

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PİSTON GRUBU SÜRTÜNME KAYIPLARININ AZALTILMASI
İLE TAŞIT YAKIT EKONOMİSİ İYİLEŞTİRME
POTANSİYELİNİN ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Burak META

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

TEMMUZ 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PİSTON GRUBU SÜRTÜNME KAYIPLARININ AZALTILMASI
İLE TAŞIT YAKIT EKONOMİSİ İYİLEŞTİRME
POTANSİYELİNİN ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Burak META
503071723**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Doç.Dr. Özgen AKALIN

TEMMUZ 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503071723 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Burak Meta, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **“PİSTON GRUBU SÜRTÜNME KAYIPLARININ AZALTILMASI İLE TAŞIT YAKIT EKONOMİSİ İYİLEŞTİRME POTANSİYELİNİN ANALİZİ”** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

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

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Muammer Özkan**
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. O. Akın Kutlar
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **05 Temmuz 2012**
Savunma Tarihi : **12 Temmuz 2012**

Aileme,

ÖNSÖZ

Tez çalışmam sırasında bana zaman ayıran, öneri ve yardımları ile bana yol gösteren tez danışmanım Sayın Doç.Dr Özgen AKALIN'a, yüksek lisans tezim kapsamında kullandığım bilgisayar ile ilgili her türlü sorunumda bana destek olan Özgür GÜNELSU'ya teşekkür ederim. Maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen anne ve babama teşekkür ederim.

Temmuz 2012

Burak Meta
(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 Tezin Amacı.....	4
1.2 Literatür Araştırması	4
2. TEORİ	17
2.1 Piston Segmanları.....	17
2.1.1 Piston segmanlarının ana fonksiyonları.....	18
2.1.2 Segman kategorileri.....	19
2.1.2.1 Kompresyon segmanı.....	19
2.1.2.2 Yağ kontrol segmanları.....	21
2.1.3 Piston segmanlarının sızdırmazlık yetenekleri.....	21
2.1.3.1 Uyumluluk.....	21
2.1.3.2 Karşılıklı yüzey etkileri.....	22
2.1.4 Piston segman malzemeleri ve kaplamaları	22
2.2 Piston Eteği ve Segman Yuvası	23
2.2.1 Piston çeşitleri ve geometrileri.....	23
2.2.2 Piston etek malzemeleri	25
2.2.3 Piston etek malzemeleri	27
2.3 Yağlama ve Yağlama Rejimleri	27
2.3.1 Yağlama rejimleri.....	28
2.3.1.1 Sınır yağlama.....	29
2.3.1.2 Karma yağlama.....	30
2.3.1.3 Hidrodinamik yağlama.....	31
2.3.1.4 Elastohidrodinamik yağlama.....	33
2.3.2 Motor yağları.....	33
2.3.2.1 Motor yağlarının sınıflandırılması.....	34
2.4 Piston Segmanı ve Piston Eteği Yağlaması	38
2.4.1 Yağ kaynağı	38
2.4.1.1 Piston çeşitleri	38
2.4.1.2 Yağ tedariği	38
2.4.1.3 Yağ taşıma mekanizmaları.....	39
2.4.2 Yağ film kalınlığı hesapları	39
2.5 Motor Kaplamaları	41
2.5.1 Motora uygulanan kaplamaların faydaları	42
2.5.2 Kaplama türleri.....	42

2.5.2.1 Termal bariyer amaçlı kaplamalar.....	42
2.5.2.2 Düşük sürtünme amaçlı kaplamalar	44
2.5.2.3 Düşük sürtünmeli katı yağlayıcı materyaller	45
2.5.3 Kaplama teknikleri	48
2.5.3.1 Termal spreyci kaplamalar	48
2.5.3.2 Elektrokimyasal kaplamalar.....	51
2.5.3.3 Vakum metotları.....	52
2.5.4 Motor parçalarına uygulanan kaplamalar.....	52
2.5.4.1 Pistonlara uygulanan kaplamalar	52
2.5.4.2 Segmanlara uygulanan kaplamalar.....	53
2.5.4.3 Silindir gömleklerine uygulanan kaplamalar	53
2.6 AVL EXCITE piston hareketi modülü.....	54
2.6.1 Genel bilgiler	54
2.6.2 Önişlemler ve data girişi.....	55
2.6.3 Simülasyon modeli.....	56
2.6.4 Korunum denklemleri	57
2.7 Piston Segman Dinamiği	61
2.7.1 Giriş verileri.....	61
2.7.2 Simülasyon modeli ve kabuller.....	62
2.7.3 Segman dinamiği korunum denklemleri	62
2.7.4 Segman yüzeyinde hidrodinamik temas ve pürüz teması	63
2.7.5 Pürüz Teması Modeli	65
2.8 Taşıta Etki Eden Hareket Dirençleri	66
2.8.1 Yuvarlanma Direnci (WR)	66
2.8.2 Hava Direnci (WL)	68
2.8.3 Yokuş Direnci (WS).....	69
2.8.4 İvme Direnci (WB)	70
3. MODEL	71
4. ANALİZ SONUÇLARI	79
5. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ VE GELECEK	
ÇALIŞMALARA AKTARILACAKLAR	89
KAYNAKLAR.....	91
ÖZGEÇMİŞ.....	95

KISALTMALAR

ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
AÖN	: Alt Ölü Nokta
SAE	: Society of Automobile Engineers
TBK	: Termal Bariyer Kaplamalar
PTFE	: Polytetrafluoroethylene
HVOF	: High Velocity Oxygen Fuel Thermal Spray Process
PVD	: Fiziksel Buhar Biriktirme
CVD	: Kimyasal Buhar Biriktirme

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Motor yağlarının 100°C’da viskozite değerleri	35
Çizelge 2.2 : Katı yağlayıcı özelliği gösteren materyaller ve sürtünme katsayıları ..	45
Çizelge 2.3 : Çeşitli zemin koşullarının yuvarlanma direnç katsayıları	68
Çizelge 2.4 : Araç tiplerine göre projeksiyon alanları	69
Çizelge 2.5 : Araç tiplerine göre aerodinamik direnç katsayıları	69
Çizelge 3.1 : Modelde kullanılan motorun genel özellikleri	72
Çizelge 3.2 : Modelde kullanılan taşıtın genel özellikleri	76
Çizelge 4.1 : 10W40 yağı ve $\mu=0,1$ sınır sürtünme katsayısı ile sürtünme ile kaybedilen güç miktarları	83
Çizelge 4.2 : 10W40 yağı ve $\mu=0,06$ sınır sürtünme katsayısı ile sürtünme ile kaybedilen güç miktarları ve standart motor şartına göre % güç kazancı	84
Çizelge 4.3 : 0W20 yağı ve $\mu=0,1$ sınır sürtünme katsayısı ile sürtünme ile kaybedilen güç miktarları ve standart motor şartına göre % güç kazancı	85
Çizelge 4.4 : Test şartlarında taşıtın tükettiği yakıt miktarları	87

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Motorda toplam enerji dağılımı.....	2
Şekil 1.2 : Toplam motor mekanik sürtünmesi dağılımı	3
Şekil 1.3 : Piston/segman/biyel sürtünmesi dağılımı	3
Şekil 1.4 : Yağ viskozitesi ve sürtünme düzenleyicinin piston-segman montajı sürtünmelerine etkileri	8
Şekil 1.5 : Segman alıştırma süreci öncesi yağ viskozitesi ve sürtünme düzenleyicinin piston-segman montajı sürtünmelerine etkileri	9
Şekil 1.6 : 70 Saatlik alıştırma süreci sonrası yağ viskozitesi ve sürtünme düzenleyicinin piston-segman montajı sürtünmelerine etkileri	9
Şekil 1.7 : Alıştırma öncesi ve sonrasında piston-segman montajı sürtünmeleri	10
Şekil 1.8 : Test sistemi.....	11
Şekil 1.9 : (a) Yağ film kalınlıkları, (b) Yüzey pürüzlülükleri tarafından taşınan yükler, (c) Yağ filmi tarafından taşınan yükler, (d) Kavitasyonun başladığı bölgeler.....	12
Şekil 1.10 : Sürtünme katsayısının krank mili açısına göre değişimi	13
Şekil 1.11 : Normal yüklerin sürtünme katsayısına etkisi	13
Şekil 1.12 : Sıcaklığın yağ film kalınlığına, yüzey pürüzlülükleri ve yağ filmi tarafından taşınan yüklere, kavitasyonun başladığı bölgelere etkisi	14
Şekil 1.13 : Yüzey pürüzlülüklerinin sürtünme katsayısına etkisi	14
Şekil 2.1 : Piston ve piston segmanları.....	18
Şekil 2.2 : Kompresyon segman kesitleri	20
Şekil 2.3 : Pahlı segman kesitleri	20
Şekil 2.4 : Kama şekilli segman kesitleri.....	20
Şekil 2.5 : Kompresyon ve yağ kontrol segman kesitleri	20
Şekil 2.6 : İki parçalı kompozit piston (sol), Tek parça sfero döküm piston (sağ)	24
Şekil 2.7 : Karma yağlama modeli	30
Şekil 2.8 : Spesifik yağlanmış motor parçaları ile ilişkilendirilmiş, geleneksel yağlama rejimlerini gösteren Stribeck diyagramı.....	32
Şekil 2.9 : Stribeck diyagramı.....	33
Şekil 2.10 : Viskozite- sıcaklık grafiği.....	35
Şekil 2.11 : Viskozite indeks arttırıcılar	36
Şekil 2.12 : Tek dereceli ve çok dereceli yağların viskozite- sıcaklık karakteristikleri	37
Şekil 2.13 : Grafitin bağ yapısı	46
Şekil 2.14 : Molibden disülfidin (MoS ₂) bağ yapısı.....	46
Şekil 2.15 : Bor nitrürün (h-BN) bağ yapısı	47
Şekil 2.16 : Alevle toz püskürtme	49
Şekil 2.17 : Plazma sprej kaplama yöntemi	50
Şekil 2.18 : Elektrik arkı ile tel ergitme sistemi.....	51
Şekil 2.19 : Krank mekanizması	57
Şekil 2.20 : Piston gövdesine etkiyen kuvvetler ve momentum	59

Şekil 2.21 :	Biyel üzerine etkiyen kuvvetler ve momentum	60
Şekil 2.22 :	Piston segmanına etkiyen kuvvetler	62
Şekil 2.23 :	Yağın segman yüzeyinde hareketi ve basınç değişimleri	64
Şekil 2.24 :	Segman hareketinde segman ve dolgu yükseklikleri	65
Şekil 2.25 :	Tekerlek hareketi denge denklemi	67
Şekil 2.26 :	Çıkış eğimli yolda taşıta etki eden yokuş direnç kuvveti	69
Şekil 2.27 :	Taşıt ivme dirençleri.....	70
Şekil 3.1 :	Piston grubu modeli.....	71
Şekil 3.2 :	1.Segman geometrisi	72
Şekil 3.3 :	2.Segman geometrisi	73
Şekil 3.4 :	Yağ segman geometrisi.	73
Şekil 3.5 :	SAE 0W20 yağının viskozite- sıcaklık değişim grafiği	74
Şekil 3.6 :	SAE 10W40 yağının viskozite- sıcaklık değişim grafiği.	74
Şekil 3.7 :	Kaplamalı ve kaplamasız piston segman stribeck diyagramı	75
Şekil 3.8 :	Avrupa şehir dışı çevrimi.....	76
Şekil 3.9 :	Taşıt yakıt tüketim haritası	77
Şekil 4.1 :	a) 4000 dev/dak hız ve %100 yükte b) 1000 dev/dak hız ve %100 yükte c) 4000 dev/dak hız ve %25 yükte d) 1000 dev/dak hız ve %25 yükte üst segman sürtünme kuvvetlerinin krank mili açısına göre değişimi	79
Şekil 4.2 :	a) 4000 dev/dak hız ve %100 yükte b) 1000 dev/dak hız ve %100 yükte c) 4000 dev/dak hız ve %25 yükte d) 1000 dev/dak hız ve %25 yükte 2. segman sürtünme kuvvetlerinin krank mili açısına göre değişimi	80
Şekil 4.3 :	a) 4000 dev/dak hız ve %100 yükte b) 1000 dev/dak hız ve %100 yükte c) 4000 dev/dak hız ve %25 yükte d) 1000 dev/dak hız ve %25 yükte yağ segmanı sürtünme kuvvetlerinin krank mili açısına göre değişimi	80
Şekil 4.4 :	a) 4000 dev/dak hız ve %100 yükte b) 1000 dev/dak hız ve %100 yükte c) 4000 dev/dak hız ve %25 yükte d) 1000 dev/dak hız ve %25 yükte piston eteği sürtünme kuvvetlerinin krank mili açısına göre değişimi	81
Şekil 4.5 :	a) 4000 dev/dak hız ve %100 yükte b) 1000 dev/dak hız ve %100 yükte c) 4000 dev/dak hız ve %25 yükte d) 1000 dev/dak hız ve %25 yükte segmanlarda sürtünme ile kaybedilen gücün krank mili açısına göre değişimi	81
Şekil 4.6 :	a) 4000 dev/dak hız ve %100 yükte b) 1000 dev/dak hız ve %100 yükte c) 4000 dev/dak hız ve %25 yükte d) 1000 dev/dak hız ve %25 yükte piston eteğinde sürtünme ile kaybedilen gücün krank mili açısına göre değişimi	82
Şekil 4.7 :	Kaplamanın etkisi ile güncellenmiş taşıt yakıt tüketim haritası	86
Şekil 4.8 :	Viskozitenin etkisi ile güncellenmiş taşıt yakıt tüketim haritası.....	86
Şekil 4.9 :	Standart ve kaplamanın etkisi ile güncellenmiş taşıt yakıt tüketim haritaları	87
Şekil 4.10 :	Standart ve viskozitenin etkisi ile güncellenmiş taşıt yakıt tüketim haritaları.....	87
Şekil 4.11 :	Avrupa şehir dışı çevriminde taşıtın yakıt tüketim haritasında çalıştığı bölgeler.....	88
Şekil 4.12 :	Avrupa şehir içi çevriminde taşıtın yakıt tüketim haritasında çalıştığı bölgeler.....	88

PİSTON GRUBU SÜRTÜNME KAYIPLARININ AZALTILMASI İLE TAŞIT YAKIT EKONOMİSİ İYİLEŞTİRME POTANSİYELİNİN ANALİZİ

ÖZET

İçten yanmalı motorların toplam güç kaybının önemli bir kısmı sürtünmeden kaynaklanmaktadır ve yapılan araştırmalarda yaygın olarak rapor edildiği gibi güç kayıplarının neredeyse yarısı piston grubu sürtünmelerinden kaynaklanmaktadır. Piston segmanları ve piston etekleri genellikle karma yağlama rejiminde çalışmaktadır. Karma yağlama rejiminde temas yükleri hem hidrodinamik akışkan film basıncı hem de yüzey pürüzlülükleri tarafından taşınmaktadır. Yüksek yağ viskozitesi hidrodinamik yağlama rejimi eğilimini artırmaktadır. Düşük hızlardaki ve aşırı yüklü şartlardaki yük taşıma kapasitesini artırır. Yüksek yağ viskozitesi yüksek yağlayıcı film kalınlığına neden olmaktadır. Yağ film kalınlığının artması ile yağlayıcının içindeki kesme kuvvetleri artmaktadır ve bunun sonucu olarak yakıt tüketiminin de artması beklenebilir. Yağlayıcı film kalınlıklarının maksimum değerde olduğu strokun orta kesimlerinde genellikle yağlama hidrodinamik rejim göstermektedir. Strokun orta kesiminde piston hızları yüksektir ve bu neden ile bu bölgedeki sürtünme kuvvetleri önemli ölçüde güç kayıplarına neden olmaktadır. Diğer taraftan, üst ölü nokta yakınında gaz basınçları maksimum değerlerine ulaşmaktadır ve bu bölgede piston hızları çok düşüktür. Üst ölü noktada yağ film kalınlıkları önemli ölçüde azalmaktadır ve metal metale temas nedeni ile sürtünme kuvvetleri kesin bir artış göstermektedir. Üst ölü nokta çevresinde düşük sürtünmeli katı yağlayıcı yüzey kaplamaları ve sürtünme düzenleyici katkılar önemli bir rol oynarlar. Ancak düşük piston hızları nedeni ile elde edilen güç kayıpları nispeten daha düşük olmaktadır.

Bu tez çalışmasında çeşitli yağ viskozitelerinin ve sınır sürtünme katsayılarının toplam taşıt yakıt tüketim değerlerine etkilerini anlamak amacı ile 2.2 litre dört silindirli dizel motoru için AVL EXCITE piston segman modülü kullanılarak kapsamlı bir silindir gömleği ve piston-segman paketi modeli geliştirilmiştir. Kompresyon segmanları, yağ segmanı ve piston eteğinden kaynaklanan sürtünme kuvvetleri hesaplanmıştır. Çeşitli yükleme koşulları ve motor hızları için piston segman paketi sürtünmelerinden kaynaklanan güç kayıpları hesaplanmıştır. Düşük ve yüksek viskozite dereceli yağlayıcılar ve piston ve segman kaplamaları için azaltılmış sınır sürtünme katsayıları gibi birkaç örnek çalışma için güç kayıpları hesaplanmıştır. Her örnek çalışma için yeni yakıt tüketim haritaları oluşturulmuştur. Elde edilen yakıt tüketim haritaları AVL CRUISE programına girilmiştir. Programda örneklenen hafif ticari araç için Avrupa şehir dışı çevrimindeki ortalama yakıt tüketimleri hesaplanmıştır. Kaplamaların ve düşük viskoziteli yağların yakıt tüketimini azaltma potansiyeli detaylı olarak incelenmiştir.

Modellerden elde edilen sonuçlara göre yüksek sürtünme kuvvetlerinin olduğu üst ve alt ölü noktalar çevresinde düşük viskoziteli yağ kullanıldığında yağ filminde incelme ve kopmalar oluşmakta yükler yağ filmi yerine yüzey pürüzlülükleri tarafından taşınmaya başlamaktadır. Sürtünme kuvvetleri de bu neden ile

artmaktadır. Hidrodinamik yağlama rejiminin görüldüğü strokun orta kesimlerinde viskozitenin düşmesi ile sürtünme kuvvetleri azalmıştır. Toplamda sürtünme kuvvetlerinde artış görülmektedir. Bu nedenler ile sürtünmeden kaynaklanan güç kayıpları ve taşıtın yakıt tüketim değeri artmaktadır.

Üst ve alt ölü noktalar çevresinde yağlama rejimi karma yağlama olduğundan ve kaplamanın etkisi ile birlikte sınır sürtünme katsayısının düşmesinden dolayı bu bölgelerde standart motor şartlarına göre daha düşük sürtünme kuvvetleri oluşmuştur. Sürtünme kuvvetlerinin azalması ile birlikte sürtünmeden kaynaklanan güç kayıpları ve taşıtın yakıt tüketim değeri azalmıştır.

ANALYSIS OF VEHICLE FUEL ECONOMY IMPROVEMENT POTENTIAL VIA PISTON ASSEMBLY FRICTION LOSS REDUCTION

SUMMARY

A significant part of total power loss in an internal combustion engine is due to friction and it is widely reported in the literature that nearly half of this power loss is due to piston assembly friction. There are three different friction regimes. When the lubricant is able to separate the surfaces, the friction is considerably less in comparison with the situations at which the surfaces are in direct contact. If the surfaces are separated by fluid film due to relative motion, the lubrication mechanism is called hydrodynamic lubrication (HL). A very important aspect in the tribo-system is the roughness of the surfaces. The roughness may influence the transition between the friction situation when the surfaces have direct contact (Boundary Lubrication regime, BL) and the friction situation when the surfaces are separated by the lubricant (HL). The transition between the previously mentioned lubrication regimes is called Mixed Lubrication (ML).

When the sliding velocity between two surfaces in contact is high, due to the hydrodynamic effects, the two surfaces are fully separated by the lubricant. In this situation, the pressure of the fluid in the contact is high enough to separate the surfaces (HL regime) and the friction coefficient is governed by lubricant properties and is typically of the order of 0,01.

When the velocity decreases, the pressure of the fluid in the contact decreases and consequently the asperities of the surfaces start to touch each other and part of the load is carried by the asperities, which leads to an increase in the friction. In this situation, the friction is carried out by the shear between the interacting asperities as well as by the shear of the lubricant. The lubrication regime in this region is called mixed lubrication (ML). Decreasing the sliding velocity further, the pressure of the lubricant at the contact region approaches to the ambient pressure and the total normal load is carried by the interacting asperities. The lubrication regime is called boundary lubrication (BL).

In the BL-regime, the friction is controlled by the shear stress of the boundary layers built on the surfaces of the solid bodies. The friction coefficient in this regime is around 0,1. When the boundary layer on the solid bodies cannot be formed on the surfaces, the coefficient of friction in the BL regime approaches the dry value (e.g. 0,4-1,0), while for boundary layer surfaces it is in the order of 0,1-0,15. Boundary lubrication usually occurs under high-load and low-speed conditions in machine components such as bearings, gears and traction drives. It is the regime, which controls the lifetime of the mechanical system.

Piston rings and piston skirts usually operate in mixed lubrication regime where contact load is carried by both hydrodynamic fluid film pressure and asperity contact load. While high oil viscosity increase the tendency to develop hydrodynamic lubrication and load carrying capacity in low speed and highly loaded contacts; high

oil viscosity cause high lubricant film thickness, increased shear forces inside the lubricant and results in increased fuel consumption.

Hydrodynamic lubrication usually occurs in the mid-stroke where the lubricant film thickness is at its maximum value; due to high piston speed in this range, friction force results in significant power loss. On the other hand, near the top-dead-center where the gas pressure reaches its maximum value and the piston speed is very low, lubricant film thickness decreases and friction force increases sharply due to metal-to-metal asperity contacts. Low friction and solid lubricant surface coatings and friction modifier additives play a major role in this case. However, resulting power loss is relatively lower due to low piston speed.

Lubrication conditions at ring/liner contacts strongly depend on the oil quality, the oil transport, interaction of nearby rings, surface materials, surface quality and texture in terms of honing, sliding velocity and transients, ring radial force and transients, and the contact geometry and its variations due to ring twist, axial and radial motion of the ring and cylinder bore deformation. For advanced computer simulation of the lubrication conditions of the ring/liner contact, most of the above parameters can nowadays be taken into consideration, with the interactions of the complete piston ring pack and oil starvation issues as recent and highly relevant features. Measurements of the oil thickness in the ring/liner contact provide a valuable tool for the tribological analyses of the ring-pack lubrication conditions. The thinnest oil films occur in the vicinity of the dead centres, in particular the TDC. As oil entrains into the exhaust gases and thus increases the emissions, the tightening exhaust emission legislation causes a general pressure to reduce the oil film thickness in the ring/liner contact.

The coefficient of friction and the friction force between the respective components of the piston assembly against the cylinder liner reflect the energy consumption of the oscillating components, indicate the probability for wear of the sliding surfaces, and reflect the lubrication conditions at the respective position of the piston. Near the reversal points of the piston motion, where the sliding velocity is at its lowest, the coefficient of friction reaches its maximum values, particularly at TDC locations where the combustion pressure rises to its maximum level. Owing to the above preconditions, the ring and liner contact operates under conditions of boundary or mixed lubrication near the dead centres and hydrodynamic lubrication at the mid-stroke regions of the piston motion. Soft coatings, with the mission of reducing the friction under conditions of boundary lubrication, are applied onto the piston skirts and occasionally onto rings for reducing friction during the running-in stage.

In order to understand the effects of various lubricant viscosities and boundary friction coefficients on total vehicle fuel consumption, a comprehensive power cylinder and piston ring pack model have been developed for a 2,2 Liter - four cylinder diesel engine using AVL-EXCITE Piston Movement and Ring Dynamics modules. Piston Movement module serves to determine characteristics of the movement of pistons in internal combustion engines. The piston motion consists of oscillation on one-hand, tilting and radial motions in the clearance between piston and liner on the other. The movement of the piston is simulated in a thrust to anti thrust side plane of the liner. The calculation is carried out considering forces due to gas load, inertia, friction and the elasticity of the piston structure. Frictional characteristics between piston and liner, at the con-rod bearings and between ring and ring groove side considered by using friction functions according to Stribeck.

The Piston Movement Module results serve as input for post processing in order to calculate piston ring dynamics.

AVL EXCITE Piston Ring Dynamics Module is used to analyze effects of design modifications of piston and piston rings in view of friction values. For the determination of the dynamic loads upon the rings, the Piston Ring Dynamics Module considers forces and moments due to inertia, friction and the flow of the gas from the combustion chamber through the inter-ring volumes into the sump. The program uses the results from piston slap calculation as input, which is pre calculated for the piston in Piston Movement Module. The calculation is carried out by the solution of the equations of motion by considering equilibrium conditions of moments and forces for each ring. The solution leading to the dynamic components of motion of the rings is carried out by means of explicit integration methods in time domain. In order to determine the hydrodynamic pressure distribution between the ring running surface and liner, Reynolds Equation is solved iteratively in each time step. The results in time domain are converted to tables over crank angle.

For 2,2 Liter four cylinder diesel engine model, friction forces caused by the compression rings, oil rings and piston skirts are calculated. Power losses due piston ring pack friction are calculated for various engine speed and loading conditions. Power losses have been calculated for several case studies such as low and high viscosity grade lubricants and reduced boundary friction coefficients for engine coating. New fuel consumption maps are generated for each case study and used in AVL CRUISE model to calculate the overall fuel consumption of a light duty commercial vehicle in European highway cycle. For different vehicle loading conditions calculations are repeated. Fuel consumption reduction potential using low viscosity grade oils and engine coatings are discussed in detail.

As initial condition, piston-ring model run with 10W40 multi-grade oil. Friction forces from two compression ring, oil control ring and piston skirt for thrust and anti-thrust side are calculated according to crank angle. Piston velocity according to crank angle is calculated also. Friction forces are multiplied with piston velocity and instantaneous power losses due to piston ring pack friction are calculated. AVL Cruise model is runned in European highway cycle and fuel consumptions are calculated.

Model runs again with 0W20 multi-grade oil to see the effects of viscosity. With new power losses, datas fuel consumption map is modified. AVL Cruise model run with new fuel consumption map and fuel consumptions are calculated. According to the results of the models, at top and bottom dead centers friction force are high and with using low-viscosity oils, oil film thickness is decreased and oil film is braked off at that areas. Because of low oil film thickness and oil film rupture, most part of the contact loads are carried by asperity and friction forces are increased. With the increased friction forces power losses due to piston ring pack is increased also. Hydrodynamic lubrication occurred in the mid-stroke and oil film thicknesses are increased with using low-viscosity oils, friction forces are decreased but in total friction, forces are increased with low-viscosity oils. With higher friction forces, power losses due to friction force and overall fuel consumption of a light duty commercial vehicle are increased.

Model run with 0,1 boundary friction coefficient for piston skirt, compression rings and oil ring as initial condition and to see boundary friction coefficients effects on total vehicle fuel consumption model run again with 0,06 boundary friction

coefficient. With new power losses data fuel consumption map is modified. AVL Cruise model run with new fuel consumption map and fuel consumptions are calculated. With coating surface roughness are decreased. At top dead center and bottom dead center engine works in mixed lubrication regime. In mixed lubrication regime with decreased surface roughness, friction forces are decreased. With decreased friction forces, power losses due to friction are decreased. Light duty commercial vehicle overall fuel consumptions are decreased accordingly.

In this study, effects of other engine components on power losses due to friction forces and fuel consumptions are not investigated. With calculating engine bearing friction forces and crankshaft frictions effects of low and high viscosity grade lubricants and reduced boundary friction coefficients on crank mechanism, overall friction forces and vehicle fuel consumptions can be calculated.

1. GİRİŞ

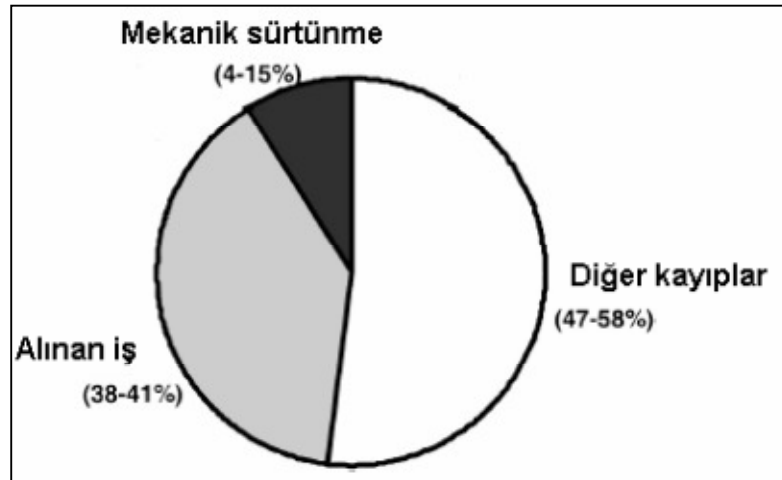
Günümüzde petrol ve otomotiv sanayisi zorlu uluslararası rekabet, devletlerin yeni yürürlüğe koydukları regülasyonlar ve çok hızlı gelişen teknoloji ile karşı karşıyalar. Her yeni gelen regülasyon ile birlikte, otomotiv sanayisinden daha iyileştirilmiş yakıt ekonomisi ve daha düşük emisyonlar beklenmektedir. Yüksek enerji tasarruflu motor yağları ve daha iyi yakıt verimli araçlar, doğal kaynakların tasarrufu ve motor sürtünmelerini düşürmeleri açısından daha büyük öneme sahip olmaktadır. Amerika Birleşik Devleti enerji departmanının yapmış olduğu çalışmada ulaşımda sürtünmenin ve aşınmanın azaltılması için daha fazla araştırmanın yapılması gerekliliği ortaya çıkmıştır. Yapılan araştırmanın sonucu olarak motor ve aktarma organlarında sürtünme ve aşınmanın azaltılması Amerika ekonomisine yılda 120 milyar dolar kazanç sağlayacaktır. (Tung ve McMillan, 2004). Motorda dişlilerden, güç aktarma organlarına, pistonlardan şanzımana birçok tribolojik bileşen mevcuttur. Motorun hareketli elemanlarının tümünde etkin yağlamanın sağlanabilmesi amacı ile birçok araştırma ve geliştirme faaliyetleri yürütülmektedir. Amaç doğaya kötü etkinin minimumda tutularak sürtünme ve aşınmaların azaltılmasıdır. Bu görev motorların geniş çalışma aralıkları (hız, yük, sıcaklık) düşünüldüğünde oldukça zordur. Motorların yağlama performansında yapılacak iyileştirmeler ile aşağıdaki faydalar elde edilebilmektedir.

- Azaltılmış yakıt tüketimi
- Motor gücünde artış
- Yağ tüketiminde azalma
- Zararlı egzoz emisyonlarında azalma
- Geliştirilmiş dayanıklılık, güvenilirlik ve uzun motor ömrü
- Azaltılmış bakım gereksinimlerini ve daha uzun servis aralıkları

Çok sayıda pistonlu içten yanmalı motorun hizmette olmasından dolayı motor veriminde, emisyon seviyelerinde ve dayanıklılıkta yapılacak en küçük bir

iyileştirme bile uzun vadede dünya yakıt ekonomisine ve çevreye majör etkileri olacaktır.

Motorun yanması ile elde edilen enerji motor ve aktarma organlarına dağıtılmaktadır. Andersson tarafından yayınlanan makalede binek taşıtlardaki yakıt enerjisinin dağılımına değinilmiştir. Mevcut olan enerjinin sadece %12'lik kısmı tekerleklerle aktarılabilmektedir. Mekanik kayıplarda %10 mertebesinde yapılacak bir iyileştirme yakıt tüketiminde %1,5'lik bir kazanca dönüşmektedir (Tung ve McMillan, 2004). Araçtaki enerji kayıplarının azaltma yöntemlerinin başında motor sürtünmesinin azaltılması gelmektedir. Sürtünme kayıplarının önemli bir kısmını mekanik sürtünme oluşturur. İçten yanmalı motorlarda sürtünme yaratan en önemli etkenlerden biri piston grubudur. Piston grubu sürtünmesi toplam motor sürtünmesinde % 40-55 oranında etkilidir. Yanma sonunda serbest kalan yakıtın kimyasal enerjisi piston üzerinden biyele, biyelden krank miline mekanik olarak geçer. Pistonla silindir kovani, biyelle biyel yatakları ve krank mili yatakları arasındaki bağıl hareketin sebep olduğu mekanik sürtünme, pistonu verilen indike gücün bir kısmını yutmaktadır. Mekanik sürtünmenin iki bileşeni, normal kuvvet ve bağıl hızdır. Normal kuvvetin kaynağını; gaz kuvvetleri ve kütle kuvvetleri oluşturur. Gaz kuvvetleri yükü lineer olarak artırır. Kütle kuvvetleri ise motor hızının karesi ile değişir. Mekanik sürtünme gücünün hız ayağı, motor hızıyla orantılıdır (Borat ve Sürmen, 2003).

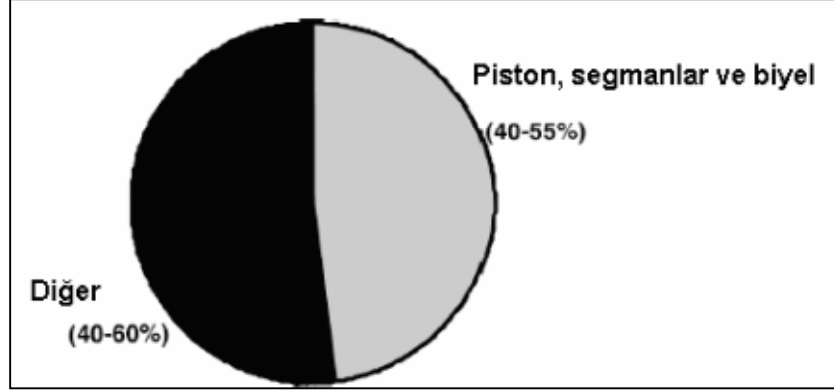


Şekil 1.1 : Motorda toplam enerji dağılımı (Kılıç, 2006).

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

İçten yanmalı motorlarda mekanik sürtünme yaratan başlıca bileşenler;

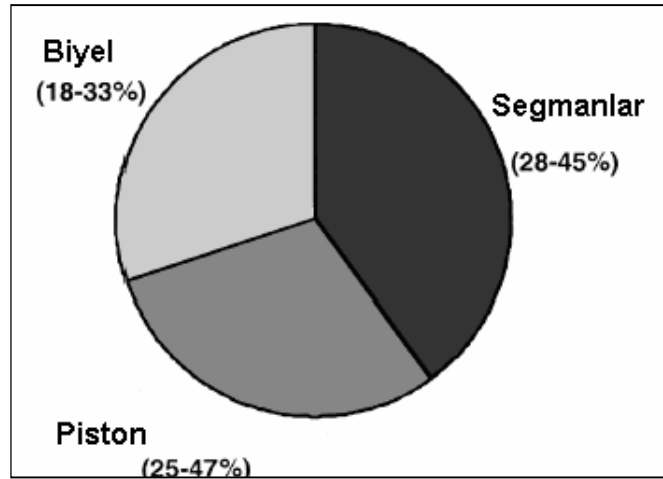
- Piston grubu
- Subap düzeneği
- Krank mili (yataklar)
- Diğer donanımlar (yağ pompası vb.)



Şekil 1.2 : Toplam motor mekanik sürtünmesi dağılımı (Kılıç, 2006).

Piston grubu sürtünmesi 4 kısımda incelenebilir;

- Piston- Silindir gömleği sürtünmesi
- Segman- Silindir gömleği sürtünmesi
- Piston pimi
- Krank- Biyel sürtünmesi



Şekil 1.3 : Piston/segman/biyel sürtünmesi dağılımı (Kılıç, 2006).

1.1 Tezin Amacı

Bu yapılan çalışmanın ana odak noktası daha önceden yapılan birçok çalışma ile motor piston grubunda elde edilen sürtünme kuvvet kazanımlarının bir model ile yakıt tüketimine etkilerinin incelenmesidir. Bu amaç ile farklı viskozitedeki yağlar ve kaplamaların sürtünme kayıpları üzerine etkileri incelenmiştir.

Öncelikle AVL EXCITE programı ile bir piston grubu modeli oluşturulmuştur. Modelde farklı yağ viskozitelerinin etkilerinin incelenebilmesi için belirli çalışma yükleri ve devirlerinde piston segmanından ve piston eteğinden sürtünme kuvvetleri ve enerji kayıpları miktarları hesaplanmıştır.

AVL CRUISE programı yardımı ile belirli bir taşıt modeli oluşturulmuştur. Bu modeldeki taşıt için standart motor için özgül yakıt tüketim bir diğer adı ile yumurta eğrileri girilmiş. Belli çevrimlerde taşıt koşturularak yakıt tüketim miktarı hesaplanmıştır. Ardından AVL EXCITE programından elde edilen yeni sürtünme karakteristiklerine göre yeni yakıt tüketim haritaları oluşturularak model tekrardan koşturulmuş ve yeni yakıt tüketim değerleri elde edilmiştir.

