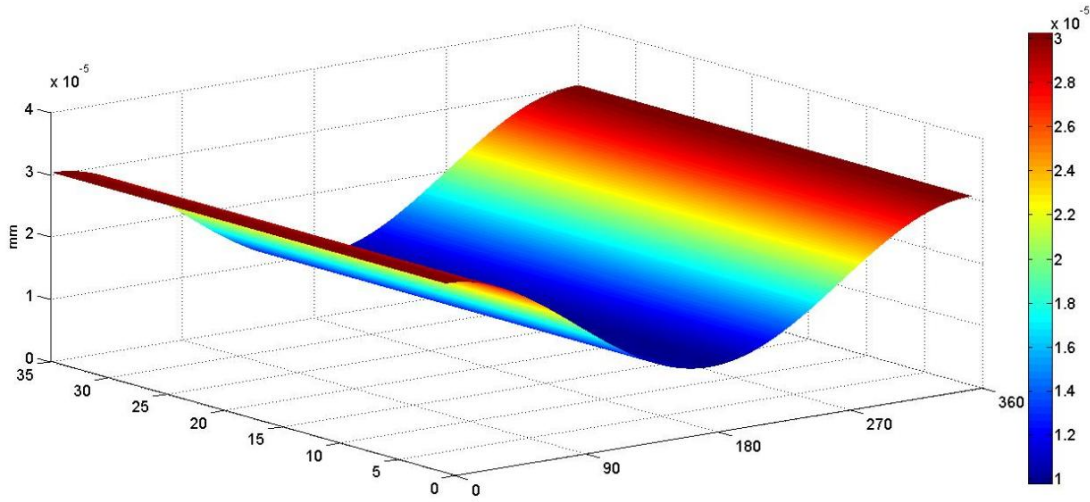
Şekil 4.10 : Yağ film kalınlığının 360 °KMA'daki değişimi (izometrik).

4.2.4 Sıkıştırma başlangıcında (540 °KMA) yağ film basıncı ve kalınlığı

Sıkıştırma başlangıcında yağ film basıncı tekrar 73 MPa seviyelerine yükselmiştir. Ayrıca minimum yağ filmi kalınlığı da emme başlangıcında 5.5 mikron iken sıkıştırma başlangıcında 9.8 mikron bulunmuştur. Maksimum yağ filmi basıncı, sıkıştırma zamanının sonlarına doğru artan yanma odası basıncı ile birlikte daha da yükselecek yanma başladığı andan itibaren merteye değiştirerek en yüksek olduğu değerlere çıkacaktır.



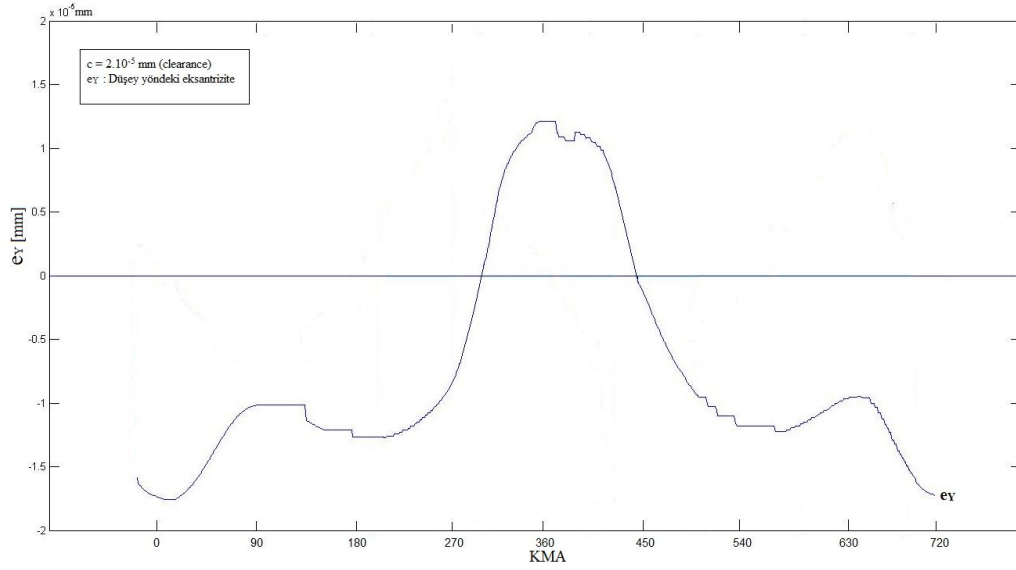
Şekil 4.11 : Yağ film basıncının 540 °KMA'daki değişimi (izometrik).