Bu tez raporu dört ana başlıktan oluşmaktadır. Birinci bölümde literatür özeti bulunmaktadır. Bu bölümde araştırmacıların piston grubundan sürtünme kuvvetini düşürmek üzere yapılan çalışmalar ve sonuçları bulunmaktadır. İkinci bölümde piston ve segman tanım, çeşit ve özellikleri, yağlama ve yağlama rejimi, motorda kullanılan yağlar ve sınıflandırılmaları, motorlarda kullanılan kaplama türleri, AVL EXCITE programının çalışma şekli kullanılan yöntemler ve yapılan kabuller ve taşıtlara etki eden hareket dirençleri ile ilgili genel bilgileri içermektedir. Üçüncü bölümde AVL EXCITE ve AVL CRUISE programında oluşturulan modeller hakkında bilgilere değinilmiştir. Dördüncü bölümde ise yağ özelliklerinin ve kaplama özelliklerinin yakıt tüketimi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

1.2 Literatür Araştırması

Skjoedt ve diğ. (2008) tarafından yapılan bir çalışmada farklı viskozite değerlerine sahip yağların motorda sürtünmeye etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada 3 farklı yağ kullanılmıştır. Bunlar; 5W20, 5W30 ve 10W40'tır. Testler iki farklı durum için tekrarlanmıştır. Birinci durumda motor hızı 1500 dev/dak ve yükte %90 seviyesinde tutulmuştur. Bu durumda yüksek sınır yağlama koşulları test edilmiştir. İkinci

durumda ise motor hızı 3000 dev/dak ve yükte %20 seviyesinde tutulmuştur. İkinci durum ile de düşük sınır yağlama koşullarında analiz yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre düşük viskozite seviyesine sahip yağ her iki şartta da sürtünmeyi azaltmıştır. Yüksek sınır yağlama şartından 10W40 yağı ile karşılaştırılma yapıldığında, 5W30 yağı ortalama sürtünme basıncını %4, 5W20 yağı ise ortalama sürtünme basıncını %12 düşürmüştür. Sonuçlardan da görüldüğü gibi 5W30 yağı yüksek sınır yağlama şartında 10W40 yağına göre önemli bir kazanç sağlamamıştır. Düşük sınır yağlama şartlarında ise 5W30 yağı ortalama sürtünme basıncını %7, 5W20 yağı ise ortalama sürtünme basıncında %12 10W40 yağına göre kazanç sağlamıştır. Düşük viskoziteli yağ ile hidrodinamik yağ sürtünme katsayısının azaltılması yüksek viskoziteli yağ ile sınır yağlama sürtünme katsayısını azaltmaktan daha önemli olduğu sonucuna varılmış.

Tung ve Gao (2003) yapmış olduğu araştırmada ise yüksek frekanslı sürtünme makinesi kullanılarak, enerji tasarruflu motor yağları ve gelişmiş segman kaplamaların tribolojik özellikleri incelemiştir. Farklı yağ tipleri ve alternatif yakıtlar ile segman kaplamalarının aşınma dirençleri çalışılmıştır. Sürtünme özellikleri ve potansiyel temaslar sürtünme makinesinde simüle edilmiştir. Nitrürlenmiş paslanmaz çelik piston segmanı ile molibden sürtünme değiştiricili yağ en düşük sürtünme katsayısını vermiştir. Organik sürtünme değiştiricili yağ ise en yüksek sürtünme katsayısını göstermiştir. Elmas benzeri karbon kaplı (DLC) segmanlı motor mineral yağ ile çalıştırıldığında en düşük sürtünme katsayısına sahip iken (CrN) kaplamalı segman ise organik sürtünme değiştirici ilaveli yağda en düşük sürtünme katsayısına sahiptir. DLC kaplı segmanların davranışı özellikle alıştırma döneminde diğer kaplamalara göre farklıdır. Her iki DLC ve CrN kaplaması MoDTC ilaveli mineral yağ ile gösterdiği sürtünme karakteristiği MoDTC ilavesi olmayan mineral yağa göre daha karardır. Kaplamasız piston segmanı diğer kaplamalı segmanlara göre yakın değerde aşınma performansı gösterdi. Ancak DLC kaplama içlerinde en düşük aşınmayı gösterdi. Etanol yakıt testin ilk 40 dakikasında limitli yağlama özelliği göstermektedir. Yüksek asitli yakıtlar daha sert aşınmalara neden olurlar ve düşük asitli yağlara göre sürtünme aşınması daha hızlı gerçekleşir.

Fox (2005) yapmış olduğu araştırmalar sonucunda, piston segmanında, piston eteğinde, krank yataklarında yüzey işlemleri ile FTP ağır iş test çevriminde yakıt tüketiminde %1 ila %4,8 arasında azalma görülmektedir. Piston eteği ve piston

segmanları sınır yağlama durumunda çalışmalarından dolayı yakıt tüketiminde testlerde en büyük etkiyi göstermektedirler. Yakıt tüketimindeki değişime en büyük etken testlerde seçilen yağın viskozitesi olmuştur. Belirli bir yüzey işlemine sahip motorda FTP test çevriminde en iyi yakıt tüketimini veren yağ en iyi sınır yağlama özelliğine sahip viskozitedeki yağ olmaktadır. Metal- metal temasının önemi yağlayıcının viskozitesinin azalması ile artmaktadır. Düşük viskoziteli yağların kullanıldığı durumlarda aşınma direncinin yüksek tutulması önemlidir. Düşük viskoziteli yağlayıcıların kullanımında yüzey işlemleri temas yüzeylerindeki sürtünmeden en az şekilde etkilenecek şekilde aşınma direncine sahip olmaları gerekmektedir. Pratikte aşınma davranışına bağlı olarak en düşük viskoziteli yağlayıcılar ile en yüksek yakıt kazançları elde edilebilir.

Uras ve Patterson (1983) ani teorik ortalama etkili basınç (IMEP) yöntemini piston ve segman montajının sürtünme kuvvetlerini hesaplamada kullanmışlardır. Bu yöntemde silindir basıncının, biyel kuvvetlerinin ve atalet kuvvetlerinin çok hassas olarak ölçülmesi gerekmektedir. Krank-biyel mekanizmasının geometrisi dikkate alınarak sürtünme kuvveti bu kuvvetler arasındaki farka eşittir.

Bu yöntemde krank kolunun konumu krank şaftına bağlanan delikli bir disk ile tayin edilmektedir. Optik bir okuyucu tarafından ölçüm yapılmaktadır. Gaz kuvvetleri anlık basınç ve piston alanı ile belirlenmektedir. Biyel kolu kuvvetleri rezistans tipi gerilim ölçer devresi ile biyelin nötr ekseninden ölçülmektedir. Uras ve Patterson testlerinde sadece tek pistonu çalışacak şekilde modifiye edilmiş 5 litrelik V8 Chevrolet motoru kullanmıştır. Bir piston, sistemi dengelemek için bırakılmıştır. Motor hızı 500 dev/dak olarak test yapılmıştır. Testte ateşlemenin olmadığı sıkıştırılmalı ve sıkıştırmaz motor çevrimi ve ateşlemeli motor çevrimi koşturulmuştur. Bu testlerde SAE 30 ve 50 derece yağ kullanılmıştır. Ateşlemesiz ve sıkıştırmanın olmadığı çevrimde emme ve sıkıştırma stroku ile yanma ve egzoz stroklarında sürtünme kuvvet değerleri bir biri ile eş değer çıkmıştır. Emme ve yanma strokunda karma yağlama rejimi gözlemlenmiştir. Bu rejimde piston hızının artması ile sürtünme kuvveti azalmaktadır. Artan hız ile birlikte yağ film kalınlığı artmaktadır. Bu da sürtünmeyi azaltır. Tüm strokların orta bölgelerinde hidrodinamik yağlama rejimi gözlemlenmiştir. Hidrodinamik yağlamada Stribeck'e bağlı olarak artan hızlar ile sürtünmede artmaktadır. Alt ve üst ölü noktalarda ise yağlama sınır veya karma rejimdedir. Bunun sebebi olarak çok düşük hızlar ve yağ filminde

oluşabilecek kopmalar gösterilebilir. Ayrıca elde edilen sonuçlarda asimetriklikler mevcuttur. Bu da pistonun aşağı ve yukarı hareketi esnasında segmanlar ile silindir duvarı arasında birbirinden farklı etkileşimlerde olduğunu göstermektedir. İkinci segmanın konik yüzeyli olması bu durumu ortaya çıkarmıştır. Piston yukarı hareketi esnasında daha düşük sürtünme aşağı hareketinde ise daha yüksek sürtünme oluşmaktadır.

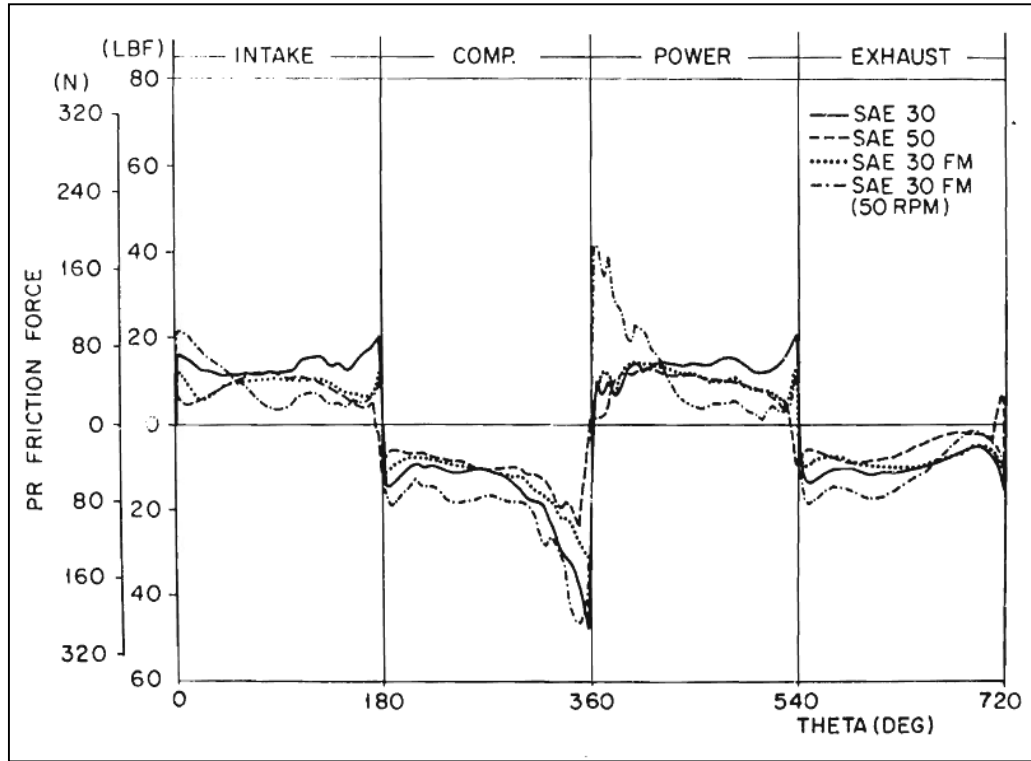
Sıkıştırılmalı ateşlemesiz çevrimde karma ve sınır yağlama rejiminin daha baskın olduğu gözlemlenmiştir. Sıkıştırma basıncının sıkıştırma strokunun sonunda sürtünme kuvvetine önemli etkisi vardır.

Ateşlemeli çevrimde ise beklenildiği gibi sürtünme kayıpları diğer çevrimlere göre daha yüksek çıkmıştır. Bu çevrimde de genellikle karma yağlama rejimi gözlemlenmiştir. Bu çalışmanın sonucu olarak şu sonuçlar çıkmıştır;

- Ani teorik ortalama etkili basınç (IMEP) yöntemi motor üzerinde herhangi bir modifikasyon gerektirmediği için ölçülen değerler doğru piston – segman sürtünme değerleri olmaktadır.
- Yağ sıcaklığı, silindir basıncı ve emiş vakumu piston-segman montaj sürtünmelerinde etkilidir.
- Aynı motor hızı, emme basıncı ve yağ ve su sıcaklığına sahip motorlardan ateşlemeli çevrim yapanın sürtünme kayıpları daha fazladır.
- Çevrim boyunca sürtünme kuvvetleri genellikle karma ve sınır yağlama rejimindedir.
- Sıkıştırma strokunun sonunda üst ölü noktada sürtünme kuvveti maksimumdardır. Üst ölü noktada ani olarak yön değiştiren sürtünme kuvveti piston koluna 300N’u aşan kuvvetler uygulamaktadır. Bu durum titreşime neden olmaktadır.

Uras ve Patterson (1984) yaptıkları bir diğer çalışmada farklı yağların ve motor değişkenlerinin piston segman montajının sürtünmelerine etkileri araştırılmıştır. Bu çalışmada sadece tek pistonu çalışacak şekilde modifiye edilmiş Chevrolet’in 1,8 litre ve 5 litre motorları kullanılmıştır. Testler sırasında tek dereceli SAE 30, SAE 50 ve sürtünme düzenleyicili SAE 30 yağı kullanılmıştır. 500 dev/dak hızla 5 litrelik motor ile yapılan testlerin sonuçları Şekil 1.4’te görülmektedir. Bu motor alıştırma

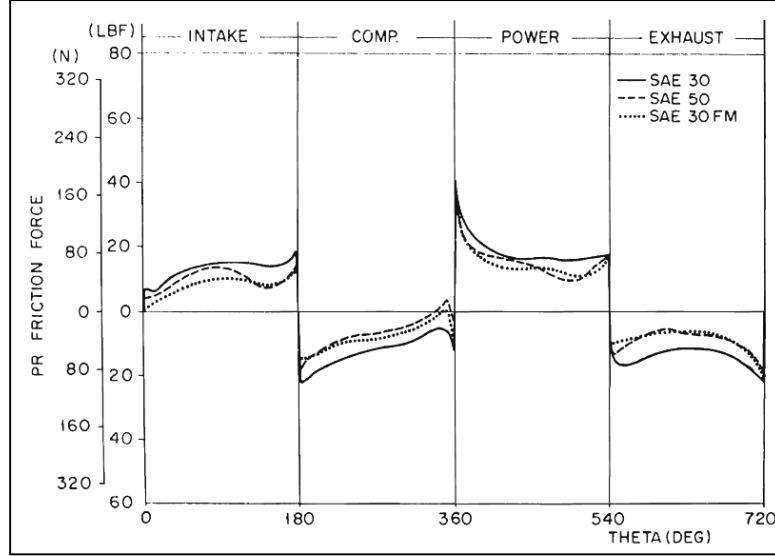
sürecini tamamlamıştır. Hem SAE 50 hem de sürtünme düzenleyicili SAE 30 yağı üst ve alt ölü noktalarda sürtünmeleri azaltığı gözlemlenmiştir. SAE 50 yağı sürtünme düzenleyicili SAE 30 yağına göre 500 dev/dak'da daha etkili olmuştur. Hem emme hem de emme stroklarının ortalarında hidrodinamik yağlama karakteristiği gözlemlenmiştir. Sürtünme düzenleyici üst ve alt ölü noktalarda sürtünme kuvvetini 30-40 % oranında azaltmıştır. 1100 ve 1640 dev/dak hızlarda hem SAE 50 hem de sürtünme düzenleyicili SAE 30 yağları üst ve alt ölü noktalarda sürtünme kuvvetlerini azaltmıştır. Strokların ortasında ise SAE 50 yağı ile yapılan çevrimde daha yüksek sürtünme gözlemlenmiştir. Bunun sebebi olarak orta stroklarda sürtünmenin daha hidrodinamik karakteristikte olması gösterilebilir. Sonuçlar göstermektedir ki SAE 50 yağı düşük devirlerde daha etkilidir. Daha yüksek devirlerde ise sürtünmeler hidrodinamik karakteristik göstermektedir ve bu neden ile yüksek viskoziteli SAE 50 yağı bu devirlerde sürtünmeyi SAE 30 yağına göre arttırmıştır.



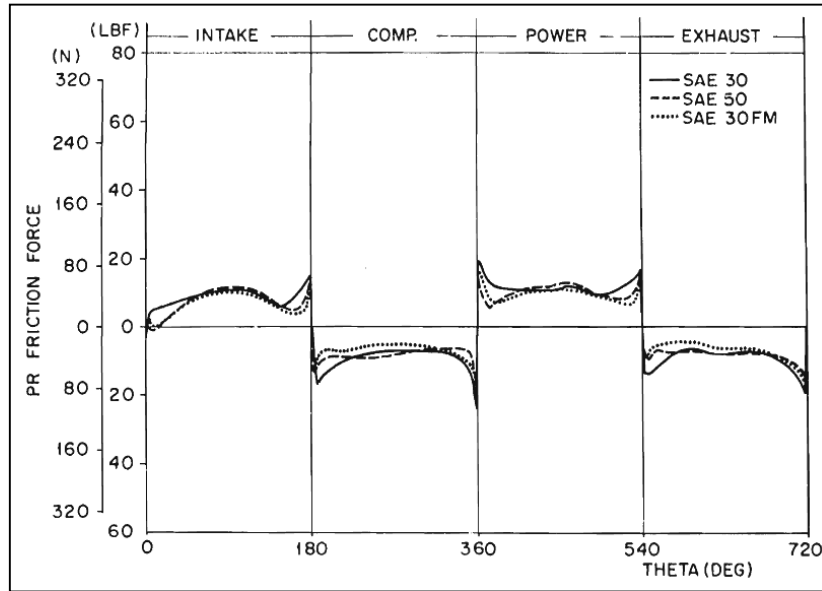
Şekil 1.4 : Yağ viskozitesi ve sürtünme düzenleyicinin piston-segman montajı sürtünmelerine etkileri (Uras ve Patterson, 1984).

1.8 litrelik motor ile yapılan testlerde ise alıştırma süreci tamamlanmamış yeni yüksek gerilimli yağ segmanı kullanılmıştır. Diğer tüm motor parçaları alıştırma

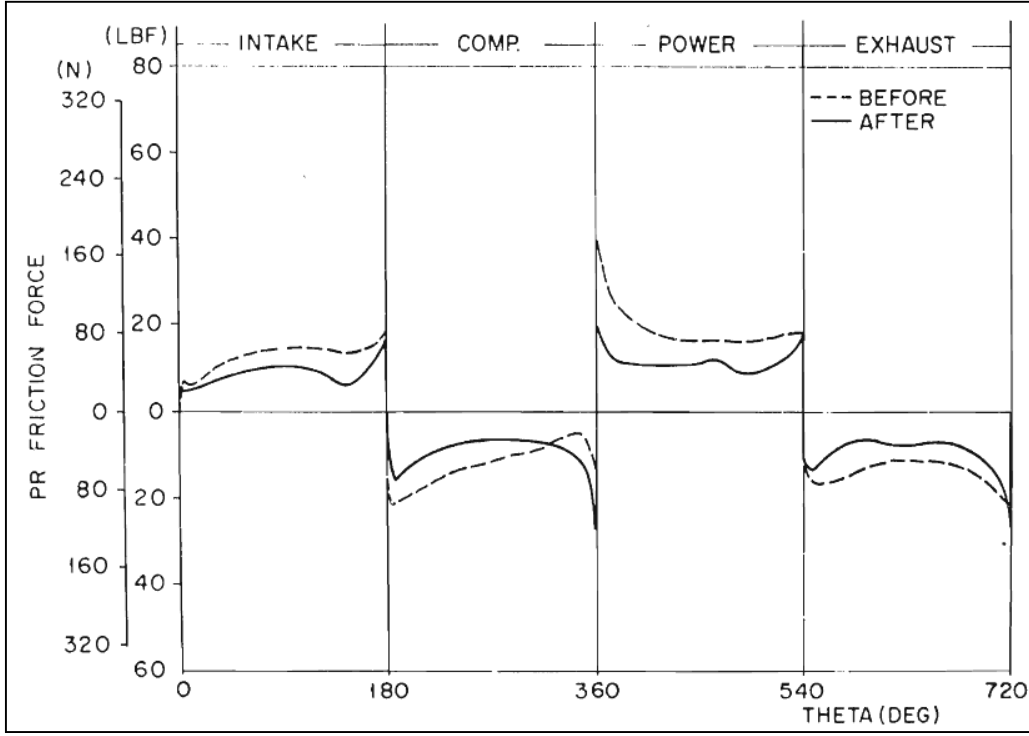
sürecini tamamlamıştır. 800 dev/dak'da elde edilen sonuçlara göre Şekil 1.5'te görüldüğü gibi sürtünme düzenleyici oldukça etkilidir. SAE 50 yağı da sürtünmeyi azaltmıştır fakat sürtünme düzenleyicili SAE 30 yağı kadar etkili olamamıştır. Yüksek gerilimli segmandan dolayı metal metale temas ihtimali yüksektir. Bu neden ile sürtünme düzenleyici etkindir.



Şekil 1.5 : Segman alıştırma süreci öncesi yağ viskozitesi ve sürtünme düzenleyicinin piston-segman montajı sürtünmelerine etkileri (Uras ve Patterson, 1984).



Şekil 1.6 : 70 Saatlik alıştırma süreci sonrası yağ viskozitesi ve sürtünme düzenleyicinin piston-segman montajı sürtünmelerine etkileri (Uras ve Patterson, 1984).



Şekil 1.7 : Alıştırma öncesi ve sonrasında piston-segman montajı sürtünmeleri (Uras ve Patterson, 1984).

70 saatlik alıştırma sürecinin sonunda Şekil 1.6'da da görüldüğü gibi sürtünmeler azalmıştır. Bunun sebebi olarak alıştırma süreci sonunda yüzey pürüzlülüklerin azalması ve metal metale temasın daha az olması gösterilebilir.

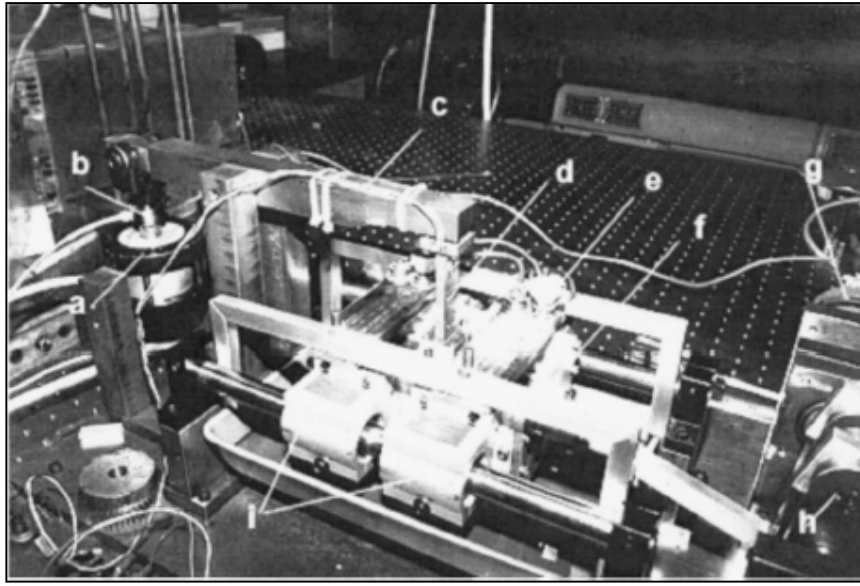
Alıştırma sürecinin sonuncunda sürtünme düzenleyicinin etkisi azalmıştır Şekil 1.7'de alıştırma süreci öncesinde ve sonrasında SAE 30 yağı ile yapılan testin sonuçları karşılaştırılmıştır.

Anlık güç kayıpları anlık sürtünme kuvvetlerinin hız ile çarpılması ile elde edilmektedir. Piston hızları strokların başında ve sonunda çok düşüktür. Bu neden ile üst ve alt ölü noktalarda sürtünme kuvvetlerinin azaltılmasının motor ekonomisi açısından önemli bir etkisi bulunmamaktadır. Piston hızlarının en yüksek olduğu strokların orta kısımlarında sürtünmeler en yüksektir.

Sürtünme düzenleyicili SAE 30 yağı ölü noktalar çevresinde sürtünme kuvvetlerini azaltmıştır fakat toplam piston segman sürtünme kayıplarının azaltılmasına etkisi az olmuştur.

Yağlamanın tamamen hidrodinamik olduğu durumlarda düşük viskoziteli yağların kullanılması toplam sürtünme kayıplarının azaltılmasında önemli rol oynayacaktır.

Akalın ve Newaz (2001) tarafından yapılan çalışmada karma yağlama rejiminde piston segmanı ile silindir arasındaki sürtünmeler araştırılmıştır. Bu çalışma için Şekil 1.8'deki test sistemi kurulmuştur. Sistemde çalışma hızı yağlayıcı miktarı ve sıcaklık ayarlanarak sürtünme kuvveti, kontak halindeki yüzeylerin sıcaklıkları krank kolunun konumu anlık olarak ölçülmektedir. Örnek silindir hız kontrollü 1hp'lik Dayton DC motor tarafından hareket ettirilen silindir taşıyıcısına bağlıdır. Silindir taşıyıcısı dört adet hafif ısıya dayanıklı lineer rulmana sahiptir ve yatayda hareket etmektedir. Örneklenen segman silindir temas kuvveti yükleme kolu ve hava silindiri ile uygulanmaktadır. Hava basıncı hassas regülatör ile ayarlanmaktadır.



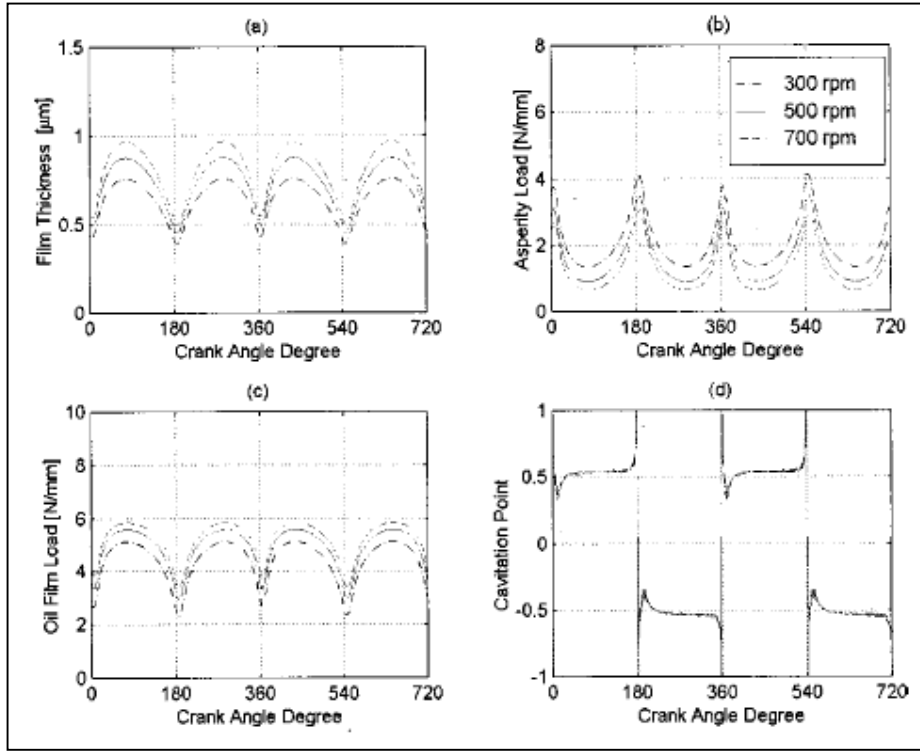
Şekil 1.8 : Test sistemi (Akalın ve Newaz, 2001).

Gerçek piston ve segman parçaları segman tutucu olarak kullanılmaktadır. Segman tutucu iki kılavuz pimi ile normal yükü iletir. Segman ile silindir kısmı arasında yüzeysel temas segmanın elastikiyetinden faydalanarak sağlanır. Segmanın segman yuvasındaki tilt hareketine izin verilmiştir.

Segman ile silindir gömleği arasındaki anlık sürtünme kuvvetlerini ölçmek için gerilimölçer devreleri kullanılmıştır. Yükleme kolu ile hava silindiri arasına bağlanmış yük sensörü ile uygulanan dinamik normal yükler ölçülmektedir.

Şekil 1.9 (a)'da 300, 500 ve 700 dev/dak 'da ölçülen minimum yağ film kalınlıkları verilmiştir. Yüzey pürüzlülükleri ile ve yağ filmi tarafından taşınan yükler Şekil 1.9 (b) ve (c)'de verilmiştir. Yağ film kalınlıkları ve yağ basıncı ile taşınan yük miktarı

artan hız ile birlikte artmaktadır. Şekil 1.9 (d)'de kavitasyonun başladığı bölgeler görülmektedir.

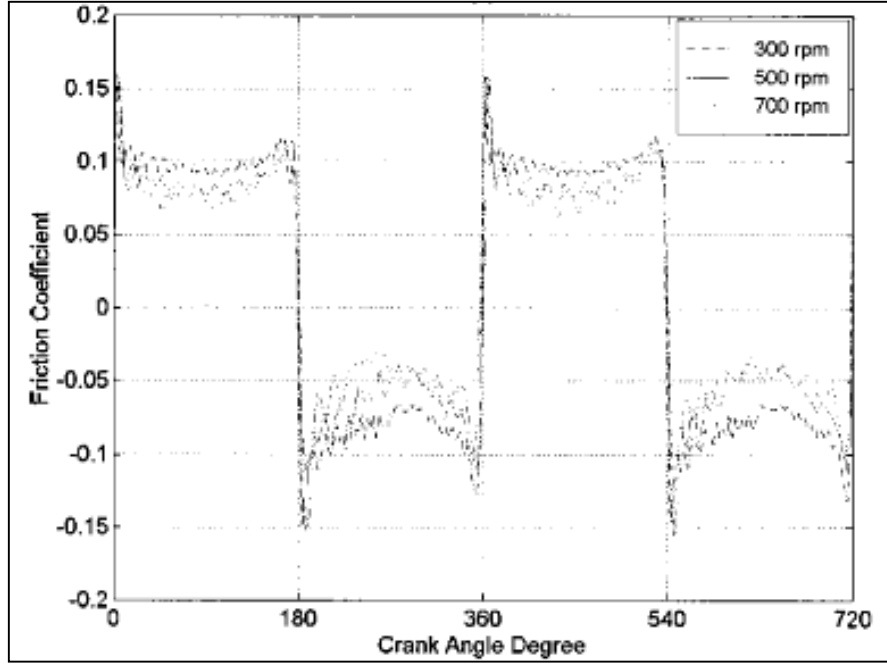


Şekil 1.9 : (a) Yağ film kalınlıkları, (b) Yüzey pürüzlülükleri tarafından taşınan yükler, (c) Yağ filmi tarafından taşınan yükler, (d) Kavitasyonun başladığı bölgeler (Akalın ve Newaz, 2001).

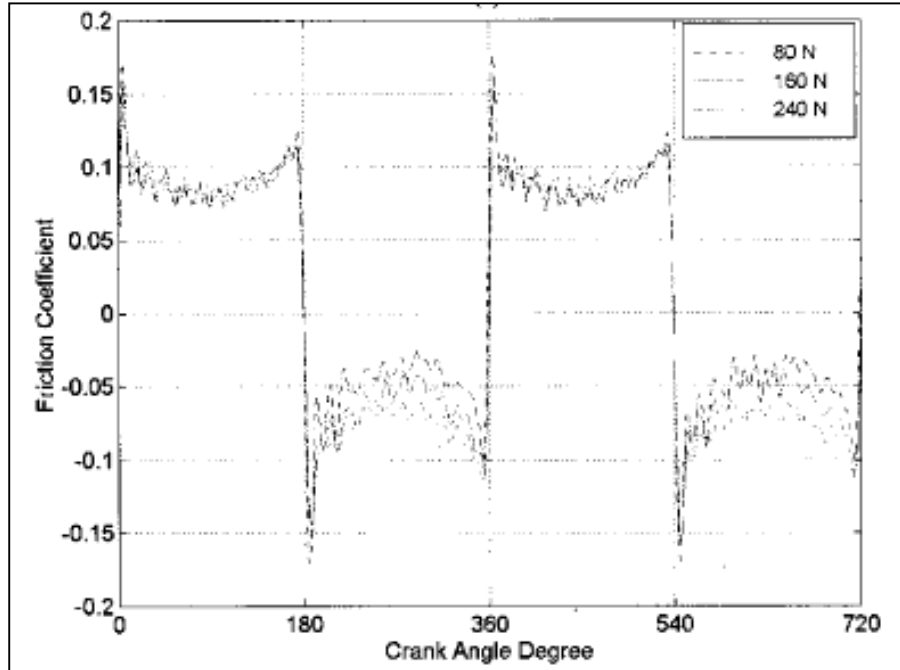
Deneysel sürtünme katsayıları ölçülen sürtünme kuvvetinin segman normal yüküne oranı alınarak hesaplanmıştır. Şekil 1.10'da hesaplanan sürtünme katsayısının krank açısına göre değişimi gözlemlenmektedir. Deneysel sonuçlar test aralığında karma yağlama rejimi olduğunu göstermektedir.

Alt ve üst ölü noktalardaki yüksek sürtünme katsayılarının varlığı bu bölgelerde metal metale temas olduğunu gösterir. Sonuçlar göstermiştir ki artan hızlar ile birlikte karma yağlama rejiminde sürtünme katsayısı düşmektedir.

Şekil 1.11'de de görüldüğü gibi test sonucunda artan yükler ile birlikte yağ film kalınlığı azalmaktadır. Yüzey pürüzlülükleri ve yağ film basıncı ile taşınan yükler uygulanan normal yük ile orantılıdır. Yağ film basıncı tarafından taşınan yükün oranı üst ve alt ölü noktalarda artmış, strokun merkezinde ise oranı normal yükün artması ile artmıştır. Sonuçlara göre karma yağlama rejiminde uygulanan normal yükün sürtünme katsayısına önemli bir etkisi yoktur.

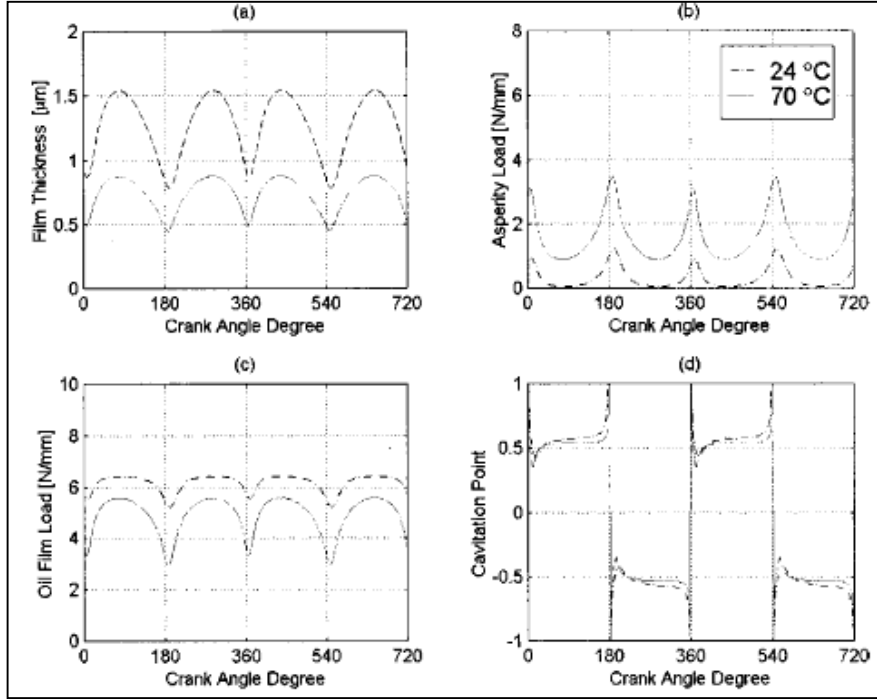


Şekil 1.10 : Sürtünme katsayısının krank mili açısına göre değişimi (Akalin ve Newaz, 2001).



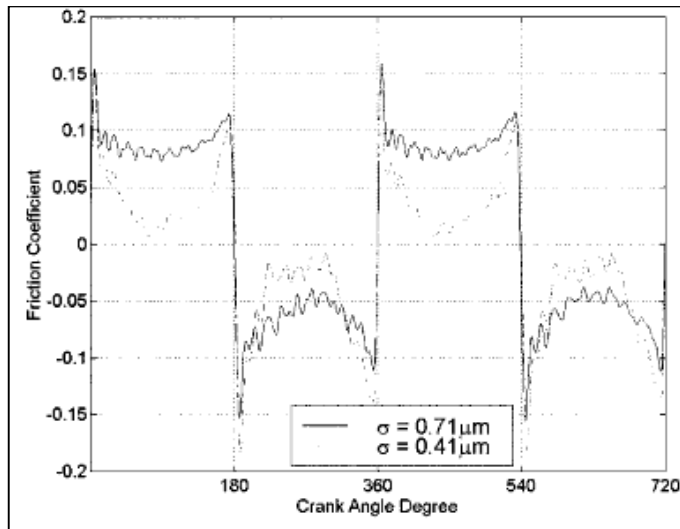
Şekil 1.11 : Normal yüklerin sürtünme katsayısına etkisi (Akalin ve Newaz, 2001).

Şekil 1.12 'de 24°C ve 70°C temas sıcaklığının etkilerini göstermektedir. Yüksek sıcaklıklar düşük viskozitelere yol açar. Bu nedenle, yağ film kalınlığı ve yağ filminin yük taşıma kapasitesi artan sıcaklıkla önemli ölçüde azaltılmaktadır.



Şekil 1.12 : Sıcaklığın yağ film kalınlığına, yüzey pürüzlülükleri ve yağ filmi tarafından taşınan yüklere, kavitasyonun başladığı bölgelere etkisi (Akalin ve Newaz, 2001).

Konvansiyonel dökme demir segman gömleği örneğinin yüzey pürüzlülüğü zımpara ile azaltılarak yüzey pürüzlülüğünün etkileri araştırılmıştır. Şekil 1.13’de 70°C temas sıcaklığında pürüzlü ($\sigma=0,71\mu\text{m}$) ve pürüzsüz ($\sigma=0,41\mu\text{m}$) yüzeylerde ölçülen sürtünme katsayısı değerleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 1.13: Yüzey pürüzlülüklerinin sürtünme katsayısına etkisi (Akalin ve Newaz, 2001).

Sonuçlara göre sıcaklık, yüzey pürüzlülüğü ve hızlar yağlama rejiminin belirlenmesinde önemli parametrelerdir.

Carvalho ve diğerleri (2010) yapmış oldukları çalışmada, farklı özellikteki dokuz yağın belirli tork ve motor hızlarında yakıt tüketimine etkilerini incelemişlerdir. 5 tane mineral, 3 tane sentetik ve bir tanede yarı sentetik yağ kullanılmıştır. Bunlar; SAE 30, 40, 50 , 0W20, 5W30, 5W40, 10W40 ve düşük ve yüksek kesme dayanımlı polimere sahip 15W40 yağlarıdır. Kullanılan tüm yağlar homojenize edilmiş ve 60°C sıcaklığa getirilmiştir. Testler dört stroklu, direkt enjeksiyonlu tek silindirli dizel motorunda yapılmıştır. Motorun üç farklı çalışma rejiminde testler yapılmıştır. Bunlar; 1500dev/dak ve 10Nm, 2000 dev/dak ve 20N ve 2500 dev/dak ve 30Nm. Test standartlarına uygun sonuçları elde edebilmek için ortam sıcaklığı, basıncı nemi takip edilmiştir. Her bir yağ değişiminden sonra beşer dakika motor çalıştırılarak önceden kalan yağın etkilerinin geçmesi beklenmiştir. Yağ sıcaklığı 60°C'a ulaştığında testlere başlanmış ve 30 saniye aralıklar ile yakıt tüketim miktarları kaydedilmiştir. Her bir yağ için test beş dakika sürdürülmüş. SAE 30 yağı referans yağ olarak kabul edilmiştir.

Test sonuçlarına göre SAE 50 yağı test içersindeki en yüksek viskozite değerine sahip yağ ve 0W20 yağı ise en düşük viskoziteye sahip yağ olarak görülmüştür. 40°C'de tek dereceli SAE 40 yağı diğer tüm çok dereceli yağdan daha yüksek viskozitedeki yağ olarak çıkmıştır. 100°C'de ise 5W40, 10W40, 15W40 yağı ile benzer viskoziteye sahip olmuştur. Tüm test şartlarından tek dereceli yağlar içeriğinde viskozite indeks iyileştiriciye sahip çok dereceli yağlara göre daha yüksek yakıt tüketimine neden olmuşlardır. Viskozite indeks iyileştiriciler yüzeyde viskoz bir film oluşturarak yağlamanın sınır yağlamadan elasto-hidrokinamik yağlamaya geçmesini sağlarlar. Ortalama yakıt tüketimini en fazla düşüren yağ, %9,2 ile SAE0W20 yağı olmuştur. En düşük ortalama yakıt tüketiminde kazancı SAE 40 yağı %4 ile sağlamıştır. Tüm yağlayıcılar en iyi yakıt tüketimini orta hız ve yük olan 2000dev/dak ve 20Nm'de vermişlerdir. Yüksek kesme dayanımlı polimer katkı maddeleri düşük kesme dayanımlı polimer katkı maddelerine göre viskoziteyi ve yakıt tüketimini düşürmüşlerdir. Test sonucuna göre en yüksek yakıt tüketimi en düşük hız ve yükte elde edilmiştir.

2. TEORİ

2.1 Piston Segmanları

İlk buhar motorlarında piston segmanı kullanılmamıştır. Sıcaklıklar ve buhar basınçları, günümüz içten yanmalı motorlarının basınç ve sıcaklık değerlerine göre daha düşüktü. Isıl genleşmeler ve piston ile silindir duvarı arasındaki boşluklar da daha düşüktü. Artan güç ihtiyaçları daha yüksek sıcaklıklar da motorun çalışması gerekliliğini ortaya koydu. Piston malzemesindeki ısı genleşmelerde böylelikle arttı. Bu nedenlerden ötürü soğuk çalışma şartlarında piston ile silindir duvarı arasındaki boşluğu azaltmak için bir dolgu malzemesine ihtiyaç duyuldu. Piston ile silindir duvarı arasındaki boşluk en düşük seviyede tutulduğu takdirde yanma gazının yanma odasından pistonu geçmesi önemli ölçüde azalmaktadır (Andersson, ve diğ, 2002).

Motorlarda kullanılan ilk piston segmanlarının tek görevi yanma odasını kapatmaktır. Bu sayede yanma gazlarının krank yatağına ulaşması engellenmekteydi. Bu gelişme pistondaki etkili basıncı arttırmıştı.

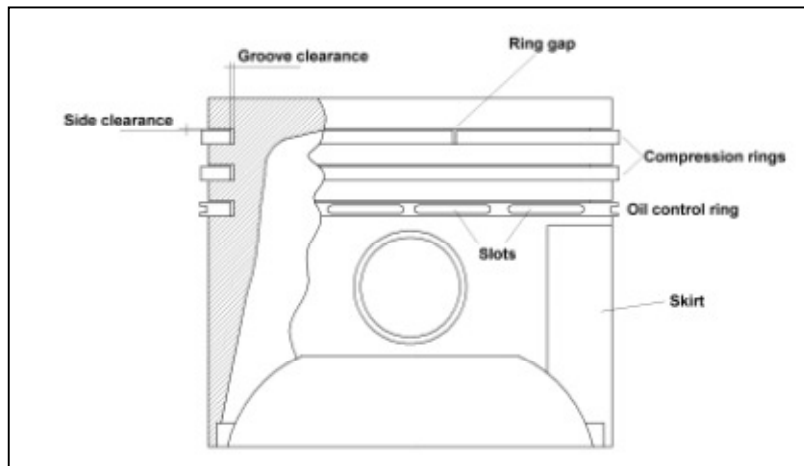
Ramsbottom ve Miller piston segmanlarının buhar motorlarındaki davranışlarını araştıranlarının öncüleri arasındadır. 1854 yılında Ramsbottom tek parça metal piston segmanı imal etti. İmal ettiği segmanın çapı silindir çapından %10 daha büyüktü. Piston oluşuna oturduktan sonra kendi elastikiyeti ile silindir duvarına doğru baskı uyguluyordu. Daha önce imal edilen segmanlar birçok parçadan ve yaylardan oluşmaktaydı. Yaylar yeterli sızdırmazlık kuvvetini silindir duvarına doğru uygulamaktaydı. 1862 yılında Miller, Ramsbottom segmanının daha gelişmiş bir tipini tanıttı. Bu gelişme ile buhar basıncı segmanın arka yüzeyine doğru hareket etmekteydi ve bundan dolayı daha yüksek bir sızdırmazlık kuvveti sağlanmış oldu. Bu yeni çözüm ile daha esnek segmanların kullanılmasını sağladı. Esnek segmanlar silindire daha iyi oturmaktaydı (Priest ve Taylor, 2000).

İlk zamanlarda segman paketleri sadece sıçramalı yağlama ile yağlanabilmekteydi. Örneğin dönen krank milinden sıçrayan yağlar ile krank yatağının yağlanması. Sonradan, yanma koşulları daha önemsenmeye başladı. Örneğin daha yüksek

sıcaklık, basınç, piston hızı. Yağ kontrol segmanları tasarlandı. Hasarları engellemek için piston, piston segmanı ve silindir duvarında uygun bir yağlama ihtiyacı vardı. Yağ kontrol segmanları özellikle yağı silindir duvarına uygun şekilde dağıtmak ve fazlalık yağı krank yatağına gönderebilmek için tasarlanmaktadır (Andersson, ve diğ, 2002).

2.1.1 Piston segmanlarının ana fonksiyonları

Piston segmanlarının görevleri; yanma basıncının kaçmasını önlemek, yağın dağıtımını ve kontrolünü sağlamak, ısıyı taşımak ve pistonu dengelemektir. Pistonlar, piston yüzeyi ile silindir duvarı arasında istenilen boşluğu sağlayacak şekilde ısı genleşme özelliği ile tasarlanmaktadır. Segmanlar ve segman yuvaları, göreceli olarak yanma odası ile krank yatağını bir birbirinden ayıran bir labirent conta oluşturmaktadır. Segman paketinin konumu ve tasarımı aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Segman yüzeyi silindir duvarı ile uyumludur ve segman yuvası içinde hareket etmektedir. Segmanın sızdırmazlık yeteneği birçok faktöre bağlıdır. Örneğin segman ile silindir duvarı arasındaki uyuma, segmanın ön gerilmesine, segman yüzeyine etkiyen gaz kuvvetlerinin dağılımına. Ayrıca piston segmanlarının bir diğer görevi; pistonun aşağıya doğru hareketi esnasında silindir duvarından sıçrayan fazla yağın yanma odasına geçmesini engellemektir. Piston segmanı pistonu desteklemektedir. Bu sayede özellikle boşlukların normal çalışma koşullarına göre en yüksek olduğu soğuk çalıştırma koşullarında piston vuruntusunu azaltmaktadır. Piston segmanları genellikle bir taraftan açıktır. Bu sayede rahatlıkla pistona montajları yapılabilmektedir (Andersson, ve diğ, 2002).



Şekil 2.1 : Piston ve piston segmanları (Andersson, ve diğ, 2002).

2.1.2 Segman kategorileri

Piston segman paketleri en azından bir adet kompresyon segmanını içeren toplamda 2-5 segmandan oluşmaktadır. Segman paketindeki segmanların sayısı motorun tipine göre değişmektedir ama genellikle 2-4 kompresyon segmanı ve 0-3 yağ kontrol segmanından meydana gelmektedir. Örneğin, yüksek hızlı 4 stroklu dizel motorlar 2 veya 3 kompresyon segmanı ve bir adet yağ kontrol segmanına sahiptir. Dizel motorlarda kullanılan yağ kontrol segmanları iki parçalı bir yapıya sahiptir. Kıvılcım ateşlemeli motorlarda yağ kontrol segmanı üç parçalı yapıya sahip olabilir. Genel kompresyon segmanı ve yağ kontrol segmanlarının dışında ayrıca yağ sıyırma segmanları da mevcuttur. Bu segmanlar sızdırmazlığın dışında silindir duvarından fazla yağın sıyırılmasında da kullanılmaktadırlar. Yağ sıyırma segmanları yağı sıyırmaya yönelik gagaya sahiptir (Andersson, ve diğ, 2002).

2.1.2.1 Kompresyon segmanı

Kompresyon segmanı piston ile silindir duvarı arasında conta gibi görev yaparak krank yatağına yanma gazlarının geçişini engeller. Segmanlar ön-gerilmeye sahiptir. Örneğin silindir duvarına göre daha büyük bir çapa sahiptir ve bu sayede silindir yüzeyi ile tam uyumlu olmasını sağlar. Silindir gaz basınçları özellikle üst segmanda segmanın arka yüzeyine etkir ve segmanı silindir duvarına doğru iter.

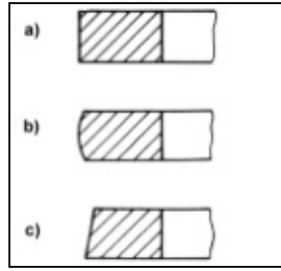
Segman kuvvetlerinin dağılımı yüzey formlarına bağlıdır. Dikdörtgen şeklindeki yüzeylere etkiyen kuvvetler fıçı şeklindeki yüzeylere etkiyen kuvvetlerden daha fazladır. Fıçı şeklindeki yüzeye sahip segmanlara etkiyen sıkıştırma basıncına segman ön gerilmesi kuvveti ile karşı koymaktadır. Dikdörtgen kesitli düz kompresyon segmanları normal çalışma koşullarında sızdırmazlık ihtiyaçlarını tatmin edici düzeyde karşılamaktadır ve bu tip kompresyon segmanları en yaygın olarak kullanılan kompresyon segmanıdır. Şekil 2.2 (a) Fıçı şeklinde yüzey profiline Şekil 2.2 (b) sahip segmanlar yukarıda belirtilen yararları getirmektedir. Ayrıca segmanlar konik yüzey profiline sahip olabilirler. Şekil 2.2 (c) Bu tip segmanlar motorun alıştırma sürelerini kısaltmaktadır.

Konik yüzey profilli segmanlar kompresyon basınçlarının segman yüzeylerine etkimesini sağlayarak silindir duvarına etkiyen basıncın azaltılması sağlarlar. Bu sayede motor alıştırma süresince meydana gelebilecek aşınmaları azaltırlar. Konik yüzey profilli segmanlar iyi yağ sıyırma özelliğine sahiptir. Bu neden ile konik yüzey

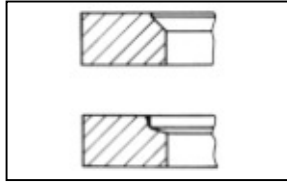
profilli bu tip segmanlar kompresyon segmanı dışında yağ sıyırma segmanı olarak görev yapabilirler (Andersson, ve diğ, 2002).

Pahlı segmanlarda kompresyon segmanı olarak kullanılabilirler (Şekil 2.3). Pahlı yüzey sayesinde segman, motorun çalışması esnasında segman yuvası içinde burkulabilir.

Kama şeklinde yüzeye sahip veya (yarım) kilit taşı şeklinde profiller segmanın segman yuvası içinde kilitli kalmasını engellemek için kullanılırlar (Şekil 2.4). Genellikle ikinci kompresyon segmanı olarak kullanılan sıyrıcı segmanlar aynı anda yağ sıyrıcı segman olarakta kullanılabilirler (Şekil 2.5 (a), (b)).



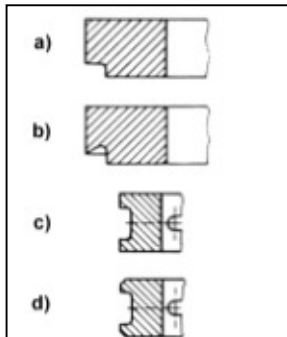
Şekil 2.2 : Kompresyon segman kesitleri (Andersson, ve diğ, 2002).



Şekil 2.3 : Pahlı segman kesitleri (Andersson, ve diğ, 2002).



Şekil 2.4 : Kama şekilli segman kesitleri (Andersson, ve diğ, 2002).



Şekil 2.5 : Kompresyon ve yağ kontrol segman kesitleri (Andersson, ve diğ, 2002).

2.1.2.2 Yağ kontrol segmanları

Yanma odası ile krank yatağını birbirinden ayıran kompresyon segmanlarının görevine ek olarak silindire yağ sağlayabilen bazı mekanizmalara da ihtiyaç vardır. Genellikle segman paketinde yağ kontrol segmanları bir veya iki tane olmaktadır. Normalde tek bir tane yağ kontrol segmanı yeterli iken bazı durumlar ikinci bir segman ihtiyacı olabilmektedir. Yağ kontrol segmanlarının görünümü kompresyon segmanlarına göre farklıdır (Şekil 2.5 (c), (d)).

Yağ kontrol segmanlarında çevresel yönde açılmış oyuklar bulunmaktadır (Şekil 2.1). Bu sayede fazla yağın segman paketini terk etmesi için yol açılmıştır. Sıyrılmış yağ, yağ kontrol segman yuvasında toplanır ve pistondan krank yatağına taşınır. Sıyrılmış yağ silindir duvarı ile piston eteği arasında bulunan boşluklar aracılığı ile taşınırlar. Ön gerilmeler her durumda yeterli olmadığından bazı yağ kontrol segmanları helezon yaylara sahip olabilirler. Ek kuvvetler ile birlikte yağ kontrol segmanları en aşırı yağlama koşullarına sahip olurlar. Buna rağmen bu segmanlar yağ filminin kontrolünde kullanılırlar. Kompresyon segmanının aksine yağ kontrol segmanları her zaman gerekli değildir. İki stroklu buji ateşlemeli motorlarda yağla yağı yakıtın içine karıştırılır ve bu neden ile bu motorlarda yağ kontrol segmanı bulunmamaktadır (Andersson, ve diğ, 2002).

2.1.3 Piston segmanlarının sızdırmazlık yetenekleri

Piston segmanları çeşitli fonksiyonel talepleri karşılayabilmelidirler. Piston segmanı ile silindir duvarı arasında kontak dinamik bir ortamda meydana gelmektedir. Statik sızdırmazlık yeteneğine bağlı olan problemlere ek olarak boyuna ve çevresel yönlerde şekli değişen silindir duvarı dinamik koşullarda sızdırmazlığı daha da zorlaştırmaktadır. Silindir duvarı hiçbir zaman ideal olarak silindirik şekle sahip değildir. Bu neden ile silindir segmanlarından yüksek uyumluluk özelliğine sahip olması beklenir (Andersson, ve diğ, 2002).

2.1.3.1 Uyumluluk

Piston segmanının deforme olmuş silindir gömleğine uyum sağlayabilme yeteneğine uyumluluk denir. Deformasyonlar termal ve mekanik yüklerden aşınmalardan kaynaklanabilirler. Silindir gömleği silindirik olmayan eksenel bir şekle sahiptir. Diğer taraftan piston segmanları hemen hemen yuvarlak şekilde imal edilirler.

Deforme olmuş silindir gömleği nedeni ile piston segmanı tam olarak silindir gömleğinin şeklini alamadığından yağ tüketimi artmaktadır. Bu durum özellikle motor alıştırma süreçlerinde, birbiri ile bağlantılı parçaların tam uyumlu olmadığı durumlardır. Piston segmanı esnek olmalıdır ki istenen şekil hızlı bir şekilde edinebilsin. Uyumluluk teğetsel yüklerin arttırılması veya eylemsizlik momentumun azaltılması ile geliştirilebilir. Öte yandan bu her zaman istenen bir durum değildir çünkü artan teğetsel yükler ile birlikte sürtünmelerde artmaktadır. Düşük eylemsizlik momentumu segman duvar kalınlığının azaltılması ile birlikte sağlanabilir fakat bu neden ile segman hasar ihtimali artmaktadır (Andersson, ve diğ, 2002).

2.1.3.2 Karşılıklı yüzey etkileri

Silindir gömleği ve piston segmanının her ikisinin yüzey pürüzlülükleri yağlama yağı filmine etki etmektedir. Etkileşimli yüzeylerdeki pürüzler arasında temaslar olmaktadır ve bu bölgelerde yağ film kalınlıkları çok incedir. Yüksek yağ film basınçlarının olduğu şartlarda yüzeydeki pürüzlükler elastik olarak deforme olurlar. Bu da yağ film kalınlığını azaltarak elastohidrodinamik yağlama koşullarının oluşmasını sağlar (Andersson, ve diğ, 2002).

2.1.4 Piston segman malzemeleri ve kaplamaları

Piston segman malzemeleri çalışma koşulları tarafından belirlenen ihtiyaçları karşılayacak şekilde seçilir. Ayrıca malzemenin acil durumlarda da hasara karşı dayanıklı olması gerekmektedir. Elastikiyet ve korozyon direnci piston segman malzemesinden aranan özelliklerdir. Eğer kaplama uygulanır ise kaplamanın da segman ve silindir gömleği malzemesi ve yağlayıcı ile uyum halinde çalışması istenir. Piston segmanının görevi olarak ısıyı silindir duvarına taşıyabilmesi için segman malzemesinin iyi termal iletkenlik özelliğine sahip olması gerekir. Pik dökme demir ana piston segman malzemesi olarak kullanılır. Yağlama açısından bakıldığında, yağlama ihtiyacı olduğu durumlarda malzemenin grafit fazında sınır yağlama etkisi nedeni ile pik dökme demirin kullanılması faydalıdır. Ayrıca malzemenin grafit fazı yağ rezervuarı gibi çalışarak kuru çalışma veya benzeri çalışma koşullarında yağ sağlamaktadır (Glaeser, 1992).

Segmanlarda kaplama yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu kaplamalara örnek olarak krom kaplama gösterilebilir. Aşındırıcı ve korozif şartların olduğu şiddetli çalışma

koşullarında kullanılmaktadır. Sert krom kaplama özellikle kompresyon segmanlarında kullanılmaktadır.

Piston segmanları krom kaplamanın dışında termal spreycaplama yöntemi ile molibden, metal kompozit, metal-seramik kompozit ve seramik kompozitler gibi homojen kaplama veya dolgu kaplama malzemeleri ile kaplanmaktadır. (Mollenhauer, 1997).

Molibden – nikel – krom alaşımlar, metalik krom bağlayıcılı krom oksit (Cr_2O_3), alüminyum – titanyum oksit ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2$), metalik kobalt bağlayıcılı tungsten karbür (WC), MoSi_2 , CrC-NiCr gibi yeni toz bileşimler güncel deneysel çalışmalar ile termal püskürtme kaplama yönteminde kullanılmaktadır. (Dufrane, 1989, Radil, 2001). Termal yük kapasitesini arttırmak için sert krom yüzeylere sahip segman yüzeylerine plazma püskürtme yöntemi ile krom seramik kaplanmaktadır. HVOF kaplama tarafından üretilmiş yoğun krom karbür kaplama Rastegar ve Richardson'ın çalışmalarında piston segman uygulamalarında umut verici bulundu. (Rastegar ve Richardson, 1997).

PVD veya CVD tarafından üretilen ince sert kaplama işleminde kullanılan kompozisyonlar titanyum nitrür (TiN), krom nitrür (CrN) içermektedir. Ancak bu tür kaplama yöntemleri sadece küçük seri üretim yarışma motorlarında ve seçilmiş üretim motorlarında kullanılmaktadır. Çok katmanlı Ti-TiN kaplamalar deneysel olarak dökme demir piston segmanları üzerinde uygulanmaktadır. Bu kaplamanın krom kaplamaya veya fosfat kaplamaya oranla tabaka sayısı arttıkça aşınmaya daha dayanıklı olduğu söyleniyor. (Zhuo et al., 2000).

2.2 Piston Eteği ve Segman Yuvası

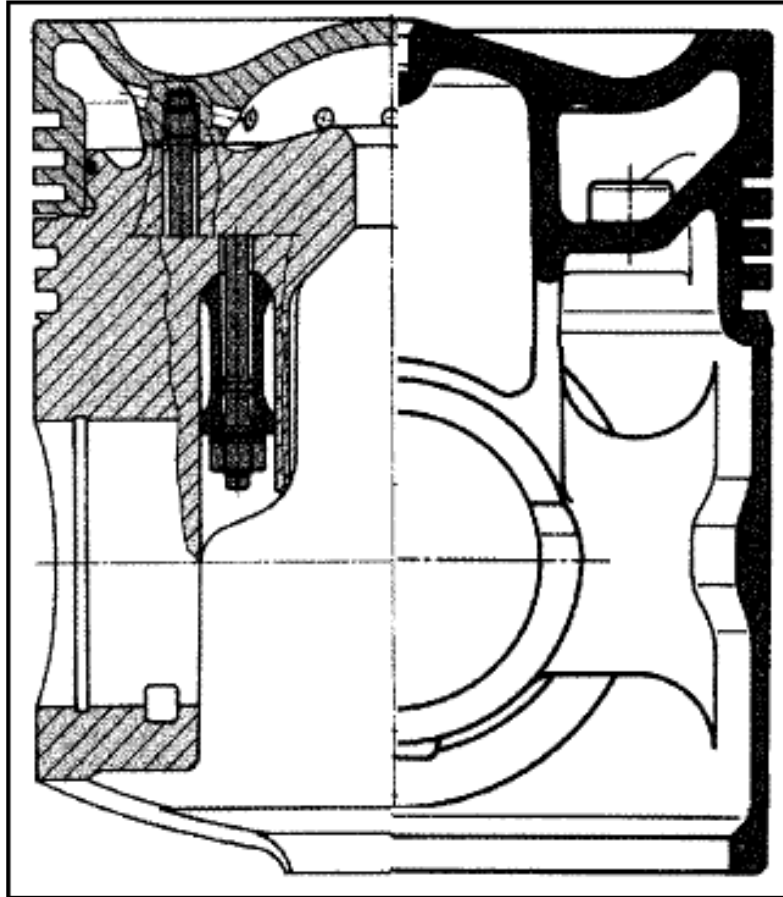
Pistonun ana görevi termal enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürmektir. Ayrıca, piston segmanı yanma odası ile krank yatağını birbirinden ayırmaktadır ve ısıyı soğutma sıvısına taşımaktadır. Piston eteği yük taşıyan yüzey olarak görev yapar ve pistonun silindir içinde hizalanmasını sağlar (Andersson, ve diğ, 2002).

2.2.1 Piston çeşitleri ve geometrileri

Çalışma gereksinimleri ve farklı motor çeşitlerine yönelik birçok piston çeşidi geliştirilmiştir. Piston çeşitleri yaygın olarak yapılarına, kullanım alanlarına ve

soğutma düzenine göre sınıflandırılmaktadır. Pistonlar yapılarına göre 4 farklı sınıfa ayrılırlar. Bunlar;

- Yüksek hızlı otomotivler kullanılan soğutmasız veya yağ spreylili soğutmalı döküm veya dökme mono metal hafif alaşımlı pistonlar
- Ağır hizmet dizel motorlarında kullanılan soğutmasız veya yağ spreylili soğutmalı segman yuvalı hafif alaşımlı döküm pistonlar
- Ağır hizmet ve orta hızlı dizel motorlarda kullanılan soğutma galerili tek parçalı veya kompozit pistonlar. Aşağıdaki Şekil 2.6'da sağ tarafta tek parça sfero döküm piston ve sol tarafa iki parçalı kompozit piston görülmektedir.
- İki stroklu düşük hızlı dizel motorlarda kullanılan pistonlar



Şekil 2.6 : İki parçalı kompozit piston (sol), Tek parça sfero döküm piston (sağ).

Pistonun en temel alanları piston başı, segman yuvaları, piston pim yuvası ve eteğidir. Bu bölgelerin geometrileri motorun kullanılma alanlarına göre önemli ölçüde değişiklik gösterirler.

2.2.2 Piston etek malzemeleri

Düşük kütle kuvveti, deformasyon ve yorulmalara karşı yüksek direnç ve iyi kayma özelliğini sağlayabilmek için piston malzemesinin bazı özel şartlara sahip olması gerekmektedir. Bunlar;

- Düşük yoğunluk
- Sıcaklık değişimleri altında yüksek dayanım
- Yüksek ısı iletkenliği
- İyi aşınma özellikleri
- Uygun ısıl genleşme

Tipik piston malzemeleri arasında hafif alaşımlar, dökme demir, sfero döküm ve alaşımlı çelikler vardır. Yüksek hızlı motorlarda öncelikli olarak alüminyum silikon alaşımları kullanılmaktadır. Alüminyum'un dışında bu alaşımların bileşimlerinde 11–13 % oranında silikon, her birinden 1 % oranında olarak bakır, nikel ve magnezyum bulunmaktadır. Silikon oranı 18–24 %'a çıkartıldığında ısı genleşme ve aşınma azalır fakat mukavemet düşer. Büyük iki stroklu motorlarda yüksek dereceli demire dayalı metaller, perlitik taban yapıları sfero döküm malzemeler günümüzde hala kullanılmaktadır. Yüksek mekanik ve termal yük uygulamalarında kompozit pistonların başı için yüksek yüksek sıcaklık dayanımı olan döküm veya dökme çelikler (40Mn4, 42CrMo4V ve X45CrSi9) veya yüksek mukavemetli malzemelerden olan sfero döküm demirler seçilmektedir. (Röhrle, 1995).

Motorların güç yoğunluğunu artırma eğiliminden ötürü pistonların yük taşıma kapasitesinin artırılması gereksinimi doğmuştur. Lipp ve Schmidt Ferro kompozit piston tasarımı sunmuşlardır. Kompozit piston dökme çelik bir piston başı ve dökme çelik piston eteğinden oluşmaktadır. Bu piston 25 MPa'ın üstündeki pik silindir basınçlarında çalışabilir ve çap aralıkları da 160 ile 640mm arasındadır. Dövme piston eteği malzemesi mikro alaşımlı ve yüksek akma dayanımlı çeliktir (38MnVS6). Dövme çeliğin en büyük avantajlarının biri de özellikle işlenmemiş yüzeylerinde yüksek yorulma dayanımına sahip olmasıdır. Malzemenin kopma uzama oranı dökme demire oranla üç kat daha yüksektir.

Inada'nın çalışması ile yüksek güç çıkışına sahip motorlarda kullanılabilecek piston tasarımı yayınlanmıştır. Tasarımın yeni özellikleri; nitrürlenmiş sfero dökme demir

piston ve çift soğutma nozul sistemidir. Çalışmadan çıkan sonuçlara göre nitrüleme süreci ile sfero dökme demirlerin oksidasyon direnci ve termal yorulma direnci artırılabilir. Pistonun soğutma verimi çift soğutma nozulu sistem uygulaması ile artırılabilir (Inada, 2001).

Pistonlarda kullanılan yüzey kaplamaları kullanım alanlarına göre şu şekilde ayrılır.

- Kayma karakteristiğini arttırmak için kaplama
- Aşınma direncini arttırmak için kaplama
- Termal özelliklerini iyileştirmek için kaplama
- Vuruntu direncini arttırmak için kaplama

Yağlama açısından 1. ve 2. uygulama alanı en ilginç olanlarıdır. Metalik ve grafit kaplamalar alüminyum silikon piston alaşımlarının kayma karakteristiğinin geliştirilmesinde kullanılır. Olumlu alıştırma özelliklerine sahip olabilmek için alüminyum yüzeylere kurşun ve kalay kaplamalar uygulanır. Benzinli motorlarda metal kaplama kalınlıkları tipik olarak 1 – 2 μm 'dir. 10-20 μm kalınlığındaki fenolik reçine grafit kaplamalar büyük pistonlarda ve benzin veya dizel otomotiv motorlarında kullanılır. İnce metal fosfat katmanları bu kaplamaların yapışma özelliklerini arttırmaktadır. Alüminyum pistonların aşınma direncini arttırmak için piston etek yüzeyi aşınma dirençli demir ile kaplanabilir. (Röhrle, 1995).

Durga ve ekibi sürtünen yüzeylerin yüzey karakteristiklerinin sürtünme davranışlarına etkilerini araştırmışlardır. Bu araştırmalarında kaplamasız ve kaplamalı piston eteklerinin, atomize sprey kaplama II-25D (Epoksi+BN+MoS₂+Grafit) dâhil farklı silindir gömleği kaplamalarındaki davranışlarını incelemişlerdir.

Testlerde ilk olarak piston etek malzemesi olarak 318 alüminyum alaşım ve kaplama olarakta atomize sprey kaplaması II-25D kullanılmıştır. Sonuçlara göre II-25D kaplaması tüm piston hız aralıklarında sürtünme katsayısında önemli bir azalma sağlamıştır (Sınır sürtünme katsayısı 0,07 ve tüm çevrim boyunca elde edilen ortalama katsayı 0,05). Tek silindirli motor testinin sonucu olarak, yüksek hızlarda II-25D kaplaması motor sürtünme torkunu kaplamasız silindir gömleğindeki motor sürtünme torkuna göre önemli ölçüde azaltmıştır. II-25D kaplaması ile güç artışı 4,5 % seviyesindedir. (Durga et al., 1998).

2.2.3 Piston etek malzemeleri

Çoğu piston tasarımında üç adet piston segman yuvası bulunmaktadır. Piston segmanları bu yuvalara oturmaktadır. Piston segman yuvaları ve flanşları piston sızdırmazlık sisteminin bir parçası olduğundan dolayı yanma gazlarının sızıntısı ve yağ tüketiminde önemli rol oynarlar. Bu nedenle flanşların yüzeylerinin çok yüksek kalitede olması istenir. Karşılaştırabilmek için, standart bir piston segmanının yüzey kalite değerleri $Rz = 4 \mu m$ veya $Ra = 0,8 \mu m$ seviyesindedir (ISO 6621-4).

Hasarlanmış sızdırmazlık yüzeyleri gaz sızıntısı arttırarak efektif yanma basıncının düşmesine sebep olurlar. Aynı zamanda yüksek sıcaklıktaki yanma gazının sızması ve kayan yüzeylerdeki yağ filmi ile etkileşime geçmesi ile piston segmanlarında sıcak gazdan dolayı hasarlanmalara neden olabilir.

Ağır fuel-oil motorların piston segman yuvalarındaki aşınma direncini arttırabilmek için segman yuvaları genellikle indüksiyon ile sertleştirilir veya krom kaplanır. Segman yuva flanşlarındaki aşınma piston segmanı ile silindir gömleği arasındaki efektif geometrinin değişmesine neden olur. (Dowson, 1993).

Çelik kompozit piston başlarının segman yuva aşınma dirençlerini arttırabilmek için sert krom kaplamalar uygulanabilir. Birinci segman yuvasını ve bazı durumlar ikinci segman yuvasını da aşınmaya karşı koruyabilmek için yüksek performanslı dizel motorlarda yüksek alaşımlı dökme demir segman taşıyıcılar imal edilir. Segman taşıyıcılar tercihen ısıl genleşme katsayısı alüminyuma eşit olan Niresist'tan (östenik dökme demir) imal edilir (Röhrle, 1995).

2.3 Yağlama ve Yağlama Rejimleri

Yağlama, birbirine göre bağıl hareket eden iki yüzeyi, yüzeye zarar vermeden kolayca yüzeyden kopabilen bir sıvı filmi yardımı ile ayırmaktır. Temasta ve birbirine göre izafi harekette olan iki elemanın temas yüzeyleri arasında sürtünme ve buna bağlı olarak aşınma, sıcaklık artışı ve enerji kaybı meydana gelmektedir. Bu olayların etkisini azaltmak için, alınması gereken tedbirlerin başında yağlama gelir.

Yağlamanın ana amacı sürtünmeleri azaltıp, parçaların ömrünü uzatarak motordan en fazla güç elde edilmesini sağlamaktır. Hareketi kolaylaştırmak daha fazla verim almak ve çalışan parçaların ömrünü uzatmak için, parçaların birbiriyle doğrudan doğruya sürtünmelerini önlemek gerekir. Dünya çapında yapılmış olan istatistiklere

göre makine elemanlarının yaklaşık % 70' inin işe yaramaz hale gelmesinin nedeni aşınmadır.

Motorlarda kullanılan yağlama yağlarının başlıca görevleri; birbiri üzerinde hareket eden motor parçalarının, doğrudan doğruya temas etmesini önleyerek, parçaların aşınmasını ve güç kaybını azaltmak ve ısınan motor parçalarının soğutulmasına yardım etmektir. Bunun yanında yağlama yağının diğer görevleri, parçalar arasında oluşan pislikleri temizlemek, silindir cidarı ile piston-segman arasındaki boşlukları doldurarak sızdırmazlık sağlamak, yataklarda ve diğer hareketli motor parçalarındaki vuruntuyu yok ederek gürültü ve sesleri azaltmak ve motor parçalarının ömrünü arttırmaktır (Cesur, 2008).

Parçalar yağsız çalışacak olursa, meydana gelecek sürtünmeler nedeniyle çok kısa zamanda görevini yapamaz duruma gelirler. Sürtünme nedeni ile meydana gelen ısı, motor parçalarının mekaniksel dayanımlarını tehlikeye düşürür. Yatak malzemelerinin eriyip akmasına, parçaların kırılmasına neden olur. Piston, segman ve silindirler çabuk aşınırlar. Amaca uygun şekilde çalışan yağ ve yağlama donanımı, bütün hareketli parçaların yeterince yağlanmasını sağlayıp, parçalar arasında sıvı sürtünmeyi sağlamalıdır.

2.3.1 Yağlama rejimleri

Gelişmiş motor özellikleri, motor parça tasarımlarında daha fazla güçlükler ve komplike yönler meydana getirir. Yük, hız veya sıcaklığın çok daha fazla olduğu çalışma koşullarında yapılan herhangi bir değişiklik sistemdeki parçaların dayanıklılığını olumsuz etkileyecektir.

Yağlayıcının fiziksel ve kimyasal özellikleri ile katkı malzemelerindeki küçük bir değişiklik, yağlama şartlarını da değiştireceğinden bu değişiklik sistemlerde kritik değişimlerin yapılmasını gerektirmektedir. Yataklar, supap mekanizması ve piston-segman grubunu yağlamak için tek bir çeşit yağ kullanılmış, daha sonra değişik özellikteki yağ ile her birinin performansının optimize edilmesi ile belirlenmiştir. Bu, yağlayıcı seçimi ile malzeme seçimi arasındaki ilişkisinin önemini gösterilmektedir.

Piston segmanlarının yağlanması söz konusu olduğunda, segman ve silindir gömleği arasındaki rölatif kayma hızı strokun ortasında maksimum ve ölü noktalarda sıfırdır. Bu rölatif hız, hareketli parçalar arasında yağ filminin oluşmasını sağlar. Böylece orta strokta, kompresyon segmanları ve silindir gömleği arasında hidrodinamik

yağlama koşulları ile çok tatminkâr bir yağ filmi kalınlığı oluşacaktır. Fakat ölü noktalarda ise, yağ ile temas sıfır hızında olmakta, buda uygun yağ filmi kalınlığının olmamasına ve elastohidrodinamik (karışık) ve sınır yağlama rejimini oluşmasına yol açmaktadır. Böylece ölü noktalardaki sürtünme ve aşınma miktarı önemli derecede artış göstermektedir

İçten yanmalı motorlarda ÜÖN’ da yanma boyunca minimum yağ kalınlığı ($\approx 1\mu\text{m}$) oluşmaktadır. Segman üzerindeki gaz basıncı artışı ile birlikte yağ filmi kalınlığını azaltmakta ve genişleme zamanında ise artan piston hızı ile birlikte yağ filmi kalınlığı artmaktadır. Motorun daha yüksek yüklerde çalışma koşullarında gaz basıncı artarak ve segmana gelen yükler artmaktadır. Ayrıca basınç artışı yağ sıcaklığını artırmakta ve yağın viskozitesini düşürmektedir. Bu sebeple emme, sıkıştırma ve egzoz zamanları boyunca yağ filmi kalınlığı azalmaktadır. Motorun bir çevrimi esnasındaki film kalınlığındaki değişim sınır yağlama rejiminden çok ince hidrodinamik yağlama rejimine kadar değişik sürtünme rejimlerinin oluşmasına yol açmaktadır. Yağ filmi $1\mu\text{m}$ altına indiği zaman yüzey pürüzleri teması başlayarak sürtünme katsayısı artmaktadır (Cesur, 2008).