Şekil 4.12 : Yağ film kalınlığının 540 °KMA'daki değişimi (izometrik).

4.3 Düşey Yöndeki Eksenel Kaçıklığın Krank Açısına Göre Değişimi

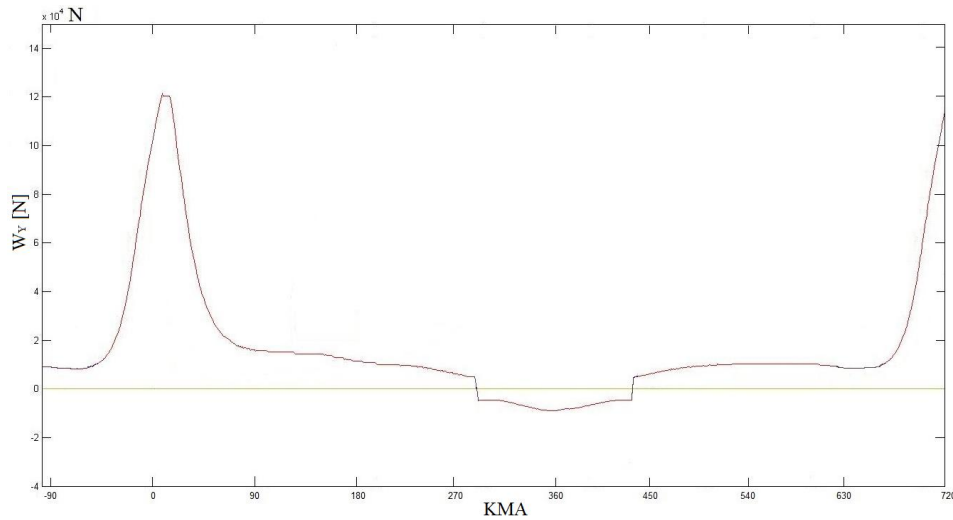
Düşey yöndeki eksenel kaçıklık hesaplanırken 3% lük bir hata oranı kullanılmış ve krank açısına göre değişimi aşağıdaki gibi elde edilmiştir. Sonuçlardan görüldüğü üzere eksenel kaçıklığın en büyük değeri yanma anında (10 °KMA'da) tesbit edilmiş olup -16.54 mikrondur. Bunun sebebi ise eksenel kaçıklığın yanma odasından gelen kuvvetler ve atalet kuvvetleri ile doğru orantılı olması ve yanma anında bu kuvvetlerin büyüklüğünün maksimum olmasıdır (Şekil4.14). Yanmadan sonra yanma odasından gelen kuvvetler hızlı bir şekilde azaldığı için eksenel kaçıklık da azalarak 300 °KMA dolaylarında işaret değiştirmekte ve emme zamanı ile birlikte zıt yönde meydana gelip tekrar artışa geçerek 360 °KMA dolaylarında pozitif bölgedeki maksimum değeri olan 12.1 mikron değerini almaktadır. Bu aralık emme zamanı olup yanma odasında düşük basınçlar nedeniyle vakum ortamı olduğu için eksen kaçıklığı da ters yönde, üst ana yatağa yakın tarafta oluşmaktadır. İşaret değiştirmesinin sebebi de budur. 360 °KMA'dan sonra ise tekrar azalmaya başlayıp 440 °KMA dolaylarında negatif bölgeye geçerek tekrar artışa geçmiştir. Eksenel kaçıklığın değişimi yağ filmi basıncı ve yanma odasından gelen basınçlar ile doğrudan bağlantılı olup yağ film kalınlığını doğrudan etkilemektedir. Özetle yanma anında yanma odasından gelen kuvvetler ve atalet kuvvetlerinin çok büyük olması nedeniyle eksenel kaçıklık artar, egzoz başlangıcı ile birlikte azalışa geçer ve emme zamanında ters yönde tekrar artış gösterir ve emmeden sıkıştırmaya kadar geçen zamanda tekrar azalır. Sıkıştırma zamanından sonra ise tekrar artış göstererek maksimum halini alır.



Şekil 4.13 : Düşey yöndeki eksenel kaçıklığın krank açısına göre değişimi.