2.3.1.1 Sınır yağlama

Birçok durumda sınır yağlama rejimi, parçaların ömürlerini aşınmaya bağlı olarak etkileyen kritik yağlama rejimi olarak tanımlanır. Bu yağlama rejimi genellikle yüksek yükler, düşük viskoziteli yağlar ve düşük hızların geçerli olduğu koşullarda meydana gelmektedir. Örnek olarak rulmanlar, pompalar, transmisyon sistemleri ve piston segman silindir sürtünmelerinde gözlemlenir (Şen, 2007).

Sınır yağlama şartlarında, yük tamamen temas halindeki yüzey pürüzleri tarafından karşılanır. Burada fiziksel ve kimyasal performansı tanımlayan yüzeylere yapışmış, ince film hareketleri vardır. Yağlayıcının dinamik viskozitesi önemli değildir, ancak katkı malzemesinin önemli bir rolü vardır (Priest ve Taylor, 2000). Sürtünme katsayısı hız, yağ viskozitesi ve yükten bağımsızdır. Sürtünme katsayısı sürtünme kuvvetinin normal yüke oranıdır. İki yüzey arasındaki sürtünme ve aşınma davranışı yüzeylerin özelliklerine, çevre şartlarına ve aralarında oluşacak yağlayıcı özellikleri ile belirlenmektedir (Cesur, 2008).

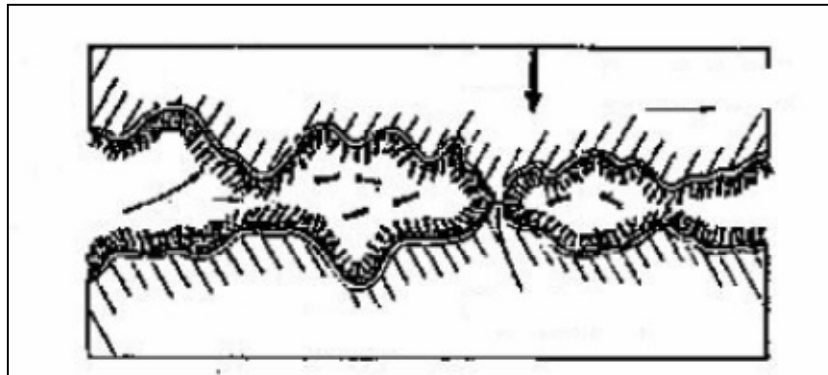
Sınır yağlama rejimi, bağlı hareket eden yüzeyler arasında yağlayıcı ve yüzey özelliklerine bağlı olarak belirlenir. Sınır yağlama rejiminde önemli yüzey

özellikleri; pürüzlülük, sertlik, esneklik, şekil değiştirilebilirlik, kayma gerilmesi, ısı iletkenlik ve yağlayıcının ısılatma kabiliyetidir. Yağlayıcının, yağlayıcı yüzeyleri ya da kimyasal yapısı başlıca önemli yağlayıcı özellikleridir. Katı yüzeyler arasında moleküler tutuculuk yağlama kabiliyetini belirler. Sınır yağlamada, yüzey pürüzlülüklerinde dolayı gerçek temas alanı yüzey alanından çok daha azdır.

Farklı malzemeler için, daha yumuşak malzeme özelliğine sahip olan malzeme sürtünme davranışlarında daha etkindir. Sınır yağlamada yüzeyler arasında oksit tabakası oluşmakta ve kayma gerilmesini azaltarak sürtünme katsayısını düşürmektedir. Sınır yağlama şartında sürtünme katsayısı hızdan bağımsızdır. Motor parçaları arasında (yataklar, piston ve segmanlar) ilk çalıştırma ve durma anlarında sınır yağlama rejimi oluşmaktadır. Ayrıca normal çalışma anlarında üst segman ve silindir gömleği arasında ÜÖN ve AÖN’ da büyük yükler ve düşük hızlardan dolayı sınır yağlama rejimi oluşmaktadır (Cesur, 2008).

2.3.1.2 Karma yağlama

Yüzeyleri birbirinden ayıran yağlayıcı film tabakası pürüzlü yüzeyler arasında sürtünmeye izin veriyor ise bu tip yağlamaya karma yağlama denir. Karma yağlama rejiminde yükün bir kısmı ince yağ filmi tarafından diğer kısmı ise temas halindeki yüzey pürüzleri tarafından taşınmaktadır (Şen, 2007).



Şekil 2.7 : Karma yağlama modeli.

Karma yağlama hidrodinamik ve Elastohidrodinamik yağlamaya göre daha düşük yağ film kalınlığına izin vermektedir. Karma yağlama rejiminde, viskozitede ya da kayma hızındaki düşüş veya yükteki artış sonucunda yağ film kalınlığı düşer ve metal metale sürtünme hidrodinamik sürtünmeye eklenir (Priest ve Taylor,2000). Yüzeyler arasındaki yağ sebebiyle pürüz uçları teması görülür. Bu yağlama rejiminde

başlıca karakteristik yük, hız ve viskozite ile belirlenmektedir. Sürtünme, yüzey pürüzleri ve viskoz akışkanın kesme direncinden oluşmaktadır. Hidrodinamik yağlama rejiminin aksine karma yağlamada sürtünme kuvveti hız ve viskozite artışı ya da yükün azalması ile azalmaktadır (Cesur, 2008).

Hidrodinamik yağlama rejiminde, yağ filmi kalınlığı çok inceldiğinde hidrodinamik yağlama rejimi kopar ve yük artık yüzey pürüzleri tarafından taşınır. Sıvı sürtünmeye metal metale temas halinde yüzey pürüzleri sürtünmesi eklenir. Hem hidrodinamik hem de sınır yağlama şartı hakim olmaktadır. Yüzey yapısı, hidrodinamik rejimden karma yağlama rejime geçişi belirler. Pürüzlü yüzeylerde daha düşük yüklerde geçiş sağlanır. Ani yük veya hız değişimi ya da titreşimli mekanizmalarda geçiş daha fazla olur. Silindir segman arasındaki temas ani hız, yük ve sıcaklık değişiminden dolayı ölü noktalarda (ÜÖN ve AÖN) karma yağlama rejimine geçmektedir. Kayma anında yağ filmi koparak aralıklarla metal metale temas etmekte ve bunun sonucu olarak sınır yağlamaya geçerek sürtünme katsayısı artmaktadır (Cesur, 2008).

2.3.1.3 Hidrodinamik yağlama

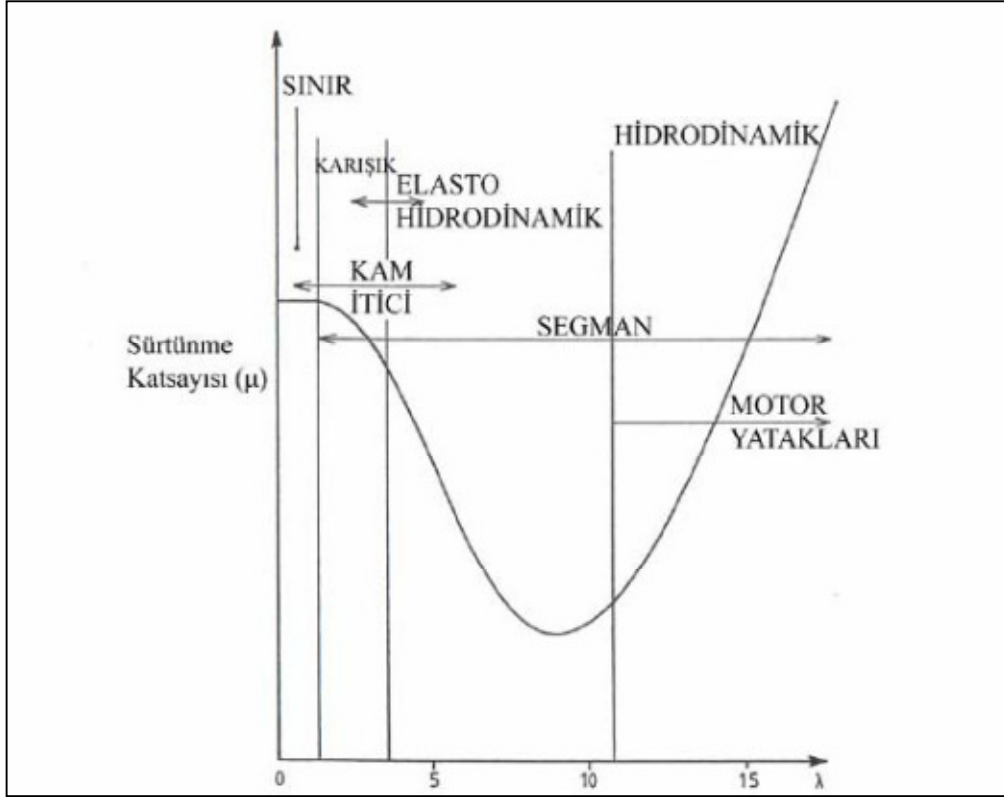
Hidrodinamik yağlama rejiminde oluşan yağ film kalınlığının yüzey pürüzlülüğüne oranı iki yüzeyi birbirinden ayıracak düzeydedir. Bu durumda, sürtünme viskoz akışkan içindeki kesme kuvvetlerinden kaynaklanır. Bu yağlama rejiminde yüzeylerin tamamı, yağ filmi tarafından birbirinden ayrılmış olup yükü taşımak için filmdeki basınçların oluşumu klasik hidrodinamik hareket ile sağlanmaktadır. Hidrodinamik yağlama rejiminde yağın dinamik viskozitesi, başlıca yağlama karakteristiğidir (Priest ve Taylor,2000).

Hidrodinamik yağlama rejimi, motor yatakları, piston eteği-silindir gömleği ve silindir-segman arasında yüksek kayma hızlarında oluşmaktadır. Düşük yüzey pürüzlülüğüne sahip silindir yüzeyleri kullanılarak, hidrodinamik yağlama rejiminde çalışma mümkün olmakta ve dolayısıyla sürtünme ve aşınma önemli ölçüde düşürülebilmektedir.

Hidrodinamik sürtünme, birbirine göre bağıl olarak hareket eden veya kayan iki yüzey arasında yeterli sıvı filminin ve basıncın olduğu sürtünme şeklidir. Harekete karşı direnç yağlayıcının viskozitesi ile oluşmaktadır. Hidrodinamik yağlamada, sınır sürtünme katsayısı çok düşüktür ($f = 0,001$ ile $0,005$). Hidrodinamik yağlamada aşınma teorik olarak sıfırdır.

Hidrodinamik yağlama şartları altında düşük viskoziteli yağlar daha az direnç göstererek iç sürtünmelerin azalmasına sebep olmakta ve bu sayede yakıt ekonomisi sağlamaktadır.

Ancak düşük viskoziteli yağların kullanılmasını yağ tüketimini artırırken yağ filmi kalınlığının azalmasına hatta yağ filminin yırtılmasına neden olabilmektedir (Priest ve Taylor, 2000).



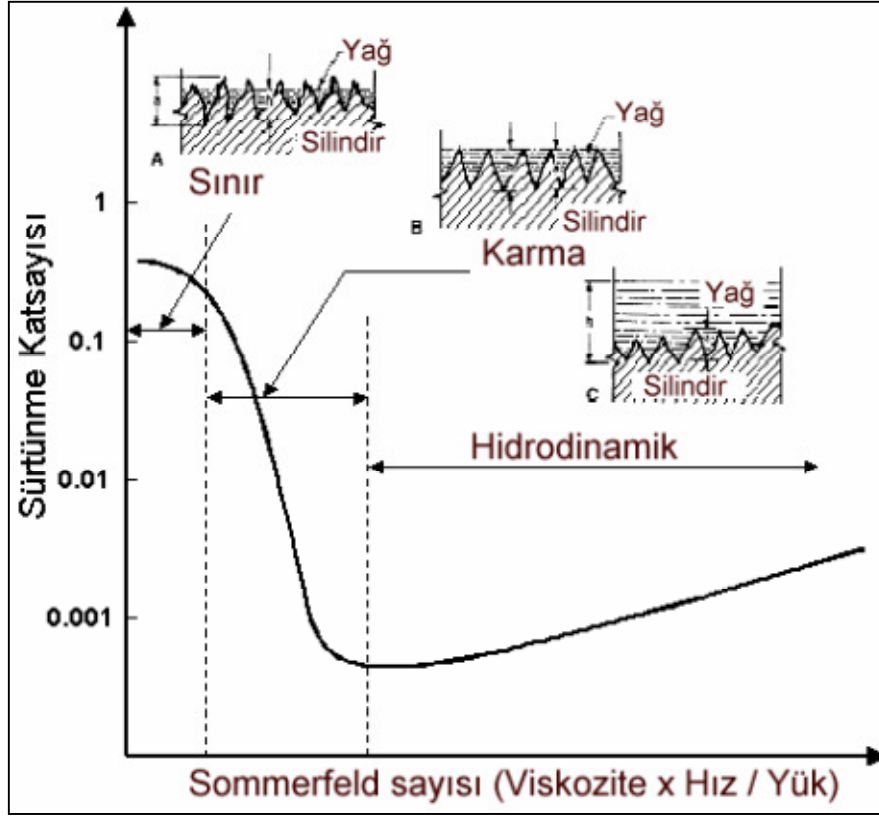
Şekil 2.8 : Spesifik yağlanmış motor parçaları ile ilişkilendirilmiş, geleneksel yağlama rejimlerini gösteren Stribeck diyagramı (Abel ve Ferrante, 2001).

$$\text{Film Kalınlık Oranı } (\lambda) = \frac{\text{Etkin Film Kalınlığı}}{\text{Yüzey Pürüzlülüğü}} \quad (2.1)$$

Stribeck diyagramı sürtünme katsayısı ve Sommerfeld sayısı arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Sommerfeld sayısı kayma hız (U) ve dinamik viskozitenin (μ) çarpımının temas yüküne (W) oranı olarak ifade edilebilir.

$$S = \frac{\mu U}{W} \quad (2.2)$$

Hidrodinamik yağlama rejiminde sürtünme katsayısı, hız ve viskozitenin artması ya da yükün azalması ile artmaktadır.



Şekil 2.9 : Stribeck diyagramı (Akalin, 2000).

2.3.1.4 Elastohidrodinamik yağlama

Burada yüzeyler yine hidrodinamik yağlamadaki (yüzeyler yağ filmi tarafından tamamı ile birbirinden ayrılmış) gibidir. Ancak yüzey teması hidrodinamik yağlamaya göre daha yoğundur. Bu yağlamada, filmler daha incedir. Aynı zamanda, yüzeylerdeki elastik değişimler ve dinamik viskozitedeki basınç daha etkilidir.

Geometrinin uygun olmaması durumlarında, örneğin Hertz yoğunluğu temas durumlarında yüzeylerin elastik deformasyonu üzerine etkisi hesaba katılmak zorundadır. Ayrıca, yağlama Hertz temaslarında yüksek basınçlar bulunmasından dolayı yağlayıcı maddenin viskozitesi üzerine basıncın etkisi göz önüne alınmak zorundadır (Cesur, 2008).

2.3.2 Motor yağları

Bir motor yağı, bir dizi son derece hayati işlevleri yerine getirir ve bunlardan herhangi birinde başarısızlık felaket olabilir. İyi bir motor yağının yakıt yanma ürünlerini, kurum parçacıklarını tutması, pas ve korozyona karşı koruması, süspansiyon kirleticileri tutması ve yanma döngüsünde üretilen ısıyı dağıtımını

sağlaması gereklidir. Tüm bu işlevlerini yüksek sıcaklık ve basınç altına yerine getirmesi gereklidir. En öncelikli görevi ise yağlamayı sağlayarak sürtünmeyi azaltmasıdır.

Bu özelliği iki hareketli parça arasında oluşturulan yağ film tabakası ile sağlanır. Yağın yük taşıma yeteneği viskozite olarak tanımlanır. (URL-1, 2011) Viskozite, sıvıların akmaya karşı gösterdiği direnç ve iç sürtünmelerin bir ölçüsüdür. Kinematik ve dinamik viskozite olarak ikiye ayrılır.

Birbirinden 1 m uzaklıktaki iki düzlem arasındaki $1m^2$ alandaki sıvı tabakasının $1m/s^2$ hızla kayması için gerekli olan Newton kuvvetine "dinamik viskozite", dinamik viskozitenin yoğunluğa oranına ise "kinematik viskozite" denir. Kinematik viskozite birimi santistok (cst) olup, $1\text{ cst} = 1mm^2 / \text{saniye}$ dir. Sıvı yakıtları en önemli özelliklerinden birisi de kinematik viskozite kabiliyetidir.

Çoğu sıvıların viskozitesi, artan sıcaklıkla azalır. Boşluk (hole) teorisine göre bir sıvı içerisinde boşluklar bulunmaktadır ve moleküller sürekli boşluklara doğru hareket ederler. Bu olay akışa izin verir, fakat bir molekülün bir boşluğa taşınması bir aktivasyon enerjisine ihtiyaç duyduğundan enerji gerektirir.

Yüksek sıcaklıklarda aktivasyon enerjisi daha kolay temin edileceğinden sıcaklık yükseldikçe sıvı daha kolay akar. Ayrıca artan basınçla bir sıvının viskozitesi artar, çünkü basıncın artması sıvı içerisindeki boşluk sayısını azaltır ve bunun sonucu olarak moleküllerin hareketi zorlaşır (Cesur 2008).

2.3.2.1 Motor yağlarının sınıflandırılması

Otomotiv Mühendisleri Derneği (SAE) viskozite özelliklerine göre motor yağlarını sınıflandırmak için sayısal bir kod sistemi kurmuştur. Düşük viskoziteden yüksek viskoziteye sınıflandırma şu şekildedir: 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50 veya 60. 0, 5, 10, 15 ve 25 numaralar W ile sonlandırılmıştır ve düşük sıcaklıklarda kullanım için tasarlanmıştır. 20 numara için soğuk ya da sıcak viskozite sınıfını belirtmek için W ile işaretlenir.

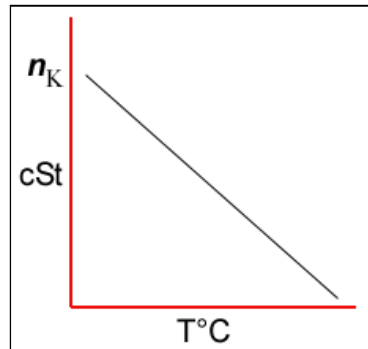
Kinematik viskozite standart sıcaklıklarda, standart bir miktar petrolün standart bir orifis akışı için gereken süreyi ölçerek derecelendirilir. Akışı uzun sürede tamamlayan bir yağın viskozite değeri yüksektir ve yüksek SAE kodu alır (URL-2, 2012).

Çizelge 2.1 : Motor yağlarının 100°C’da viskozite değerleri

SAE Viskozite Sınıfı	Minimum (cSt)	Maksimum (cSt)
0W	3,8	-
5W	3,8	-
10W	4,1	-
15W	4,1	-
20W	5,6	-
25W	9,3	-
20	5,6	9,3
30	9,3	12,5
40	12,5	16,3
50	16,3	21,9
60	21,9	26,1

SAE J300 sınıflandırma sistemine göre viskozite dereceleri 11’e ayrılmıştır. Bunlardan 6 tanesi kışlık yağları olarak sınıflandırılır. Bu yağlar; 0W, 5W, 10W, 15W, 20W, 25W, 20, 30, 40, 50 ve 60. Tek dereceli kışlık yağların dinamik viskozite değeri J300’de belirtilen farklı soğuk sıcaklık değerlerinde hesaplanır. Yağın özelliğini koruyabildiği en düşük sıcaklığa göre viskozite sınıfı belirlenir. Örneğin bir yağ 10W ve 5W için gerekli kriterleri sağlıyor, fakat 0W için sağlayamıyor ise bu yağın sınıfı SAE 5W olarak tanımlanır.

Yazlık yağlarda ise kinematik viskozite 100 °C sıcaklıkta hesaplanır ve birimi mm²/s olarak gösterilir. Yağların viskozitesi sıcaklığın artması ile azalmaktadır.



Şekil 2.10 : Viskozite- sıcaklık grafiği

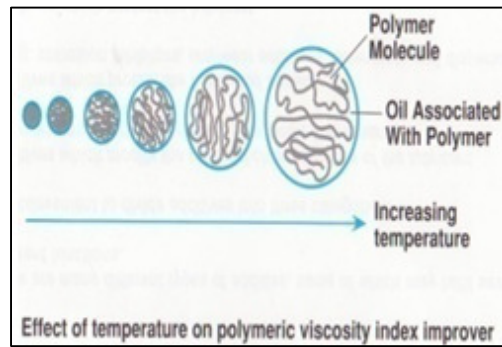
Düşük sıcaklıklarda yüksek viskozite yüksek sıcaklıklarda ise düşük viskozite rejimi geçerlidir, fakat çok dereceli yağlar için sıcaklık değişimi ile yağın viskozitesinin değişmesi daha kısıtlıdır. Tek dereceli yağlar kullanılacağı makinede mükemmel yağ

soğutma sistemi var ise ve çalışma sıcaklıkları sabit değerlerde ise kabul edilebilir bir seçenektir.

Tek dereceli yağlar motor çalışma sıcaklık aralıklarının fazla olmadığı uygulamalarda kullanılmaktadır. Örneğin çim biçme makineleri, endüstriyel uygulamalarda ve eski model arabalarda (URL-2, 2012).

Günümüz taşıtları geniş sıcaklık aralıklarında çalışmaktadırlar. Örneğin kış koşullarında motorun ilk çalıştırılmasında düşük sıcaklık değerlerinde veya yazın yüksek sıcaklıktaki çalışma koşulları gibi. Ancak özel bir yağ motor sıcaklığı düşük iken yüksek viskoziteye ve motor çalışma koşullarında düşük viskoziteye sahip olabilir.

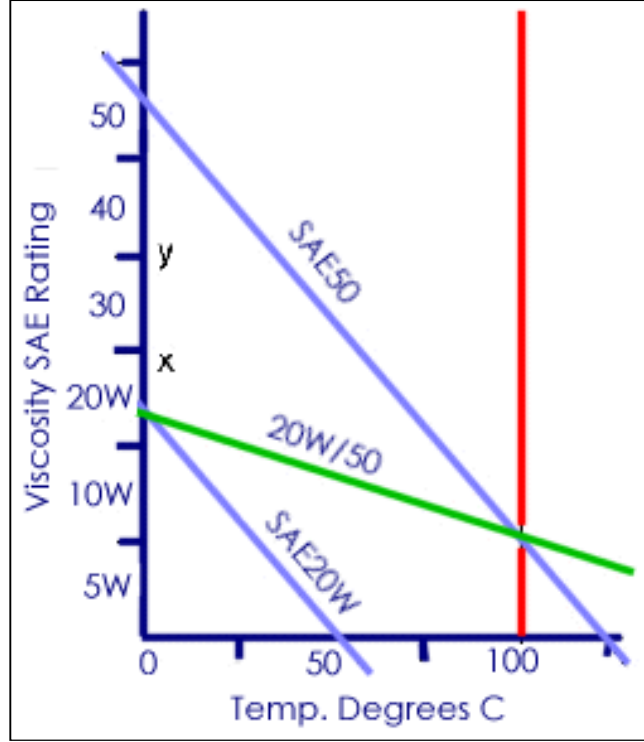
Çok dereceli yağlar tek dereceli yağların aksine SAE J300 sınıflandırma sisteminin öngördüğü birden fazla gereksinimi karşılayabilecek yapıdadırlar. Bu özelliklerinden dolayı çok dereceli yağlar geniş çalışma sıcaklığı aralığına uygun yağlardır. Farklı viskozite özelliklerini tek bir yağ altında toplayabilmek için özel polimer katkı viskozite indeksi artırıcılar olarak adlandırılan katkıların yağa ilave edilmesi gereklidir. Bu katkı maddeleri ile yağ çok dereceli yağa dönüşmektedir. Bu katkı maddelerine sahip yağlar, düşük sıcaklıklarda iyi ilk çalışma ve sürtünme karakteristiğine ve yüksek sıcaklıklarda daha akıcı yağların iyi yağlama özelliklerine sahiptir. Bu tip yağlar araçlarda tek tip yağın tüm yıl boyunca kullanılması sağlayacaktır. Bu nedenle çok dereceli yağlar aynı zamanda dört mevsim yağları diye de adlandırılır.



Şekil 2.11 : Viskozite indeksi artırıcılar

Yağa ilave edilen bu katkı maddeleri düşük sıcaklıklarda küçük bir top şeklinde yağ molekülleri arasında hareket etmektedir. Çalışma sıcaklıklarının artması ile birlikte bu katkı maddeleri büyük liftli bir yapıya dönüşerek yağın normal akışını kısıtlar.

Çalışma sıcaklığının düşmesi ile eski yapılarına dönüşürler. Sonuç olarak bu polimer katkı malzemeleri doğru orantılar ile harmanlandığında örneğin SAE 15W yağı düşük sıcaklıklarda SAE 15W özelliklerini gösterirken yüksek sıcaklıklarda SAE40 özelliklerini gösterecektir. Bu sayede SAE 15W/40 yağı geniş bir sıcaklık aralığında koruma sağlayacaktır (URL-2, 2012).



Şekil 2.12 : Tek dereceli ve çok dereceli yağların viskozite- sıcaklık karakteristikleri

Taşıt imalatçısı tarafından belirlenen derecedeki ve viskozitedeki yağların kullanılması gerekmektedir, fakat istenen değerler ülkeden ülkeye hava şartlarına ve istenen yakıt verimliliği kısıtlamalarına bağlı olarak farklılık gösterir.

Çok Dereceli Yağların Avantajları

- Bir yıl boyunca kullanmak için tek yağ
- Düşük başlangıç sıcaklıklarında yüksek verim
- Yüksek sıcaklıklarda yüksek performans
- Geliştirilmiş yakıt ekonomisi
- Daha kısa rölanti zamanı, daha hızlı ısınma
- Daha geniş sıcaklık aralığında tam basınçlı yağlama

2.4 Piston Segmanı ve Piston Eteği Yağlaması

2.4.1 Yağ kaynağı

2.4.1.1 Piston eşitleri

Tüm pistonların soğutulmaya ihtiyacı olmamasına rağmen piston yağlaması çoğu şartta pistonun soğutulması için kullanılmaktadır. Pistonlar şu gruplara ayrılmaktadırlar.

- Herhangi bir soğutma sistemi veya yağ sprej soğutmasına sahip olmayan pistonlar
- Bir soğutma sistemine sahip yağ soğutmalı pistonlar

İlk grup herhangi bir soğutma sistemi veya yağ sprej soğutmasına sahip olmayan pistonlar genellikle yüksek hızlarda çalışan motorlarda kullanılmaktadır. Eğer gerekir ise bu tip pistonların alt tarafı yağ spreji ile soğutulmaktadır. İkinci grup soğutma sistemine sahip olan pistonlar soğutma kanalları ve deliklerine sahiptirler. Yağ pistona genellikle ana yataklardan biyel tarafından taşınır. biyelin üst yatağındaki delikten pistona yağ sağlanmaktadır. Motor çevriminde biyelin salınımı ile pistonun i bölgesinin farklı bölgelerine yağ ulaştırılmaktadır.

2.4.1.2 Yağ tedariki

Sürtünme kuvvetini azaltmak için piston segmanı ile silindir gömleği arasında yağa ihtiyaç vardır ve bu yağ ile birlikte hidrodinamik ve karma yağlama şartı sağlanmaktadır. Yağlama özelliğine ek olarak piston, segman ve silindir gömleği arasındaki ısının taşınmasında da kullanılır. Yağa aynı zamanda piston segman yuvasında da ihtiyaç vardır. Bu sayede segmanın piston segman yuvasına yapışması engellenmiş olur.

Yağ pistona ve piston segmanına direk veya dolaylı olarak krank yatağından sağlanmaktadır. Yağ tedarik biçimi motorun boyutlarına ve ihtiyaç olan yağ miktarına göre belirlenir. Küçük yüksek hızlı motorlarda sıçramalı yağlama kullanılır. Bu yöntem ile yağlama yeterli seviyededir. Büyük motorlarda daha yüksek miktarda yağın pistona ulaştırılmasına ihtiyacı vardır. Bunun için bir çözüm yağın ana yataklar tarafından pistona taşınmasıdır. Bir diğer çözüm de yataklardan kranka oradan biyele ve en son olarakta pistona ulaştırılmasıdır. (Andersson, ve diğ, 2002).

2.4.1.3 Yağ taşıma mekanizmaları

Yağ nakil mekanizması iki boyutlu lazer indüklenen floresans tekniği ile incelenmiştir. Bu sistem ile piston yüzeyleri, segman ve silindir arasındaki yüzeylerdeki yağ dağılımını gözlemleyebilmeyi sağlar. Piston başındaki yağ birikimini Thirouard incelemiştir. Yağın birikmesindeki muhtemel neden üst segmanın yağı sıyırmasıdır. İkinci yüzeydeki yağ akış mekanizmaları da : (a) atalet ile eksenel yönde yağ akışı (b) yağı çevresel doğrultuda gaz akımı ile sürüklenmesi. Üst piston segmanının yağı sıyırması 1600 d/dak hızların üstünde gözlemlendi. Artan gaz basıncı ile birlikte piston itme tarafına doğru eğilmektedir. Radyal yükleri karşılayabilecek hidrodinamik basınç olmadığından, eğilen piston ve segmanın kıvrılmasından ötürü segman üst köşesi silindir duvarından yağı sıyırmaya başlamaktadır (Thirouard et al., 1998).

Thirouard yağın ikinci yüzeye taşınmasında üç olası mekanizma olduğunu gözlemlemiştir.

- Pistonun iniş hareketinde birinci segmanın sıyırdığı yağlar veya pistonun çıkış hareketinde ikinci segmanın sıyırdığı yağlar ile taşınır. Konik yüzeyli ikinci segmanlarda yukarı doğru sıyırmak mümkün olmamaktadır.
- Yağ üst iki segman yuvasından akabilir. Yağ segman yatağına akar ve radyal segman hareketi ile birlikte yağ dışarı pompalanır.
- Gazlar tarafından segman üzerindeki boşluklardan yağ taşınabilir. Bu akış yanma odasına doğru veya yanma odasından olabilir (Thirouard et al., 1998).

2.4.2 Yağ film kalınlığı hesapları

Piston segman yağlaması ile ilgili birçok teorik model vardır. Genel olarak bu modellerin hepsinin ortak noktası Reynolds denkleminde dayalı olmalarıdır. Reynolds denklemi geometri, viskozite, basınç ve yüzey hızları gibi parametreleri içermektedir. Denklem basınç dağılımın, yük kapasitesi, sürtünme kuvveti ve yağ akışının hesaplanmasında kullanılır.

Yağ film kalınlığı hesaplarında çeşitli yağlama modları dikkate alınır. Bu modlar saf hidrodinamik, karma ve saf sınır yağlamadır. Bunlara ek olarak elastohidrodinamik yağlama da hidrodinamik yağlamanın uzantısı olarak kabul edilir. Bilgisayar simülasyonu için farklı yağlama modelleri buna göre geliştirilmiştir.

Tam hidrodinamik yağlama çalışan yüzeyler arasında temasın olmadığı durumlarda meydana gelir. Bu durum genellikle hızların en yüksek olduğu orta inme bölgesinde oluşabilir. Tam hidrodinamik yağlama segmanların tamamen yağ ile kaplı olmasını gerektirir. Örneğin her durumda segman ile silindir duvarı arasında yeterli miktarda yağlama yağı olmalıdır ki yüzeyler arasında temas olmasın. Piston ölü noktalarına yakın bölgelerde karma yağlama meydana gelir.

Bağıl yüzey hızları azaldığında, yüzeyleri birbirinden ayıran yağ filminin kalınlığı azalmaktadır. Yağ film kalınlığı yeteri kadar inceldiğinde birlikte çalışan parçalar arasında temas başlar. Yağ filminin karma yağlama için sınır değeri birçok yol ile belirlenebilir fakat ama her zaman ilgili yüzeylerin yüzey pürüzlülüğü bağlıdır. Yüzeyler arasında sürekli olarak temas olduğunda sınır yağlama koşulu oluşur. Yağ film kalınlıkları çok düşük değerlere düştüğünde yağ filmi sadece tepeler arasında yağlama sağlar. Yükler yağ filmi yerine yüzeydeki pürüzlülükler tarafından taşınır.

Hidrodinamik yağlamada basınç yüksek olduğunda yüzeylerde basınca bağlı olarak elastik deformasyon meydana gelir. Elastohidrodinamik yağlama rejiminde, yüzeyler arasındaki istenen mesafeden daha fazla yaklaşma meydana gelmiştir. Yüzeylerin elastikiyeti yağlayıcının özellikleri ile etkileşim halindedir. Elastohidrodinamik yağlama içten yanmalı motorlarda aşırı yüklenmiş genişleme strokunda meydana gelmektedir.

Piston segman paketi simülasyon modelleri gerçek segman silindir temas oluşmasını da içeren çeşitli özellikleri içerir. Hangi modelin geliştirileceğini belirlemede çok önemli olmayan özellikler bazı modellerden çıkarılmışlardır. Diğer özellikler uygulama için karmaşıktır ve gerekli olan işlemci hesap süresini çok uzatmaktadır.

Hemen hemen her hidrodinamik yağlama modelinde basınç değerleri ile dengede olabilmesi için model yağ film basıncını yineler. Segman ve silindir genellikle iki boyutlu olarak modellenir. Bu neden ile çevresi boyunca üniform temas dikkate alınmalıdır. Bu gerçek durumlarda söz konusu değildir. Tecrübelere göre itme yönü ve ters yönde farklı normal yükler vardır. Segman ile segman yuvası arasındaki boşluklar itme yönü ve ters yönde farklılıklar gösterirler çünkü piston silindirin itme tarafına doğru yönlendirilir.

İki boyutlu bir yaklaşım dikkate alındığında, herhangi bir çevresel değişkenlik bu yaklaşım ile atlandı. Üç boyutlu yaklaşım diğer yandan iki boyutlu bir yaklaşım ile

karşılaştırıldığında sayısal işlem süresi önemli miktarda arttırır. Bir yağ film modeli segman paketinden yağ durumu, yağlayıcı özellikleri, segmanın radyal gerginliği, gaz basınçları, segmanın çalışan yüzey profilleri, motor hızı, silindir sıcaklıkları gibi faktörleri dikkate almalıdır. (Tian ve diğ., 1996). Richardson ve Borman'ın yağ film kalınlığı hesapları ve ölçümleri göstermiştir ki pistonun aşağı hareketinin başında yağ kontrol segmanının yağ film kalınlığı teorik değerlerden önemli ölçüde farklıdır.

Ölçülen yağ film kalınlığı hesaplanan kalınlıktan daha yüksektir. Bunun sebebi olarak piston eteğinden taşınan ek yağ ve piston vuruntusu gösterilmiştir. Bu faktörlerden ötürü yağ segmanı silindir gömleğini takip edememektedir ve bu da yağ film kalınlığının artmasına sebep olmuştur (Richardson and Borman, 1992). Segman teğetsel gerilimi azaldığında yağ segmanının yağ film kalınlığı da artmaktadır. Segman genişliği azaldığında yağ film kalınlığı da azalmaktadır (Seki ve diğ., 2000).

Akalin ve Newaz eksenel simetrik hidrodinamik ve karma yağlama modelini geliştirdiler. Bu model ile piston segmanı ile silindir gömleği arasındaki sürtünmeler simüle edilebilmektedir.

Simülasyon sonuçları göstermiştir ki strokun ana bölümde hidrodinamik yağlama rejimi oluşmaktadır. Ancak üst ve alt ölü noktalarda sürtünme katsayısında artış gözlemlenmektedir. Bu bölgelerde karma yağlama rejimi baskındır. Araştırmacılar simülasyondan elde edilen sonuçları test tezgâhından alınan sonuçlar ile karşılaştırmışlar ve sürtünme sonuçlarının birbiri ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. (Akalin and Newaz, 2001). Sonuçlar göstermiştir ki, yağlama rejimini etkiledikleri için sıcaklık, yüzey pürüzlülüğü, çalışma hızları en önemli parametrelerdir. Normal yüklerin karma yağlama koşullarında sürtünme katsayısına etkisi düşüktür.

2.5 Motor Kaplamaları

Motor parçalarının yağlanması, ısı kontrolü, korozyona karşı korunma ve aşınmaların önlenmesi amacıyla motorlarda çeşitli parçalara kaplamalar yapılmaktadır. Motorlarda herhangi bir parça amacına uygun şekilde kaplandığında onun çalışma performansında da yükselme olmaktadır.

Kaplama yaparken farklı parçalarda farklı kaplamalar seçilmelidir. Bunu yaparken maksimum fayda ve performans göz önünde bulundurulmalıdır. Kaplamaların çeşitli türleri mevcuttur.

Bunlar;

1. Termal bariyer kaplamalar,
2. Düşük sürtünmeli kaplamalar,
3. Termal seyreltici kaplamalar olarak üç ana grupta toplanabilir.

2.5.1 Motora uygulanan kaplamaların faydaları

Motorlara uygulanan kaplamaların başlıca faydaları şunlardır;

1. Güç ve tork artışı sağlar.
2. Parça sıcaklığını düşürür.
3. Sürtünmeyi azaltır.
4. Yanma verimini artırır.
5. Karbon oluşumunu engeller.
6. Yanma odasındaki ısıyı tutar.
7. Emme manifoldunda, yanma odalarında, karterde ve karbüratörde oluşan ısıyı dağıtır.
8. Silindir kapağı ve emme manifoldunda ki ısı transferini düşürür.
9. Parçaların korozyona direncini artırır ve kimyasal zararlardan korur.
10. Parçaların ömrünü uzatır (Mert, 2007).

2.5.2 Kaplama türleri

Baslıca 3 tip kaplama vardır. Bunlar; termal bariyer kaplamalar, düşük sürtünmeli kaplamalar ve termal seyreltici kaplamalardır.

2.5.2.1 Termal bariyer amaçlı kaplamalar

İçten yanmalı motorlarda kullanılabilir enerji %30–40 civarında olup, geri kalan enerjinin % 60-70'i ise motor parçalarını yüksek sıcaklıktan korumak amacıyla yapılmış olan soğutma sistemi ile ve ortalama 500–600 °C sıcaklıktaki egzoz gazlarıyla atmosfere atılır.

Termal Bariyer Kaplamalar (TBK) sayesinde silindir içerisinde meydana gelen ısı enerjisi soğutma suyuna geçmek yerine silindir basıncının artırılmasında kullanılır.

Bu ise motor gücünün artırılması sonucunu doğurur. TBK aynı zamanda pistonu yüksek ısıнын meydana getireceği zararlardan korur. Piston segmanlarının radyal gerilimlerini ve sızdırmazlık yeteneklerini geliştirir.

Dizel motorlarında, termal bariyer amaçlı kaplamalarda soğutma sistemine transfer edilen enerjinin azaltılması, hatta soğutma sisteminin ortadan kaldırılması hedeflenmektedir. Düşük ısı kayıplı motorlar veya diğer bir ifadeyle adyabatik motorların gerçekleştirilmesi TBK ile sağlanmaktadır (Mert, 2007).

TBK en çok piston tepesine, yanma odasına supap yüzeylerine uygulanır. Kaplama kalınlığı 0,0254- 0,0762 mm aralığında değişir. Termal bariyer amaçlı kaplamalarda aşağıdaki özellikleri sağlamasından dolayı seramik esaslı malzemeler yaygın olarak kullanılır. Bu özellikler;

1. Isıl dayanım özelliği,
2. Kimyasal olarak hareketsiz olma,
3. Yüksek kırılma tokluğu,
4. Düşük özgül ısı,
5. Mekanik dayanım ve yüksek ısı sok direnci,
6. Yüksek aşınma ve erozyon direnci,
7. Faz kararlılığı,
8. Düşük ısı geçirgenlik,
9. Düşük maliyet,
10. Düşük elastisite modülü olarak sıralanabilir.

Termal bariyer amaçlı yapılan kaplamalarda seramik esaslı, Yitrium (Y) ile stabilize edilmiş Zirkonyum Oksit (ZrO_2) (YSZ), Seryum ile stabilize edilmiş zirkonyum oksit (ZrO_2) (CeZ) , Magnezyum Oksit (MgO_2) ile stabilize edilmiş Zirkonyum Oksit (ZrO_2) (MgZ) ve CoNiCrAlY ile NiCrAlY bağ yapılı materyaller kullanılır (Parlak ve diğ, 2007). Zirkonyum oksit, düşük termal iletkenlik değerlerine sahip, gerilim kuvveti iyi olan, metallere benzer termal genleşme katsayısına sahip ve metallere daha yüksek sıcaklıklara karşı koyabilen bir seramik malzemedir. Buna rağmen bir dezavantajı yüksek sıcaklıklarda faz yapısında değişim meydana gelmesidir. Bu faz değişikliği özelliği ortadan kaldırılarak motorlarda kaplama

malzemesi olarak kullanılır. Zirkonyumun kısmi olarak stabilize edilmesi ile yüksek sıcaklıktaki faz değişim miktarı düşürölmektedir. Günümüzde stabilize edilmiş zirkonyum oksit, adyabatik motor uygulamalarında mükemmel ısı yalıtım karakteristiği, yeterli gerilme kuvveti karakteristiği ve termal genleşme karakteristiği ile oldukça tercih edilen bir kaplama malzemesidir.

M. Marmach et al. tarafından yapılan araştırmalar ile adyabatik motor sistemlerindeki motor parçalarında kısmen stabilize edilmiş zirkonyum oksit kullanımının birçok avantajlı yönünün olduğu belirlenmiştir. Aynı zamanda magnezyum ve kısmen stabilize edilmiş zirkonyum oksit kullanımının düşük ısı kayıplı motorlarda kullanımının uygun olduğu belirlenmiştir. Stabilize edilmiş zirkonyum oksit içine magnezyum ve nikel ilavesi ile gerilme kuvveti ve yumuşaklık karakteristiklerini iyileştirdiği görölmüşür.

Magnezyum ilaveli stabilize zirkonyum oksit, demir ve çeliğe yakın termal genleşme katsayısı ile silindir gömlekleri, supap kılavuzları ve oturma yüzeyleri, yanma odaları ve piston tepeleri için uygun bir kaplama malzemesidir. Stabilize zirkonyum oksit içine % 20-24 oranlarında magnezyum ilavesi ile en yüksek çatlama tokluk değeri elde edilir. Zirkonyum oksidin stabilizasyonu CeO, MgO ve Y₂O₃ ilavesiyle gerçekleştirilir. Stabilize zirkonyum oksidin özelliklerini geliştirmenin bir başka yolu da yüzeye emdirme işlemi uygulamaktır. Zirkonyum oksit ile yüzey kaplandıktan sonra yoğunlaştırma yoluyla yüzeylere Cr₂O₃ krom oksit emdirilir. Plazma spre y ile kaplanmış olan bu zirkonyum oksit tabaka üzerine yapılan bu yoğunlaştırma işlemi ile % 87 daha az aşınma olduğu görölmüşür. Krom oksit, kaplamanın moleküler yapısındaki gözenekli bölgeleri doldurur ve yüzey sertliğini artırır (Parlak ve diğ, 2007).

2.5.2.2 Düşük sürtünme amaçlı kaplamalar

Düşük sürtünme kaplamaları, aynı zamanda kuru film yağlayıcıları olarak bilinirler ve iki tipe ayrılırlar. Bunlar; kendi kendine yağlayıcılar ve yağ katkıları. Kendi kendine yağlayıcı özelliği olan kuru film tabaka piston eteklerine, silindir gömleklerine motor yataklarına, segmanlara, supap yaylarına, kam millerine, piston pimlerine ve yağ ve yakıt pompalarına uygulanır.

Bu materyaller parçalar üzerindeki yağı yüzeylerde tutmak suretiyle çok düşük bir sürtünme katsayısı gösterirler.

Düşük sürtünmeli kaplamalar molibden sülfid, bor nitrid, grafit vb. yağlama özelliği iyi pigmentlerinin bir bağlayıcı ile karışımından elde edilir. Uygulama sonrasında bu yağlayıcı bağlar metal yüzeylere koyu gri bir katı film rengi verirler.

Birçok kuru film yağlayıcı aynı zamanda özel korozyon önleyici maddeler içerir. Sürtünme önleyici kaplamalar basıncın çok yüksek olduğu yağların ve greslerin dayanım gösteremediği (krank mili yatakları, pistonlar vb.) temiz çalışma gerektiren (sürtünmeyi önleyici kaplamalar kir ve tortu bırakmaz) ortamlara uygundur (URL-3, 2011).

2.5.2.3 Düşük sürtünmeli katı yağlayıcı materyaller

Grafit ve molibden sülfid (MoS_2), katı yağlama maddesi olarak yaygın olarak kullanılan materyallerdir. Bu materyallerin kuru tozları katmanlı yapısından dolayı etkin bir yağlayıcı etkisi gösterir. Bu katmanlar hareket yönündeki yüzeye paralel yapıdadır.

Oldukça yüklü yüzeyler arasında bile bu katmanlı yapı teması önlemekte yeterlidir.

Hareket yönündeki katmanlı yapı kolayca birbiri üzerinde düşük sürtünmeyi sağlarlar (URL-3, 2011).

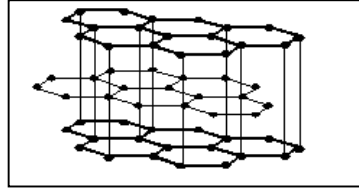
Çizelge 2.2’de katı yağlayıcı olarak yaygın kullanılan materyaller ve bu materyallere ait sürtünme katsayıları gösterilmiştir.

Çizelge 2.2: Katı yağlayıcı özelliği gösteren materyaller ve sürtünme katsayıları

Materyal	Sürtünme Katsayısı (μ)
MoS_2	0,002–0,25
WS_2	0,01–0,2
h-BN	0,150–0,7
Grafit	0,07–0,5
H_3BO_3	0,02–0,2
PTFE	0,05- 0,20

Katı yağlayıcı materyallerin büyük parçacıkları düşük hızlarda kaba yüzeylere nazaran daha iyi performansı gösterirken, yüksek hızlarda da daha ince parçacıkları düzgün yüzeylere nazaran daha iyi performans gösterirler. Yukarıdaki çizelgede sürtünme katsayıları verilen katı yağlayıcı materyaller ve özellikleri şunlardır;

Grafit, karbonun yumuşak kristalize formudur. Siyaha yakın gri, donuk, metalik bir parlaklığa sahip ve esnektir. Metallerin ve metal olmayan malzemelerin özelliklerini göstermesi dolayısıyla birçok endüstriyel uygulamalara uygundur. Metalik özellikleri termal ve elektrik iletkenliğidir. Metalik olmayan özellikleri ise, yüksek termal direnci ve yağlayıcı özelliğidir. Grafit çok halkalı altıgensel uyumlu karbon atom katmanlarından oluşan bir yapıdır. Katmanlar arasındaki karbon atomlarının mesafesi daha fazladır bu yüzden birbirine olan bağ zayıftır. Şekil 2.13'te grafitin bağ yapısı görülmektedir.

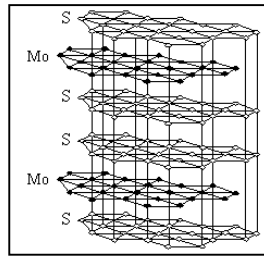


Şekil 2.13 : Grafitin bağ yapısı.

Grafit, doğal ve yapay olarak iki ana grupta karakterize edilir. Yapay grafit yüksek ısıda sinterlenmiş bir üründür. Karakteristik olarak yüksek saflıkta (99,5-99,9%) karbondan oluşmuştur. Sentetik grafit kaliteli bir doğal grafitte yakın yağlama özelliği gösterir. Yüksek karbon oranlı grafitler iyi bir yağlama özelliği ve oksidasyon direnci gösterirler.

Grafit karışımları ve saf grafit sınır film yağlama sistemleri, yüksek hızlı kesici takımlarda plastik kalıp uygulamalarında ve otomotiv motor parçalarında termal iletken ve kuru yağlayıcı materyal olarak kullanılır (URL-4, 2011).

MoS₂(molibden disülfid), granit içinde ince damarlarda bulunan madenden çıkarılan materyaldir ve yağlama özelliğinin artırılmasını sağlar. MoS₂, grafit gibi altı köşeli kristal yapıya sahiptir. Şekil 2.14'de molibden sülfidin (MoS₂) bağ yapısı görülmektedir.



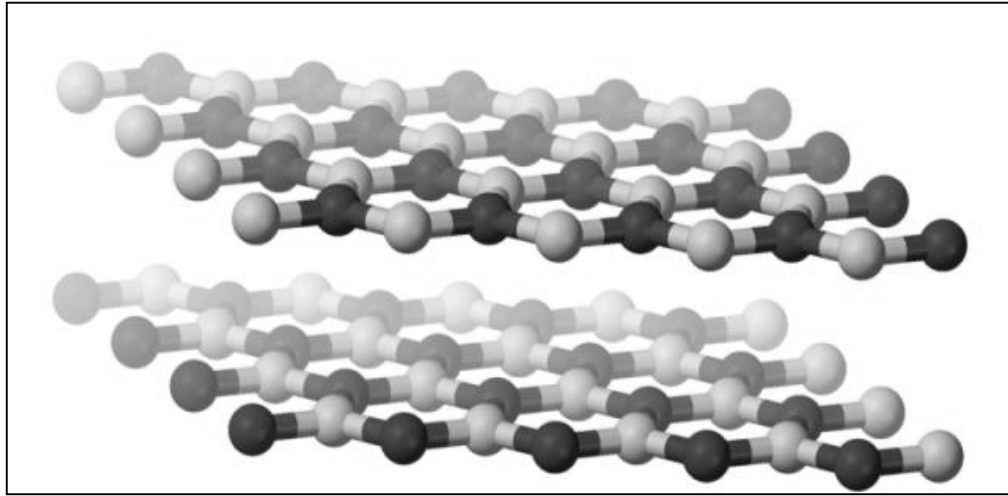
Şekil 2.14 : Molibden disülfidin (MoS₂) bağ yapısı.

Çalışma sıcaklık limiti oksidasyon sınırı olan 400 °C'ye kadardır. Kaplanan yüzeylerde parçacık boyutu ve film kalınlığı kaplanan yüzeyin pürüzlüğüne bağlı olan önemli parametrelerdir. Büyük MoS₂ parçacıkları abrazyon aşınmasına neden olurken küçük parçacıklar da oksidasyonu hızlandırır (URL-4, 2011).

Bor nitrür yağlayıcı özelliği olan bir seramik malzemedir. En önemli özelliği 1200°C sıcaklıklara kadar yağlama özelliğini yerine getirmesidir. Yüksek termal iletkenliğe sahiptir. Bor nitrürün iki kimyasal yapısı vardır bunlar kübik ve altıgen yapısıdır.

Yağlama durumunda kullanılan altıgen yapısıdır. Kübik yapı çok sert bir aşındırıcı ve kesici takım malzemesi olarak kullanılır (URL-4, 2011).

Altıgen yapılı bor nitrürün (h-BN) bağ yapısı Şekil 2.15'te verilmiştir.



Şekil 2.15 : Bor nitrürün (h-BN) bağ yapısı (URL-3, 2011).

Tungsten disülfid oldukça düşük sürtünme katsayısına sahip bir materyaldir. Yüksek yükler altında düşük sürtünme özelliği gösterir. Sürtünme katsayısı 0,01–0,2 aralığındadır. Yüksek sıcaklık ve basınç şartlarında yağlama özelliğini kaybetmez. Kaplandığı yüzeylerde -270 °C ile 650 °C ve 20 bar basınç altında görev yapabilir. Yoğunluğu 7.5 g/cm³ tür. İki şekilde kullanılır. Yağlama yağlarının ve greslerin içerisine karıştırılarak yağların yüksek basınç ve sıcaklık altında çalışma kabiliyetlerini geliştirir. Diğer kullanım şekli yüzeylere kaplanarak kullanılmasıdır. Otomotiv ve uçak parçalarında, kaymalı ve yuvarlanmalı yataklarda, kalıp parçalarında, kesici takımlarda vb. Sürtünmeleri azaltmak ve parçaların ısı ve basınç dayanımlarını artırmak amacıyla kaplama malzemesi olarak kullanılmaktadır (URL-5, 2011).

Borik asit 171 °C 'de eriyen beyaz bir katıdır. Yoğunluğu 12,6 g/cm³, erime noktası 300-400 °C, kaynama noktası 1860°C 'dir.

Borik asit nikel kaplamada, fluoboratlar ve fluoborik asitler ise; kalay kursun, bakır, nikel gibi demir dışı metaller için elektrolit olarak kullanılmaktadır. Alaşımlarda, özellikle çeliğin sertliğini artırıcı olarak kullanılmaktadır.

Son çalışmalarda borik asit ve bor içerikli bileşiklerin MoS₂, grafit gibi kendi kendini yağlama özelliğinin olduğu ve bunların katı yağlayıcı olarak pratikte kullanılabilecekleri belirtilmektedir. Ayrıca nemli ortamlarda MoS₂'den daha iyi yağlama özelliğine sahip olduğu belirtilmiştir (Durak, 2003).

PTFE' in (teflon) en büyük avantajları, mükemmel kimyasal direnci, statik ve dinamik şartlarda çok düşük bir sürtünme katsayısı göstermesidir. Sürtünme katsayısı 0,05 ile 0,20 aralığındadır.

Supap yayları, rulmanlar ve motor yataklarının kaplanmasında kullanılır. PTFE, yağlama yağlarında ve greslerde katkı maddesi olarak ta yaygın şekilde kullanır. Diğer katı yağlayıcıların aksine katmanlı bir yapıya sahip değildir.

PTFE'nin makro molekülleri birbiri üzerinde kolayca kayar katmanlı yapıya benzer bir özellik gösterir. Çalışma sıcaklığı 260 °C civarındadır (Akıncı ve diğ, 2006).

2.5.3 Kaplama teknikleri

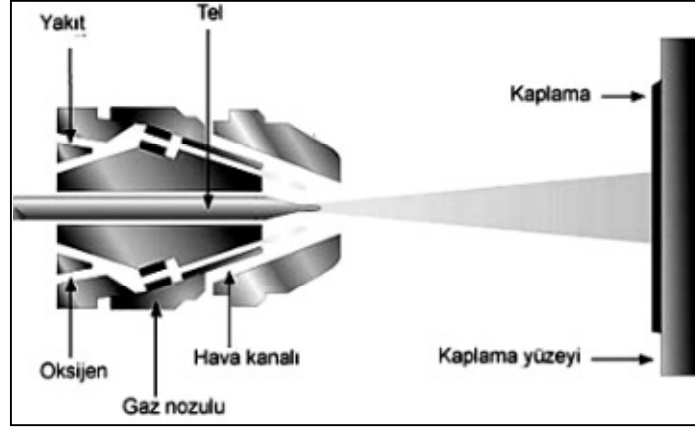
2.5.3.1 Termal sprey kaplamalar

Bütün termal sprey prosesleri aynı prensibe dayanır. Isıtılan toz veya tel materyal parçacıklar hızlandırılarak kaplanacak yüzeye çarptırılır. Yüzeye çarpan bu materyaller deforme olur ve kaplama yüzeyine yapışır. Milyonlarca parçacığın üst üste binmesi ile kaplama şekillenir. Bu parçacıklar kaplama yüzeyine mekanik ya da metalik bağlarla bağlanır.

Alevle toz püskürtme yönteminde mikro-pürverize toz alaşımları oksijen ile vakum yapılarak Oksi-Asetilen alevi ortasından kaplanacak yüzeye püskürtülür. Kaplama işlemi esnasında parçanın sıcaklığı 200°C 'i geçmeyeceğinden soğuk sistem olarak adlandırılır.

Alev sıcaklığı 3300°C civarındadır. Yapışma mekaniktir. Kaplama kalınlığı püskürtülecek malzemenin ve iş parçasının sekline bağlı olarak 0,05-2,5 mm

arasında değişmektedir. Yapışma direnci 40 – 70 bar ve pürüzlülük %10 - %20 arasındadır. Şekil 2.16’da alevle toz püskürtme görülmektedir (Mert, 2007).



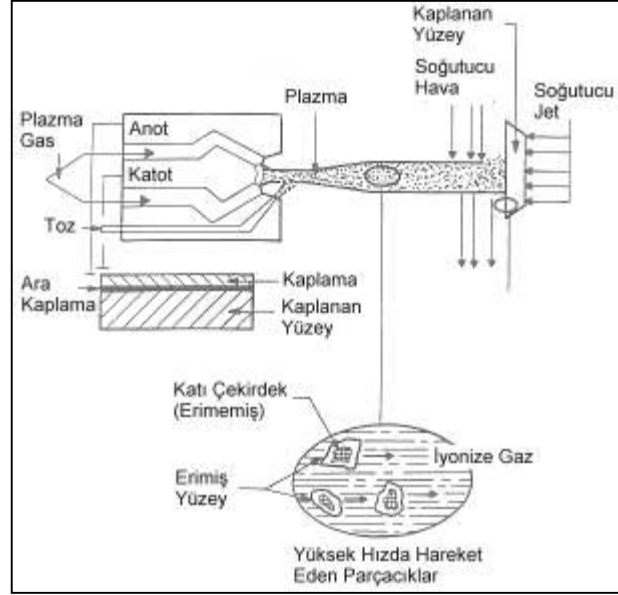
Şekil 2.16 :Alevle toz püskürtme.

Plazma sprej yönteminde döner plazma sprej tabancalarının geliştirilmesi bu kaplamaların silindir yüzeylerine güvenilir bir mikro yapı sağlayarak ve seri şekilde uygulanmasını kolaylaştırmıştır. Plazma sprej tekniğinde bir katot ve anot arasında elektrik arkı yaratılır. Bir soy gaz bu elektrik arkı içinden geçirilerek 6000°C sıcaklığında bir plazma oluşturulur. Plazmanın tabancadan çıkışı sırasında bir taşıyıcı gaz aracılığıyla metal tozları bu plazma içine püskürtülür. Plazma bu metal tozlarını eriterek silindir yüzeyinde kaplamayı oluşturur. Plazma debisi, toz inceliği, toz miktarı ve elektrik akımı değiştirilerek yüzeyde istenen yağ tutma yeteneği elde edilebilir. Bu işlem Şekil 2.17’de şematik olarak gösterilmiştir (Akalin, 2000).

Bu teknikte boron-nitrat gibi üstün sürtünme ve aşınma özelliklerine sahip katı yağlayıcı metal tozları da dahil birçok toz metal kolaylıkla kullanılabilir. Segman hareketi sonucunda boron-nitrat parçacıkları silindir yüzeyine sıvanarak sürtünmeyi önemli ölçüde düşüren katı yağlayıcı bir tabaka oluşturur.

Dökme demir silindirler honlanmış yağ tutucu yüzeye ihtiyaç gösterirler. Bu honlanmış yüzey sürtünmeden kaynaklanan ısıyı yayarak aşınmayı önler. Pratikte dökme demir yüzeyler için 0,3 mm’den daha küçük yüzey pürüzlülüğüne sahip silindirler kullanılamaz. Özellikle üst ölü nokta civarındaki yüksek gaz basıncı nedeniyle bu honlanmış yüzey aşınarak motorun ömrünü kısaltır. Diğer taraftan, katı yağlayıcı içeren kaplamalar için yağ tutucu kaba honlanmış yüzey gerekli değildir. Ayrıca, plazma sprej yöntemi ile oluşturulan gözenekli yapı yağ tutucu bir özelliğe sahiptir. Böylelikle, bu yöntemle çok düşük yüzey pürüzlülüğüne sahip yüzeylerle

hidrodinamik yağlama rejiminde çalışma ve daha yüksek aşınma dayanımı sağlanabilir.



Şekil 2.17 : Plazma sprej kaplama yöntemi

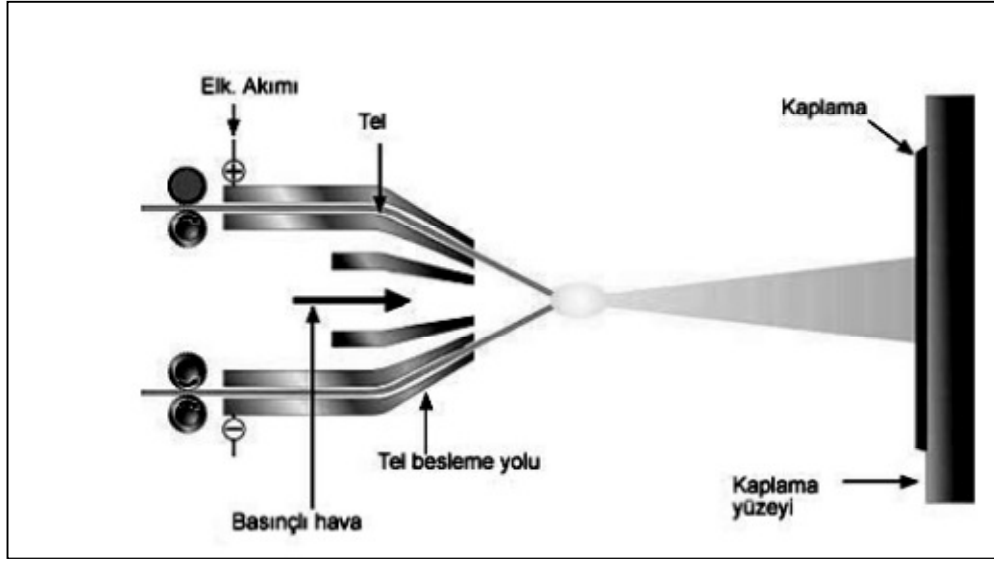
Yüksek hızlı oksijen-yakıt püskürtme yönteminde; yüksek hızlı HVOF tabancasının yanma odasında yakıt (Propan, Propilen ve Hidrojen), gaz halinde oksijen ile devamlı yanar. Yanıcı gaz basıncı 4-6 bar arasında değişebilir. Bunun sonucu olarak püskürtme hızı da değişeceğinden kontrollü olarak sık dokulu ve sert kaplamalar yapmak mümkündür.

Alev sıcaklığı 2500-3000 °C civarındadır. Partikül hızı 350-1000 m/sn'dir. Bu proses ile yapılan kaplamaların yapışma direnci plazma püskürtmeye göre daha yüksektir. Kaplama kalınlığı uygulamaya bağlı olarak 0,05-1,5 mm. arasında değişmektedir (Mert, 2007).

Elektrik arkı ile tel ergitme; termal sprej kaplamanın bu şekilde kaplama malzemesi olarak tel materyal kullanılır. İki elektrik akımı taşıyan tel arasında oluşturulan elektrik arkı ile 4000°C bir ısı elde edilir. Bu şekilde tel materyaller erir. Eriyen bu materyal basınçlı hava veya soy gaz ile atomize edilerek ve hızlandırılarak kaplanacak yüzeye püskürtülür (Mert, 2007).

Şekil 2.18'de elektrik arkı ile tel ergitme sistemi görülmektedir.

Bu sistemin avantajı aynı anda farklı 2 tel materyal kullanılması ile taklit alaşım elde edilebilir. Bu teknik korozyon direncini artırmaya yönelik uygulamalarda kullanılır.



Şekil 2.18 : Elektrik arkı ile tel ergitme sistemi.

2.5.3.2 Elektrokimyasal kaplamalar

Galvanik veya elektrokimyasal kaplamalar bir verici anot, bir elektrolit ve bir elektriksi güç kaynağı temel elemanlarından oluşur. Bu kaplama prosesinde, metal iyonları anottan belirli bir elektrik akımı ile elektrolit içinden geçerek kaplama yüzeyine geçerler.

Galvanik kaplama işleminin en geniş kullanım alanı piston segmanları üzerine yapılan sert krom kaplamalardır.

Elektrokimyasal krom kaplamalarda, kromik asit (H_2CrO_4), veya krom trioksit'in (CrO_3) sulu çözeltisi krom verici görevi yaparken anot sabit uç olarak kullanılır.

Elektromekanik kaplamalarda parçalar katot gibi davranır ve hidrojen gaz formasyonunun içinde yer alır.

Kaplama prosesinde veya işlem sonrasında kaplanan materyal yüzeylerinin hidrojen gevrekliğinden sakınmak için gerekli tedbirler alınmalıdır.

1940'lerden beri sert krom kaplamalar gözenekli olarak uygulanmaktadır. Aslen gözenekli krom kaplamalar dizel motorları ve uçakların alüminyum silindir gömlekleri ve piston segmanları için geliştirilmiştir.

Gözenekli yüzey topografyasının elde edilmesi için farklı mekanik ve kimyasal teknikler uygulanmaktadır. Sert krom kaplama yüzeyleri tercihen kabadır, normal olarak honlama, alıştırma, bileme ve parlatma gerektirir.

Pratikte bütün sert krom kaplı piston segmanları kaplamadan sonra alıştırılır veya parlatılır. Sert krom kaplamaların tipik bir özelliği de segman üzerindeki mini çatlakları örtmek ve yağlama yağı için mini gözenekler temin etmesidir.

Çevreyi koruma noktasından bakıldığında piston segmanlarında krom kaplama, krom kaplamasız çelik piston segmanlarına göre daha az tercih edilir.

Krom kaplı pistonların daha uzun ömürlü kullanıldığı ispatlanmıştır. Sert krom kaplı piston segmanlarının abrasif aşınma direncini artırmak için kaplama esnasında sert seramik tozları ilave edilir.

Galvanik (elektrokimyasal) kaplama materyalleri kromun yanında sürtünmeyi azaltmak amacıyla bakır ve kalay içerir.

Alüminyum pistonların aşınması ve çizilmesini engellemek amacıyla piston eteklerine ferritik demir kaplama uygulanır (Mert, 2007).

2.5.3.3 Vakum metotları

Vakum metotları Fiziksel Buhar Biriktirme (PVD) ve Kimyasal Buhar Biriktirme (CVD)'i içerirler. PVD tekniği, esas olarak vakum altında bulunan malzemelerin buharlaştırılarak veya sıçratılarak atomların yüzeyden kopartılması ve kaplanacak olan taban malzemesi yüzeyine atomsal veya iyonik olarak biriktirilmesidir.

CVD (kimyasal buhar biriktirme) tekniği, ısınmış bir kaplama yüzeyi ve çeşitli gaz fazları arasındaki reaksiyon sonucunda difüzyon etkisi ile yüzeylerde ince film tabakası şeklinde yapılan bir kaplama türüdür.

Bu kaplama türü bazen “sıcak kaplama” olarak ta bilinir. Çünkü bu işlem esnasında sıcaklık 1050°C civarına yaklaşır (Mert, 2007).

2.5.4 Motor parçalarına uygulanan kaplamalar

2.5.4.1 Pistonlara uygulanan kaplamalar

Pistonlar; aşınma, çizilme, ısı yalıtımı ve ısıya karşı dayanım ve sürtünmeyi azaltmak amacıyla çeşitli kaplama malzemeleri ile kaplanır. Pistonlara uygulanan kaplamalar genellikle piston tepesine ve piston eteğine uygulanır.

Piston tepesine uygulanan kaplamalar yüksek sıcaklıklara dayanıklı ve ısı yalıtımı sağlayan seramik esaslı malzemelerdir. Bu kaplamalara termal bariyer kaplama

denilir. Termal bariyer kaplama malzemesi olarak seramik bazlı malzemeler kullanılır.

Piston eteğine yapılan kaplamalar ise düşük sürtünme sağlayan katı yağlayıcı özelliği gösteren malzemelerdir. Pistonlara yapılan kaplamalar sayesinde aşınma ve sürtünme azalır, çalışma sıcaklığı düşer. Bu durum güç ve tork artışı sağlar. Daha yüksek sıkıştırma oranları elde edilir. Pistonda ısıl genleşme daha az olur bu sayede piston ile silindir arasındaki boşluk daha az verilir. Bu sayede kompresyon kaçakları daha azalır ve motor verimi artar.

Piston tepesine uygulanan termal bariyer kaplamalar pistonun yüksek ısılardan dolayı zarar görmesini engeller. Ayrıca ısı transferi azalacağından ısı enerjisinden daha fazla faydalanılır motorun termik verimi yükselir. Yapılan kaplamalar ısıyı eşit olarak yüzeye yayarak sıcak noktaların oluşumuna engel olurlar.

Piston eteğine uygulanan sürtünme katsayısı düşük kuru film katı yağlayıcı kaplamalar ile piston silindir arasındaki sürtünme kuvveti düşürülür. Ayrıca bu kaplamalar yağ tutucu özelliği ile motor yağının piston silindir arasında daha iyi şekilde görev yapmasını sağlarlar (Mert, 2007).

2.5.4.2 Segmanlara uygulanan kaplamalar

Kompresyon segmanlarının alışma zamanını kısaltmak, aynı zamanda çabuk aşınmayı önlemek ve segmanların iyi yağlanması sağlamak için segman yüzeyleri kadmiyum, kalay, krom, demir oksit, molibden, nikel, fosfat veya siyah magnetik oksitle kaplanır.

Segmanlar ve silindir cidarları yeni olduğu zaman yüzeyleri düzgün değildir. Biri diğerine iyi uymaz ve alıştırma yetersiz kalır. Yukarıda sözü edilen kaplama malzemesi ilk alıştırmada kolay aşınarak motorun ilk alıştırma süresini azaltır. Buna ilaveten kaplama malzemeleri yağlama yağını daha iyi tutabildiğinden segman ve silindirlerin daha iyi yağlanması temin eder. Özellikle birinci kompresyon segmanı, krom veya molibdenle kaplanarak hem yüksek sıcaklığa daha fazla dayanabilir hem de silindirleri daha az aşındırır (Mert, 2007).

2.5.4.3 Silindir gömleklerine uygulanan kaplamalar

Motor segmanları silindir gömlekleri iç yüzeylerine sürtünerek çalışırlar. Dolayısıyla silindir gömlekleri sürtünme nedeniyle aşınmalara maruz kalırlar. Bunu önlemek

amacıyla silindir gömleklerinin iç yüzeyleri sürtünme katsayısı düşük ve yağlama yağını yüzeylerinde tutabilen kuru film yağlayıcı malzemelerle kaplanırlar. Bu kaplamaların bir faydası da yüzeylerin sertliğini artırmasıdır. Bu sayede motor iç sürtünmelerinde ve silindir gömleklerinin aşınmasında önemli miktarda düşüş meydana gelir. Termal bariyer amacıyla yapılan kaplamalar silindir gömleklerindeki ısıнын soğutma suyuna geçmesini engelleyerek motorda faydalı güç üretiminde kullanılır. Bu uygulamanın bir faydası da motor bloklarının daha hafif malzemeler kullanımına olanak vermesi ve bunun sonucu olarak ta üretilen güç basına düşen motor ağırlığının azaltılmasına olanak sağlamasıdır (Mert, 2007).

2.6 AVL EXCITE piston hareketi modülü

2.6.1 Genel bilgiler

EXCITE Piston & Rings programının piston hareketi modülü pistonlu motorlarda piston hareketinin karakteristiklerinin belirlenmesinde kullanılmaktadır.

Piston hareketi bir yanda salınım hareketinden diğer yanda ise piston ile silindir gömleği arasındaki mesafede yapmış olduğu radyal hareketten meydana gelmektedir.

Piston hareketi hesaplanırken gaz yüklerinden doğan kuvvetler, atalet kuvvetleri piston yapısının elastikiyeti ve silindir gömlek yüzeyinde meydana gelen deformasyonlar dikkate alınmaktadır.

Piston hareketi modülünün çalıştırılma adımlar aşağıdaki gibidir:

- Piston rijitlik matrisinin belirlenmesi.
- Piston ve silindir gömleği yüzey şekillerindeki montajdan ve ısı yüklerinden doğan bozunumlarının belirlenmesi.
- Parça geometrilerinin, ağırlıklarının ve silindir gaz basınçlarının girilmesi.
- EXCITE Piston & Rings programında piston hareketi modülünün çalıştırılması.
- Sonuçların grafiksel olarak gösterilmesi ve piston hareketinin simülasyonunun oluşturulması.

Sonuçlar pistonun grubunun dinamik hareket eden parçalarının elastik kontak kuvvetlerini, sürtünme kayıplarını ve piston silindir gömleği arasında kinetik

enerjiden doğan etkileri göstermektedir. Bütün sonuçlar motor çevrimine dayalı verilmektedir.

Piston hareketi modülünden alınan sonuçlar, piston ve silindir gömlek tasarımlarının hedef optimizasyonuna (piston vuruntusundan doğan sesin azaltılması, silindir gömlek aşınmaların, kavitasyonun ve yağ tüketiminin azaltılmasında) yardımcı olmaktadır. Bu amaç için modül pistonun etkilerinin azaltılması için gerekli bilgileri vermektedir. Ayrıca piston hareketi modülü sonuçları piston segman dinamiği ve yağ tüketimi hesaplamalarında kullanılmak üzere girdi olarak kullanılmaktadır (AVL Excite piston ring theory, 2010).

2.6.2 Önişlemler ve data girişi

Piston hareket modülü girdi olarak piston sertliği matrisi, piston ve silindir gömleğinin montaj ve ısı yükler nedeni ile oluşan deforme şekilleri, gaz yükleri ve birtakım geometrik dataya ihtiyaç duyar. Tüm datalar motorun spesifik çalışma koşullarına uygun olmalıdır. Piston sertlik matrisi girdisi olarak ölçüm değerleri veya sonlu elemanlar metodu ile elde edilen değerler kullanılabilir.

Piston ve silindir gömleğinin şekilleri de sonlu elemanlar metodu ile belirlenebilir. Motor bloğu mevcut ise, montaj yükü nedeni ile oluşan silindir gömlek deformasyonu ölçülebilir. Aşağıdaki listede modülün girdi olarak kullandığı verileri göstermektedir.

- Genel motor verileri (piston stroku ve silindir çapı)
- Motor çalışma modu özellikleri (hız, silindir basınç verileri, sürtünme ortalama etkili basınç)
- Piston, piston pimi, biyel, silindir bloğu ve gömleği ve silindir kafası çizimleri
- Piston, piston pimi, piston segmanı ve biyel ağırlıkları
- Piston ve biyel ağırlık merkezi konumları
- Piston ve biyel eylemsizlik momenti
- Piston radyal sertliği
- Silindir gömleği montaj yükü ve sıcaklık nedeni ile oluşan deformasyonu verileri

Piston hareket modülü pistonu bir pim üzerinde tilt hareketi yapan bir gövde olarak hesaba katmaktadır. Piston kütle kuvveti ve piston üzerine etkiyen gaz yükleri ile birlikte verilen piston silindir gömleği konturunda hareket etmektedir. Piston ile silindirin kontak ettiği bölgelerde, piston parçalarının elastik deformasyonlarından doğan kuvvetler ve sürtünme kuvvetleri hesaba katılmaktadır. Aşağıdaki liste, EXCITE piston ring programında dikkate alınan diğer dizayn parametrelerini göstermektedir.

- Piston şekli: Silindir gömleği eksenine göre simetrik poligonal fonksiyon olarak hesaba katılır. Çokgenin destek noktaları piston yüksekliği boyunca seçilen kesitlere yerleştirilmiştir. Kuvvetler ve deformasyonlar seçilen kesit boyunca hesaplanır.
- Kaçıklıklar: Piston pimi ve krank kaçıklıkları hesaplamada dikkate alınmaktadır.
- Piston elastikliği: Piston ile silindir gömleği arasındaki temastan doğan esnek kuvvetler sadece piston üzerinde deformasyon oluşturduğu kabul edilir.
- Sürtünme kayıpları: 5 kontak yüzeyinde Stribeck parametreleri göre sürtünme fonksiyonu oluşturularak toplam sürtünme kayıplarının iyileştirilmesinde kullanılır.(piston- silindir gömleği, segman silindir gömleği, segman- segman oyuğu, krank yatakları)
- Piston segmanı: Piston segmanları kütle konum ve sürtünme açısından tek bir segman olarak değerlendirilir.
- Biyel: Biyel ve krank mili rijit olarak kabul edilir ve yataklar arasında boşluk olmadığı kabul edilir.