4.4 Düşey Yöndeki Yağ Film Basınç Kuvvetinin Krank Açısına Göre Değişimi

Yağ filminin oluşturduğu basınç kuvvetinin krank mili açısına göre değişimi Şekil 4.14'deki gibi bulunmuş olup yanma anı olan 10 °KMA'da maksimum değerini almış ve yanma zamanı sona erdiğinde ani bir düşüş göstermiştir. Yağ film basınç kuvveti, yanma odasından gelen basınç kuvvetlerini ve atalet kuvvetlerini dengeleyen kuvvet olduğu için yanma odasından gelen kuvvetler ve atalet kuvvetlerinin artışı ile artar. Yanma zamanı sonrası diğer krank açılarındaki ise küçük salınımlar yaparak çok küçük değerler almıştır. Sadece 290-440 °KMA dolaylarında emme gerçekleştiği için vakum anında negatif bölgeye geçerek tekrar pozitif çıkmıştır.



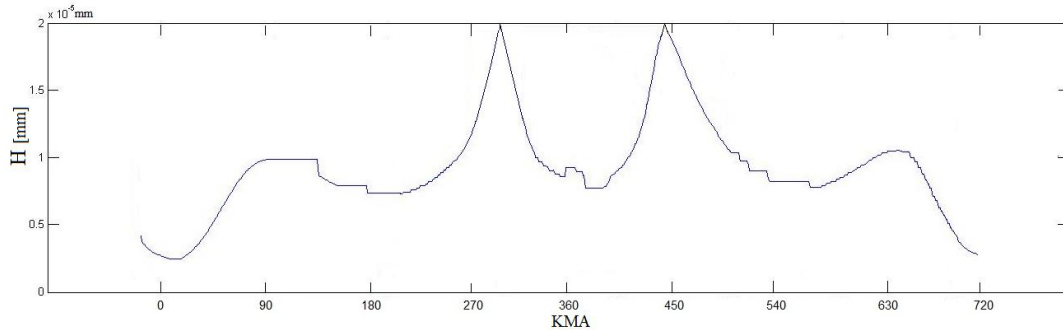
Şekil 4.14 : Düşey yöndeki yağ film basınç kuvvetinin krank açısına göre değişimi.

4.5 Yağ Film Kalınlığının Krank Açısına Göre Değişimi

Yağ film kalınlığı, krank mili ve ana yatağın eksenel kaçıklığına bağlı olup eksenel kaçıklık arttıkça azalır ve krank mili ile yatak arasındaki tolerans ile eksenel kaçıklığın farkı olarak denklem (4.2) deki gibi ifade edilir.

$$h = c - e_v \quad (4.2)$$

Şekil 4.15'den görüldüğü üzere minimum yağ film kalınlığı değeri maksimum eksenel kaçıklığın görüldüğü 10 °KMA olan yanma anında görülmektedir. Takiben eksenel kaçıklığın azalması ile birlikte 290 °KMA'ya kadar yağ film kalınlığı artmakta ve eksenel kaçıklığın 0 olduğu noktalarda yağ film kalınlığı maksimum değerine ulaşarak yatak mil arasındaki tolerans değerini almaktadır. 290 °KMA'dan sonra 360 °KMA'ya kadar azalmış ve emme zamanında tekrar artarak 450 °KMA'dan sonra azalmaya başlayarak bir sonraki çevrimde yanma anında tekrar minimum değerine dönmektedir. Dolayısıyla görülmektedir ki yağ film kalınlığı ile eksenel kaçıklık arasında ters orantı olup eksenel kaçıklığın maksimum olduğu durumlarda yağ film kalınlığı minimum halini almıştır.



Şekil 4.15 : Yağ film kalınlığının krank açısına göre değişimi.

5. SONUÇ

Bu çalışma kapsamında krank ana yataklarında yapılan hidrodinamik yağlama analiz sonuçları göstermiştir ki yatağa gelen en büyük yükler yanmanın gerçekleştiği durumda meydana gelmiştir. Aynı zamanda bu bölgede artan yüklerle birlikte yağ film kalınlığı değerlerinin de minimum ulaştığı ve genel olarak yatağa gelen yükler ile yağ film kalınlığının ters orantılı olduğu gözlemlenmiş ve sayısal değerleri ile sunulmuştur. Yanma odasından gelen kuvvetleri ve atalet kuvvetlerini dengeleyen kuvvetin yağ film basıncı tarafından sağlanan kuvvet ile dengelendiği ve bu kuvvetlerin büyüklüğü ile doğru orantılı olarak krank mili eksenel kaçıklığının da artış gösterdiği gözlemlenmiştir. Aynı şekilde krank mili eksenel kaçıklığı da yanma anında meydana gelen yüksek basınç kuvvetleri nedeniyle maksimum halini almış ve emme anında eksenel kaçıklık üst ana yatağa yakın tarafta oluşarak yön değiştirmiştir.