Stribeck göre oluşturulan sürtünme fonksiyonları kullanılarak piston ile silindir gömleği, biyel yatakları, segman ile segman yuvası arasındaki sürtünme karakteristikleri belirlenir. Piston grubundaki her bir parça için farklı sürtünme parametreleri girilerek her bir parça için özel sürtünme karakteristiği belirlenebilir (AVL Excite piston ring theory, 2010).

2.6.3 Simülasyon modeli

Aşağıdaki kabuller EXCITE Piston & Rings programının Piston hareketi modülünde piston hareketinin simülasyonunda kullanılmaktadır.

X yönünde;

$$\begin{aligned} x_p &= r \cdot \cos \alpha + \sqrt{l^2 - (y_p - r \cdot \sin \alpha)^2} \\ &= r \cdot \cos \alpha + l \cdot \cos \beta \end{aligned} \quad (2.3)$$

Y yönünde;

$$y_p = s + a + \delta \quad (2.4)$$

s : Krank kaçıklığı

a : Pim kaçıklığı

δ : Piston piminin radyal hareketi

κ : Piston gövdesi ve eteğinin tilt etme açısı

x_p : Piston eksenel hareketi

y_p : Pistonun radyal hareketi

Piston hareket denklemleri aşağıdaki gibidir;

X yönündeki kuvvetler:

$$m_c \cdot \ddot{x}_c = \sum F_x = \sum_i F_{c_{x,i}} - F_{gc_x} - F_{gas} - F_{r_x} + F_{pin\ c_x} - F_{link_x} \quad (2.5)$$

Y yönündeki kuvvetler:

$$m_c \cdot \ddot{y}_c = \sum F_y = \sum_i F_{c_{y,i}} + F_{gc_y} + F_{r_y} + F_{pin\ c_y} - F_{link_y} \quad (2.6)$$

Pim merkezindeki açısal momentum:

$$\Theta_c \cdot \ddot{K}_c = \sum M = M_c + M_{gc} + M_{gas} + M_r + M_{p_c} \quad (2.7)$$

m_c : Piston ağırlığı

Θ_c : Pim çevresindeki piston eylemsizlik momenti

F_{gc} : Yerçekimi kuvveti

F_{gas} : Gaz kuvveti

F_r : Piston segman bağlantısından doğan kuvvet

F_{ci} : Kontak kuvveti

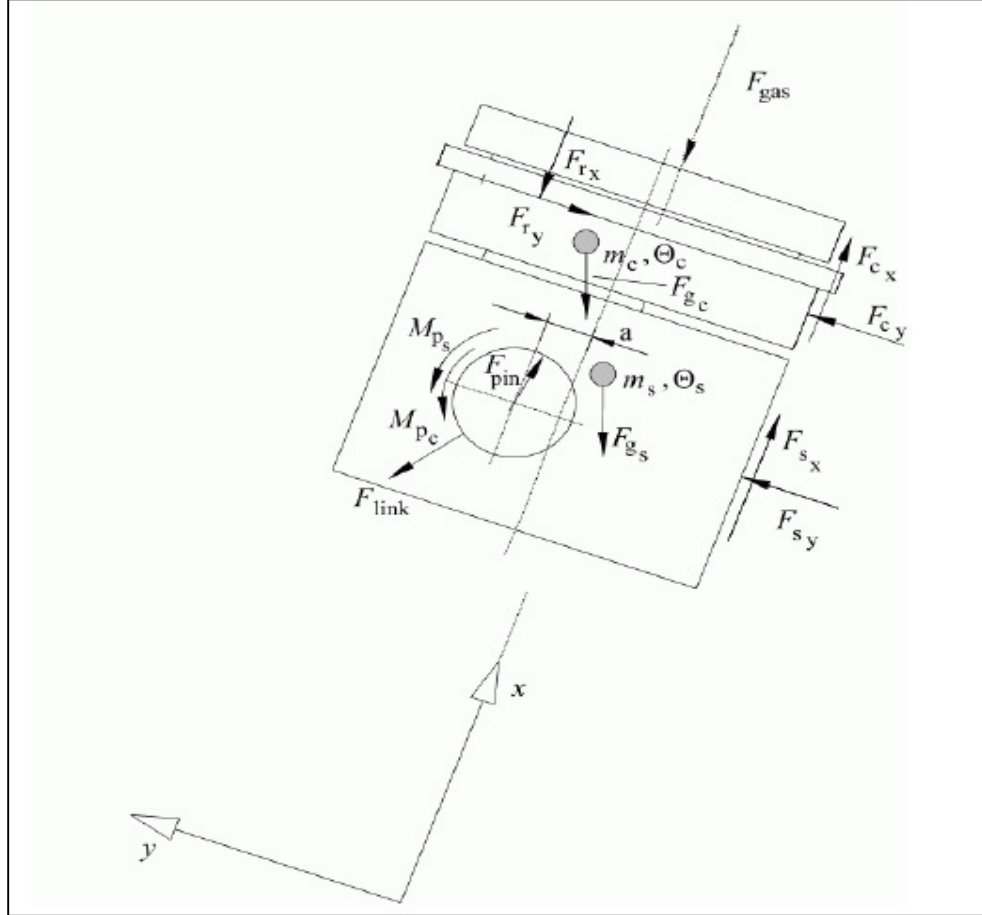
F_{pinc} : Piston pimine uygulanan kuvvet

M_c : Piston- silindir gömleği temasından doğan moment

M_{gc} : Yerçekimi kuvvetinden doğan moment

M_r : Piston segman aksenal ve radyal kuvvetinden doğan moment

M_{pc} : Piston pimindeki sürtünmeden doğan moment



Şekil 2.20 : Piston gövdesine etkiyen kuvvetler ve momentum.

Biyel hareket denklemleri aşağıdaki gibidir.

X yönündeki kuvvetler:

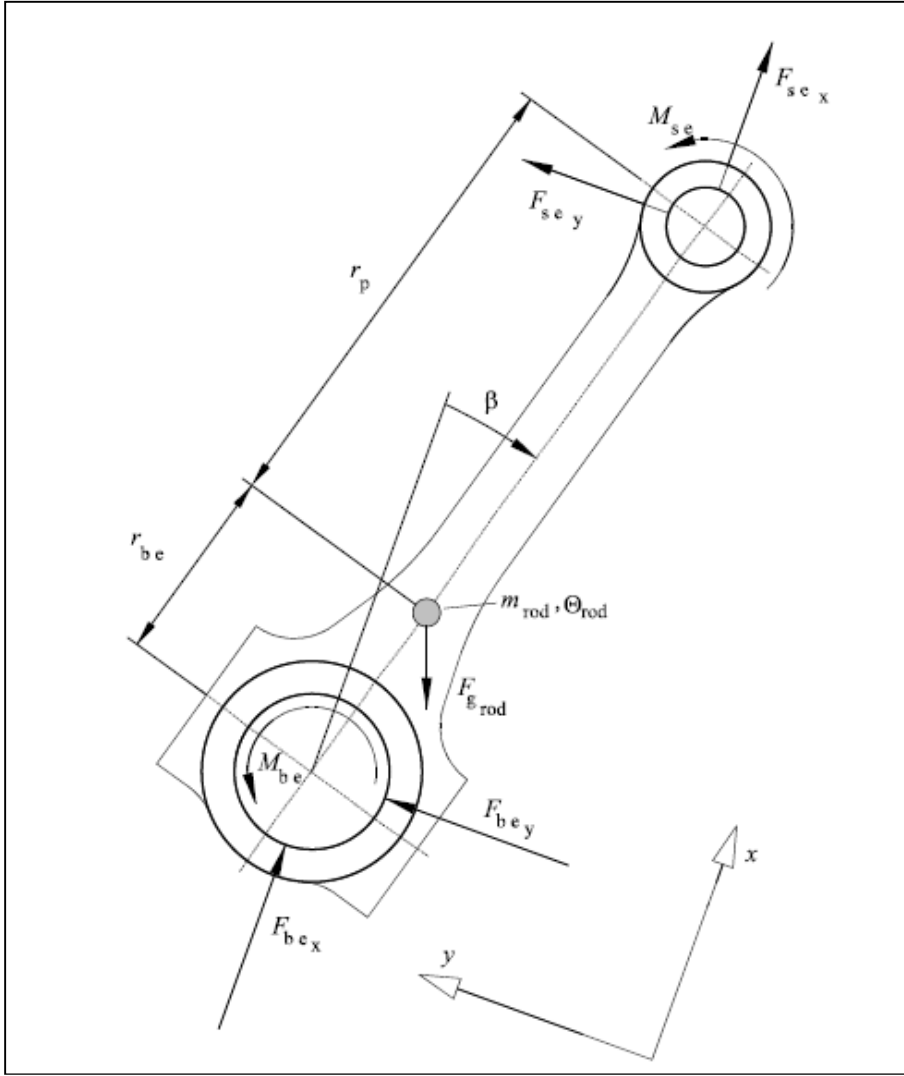
$$m_{rod} \cdot \ddot{x}_{rod c} = \sum F_x = F_{rod_x} + F_{be_x} - F_{g_{rod_x}} \quad (2.8)$$

Y yönündeki kuvvetler:

$$m_{rod} \cdot \ddot{y}_{rod c} = \sum F_y = F_{rod_y} + F_{be_y} - F_{g_{rod_y}} \quad (2.9)$$

Ağırlık merkezindeki açısal momentum:

$$\Theta_{rod c} \cdot \ddot{\beta} = \sum M = M_p + M_{be} + F_{rod_x} \cdot r_{py} - F_{rod_y} \cdot r_{px} + F_{be_x} \cdot r_{bey} - F_{be_y} \cdot r_{bex} \quad (2.10)$$



Şekil 2.21 : Biyel üzerine etkiyen kuvvetler ve momentum.

m_{rod} : Biyel ağırlığı

Θ_{rod} : Krank kolu eylemsizlik momenti

F_{se} : Krank kolu küçük başına etkiyen kuvvet

F_{be} : Krank kolu büyük başına etkiyen kuvvet

$F_{g\ rod}$: Yerçekimi kuvveti

M_{se} : Küçük baş yatağındaki sürtünmeden doğan moment

M_{be} : Büyük baştaki sürtünmeden doğan moment

r_p : Pim merkezi ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe

r_{be} : Biyel büyük başı merkezi ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe

2.7 Piston Segman Dinamiği

Bir motorun çalışma davranışı önemli derecede piston segman dinamiğinden etkilenmektedir. Segman dinamiği gaz kaçakları, yağ tüketimi ve piston grubu sürtünmelerine etki etmektedir. Bu neden ile piston segman modülü piston ve piston segmanlarında yapılabilecek tasarım modifikasyonlarının gaz kaçakları, sürtünme kuvvetleri ve yağ tüketimlerine etkilerini analiz etmek için oluşturulmuştur. Eğer piston vuruntusunun segman dinamiği üzerine etkileri analize ilave edilmek istenir ise, piston hareketi modülünde önceden hesaplanmış piston vurutu hesaplarının sonuçları modele eklenebilir. Bu sonuçlara göre piston segman dinamiği pistonun hem radyal hareketinden hem de tilt hareketinden etkilenecektir. Simülasyon sonucu olarak segman ile silindir gömleği arasından yağ film kalınlıkları krank mili açısı olarak verilir.

Piston segman dinamiği modülünün ana karakteristikleri aşağıdaki gibidir;

- Her bir segman tek bir ktle olarak modellenir.
- Segman ile silindir gömleği arasındaki mesafedeki basınç dağılımları hesaplanarak segman ile silindir gömleği arasındaki yağ filmi hesaba katılır.

2.7.1 Giriş verileri

Aşağıdaki listede modülün girdi olarak kullandığı verileri göstermektedir.

- Genel motor verileri (piston stroku, silindir çapı, biyel boyu)
- Motor alışma rejimi bilgileri (hız, yanma basıncı)
- Piston hareketi modülünde hesaplanmış, ya da llmş piston vuruntusu değerleri
- Piston segman yuvası geometrileri
- Çalışma koşullarındaki sıcaklık değerleri
- Piston segman geometrileri (alışma yüzeyi şekilleri, yüzey pürüzlülük değerleri)
- Nominal çaptaki teğetsel kuvvetler
- Segman ağırlıkları
- Ağırlık merkezleri
- Malzeme bilgileri (elastikiyet katsayısı, ısıl genleşme katsayısı)
- Montaj yükü ve sıcaklıktan doğan silindir gömlek deformasyon verileri

- Silindir gömleği yüzey pürüzlülüğü
- Yağlama yağı özellikleri
- Yanma gazı özellikleri

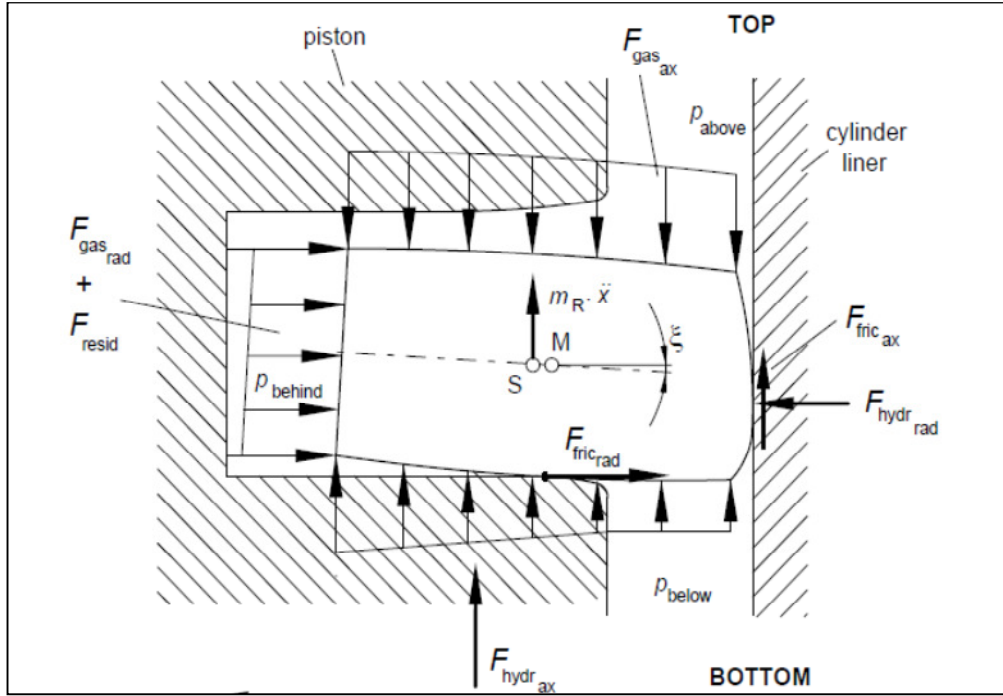
2.7.2 Simülasyon modeli ve kabuller

Aşağıdaki kabuller EXCITE Piston & Rings programının piston segman dinamiği modülünde segman dinamiklerinin simülasyonunda kullanılmaktadır.

- Piston segmanları tek bir kütle olarak kabul edilir.
- Segmanların radyal yük kuvvetleri ihmal edilir.
- Segman flanşları ile piston segman yuvaları arasındaki radyal sürtünmeler Stribeck'e göre hesaplanmaktadır.

2.7.3 Segman dinamiği korunum denklemleri

Piston segmanı üzerine etkiyen kuvvetler aşağıdaki şekilde gösterilmektedir.



Şekil 2.22 : Piston segmanına etkiyen kuvvetler.

Eksenel doğrultuda:

Segman ile segman yuvası arasında kontak oluş olmama durumunun kontrolü için segman ile segman yuvası arasındaki kontak kuvveti:

$$F_{contact} = F_{mass_{ax}} + F_{fric_{ax}} + F_{gas_{ax}} + F_{bend} \quad (2.11)$$

Eğer kontak kuvveti sıfırdan büyük ise piston ile segman aynı hareketi yapıyor denir. Eğer kontak kuvveti sıfıra eşit veya sıfırdan küçük ise aşağıdaki dinamik denklemin çözülmesi gerekmektedir.

$$m_{ring} \cdot \ddot{x}_{ring} = \sum F = F_{fric_{ax}} + F_{hydr_{ax}} + F_{bend} \quad (2.12)$$

m_r : Piston segman ağırlığı

$F_{fric,ax}$: Silindir gömleği segman yüzeyi arasındaki eksenel sürtünme kuvveti

$F_{gas,ax}$: Eksenel gaz kuvveti

$F_{hydr,ax}$: Silindir yuvasına yağ dolmasından dolayı oluşan sönüm kuvveti

F_{bend} : Bükülme kuvveti

Radial doğrultuda:

$$F_{contact,rad} = F_{gas,rad} + F_{tension} + F_{fric,rad} \quad (2.13)$$

$F_{tension}$: Gerilimden doğan kuvvet

$F_{gas,rad}$: Yağ kuvveti

$F_{fric,rad}$: Segman ile segman yuvası arasındaki sürtünme kuvveti

$F_{hydr,rad}$: Silindir gömleği ile segman arasındaki hidrodinamik boşluklardan doğan kuvvet

2.7.4 Segman yüzeyinde hidrodinamik temas ve pürüz teması

Segmanın çalışan yüzeyi ve silindir duvar arasındaki boşluk çevresel doğrultuda sonsuz uzunlukta bir hidrodinamik kaydırıcı olarak kabul edilir. Kaba işlenmiş yatak yüzeyleri için hidrodinamik yağlama teorisinde alışılmış varsayımları benimseyerek, eş viskoz (sıkıştırılmaz yağlayıcı) yağ filmde oluşan basınç yönetsel Reynolds denklemini:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x h^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) = 6\eta U \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial x} + 6\eta U \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} \quad (2.14)$$

h : Nominal film kalınlığı

h_T : Ortalama boşluk

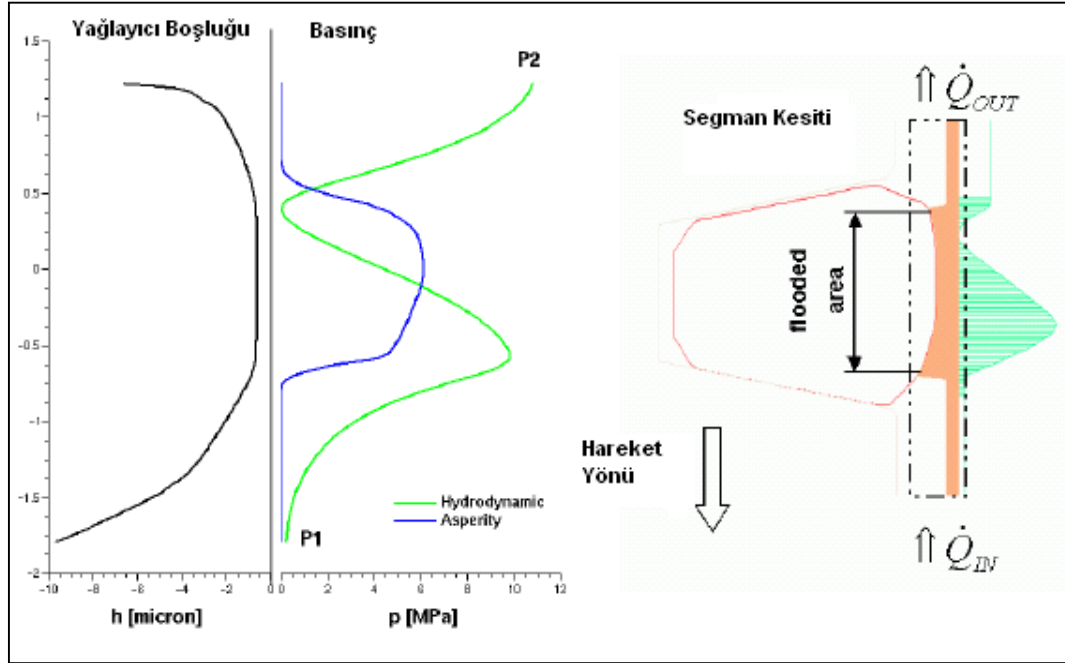
p : Hidrodinamik basınç

σ : Kompozit yüzey pürüzlülüğü

Φ_x : Basınç akış faktörü

Φ_s : Kayma akış faktörü

U : Piston Segmanı kayma hızı



Şekil 2.23 : Yağın segman yüzeyinde hareketi ve basınç değişimleri.

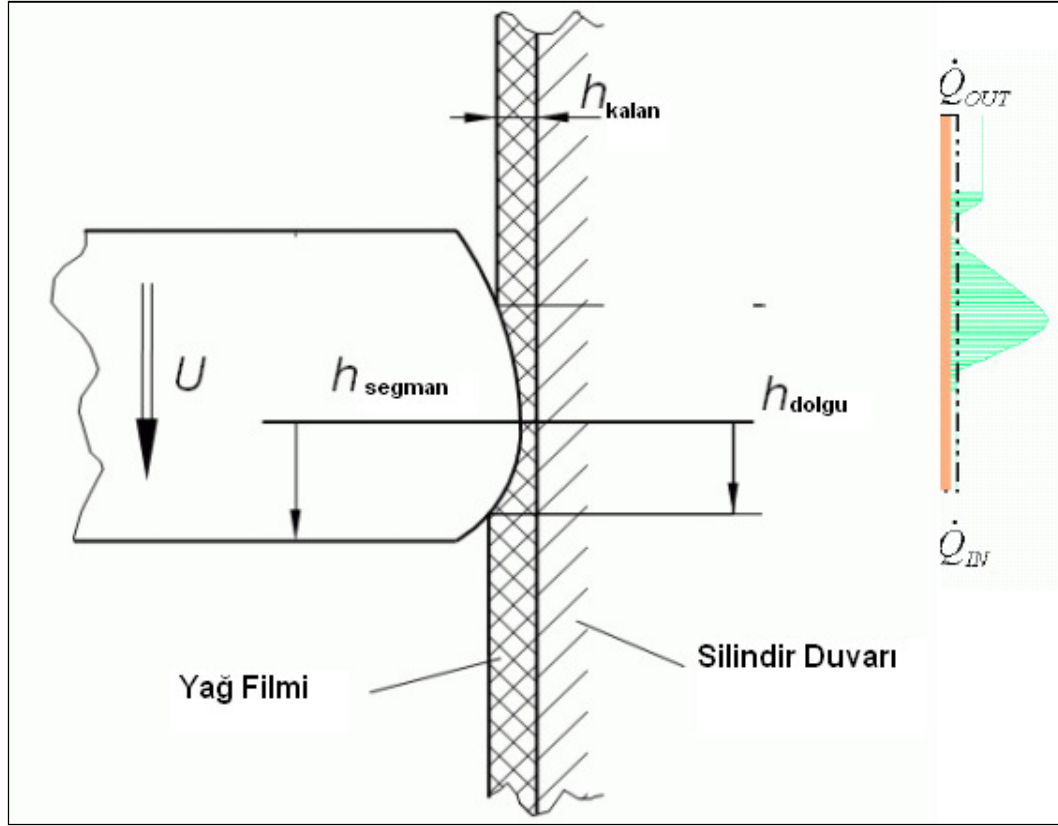
Reynolds denklemini çözmek için kullanılan bir çözüm tekniği, Reynolds göre sınır koşulları korur ve basıncı birbirinden uzaklaşan boşluk alanlarının kavitasyon bölgesine kademeli geçişe zorlar:

$$\bar{p} = \{p = p_{Cav} : \frac{dp}{dx} = 0\} \quad (2.15)$$

Yağlayıcı boşluğunun yüksekliği iteratif olarak elde edilmiştir. Radyal yönde segman üzerine etki eden kuvvetlerin toplamı yağlayıcı filminin yük taşıma kapasitesi ile dengelenmelidir.

Kompresyon segmanları neredeyse her zaman tamamı ile yağ ile kaplanmamış koşullarda çalışmaktadır. Segman yüzeyi ile silindir duvarı arasındaki boşluk yağlayıcı ile dolu değildir. Aşağıda belirtildiği gibi tek tek her bir segman için yağ beslenme oranı Dolgu Yüzdesi (FP) ile belirlenir.

$$FP = \frac{h_{dolgu}}{h_{segman}} \quad (2.16)$$



Şekil 2.24 : Segman hareketinde segman ve dolgu yükseklikleri.

Yağ dolgu oranı dikkate alındığında bir segman en fazla bir önceki segmandan silindir duvarında kalan yağ kadar yağ alabilir. Yağ segmanının aşağı hareketinde, tam dolgu silindir üzerine sıçrayan yağlardan kaynaklanmaktadır.

Dolgu yüzdeleri tekrarlanan hidrodinamik hesaplamalar ile elde edilebilir. Tüm segman paketinin yağ film kalınlığı ve yağ akışının eş zamanlı hesaplanması ile silindir gömleği boyunca gerçekçi bir yağ film dağılımı elde edilir. Bu sonuçlar yağ tüketiminin ve sürtünme özelliklerinin belirlenmesinde kullanılır.

2.7.5 Pürüz Teması Modeli

Karma Yağlama rejiminde iki pürüzlü yüzey arasındaki pürüzler arasındaki etkileşimin belirlenmesinde Greenwood ve Tripp modeli kullanılmaktadır. Etkileşim halindeki pürüzlülükler tarafından üretilen nominal basınç aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Pa = \frac{16\sqrt{2}\pi}{15} (\sigma_s \beta \eta)^2 E^* \sqrt{\frac{\sigma_s}{\beta}} F_{5/2} \frac{h_s}{\sigma_s} \quad (2.17)$$

$$F_{5/2} = 4.408610^{-5} \left(4 - \frac{h_s}{\sigma_s}\right)^{6.804}, \quad \frac{h_s}{\sigma_s} < 4 \quad (2.18)$$

$$F_{5/2} = 0, \frac{h_s}{\sigma_s} \geq 4 \quad (2.19)$$

σ_s : Kompozit yükseklik standart sapması

β : Pürüz tepe yarıçapı

η : Her yüzeydeki tepe yüzey yoğunlukları

h_s : Temas halindeki yüzeyler arasındaki nominal boşluklar

Pürüzlü yüzeylerin elastik davranışları kompozit elastikiyet modülü ile verilmektedir.

$$E^* = \frac{1}{\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}} \quad (2.20)$$

v_1 ve v_2 temas halindeki yüzeylerin poisson oranıdır.

2.8 Taşıta Etki Eden Hareket Dirençleri

Taşıt hareketine ters yönde etki eden kuvvetlerin, taşıt eksenine doğrultusundaki bileşenlerinin toplamına hareket dirençleri adı verilir. Taşıtın hareket edebilmesi için, taşıta etki eden hareket dirençlerinin toplamı kadar bir itme kuvvetinin, tahrik tekerlerinde oluşturulması gerekmektedir (Sandalcı, 2011).

Tahrik tekerlerinde oluşturulan itme kuvvetinin zemine iletilebilecek sınır değeri, tahrik tekerlerinin dingil yükü ile lastikle yol arasındaki sürtünme katsayısının çarpımına eşittir. Bu değerin üzerinde oluşturulacak itme kuvveti, lastikle yol arasında kaymaya (patinaj) neden olacaktır. Benzer şekilde lastikten yola iletilecek kuvvetin sınır değerinin, toplam dirençlerden küçük olması durumunda ise hareket halindeki taşıt yavaşlayacak, duran taşıt ise hareket edemeyecektir.

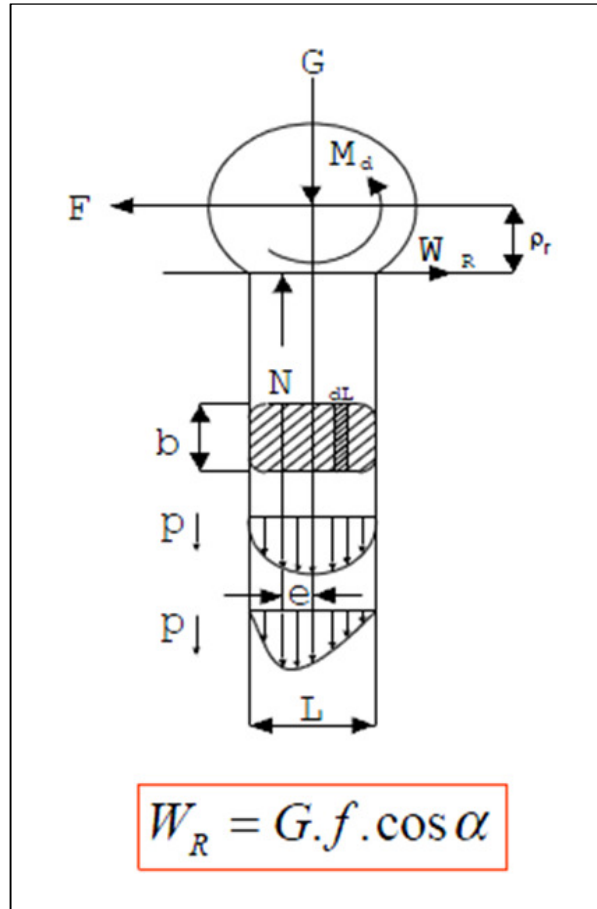
Taşıta etki eden hareket dirençleri:

1. Yuvarlanma Direnci
2. Hava direnci
3. Yokuş Direnci
4. İvme Direnci

2.8.1 Yuvarlanma Direnci (WR)

Lastiğin elastikiyetine ve iç direncine bağlı olarak düşey eksene göre hareket doğrultusundaki temas yüzeyinde, şekil değiştirmeye karşı oluşan direnç nedeni ile

yüzey basıncı artış gösterirken, düşey eksenin hareket doğrultusuna aksi yönündeki temas yüzeyinde, deforme olmuş tekerleğin tekrar eski konumuna hızla dönüşmemesi etkisi nedeni ile yüzey basıncında azalma meydana gelir. Bu neden ile teker tepkisi, teker düşey ekseninden “e” mesafesi ile dingil yükünün çarpımına eşit, yönü tahrik momentine zıt olan bir moment doğurur. Bu momentin, teker merkezinde, tahrik yönüne zıt yönde yarattığı kuvvet “yuvarlanma direnci” olarak tanımlanır (Sandalcı, 2011).



Şekil 2.25 : Tekerlek hareketi denge denklemi.

Yuvarlanma direnç katsayısının (f) değeri seyir hızına bağlı olarak hesaplanır ve ampirik formüllerle veya doğrudan nümerik değerle ifade edilir. Bu formüllerden bazıları;

$$\text{---} \quad (2.21)$$

$$\text{---} \quad (2.22)$$

Çizelge 2.3 : Çeşitli zemin koşullarının yuvarlanma direnç katsayıları.

Zemin	Yuvarlanma Direnç Katsayısı (f)
Parke taşı	0,015
Beton, asfalt	0,015
Çakul, kırma taş	0,02
Kuru Stabilize	0,025
Islak stabilize	0,05-0,15
Toprak yol	0,05,0,15
Tarla	0,07-0,12
Kumlu yol	0,10-0,35
Karlı yol	0,07-0,10
Demir yolu	0,001-0,002

2.8.2 Hava Direnci (WL)

Taşıt hareketi esnasında, çevrelendiği hava tabakası tarafından bir akışa maruz kalır. Havanın bir kısmının, taşıtın, radyatör ve havalandırma kanallarından geçmesi, iç akışı ve iç akış kayıplarını oluşturur.

Taşıtın dış yüzeyinden akan hava ise dış kayıpları oluşturur. Dış akış nedeni ile oluşan kayıplar, taşıtın ön ve arka yüzeyleri arasında oluşan basınç farkından ve taşıt yüzeyinin hava tabakası ile sürtünmesinden ortaya çıkar (Sandalcı, 2011).

$$W_L = \frac{1}{2} \cdot \rho_h \cdot C_D \cdot A \cdot V^2 \quad (2.23)$$

C_D : Aerodinamik direnç katsayısı

A : Projeksiyon Alanı

$\vec{V} = (\vec{V}_T - \vec{V}_R)/3,6$ Taşıt ile rüzgâr aynı yönde hareket ediyor ise.

$\vec{V} = (\vec{V}_T + \vec{V}_R)/3,6$ Taşıt ile rüzgâr ters yönde hareket ediyor ise.

$V < 50$ km/saat ise $W_L = 0$ alınır.

W_L : Hava Direnci (N)

ρ_h : Havanın Özgül Kütlesi (kg/m^3)

V : Bağlı rüzgar hızı (m/sn)

V_T : Taşıt seyir hızı (km/saat)

V_R : Rüzgâr Hızı (km/saat)

Çizelge 2.4 : Araç tiplerine göre projeksiyon alanları.

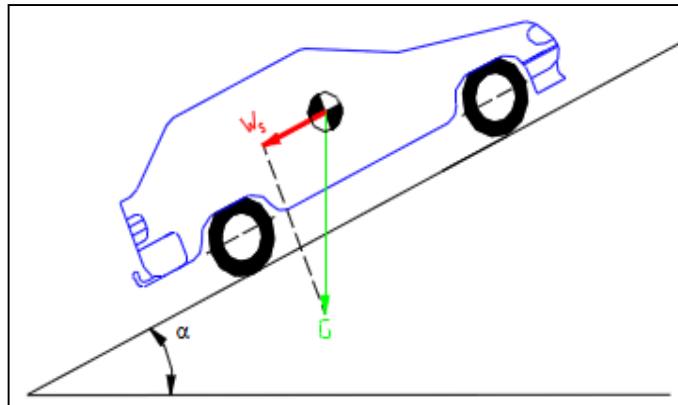
Taşıt Türü	Projeksiyon Alanı (m2)
Küçük otomobil	1,0-1,3
Otomobil	1,5-2,8
Otobüs	3,5-7
Kamyon	3-5,3
Kapalı kasa kamyon	3,5-8

Çizelge 2.5 : Araç tiplerine göre aerodinamik direnç katsayıları.

Araç Tipi	C _D
Cabrio	0,50-0,70
Arazi taşıtı	0,50-0,60
Sedan	0,35-0,45
Hatchback	0,30-0,40
Station-wagon	0,42-0,47
Damla modeli	0,15-0,20
Motosiklet	0,55-0,70
Minibüs	0,40-0,45
Otobüs	0,60-0,70
Kamyon	0,80-1,50
Çekici-yarı römork	0,70-1,00
Çekici-römork	0,70-1,00

2.8.3 Yokuş Direnci (W_S)

Çıkış eğimli yolda, hareketi engelleyen ve taşıt ağırlığının, hareket doğrultusunda, hareket yönüne ters yönlü bileşenidir (Sandalcı, 2011).

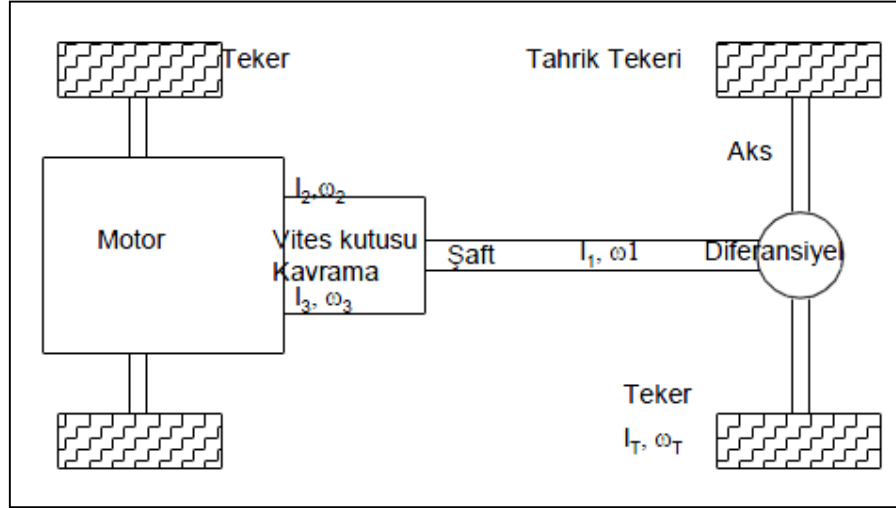


Şekil 2.26 : Çıkış eğimli yolda taşıta etki eden yokuş direnç kuvveti

$$W_s = G \cdot \sin \alpha \quad (2.24)$$

2.8.4 İvme Direnci (WB)

Taşıtın ivmelenmesi sırasında oluşan dirence ivme direnci adı verilir. İvme direnci, toplam taşıt kütlelerinin çizgisel ivmelenmesi ve taşıttaki tüm dönen kütlelerin ivmelendirilmesi için gereken kuvvetlerin toplamına eşittir (Sandalcı, 2011).

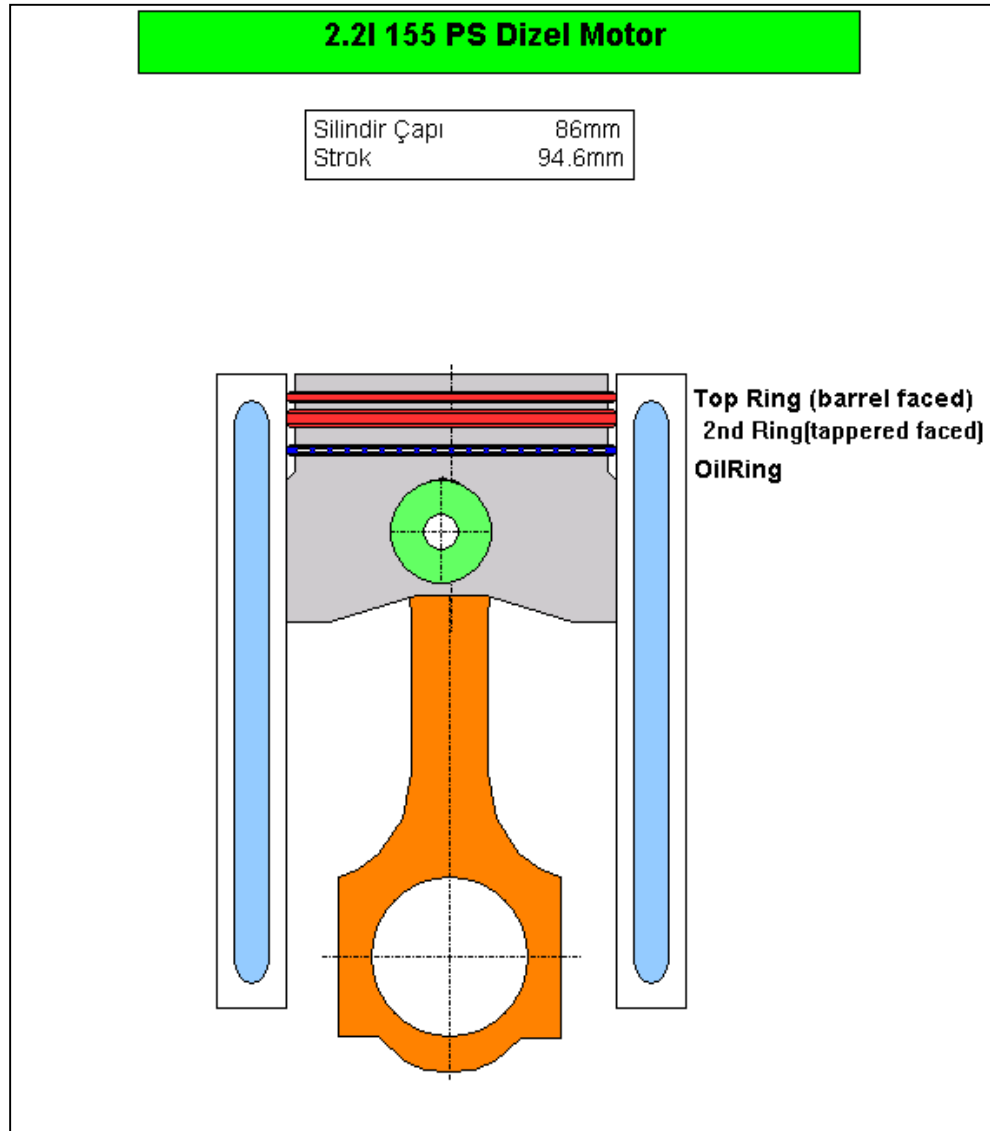


Şekil 2.27: Taşıt ivme dirençleri.

$$W_b = \varphi \cdot m \cdot \frac{dV_T}{dt} \quad (2.25)$$

3. MODEL

4 silindirli 2,2 litre dizel bir motor için AVL EXCITE programında piston dinamiği ve segman dinamiği modeli oluşturulmuştur. Model piston, piston pimi, silindir gömleği, segmanlar ve biyelden meydana gelmiştir.



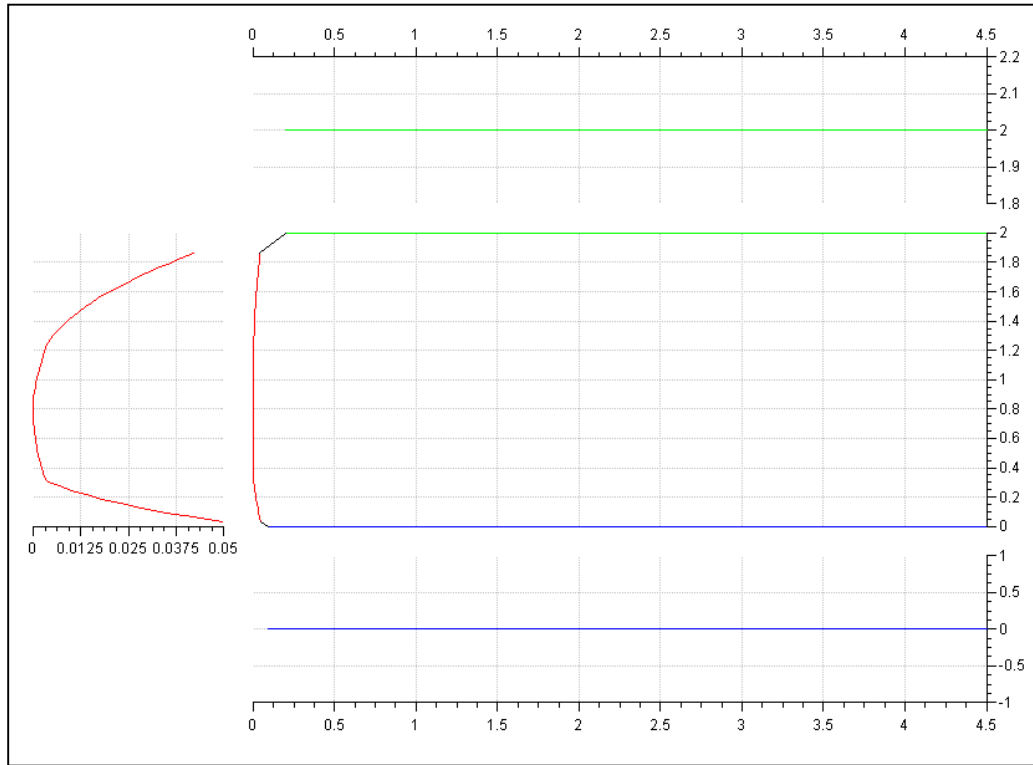
Şekil 3.1 : Piston grubu modeli.

Modellenen motorun genel özellikleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 3.1 : Modelde kullanılan motorun genel özellikleri.

Motor Özelliği	Değeri
Motor konfigürasyonu	4 silindirli sıralı dizel motor
Silindir çapı	86 mm
Strok	94,6 mm
Motor hacmi	2,198lt

Modelde kullanılan segmanların profilleri Şekil 3.2, Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'te verilmiştir.

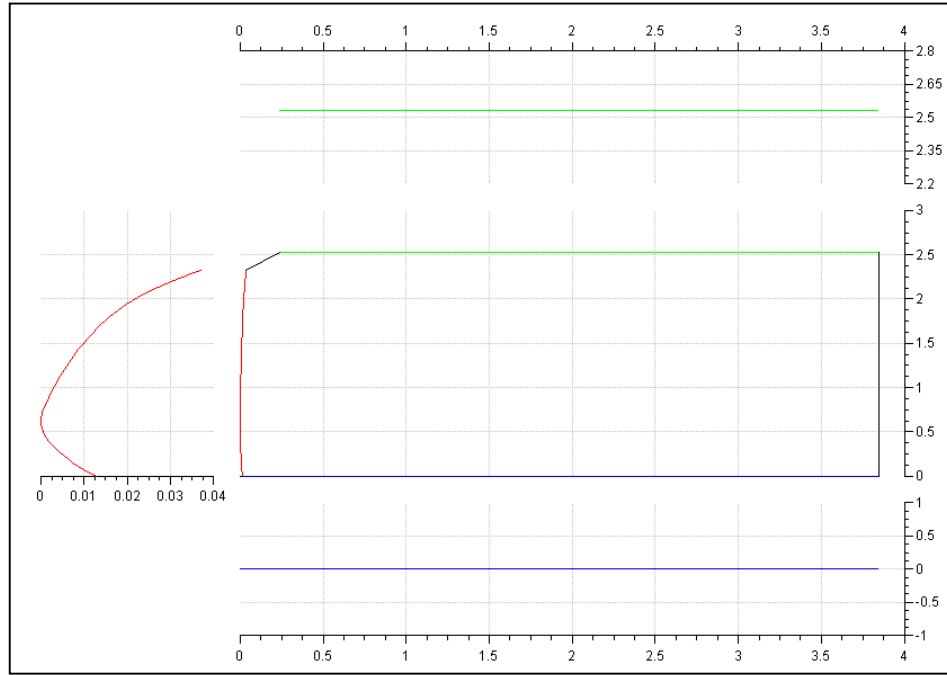


Şekil 3.2 : 1.Segman geometrisi.

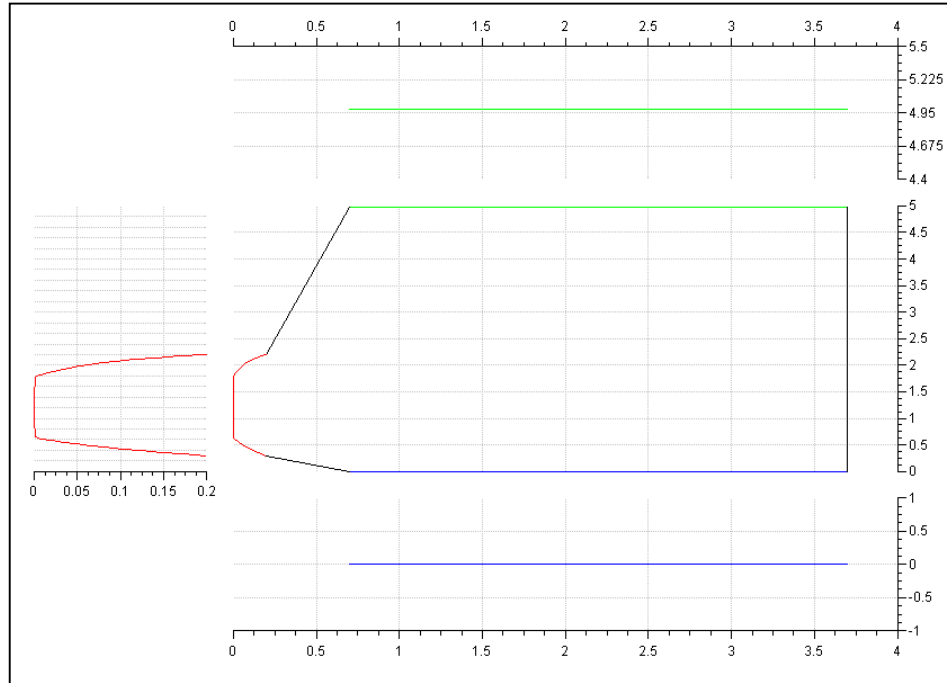
Simulasyonlarda kullanılan örnek motor için çalışma şartlarına uygun krank mili açısına bağlı silindir basınç değerleri programa girilmiştir. Programda kullanılan tam yük basınç verileri için benzer bir motordan elde edilen indikatör diyagramları kullanılmış, kısmi yükler benzetim yolu ile hesaplanmıştır.

Modelde farklı viskozitedeki yağların sürtünme kuvvetlerine ve taşıt yakıt tüketimine etkisini görebilmek için 2 farklı çok dereceli yağ kullanılmıştır. Bunlar, SAE 0W20, SAE 10W40.

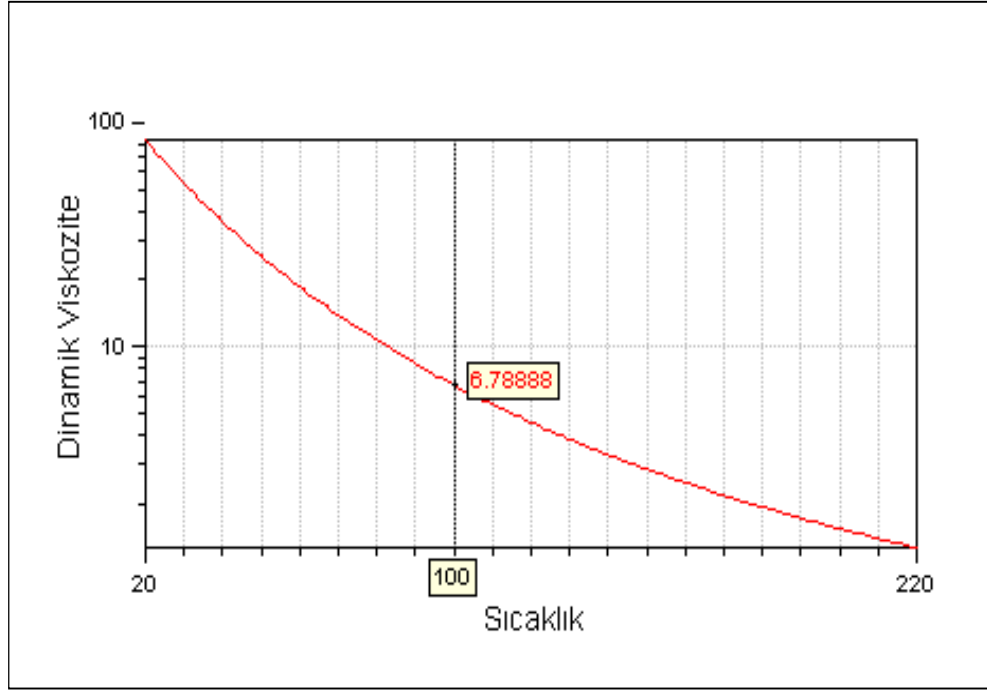
Kullanılan her bir yağın dinamik viskozite değerlerinin sıcaklığa bağlı değişimi Şekil 3.5 ve Şekil 3,6’da gösterilmektedir.



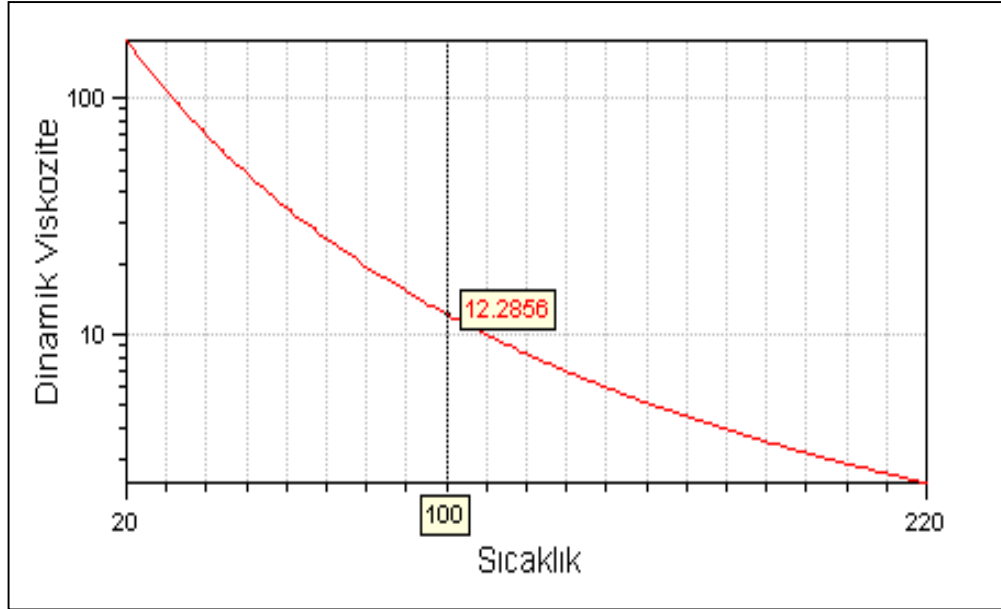
Şekil 3.3 : 2.Segman geometrisi.



Şekil 3.4 :Yağ segman geometrisi.

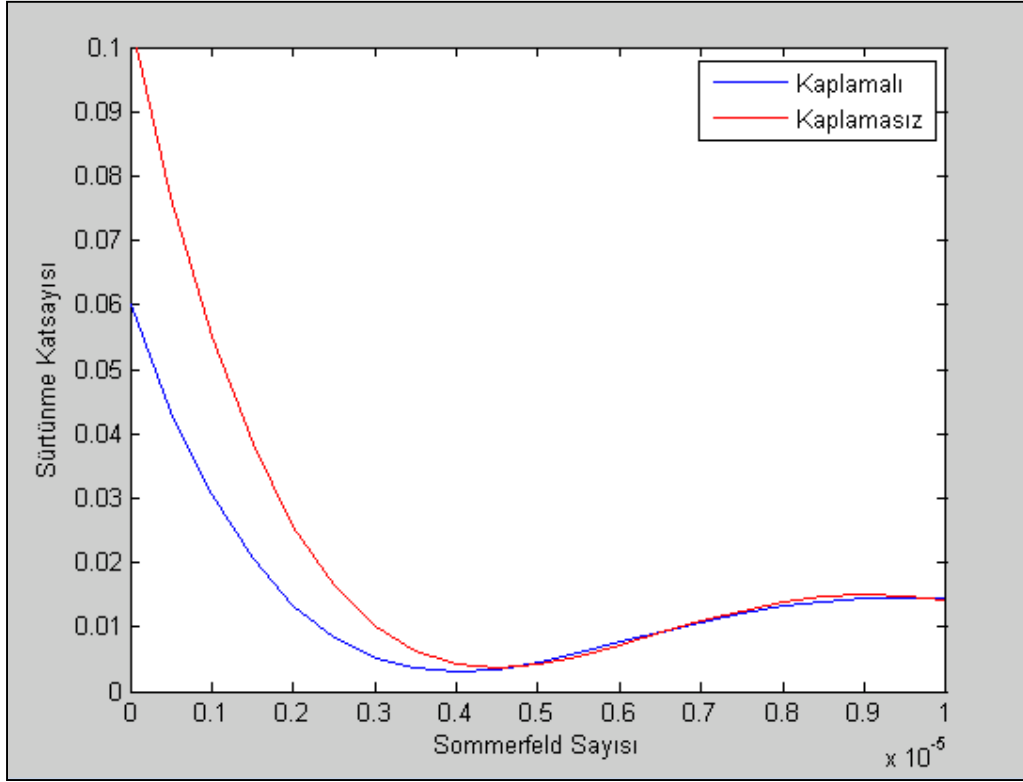


Şekil 3.5 : SAE 0W20 yağının viskozite- sıcaklık değişim grafiği.



Şekil 3.6 : SAE 10W40 yağının viskozite- sıcaklık değişim grafiği.

Piston ve segman kaplamalarının sürtünme kuvvetlerine etkisinin incelenmesi için model öncelikle kaplamasız segman ve piston ile ardından kaplamalı segman ve piston ile koşturulmuştur.



Şekil 3.7 : Kaplamalı ve kaplamasız piston segman stribek diyagramı.

Standart motor şartı olarak sınır sürtünme katsayısı $\mu=0,1$ olan piston ve segmanlarda 10W40 çok dereceli yağı ile analizler yapılmıştır. Piston ve segmanlardaki sürtünme kuvvetlerinin elde edilebilmesi için motor devri olarak 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 ve 4000 dev/dak ve motor yükü olarakta 25, 50, 75, 100 % yükler ile modelde hesaplamalar yapılmıştır.

Viskozitenin etkisinin incelenmesi için ilk yapılan hesaplar kullanılan yağı 0W20 çok dereceli yağına geçirerek aynı devirler ve yükler için tekrarlanmıştır.

Kaplamaların etkisinin görülebilmesi için de kullanılan yağ 10W40 çok dereceli yağı olarak tutulmuştur ve sınır sürtünme katsayısı $\mu=0,06$ olarak belirlenmiştir. Hesaplamalar aynı devirler ve yükler için tekrarlanmıştır.

Hesaplamaların sonucunda elde edilen N cinsinden krank mili açısına göre anlık hidrodinamik ve sınır sürtünme kuvvetlerinin mutlak değerleri alınıp anlık hız (m/sn) ile çarpılarak sürtünme güçleri (W) elde edilmiştir. Motor çevrimi boyunca hesaplanan sürtünme güçlerinin ortalaması alınarak çevrimin ortalama sürtünme güç kayıpları elde edilmiştir.

Kullanmakta olduğumuz örnek motor dört silindirli olduğu için bulunan sürtünme güç kaybı dört ile çarpılarak motorun piston eteği ve segmanlardan kaynaklanan toplam sürtünme güç kayıpları hesaplanmıştır.

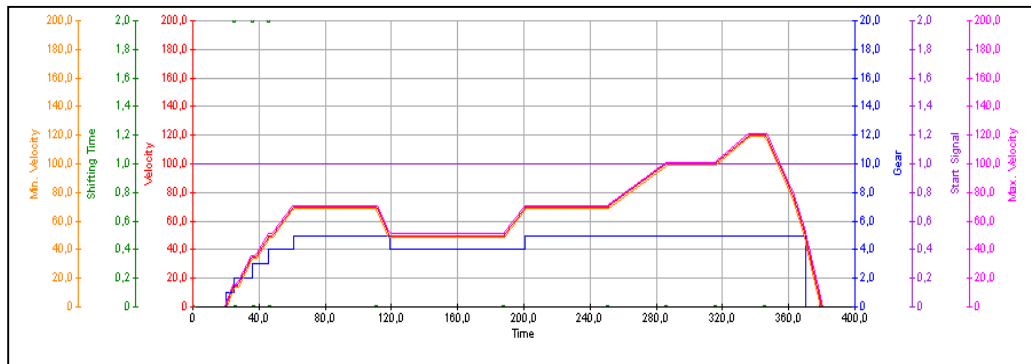
Elde edilen sürtünme güç kayıplarının yakıt tüketimine etkilerinin incelenebilmesi için AVL Cruise programında taşıt modeli oluşturulmuştur.

Modellenen taşıtın genel özellikleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 3.2 : Modelde kullanılan taşıtın genel özellikleri.

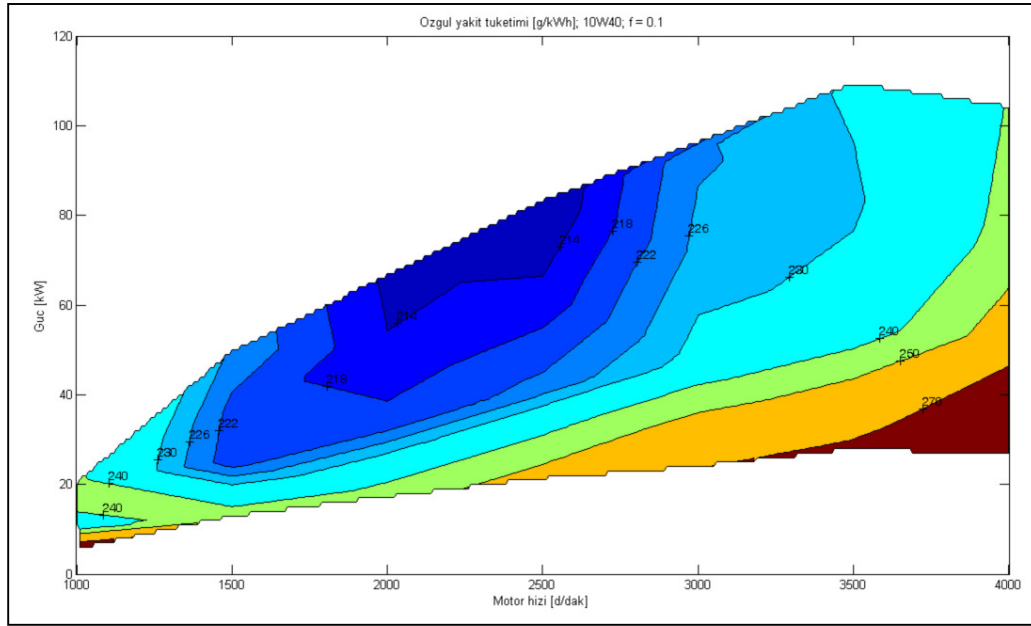
Taşıt Özelliği	Değeri
Taşıt boş ağırlığı	2000 kg
Taşıt projeksiyon alanı	4,69 m ²
Aerodinamik direnç katsayısı	0,36
Aks mesafesi	3300 mm
Şanzıman tipi	5 ileri manüel şanzıman
1. Vites çevrim oranı	3,6
2. Vites çevrim oranı	2,22
3. Vites çevrim oranı	1,51
4. Vites çevrim oranı	1,08
5. Vites çevrim oranı	0,85
Diferansiyel çevrim oranı	3

Taşıt modeli EUDC’de (Avrupa şehir dışı çevrimi) koşturulmuştur ve buna göre 100km/sa’teki yakıt tüketim değerleri hesaplanmıştır. Avrupa şehir dışı çevriminin karakteristikleri aşağıdaki grafikte verilmiştir.



Şekil 3.8 : Avrupa şehir dışı çevrimi.

Standart motor şartında taşıtın yakıt tüketim haritası aşağıdaki grafikte verilmiştir.

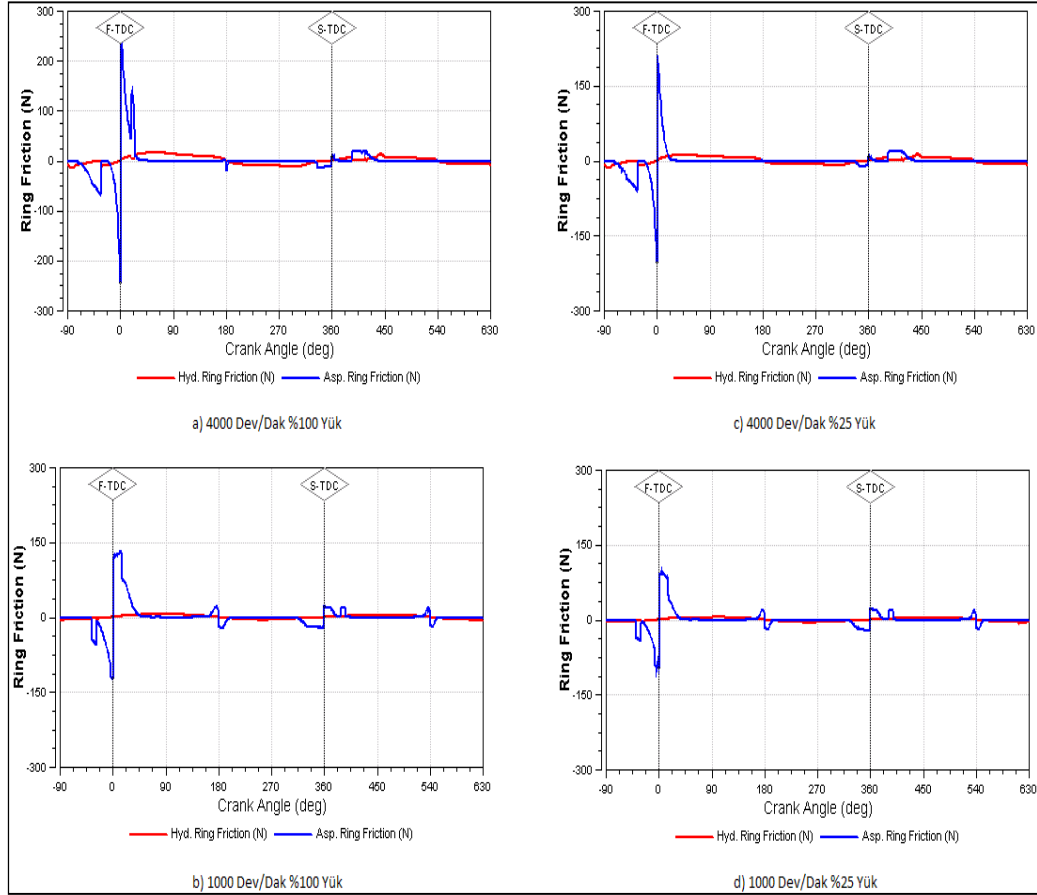


Şekil 3.9 : Taşıt yakıt tüketim haritası.

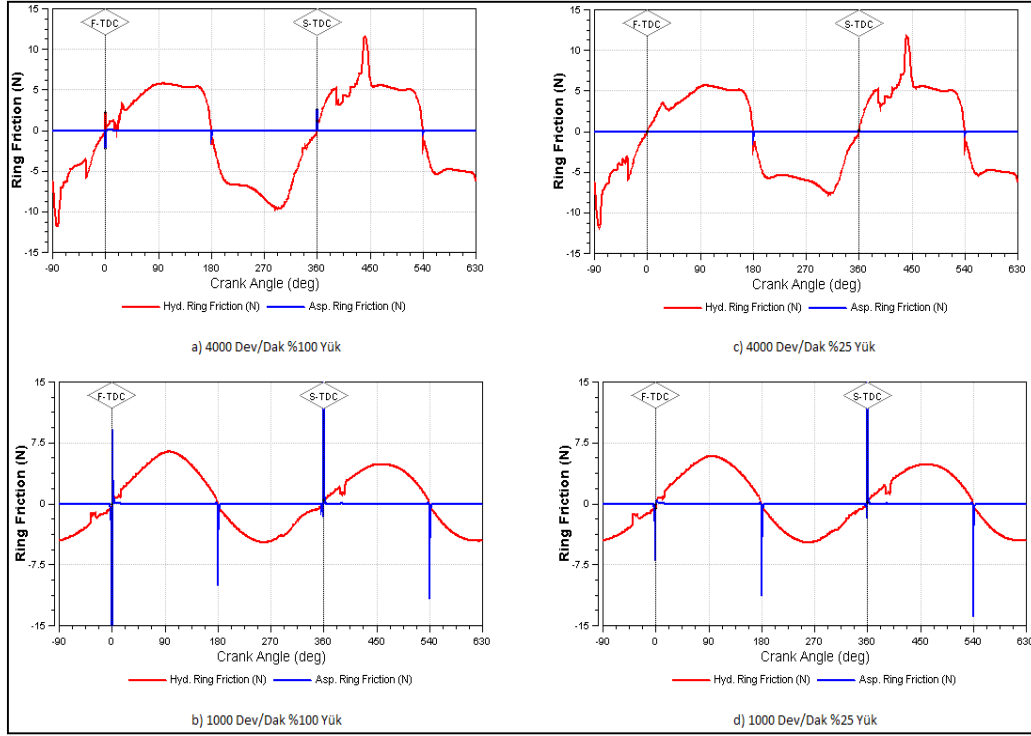
AVL Cruise programına her bir devir ve yük için verilen KW güç miktarına karşılık kg/sa cinsinden tüketim değerleri girilmektedir. AVL Excite programından elde edilen sürtünme güç kayıplarına göre taşıt tüketim değerleri modifiye edilmiştir. Kazanılan ya da kaybedilen güç miktarları yakıt tüketim hesabında kullanılan güç miktarlarına eklenerek veya çıkartılarak yeni yakıt tüketim haritaları oluşturulmuştur. Yeni şartlara göre modelde hesaplamalar tekrarlanmıştır.

4. ANALİZ SONUÇLARI

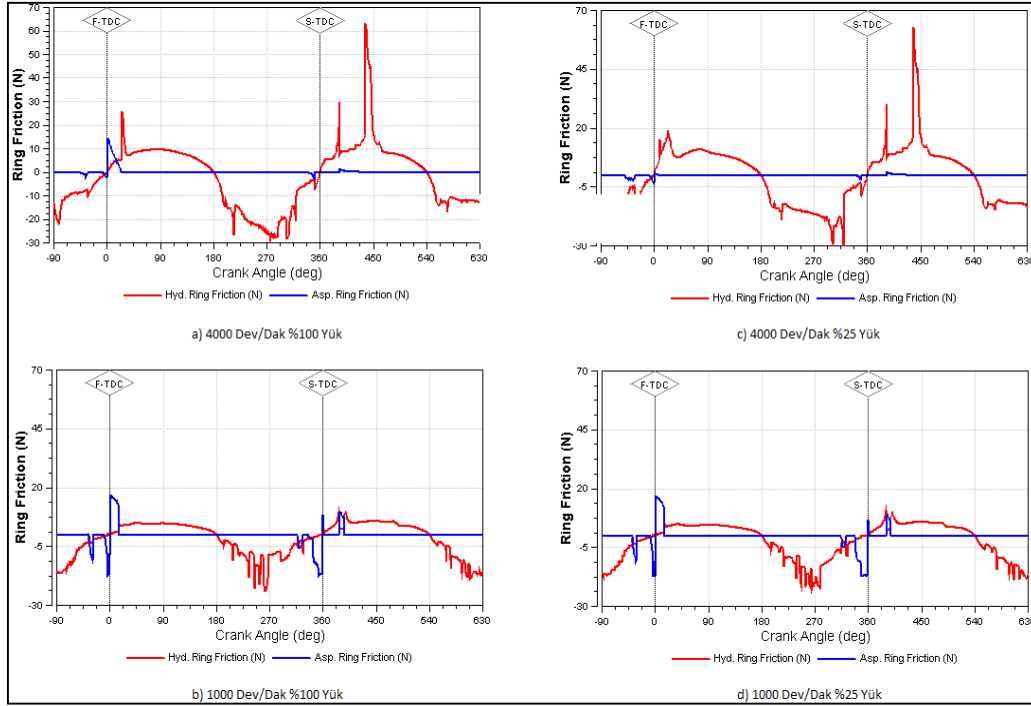
Bu bölümde 1000 dev/dak ile 4000 dev/dak arasındaki devirlerde farklı yağların ve farklı piston ve segman kaplamalarının sürtünme kuvvet ve güçlerine etkisi incelenmiştir. Öncelikle standart motorun 10W40 yağı ve $\mu=0,1$ değerindeki piston ve tüm segmanlardaki farklı motor devri ve yüklerdeki sürtünme kuvvetleri ve sürtünme ile kaybedilen güçleri gösterilmektedir. Şekil 4.1’de üst segman için, Şekil 4.2’de 2. segman için, Şekil 4.3’te yağ segmanı için ve Şekil 4.4’te piston eteği için belirli şartlar için analiz sonucunda elde edilmiş sürtünme kuvvetinin krank mili açısına göre değişimi gösterilmektedir.



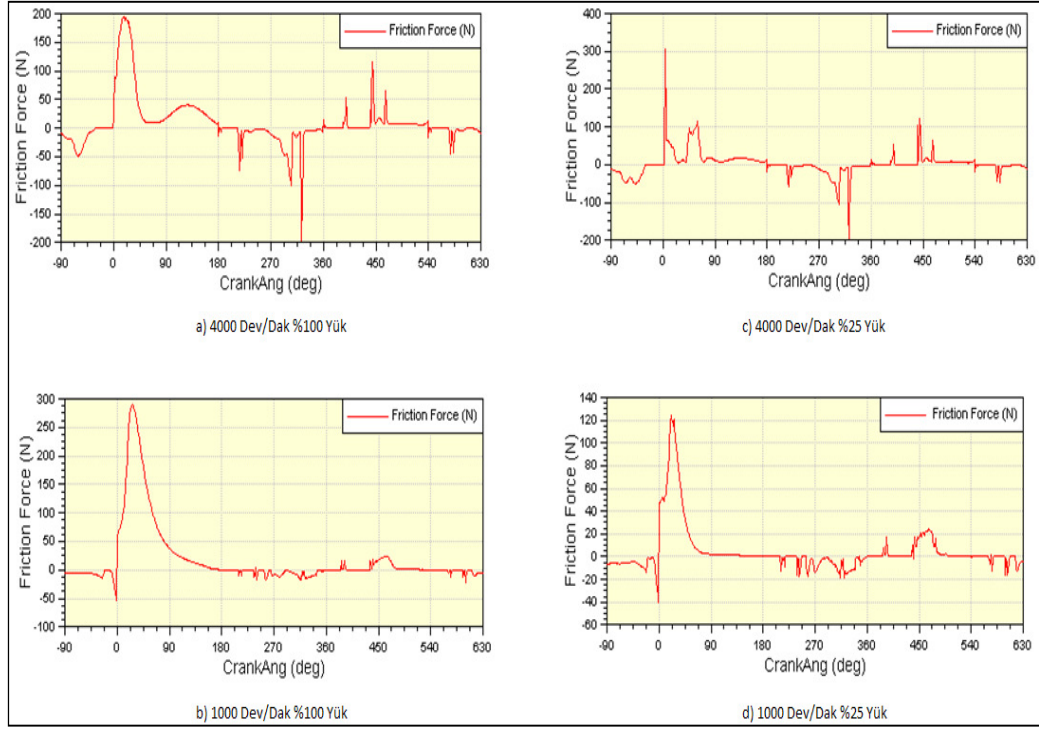
Şekil 4.1 : a) 4000 dev/dak hız ve %100 yükte b) 1000 dev/dak hız ve %100 yükte c) 4000 dev/dak hız ve %25 yükte d) 1000 dev/dak hız ve %25 yükte üst segman sürtünme kuvvetlerinin krank mili açısına göre değişimi.



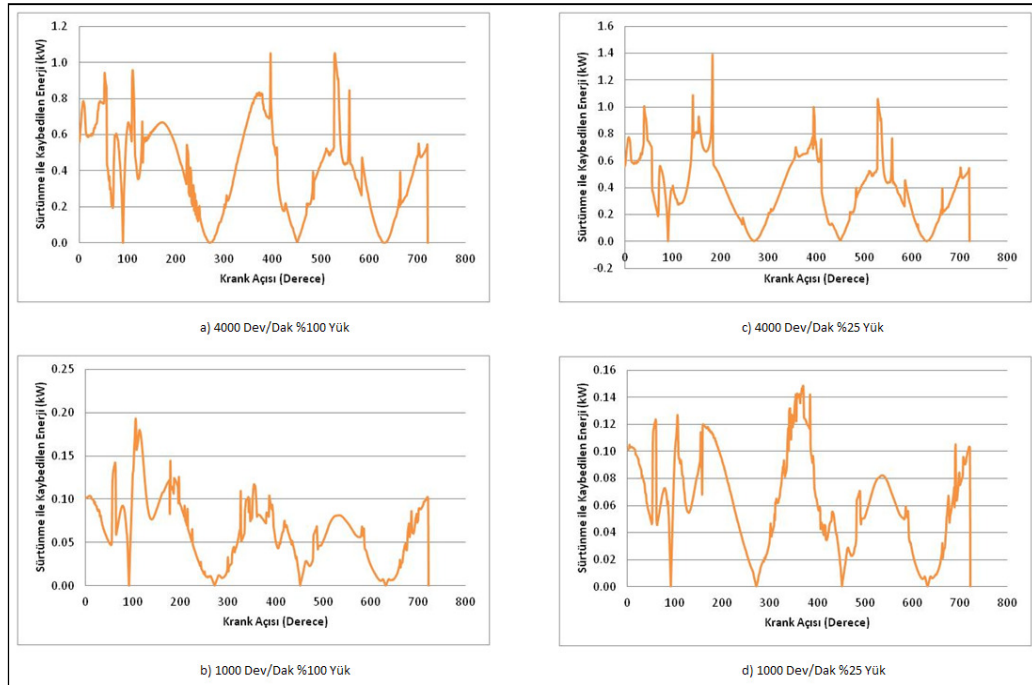
Şekil 4.2 : a) 4000 dev/dak hız ve %100 yükte b) 1000 dev/dak hız ve %100 yükte c) 4000 dev/dak hız ve %25 yükte d) 1000 dev/dak hız ve %25 yükte 2. segman sürtünme kuvvetlerinin krank mili açısına göre değişimi.