Bu çalışma yapılırken problemi yalın hale getirebilmek adına belli başlı kabuller yapılmıştır. Bunlar krank mili ve ana yatakta elastik şekil değiştirmelerin olmadığı kabulü, viskozitenin sıcaklığa bağlı olmadığı ve sabit olduğu kabulü, yüzey pürüzlülüğü tarafından yük taşınmadığı kabulü, sürtünme ve aşınma hesaplarının probleme dahil edilmemesidir. Bu kabul ve basitleştirmeler sonucu büyük ölçüde gerçekten saptırmamıştır fakat ilerleyen çalışmalarda sonuçların gerçeğe en yakın şekilde elde edilebilmesi adına bu yapılan kabul ve basitleştirmeler aşama aşama analize dahil edilecek ve etkileri yorumlanacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Holmberg K., Andersson P. ve Erdemir A.** (2012). Global Energy Consumption Due To Friction In Passenger Cars, *Tribology International* 47, 221–234.
- [2] **Tung S. ve McMillan M.** (2004). Automotive Tribology Overview Of Current Advances And Challenges For The Future, *Tribology International* 37 517–536.
- [3] **Taylor C.M.** (1998). Automobile Engine Tribology - Design Considerations For Efficiency And Durability, *Wear* 221, 1–8.
- [4] **Greenwood, I. A. ve Tripp, J. H.** (1971). The Contact Of Two Nominally Flat Surfaces, *Proc. IMechE.*, 185, 625-633.
- [5] **Patir, N. ve Cheng, H. S.** (1978). An Average Flow Model For Determining Effects Of Three-Dimensional Roughness On Partial Hydrodynamic Lubrication, *ASME Journal of Lubrication Technology*, 100, 12-17. Part C, 435-447.
- [6] **Patir, N. ve Cheng, H. S.** (1979). Application Of Average Flow Model To Lubrication Between Rough Sliding Surfaces, *Transactions Of ASME, Journal of Lubrication Technology*, 100, 12-17.
- [7] **Hanahashi M., Katagiri T ve Okamoto Y.** (2001). Theoretical Analysis Of Engine Bearing Considering Both Elastic Deformation and Oil Film Temperature Distribution, *SAE Technical Papers*, 2001-01-1076.
- [8] **Hiramatsu N., Ishikawa H., Katagiri T., ve Negishi H.** (2002). Experimental Study For High Specific Load Bearings in the Diesel Engine, *SAE Technical Papers*, 2002-01-0297.
- [9] **Tabrizi A.A. ve Kakaei A.H.** (2009). Different Simulation Models Of Connecting Rod Hydrodynamic Bearing, *SAE Technical Papers*, 2009-01-1863.
- [10] **Sun J., Zhao X ve Wang H.** (2011). Lubrication Analysis Of Crankshaft Bearing Considering Crankshaft Deformation, *SAE Technical Papers*, 2011-01-0613.
- [11] **Wang D., Mian O., Merritt D., Praca M. ve Zhu G.** (2008) ElastoHydrodynamic Lubrication Analysis And Wear Prediction For A Connecting Rod Small-End Bush And Piston Pin Interface, *SAE Technical Papers*, 2008-36-0068.
- [12] **Sato K., Makino K. ve Machida K.** (2002) A Study Of Oil Film Pressure Distribution On Connecting Rods Big Ends, *SAE Technical Papers*, 2002-01-0296.

- [13] **Ozasa T., Niizeki M., Sakurai S. ve Suzuki S.** (2011). Lubrication Analysis Of A Con-Rod Bearing Using A Cycle Simulation Of Gasoline Engines With A/F Variation, *SAE Technical Papers*, SAE 2011-01-211.
- [14] **Budynas ve Nisbett,** (2008) Shigley's Mechanical Engineering Design, The McGraw–Hill Companies, Eighth Edition, Chapter 12.
- [15] **Priest, M., Dowson, D. ve Taylor, C. M.** (2000). Theoretical Modelling Of Cavitation In Piston Ring Lubrication, *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, 214.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad : Önder Çağlayan

Doğum Yeri ve Tarihi : Denizli, 30/10/1988

E-Posta : ondercaglayan.ytu@gmail.com

Lisans : Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği

Öğrenim Durumu :

Lisans : 2008-2011 – Yıldız Teknik Üniversitesi – Makine Müh.

Y. Lisans : 2011-2014 – İstanbul Teknik Üniversitesi – Otomotiv Müh.

Mesleki Deneyim :

2012 Mart- ... : Ford Otosan Ürün Geliştirme Mühendisliği – Baz Motor