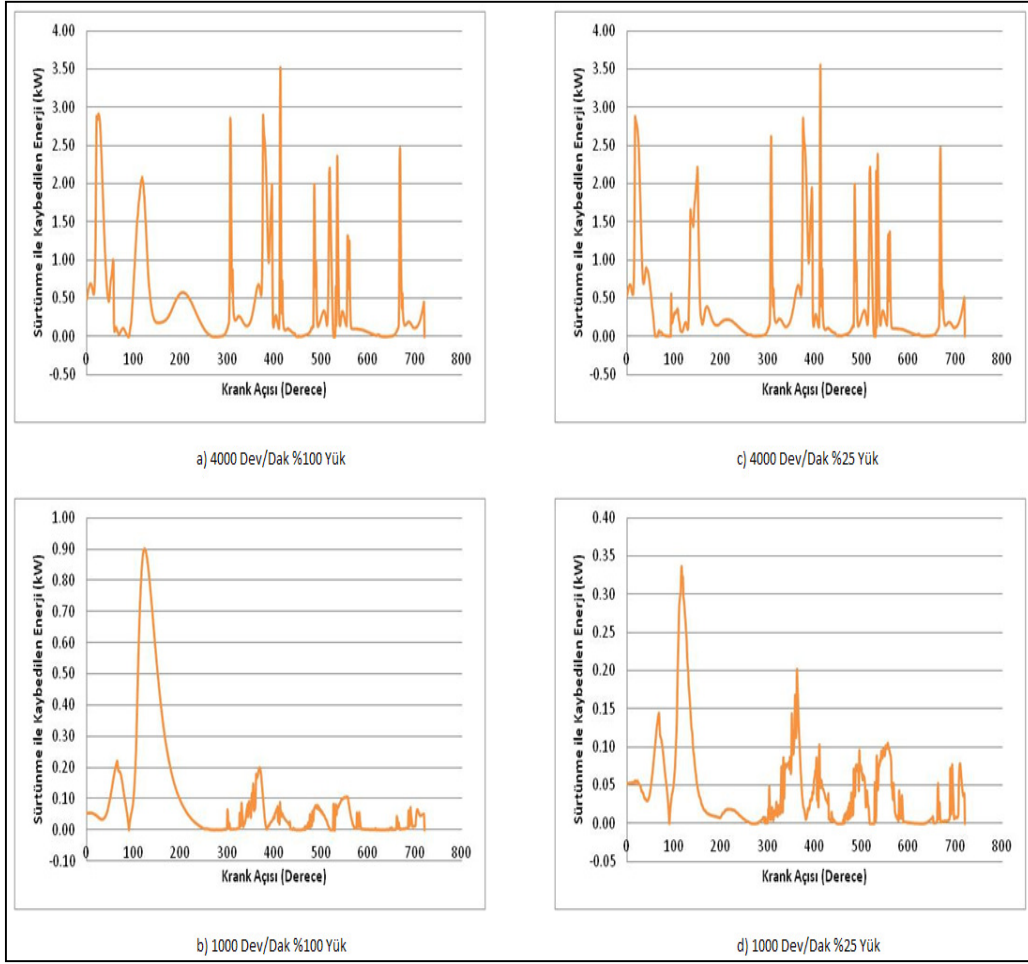
Şekil 4.3 : a) 4000 dev/dak hız ve %100 yükte b) 1000 dev/dak hız ve %100 yükte c) 4000 dev/dak hız ve %25 yükte d) 1000 dev/dak hız ve %25 yükte yağ segmanı sürtünme kuvvetlerinin krank mili açısına göre değişimi.



Şekil 4.4 : a) 4000 dev/dak hız ve %100 yükte b) 1000 dev/dak hız ve %100 yükte c) 4000 dev/dak hız ve %25 yükte d) 1000 dev/dak hız ve %25 yükte piston eteği sürtünme kuvvetlerinin krank mili açısına göre değişimi.



Şekil 4.5 : a) 4000 dev/dak hız ve %100 yükte b) 1000 dev/dak hız ve %100 yükte c) 4000 dev/dak hız ve %25 yükte d) 1000 dev/dak hız ve %25 yükte segmanlarda sürtünme ile kaybedilen gücün krank mili açısına göre değişimi.



Şekil 4.6 : a) 4000 dev/dak hız ve %100 yükte b) 1000 dev/dak hız ve %100 yükte c) 4000 dev/dak hız ve %25 yükte d) 1000 dev/dak hız ve %25 yükte piston eteğinde sürtünme ile kaybedilen gücün krank mili açısına göre değişimi.

Hesaplanan tüm hız ve güç aralığında sürtünmeden dolayı kaybedilen güçler Çizelge 4.1’de verilmiştir.

10W40 yağı ve $\mu=0,1$ sınır sürtünme katsayısı ile yapılan hesaplamalar piston ve segmanlarda sınır sürtünme katsayısı $\mu=0,06$ için tekrarlanmıştır. Bu hesaplamalar ile kaplamaların motor sürtünmelerine etkileri incelenmiştir. Buna göre Çizelge 4.2’deki sonuçlar elde edilmiştir.

Sonuçlara göre piston ve segmanlar kaplanarak sınır sürtünme katsayısı $\mu=0,6$ ’ya getirildiğinde piston ve segmanlarda sürtünme ile kaybedilen güç miktarları azalmaktadır. Sonuçlardan da görüldüğü gibi kaplamaların sürtünme kuvvetlerini, sürtünmeden kaynaklanan güç kayıplarını azaltıcı etkisi düşük hızlar ve yüksek yüklerde daha fazladır.

10W40 yağı ve $\mu=0,1$ sınır sürtünme katsayısı ile yapılan hesaplamalar 0W20 yağı için tekrarlanmıştır. Bu hesaplamalar ile yağ viskozitesinin motor sürtünmelerine ve sürtünmeden kaynaklanan güç kayıplarına etkileri incelenmiştir.

Buna göre Çizelge 4.3'deki sonuçlar elde edilmiştir.

Sonuçlara göre 10W40 yağı yerine 0W20 yağları kullanıldığında piston ve segmanlarda sürtünme ile kaybedilen güç miktarları artmaktadır.

Sonuçlardan da görüldüğü gibi viskozitenin sürtünme kuvvetlerini artırıcı etkisi yüksek hızlar ve yüksek yüklerde daha fazladır.

Çizelge 4.1 : 10W40 yağı ve $\mu=0,1$ sınır sürtünme katsayısı ile sürtünme ile kaybedilen güç miktarları.

Hız (Dev/Dak)	Yük Oranı	Sürtünme ile Kaybedilen Güç (kW)
1000	0,25	0,42
1500	0,25	0,90
2000	0,25	1,24
2500	0,25	1,55
3000	0,25	1,95
3500	0,25	2,56
4000	0,25	3,16
1000	0,50	0,52
1500	0,50	1,22
2000	0,50	1,56
2500	0,50	1,95
3000	0,50	2,36
3500	0,50	2,70
4000	0,50	3,13
1000	0,75	0,59
1500	0,75	1,42
2000	0,75	1,77
2500	0,75	2,22
3000	0,75	2,66
3500	0,75	3,00
4000	0,75	3,35
1000	1,00	0,64
1500	1,00	1,59
2000	1,00	1,97
2500	1,00	2,41
3000	1,00	2,92
3500	1,00	3,20
4000	1,00	3,48

Çizelge 4.2 : 10W40 yağı ve $\mu=0,06$ sınır sürtünme katsayısı ile sürtünme ile kaybedilen güç miktarları ve standart motor şartına göre % güç kazancı.

Hız (Dev/Dak)	Yük Oranı	Sürtünme ile Kaybedilen Güç (kW)	% Kazanç
1000	0,25	0,36	14,86%
1500	0,25	0,74	17,28%
2000	0,25	1,09	11,51%
2500	0,25	1,38	10,68%
3000	0,25	1,74	10,63%
3500	0,25	2,35	8,07%
4000	0,25	2,94	6,87%
1000	0,50	0,42	18,48%
1500	0,50	0,91	25,15%
2000	0,50	1,25	19,50%
2500	0,50	1,65	15,28%
3000	0,50	1,88	20,19%
3500	0,50	2,40	11,39%
4000	0,50	2,79	10,78%
1000	0,75	0,46	22,20%
1500	0,75	1,02	27,93%
2000	0,75	1,37	22,42%
2500	0,75	1,79	19,34%
3000	0,75	2,20	17,10%
3500	0,75	2,42	19,21%
4000	0,75	2,92	12,75%
1000	1,00	0,49	24,18%
1500	1,00	1,12	29,40%
2000	1,00	1,48	24,63%
2500	1,00	1,91	21,01%
3000	1,00	2,35	19,47%
3500	1,00	2,51	21,60%
4000	1,00	3,01	13,51%

AVL Excite programından elde edilen sürtünme güç kayıpları ile yakıt tüketim haritaları kaplamanın ve viskozitenin yakıt tüketimine etkisini inceleyebilmek için modifiye edilmiştir. Kaplamanın değişmesi ve viskozitenin değişmesi ile elde edilen yeni yakıt tüketimi haritaları Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de verilmiştir.

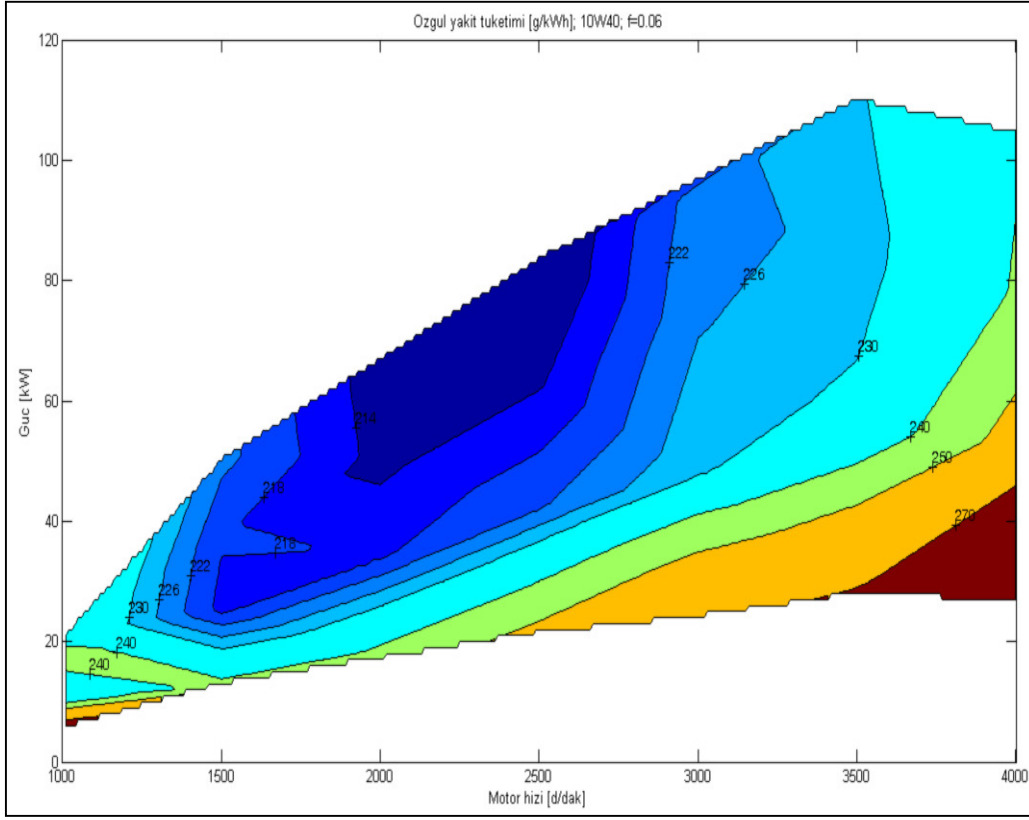
Standart motor şartlarındaki yakıt tüketim haritaları ile kaplama ve viskozitenin değiştirilmesinden sonra elde edilen yakıt tüketim haritaları Şekil 4.9 ve Şekil 4.10’da karşılaştırılmıştır. Kırmızı çizgi ile çizilen eğriler kaplama ve viskozitenin etkisi ile güncellenmiş yakıt tüketim haritasını belirtmektedir.

Çizelge 4.3 : 0W20 yağı ve $\mu=0,1$ sınır sürtünme katsayısı ile sürtünme ile kaybedilen güç miktarları ve standart motor şartına göre % güç kazancı.

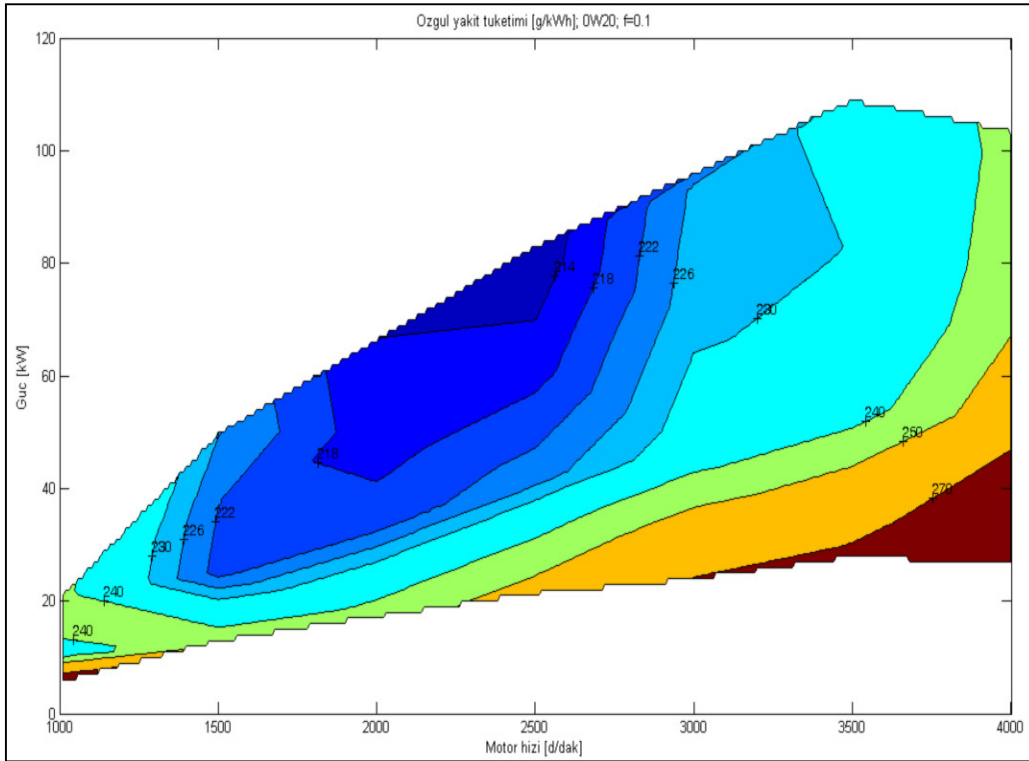
Hız (Dev/Dak)	Yük Oranı	Sürtünme ile Kaybedilen Güç (kW)	% Kazanç
1000	0,25	0,42	1,51%
1500	0,25	0,92	-3,02%
2000	0,25	1,18	4,47%
2500	0,25	1,54	0,50%
3000	0,25	2,07	-6,17%
3500	0,25	2,60	-1,47%
4000	0,25	3,17	-0,54%
1000	0,50	0,55	-5,31%
1500	0,50	1,36	-11,76%
2000	0,50	1,69	-8,39%
2500	0,50	2,13	-9,48%
3000	0,50	2,67	-12,85%
3500	0,50	2,98	-10,08%
4000	0,50	3,61	-15,52%
1000	0,75	0,63	-7,82%
1500	0,75	1,61	-13,24%
2000	0,75	1,97	-11,37%
2500	0,75	2,49	-11,89%
3000	0,75	3,08	-16,01%
3500	0,75	3,37	-12,37%
4000	0,75	3,97	-18,29%
1000	1,00	0,71	-9,67%
1500	1,00	1,79	-13,08%
2000	1,00	2,21	-12,26%
2500	1,00	2,77	-14,86%
3000	1,00	3,44	-17,72%
3500	1,00	3,71	-15,95%
4000	1,00	4,26	-22,64%

Standart koşul, kaplamanın ve viskozitenin etkisi ile güncellenmiş yakıt tüketim haritaları AVL Cruise programına girilerek taşıt yüksüz ve tam yüklü olarak Avrupa şehir dışı çevriminde koşturulmuştur. Buna göre 100km'de taşıtın tükettiği yakıt miktarları Çizelge 4.4'te verilmiştir.

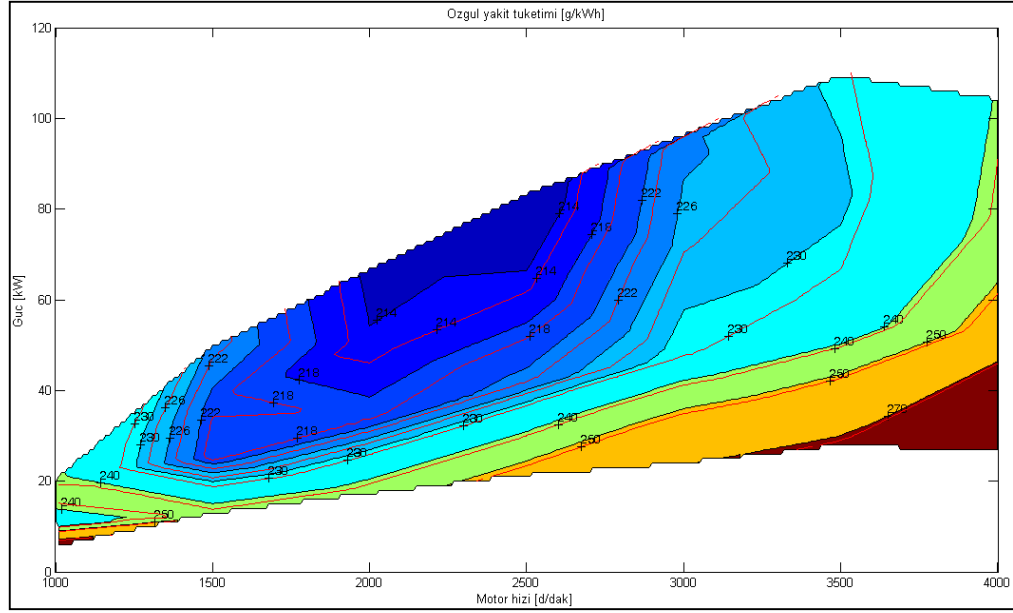
AVL Excite ve Cruise programlarından alınan sonuçlara göre piston ve segmanların kaplanması ile sürtünme ile kaybedilen güç miktarları düşmekte ve yakıt tüketimi de azalmaktadır. Viskozitenin düşürülmesi ile sürtünme ile kaybedilen güç miktarları artmakta ve yakıt tüketimi de artmaktadır.



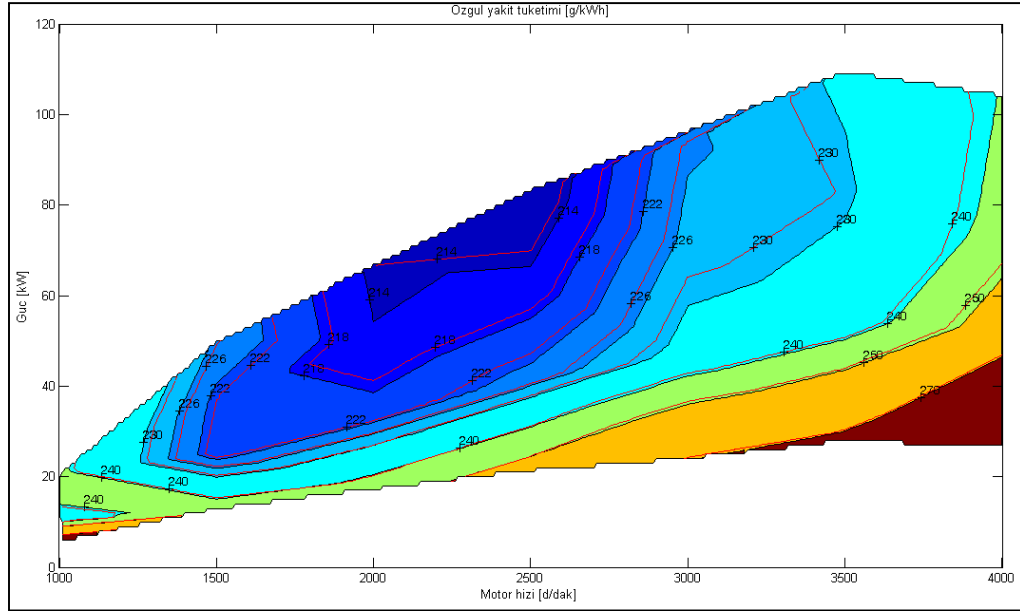
Şekil 4.7 : Kaplamanın etkisi ile güncellenmiş taşıt yakıt tüketim haritası.



Şekil 4.8 : Viskozitenin etkisi ile güncellenmiş taşıt yakıt tüketim haritası.



Şekil 4.9 : Standart ve kaplamanın etkisi ile güncellenmiş taşıt yakıt tüketim haritaları.

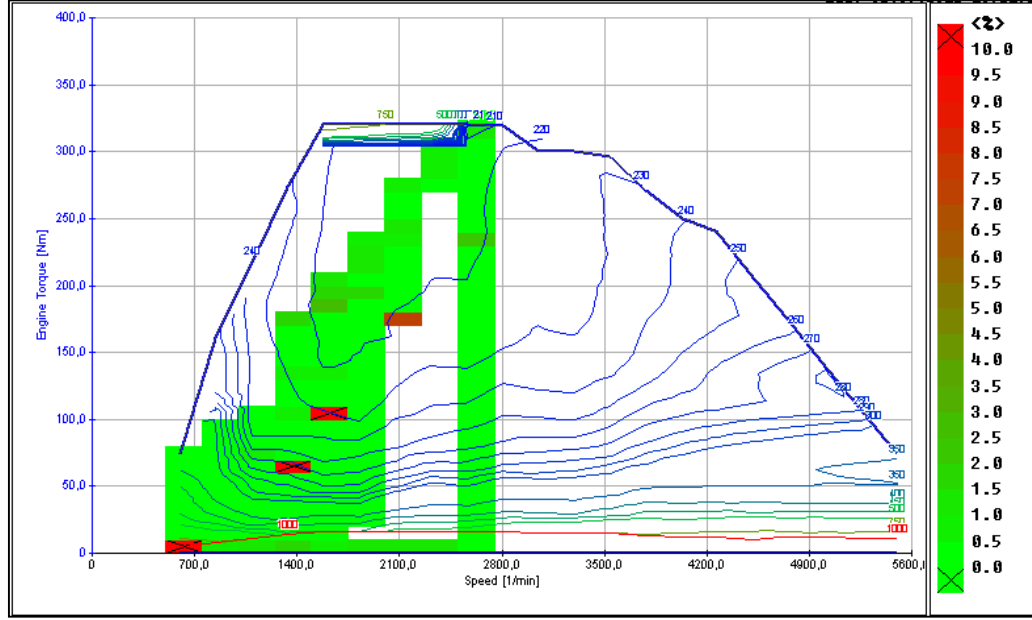


Şekil 4.10 : Standart ve viskozitenin etkisi ile güncellenmiş taşıt yakıt tüketim haritaları.

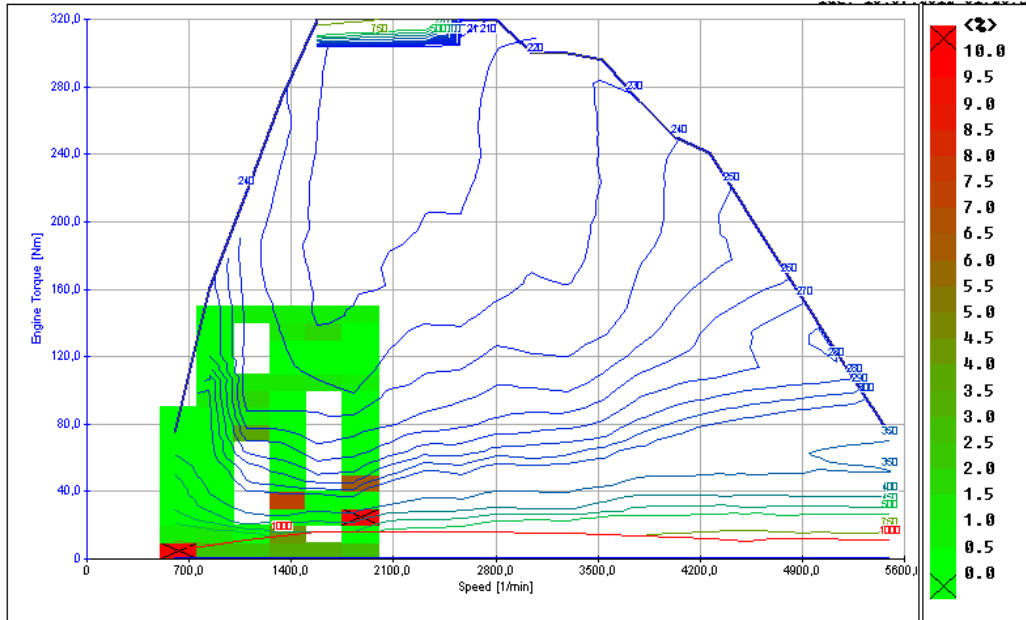
Çizelge 4.4 : Test şartlarında taşıtın tükettiği yakıt miktarları.

Test Şartı	Yüksüz Yakıt Tüketimi (lt/100km)	Tam Yüklü Yakıt Tüketimi (lt/100km)
10W40 $\mu=0,10$	8,39	9,17
10W40 $\mu=0,06$	8,36	9,14
0W20 $\mu=0,10$	8,42	9,19

Aynı şartlar için Avrupa şehir içi çevriminde model koşturulduğunda motor düşük devir ve yüklerde çalıştığı için sürtünmeden kaynaklanan güç kayıplarındaki değişimlerin yakıt tüketimine etkisi net olarak gözlemlenememiştir. Şekil 4.12’de de görüldüğü gibi taşıt şehir içi çevriminde koşturulduğunda motor yoğunlukla düşük devir ve yüklerde çalışmaktadır.



Şekil 4.11 : Avrupa şehir dışı çevriminde taşıtın yakıt tüketim haritasında çalıştığı bölgeler.



Şekil 4.12 : Avrupa şehir içi çevriminde taşıtın yakıt tüketim haritasında çalıştığı bölgeler.

5. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ VE GELECEK ÇALIŞMALARA AKTARILACAKLAR

Bu yüksek lisans tez çalışmasında motor sürtünme kuvvetlerinde ve sürtünme ile kaybedilen güçlerdeki değişimlerin yakıt tüketimini hangi oranlarda etkilediği incelenmiştir. Modelin oluşturulmasından kullanılan 2,2lt dizel motorun Avrupa şehir dışı çevriminde yakıt tüketimi yüksüz şartta 8,39lt/100km iken daha düşük viskozitede yağ kullanıldığında tüketimin 8,42lt/100km'ye çıktığı yani yakıt tüketiminin %0,3 arttığı gözlemlenmiştir.

Benzer şekilde taşıt tam yüklü şartta koşurulduğunda da yakıt tüketimi 9,17lt/100km'den 9,19lt/100km seviyesine çıkmıştır. Yüzde olarak %0,21 artmıştır. Segman ve piston kaplamalarının sürtünmeye etkileri incelendiğinde ise kaplamasız taşıtın yakıt tüketimi yüksüz şartta 8,39lt/100km'den 8,36lt/100km'ye (%0,35 azalma) tam yüklü şartta da 9,17lt/100km'den 9,14lt/100km (%0,32 azalma) seviyesine gerilemiştir.

Bu çalışmadan çıkan temel sonuçlar;

- Piston ve segmanlar kaplanarak sınır sürtünme katsayısı düşürüldüğünde piston ve segmanlarda sürtünme kuvvetleri düşmekte ve sürtünme ile kaybedilen güç miktarları ve yakıt tüketimi azalmaktadır.
- Üst ve alt ölü noktalar çevresinde yağlama rejimi karma yağlama olduğundan ve kaplamanın etkisi ile birlikte sınır sürtünme katsayısının düşmesinden dolayı bu bölgelerde standart motor şartlarına göre sürtünmelerden kaynaklanan güç kayıpları düşmektedir.
- Kaplamaların sürtünmeden kaynaklanan güç kayıplarını azaltıcı etkisi düşük hızlar ve yüksek yüklerde daha fazladır.
- Yüksek sürtünme kuvvetlerinin olduğu üst ve alt ölü noktalar çevresinde düşük viskoziteli yağ kullanıldığında yağ filminde inceltme ve kopmalar oluşmakta, yükler yağ filmi yerine yüzeylerdeki pürüzler tarafından taşınmaya başlamaktadır. Yağlama rejimi sınır yağlamaya doğru kaymakta ve sürtünme katsayısı artmaktadır.

- Hidrodinamik yağlama rejiminin görüldüğü üst ve alt ölü noktalar dışında kalan bölgelerde viskozitenin düşmesi ile sürtünmeden kaynaklanan güç kayıpları azalmıştır fakat üst ve alt ölü nokta çevresindeki yüksek sürtünme kuvvetleri nedeni ile toplamda sürtünme kuvvetleri, sürtünmeden kaynaklanan güç kayıpları ve taşıtın yakıt tüketim değerleri artmıştır.
- Viskozitenin yakıt tüketimini arttırıcı etkisi yüksek hızlar ve yüksek yüklerde daha fazladır.

Bu çalışmada motorun diğer parçalarında meydana gelen sürtünmelerin yakıt tüketimine etkileri incelenmemiştir. Bundan sonraki çalışmalarda motor yataklarındaki sürtünmeler ve krank milinde oluşan sürtünmelerinde farklı yağlar ve kaplamalar ile değişiminin incelenmesi ve oluşan sürtünmelerin yakıt tüketimine etkilerinin modele ilave edilmesi ile krank mekanizmasının tamamı için sürtünme kayıplarının taşıt yakıt tüketimine etkileri bir bütün halinde gözlemlenebilir.

Şehiriçi çevrimlerinde viskozite ve kaplamalar ile değişen sürtünmeden kaynaklanan güç kayıplarının yakıt tüketimine etkileri analizler rolanti devrine yakın düşük motor hızlarında ve düşük yüklerde yapıldığında daha net incelenebilecektir.

KAYNAKLAR

- Abel, P.B. ve Ferrante, J.** (2001). Modern Tribology Handbook, CRC Press LLC.
- Akalın, Ö.** (2000). Motorlarda Plazma Sprey Kaplı Silindirlerin Tribolojik Özellikleri, *Mühendis ve Makina*, 486:30–33.
- Akalın, Ö. ve Newaz, G. M.** (2001). Piston Ring-Cylinder Bore Friction Modeling in Mixed Lubrication Regime: Part II—Correlation With Bench Test Data, *Journal of Tribology*, 123, 237-288.
- Akıncı, A. ,Akbulut, H. ve Yılmaz, F.** (2006). Floropolimer (Teflon) Kaplamaların Yapı ve Özellikleri. Sakarya Üniversitesi, Müh. Fak. Metalurji ve Malzeme Müh. Böl. Adapazarı.
- Andersson, P., Tamminen, J. ve Sandström, C. E.** (2002). Piston Ring Tribology, A literature survey, VTT Tiedotteita, Finland.
- AVL EXCITE PR Theory**, 2010. AVL List GmbH.
- Carvalho, M. J. S., Seidl, P. R., Belchior, C.R.P., Sodre, J. R.**(2010) Lubricant viscosity and viscosity improver additive effects on diesel fuel economy. *Tribology International*, 43, 2298–2302.
- Cesur, İ.** (2008). Farklı Yakıt Karışımlarının Segman-Silindir Çifti Arasındaki Sürtünme ve Aşınma Özelliklerine Etkisinin İncelenmesi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi
- Dufrane, K. F.** (1989). Wear performance of ceramics in ring/cylinder applications. *Journal of the American ceramic Society*, 72, 691-695.
- Durak, E.** (2003). Borik Asitin Katkı Maddesi Olarak Yağlama Yağında Kullanılmasının Araştırılması, *BAÜ Fen Bil. Enst. Derg.* (2003) . 5.
- Durga, V., Rao, N., Boyer, B. A., Cikanek, H. A. and Kabat, D. M.** (1998). Influence of surface characteristics and oil viscosity on friction behaviour of rubbing surfaces in reciprocating engines. *Fall Technical Conference ASME-ICE*. New York, USA.
- Dowson, D.** (1993). Piston assemblies; background and lubrication analysis. Engine Tribology, Elsevier.
- Fox, I. E.** (2005). Numerical evaluation of the potential for fuel economy improvement due to boundary friction reduction within heavy-duty diesel engines, Ricardo, Inc.,
- Glaeser, W. A.** (1992). Materials for tribology. Elsevier Science Publishers B.V., Tribology Series 20, Amsterdam, The Netherlands.
- Inada, Y.** (2001). A new design of nodular cast iron piston for high BMEP diesel engines. *23rd CIMAC world congress on combustion engine technology for ship propulsion, power generation, rail traction*, Hamburg, Germany.

- Kılıç, İ.** (2006). İçten Yanmalı Motorlarda Sürtünme Kayıpları, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- Mert, Z.** (2007). Tek Silindirli Bir Motorda Sürtünmeye Etki Eden Faktörlerin Belirlenmesi Ve Sürtünme Gücünün Azaltılması, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- Mollenhauer, K.** (1997). Handbuch Dieselmotoren. Springer-Verlag. Berlin, Germany.
- Parlak, A., Yaşar H. ve Gören, R.**(2007). İçten Yanmalı Dizel Motorlarında Seramik Kaplama Kusurları ve İyileştirme Yöntemleri, Gazi Üniversitesi.
- Priest, M. Ve Taylor, C.M.**(2000). Automobile engine tribology-approaching the surface, *Wear*, 241, 193–203.
- Tung, S. C. ve Gao, H.** (2003). Tribological characteristics and surface interaction between piston ring coatings and a blend of energy-conserving oils and ethanol fuels, Elsevier Science.
- Radil, K.** (2001). The influence of honing on the wear of ceramic coated piston rings and cylinder liners. *Lubrication Engineering*, 57, 10–14.
- Rastegar, F. and Richardson, D. E.** (1997). Alternative to chrome: HVOF cermet coatings for high horse power diesel engines. *Surface and Coatings Technology*, 90, 156-163.
- Röhrle, M. D.** (1995). Pistons for internal combustion engines – fundamentals of piston technology, MAHLE GmbH. Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech, Germany.
- Seki, T., Nakayama, K., Yamada, T., Yoshida, A. and Takiguchi, M.** (2000). A study on variation in oil film thickness of a piston ring package: variation of oil film thickness in piston sliding direction. *JSAE Review*, 21, 315-320.
- Skjoedt, M., Butts R., Assanis D. N. Ve Bohac S. V.**(2008). Effects of oil properties on spark-ignition gasoline engine friction, *Tribology International*, 41, 556–563.
- Şen, O.T.** (2007). Mixed Lubrication Analysis of Laser Textured Cylinder Bores, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- Uras, H. M. ve Patterson, D. J.** (1983). Measurement of Piston and Ring Assembly Friction Instantaneous IMEP Method, *SAE Technical Paper Series*, 830416, Society of Automotive Engineers Inc.
- Uras, H. M. ve Patterson, D. J.** (1984). Effects of Some Lubricant and Engine Variables on Instantaneous Piston and Ring Assembly Friction, *SAE Technical Paper Series*, 840178, Society of Automotive Engineers Inc.
- Thirouard, B., Tian, T. and Hart, D. P.** (1998). Investigation of oil transportation mechanisms in the piston ring pack of a single cylinder diesel engine, using two dimensional laser induced fluorescence. *SAE Technical Paper Series*, 982658, Society of Automotive Engineers Inc.

Tung, S. C. ve McMillan, M. L. (2004). Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future, Elsevier Science.

Zhuo, S., Peijun, Z., Leheng, Z., Xinfu, X., Aimin, H. and Wenquan, Z. (2000). Multi-layer compound coating on cast iron piston ring by multi-arc and magnetron sputtering ion compound plating technique. *Surface and Coatings Technology*, 131, 422–427.

URL-1 <<http://www.lubricantsonline.co.za/uploads/Monograde%20vs%20Multigrade%20Oils.doc>>, 15.12.2011

URL-2 <<http://www.lubricantsonline.co.za>>, 06.07.2012

URL-3 <<http://www.tribology-abc.com/abc/solidlub.htm>>, 15.12.2011

URL-4 <<http://www.tribology-abc.com/abc/solidlub.htm#graphite>>, 15.12.2011

URL-5 <<http://www.lowerfriction.com/product-page.php?categoryID=1>>, 15.12.2011

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Burak Meta

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul 20.09.1985

Adres: 66 Ada Kardelen 3/1 D:47 Ataşehir

E-Posta: burakmeta@hotmail.com

Lisans: Yıldız Teknik Üniversitesi