

85029

DİSEL MOTOR YAĞLAMA TEKNOLOJİSİNDE SON
BEŞ YILDAKİ GELİŞMELER ÜZERİNDE ARAŞTIRMA

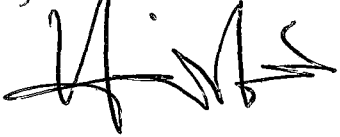
Gemi İnş. ve Gemi Mak. Mühendisi Ayda KALAYCI

F.B.E. Gemi İnşaatı Mühendisliği Ana Bilim Dalı Gemi İnşaatı Mühendisliği Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Tez Danışmanı : Y. Doç. Dr. Nurten VARDAR

Prof. Dr. Nihat TEKİN


Prof. İrfan Yavaşlıoğlu


Y. Doç. Dr. Nurten VARDAR


İSTANBUL, 1999

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	i
KISALTMA LİSTESİ.....	iii
ŞEKİL LİSTESİ.....	iv
ÖNSÖZ.....	vi
ÖZET.....	vii
ABSTRACT.....	viii
1. GİRİŞ.....	1
2. SÜRTÜNME.....	2
2.1 Diesel Motorda Toplam Sürtünme.....	4
2.1.1 Piston-segman takımının sürtünmesi.....	4
2.1.2 Piston etek sürtünmesi.....	7
2.1.3 Krankkeys grubunun sürtünmesi.....	7
2.1.3.1 Valf grubu sürtünmesi.....	7
2.1.3.2 Krankşaft ana yataklarının sürtünmesi.....	7
2.1.3.3 Yardımcıların ve yüklenmemiş yatakların sürtünmesi.....	7
2.2 Motor Sürtünmesinin Hesabı.....	8
2.2.1 Ani sürtünme momenti metodu.....	8
2.2.2 Sürtünme kuvvetlerinin formülasyonu.....	9
2.2.2.1 Piston-segman takımı sürtünme kuvveti (F_{pra}).....	9
2.2.2.1.1 Hidrodinamik yağlamada segman sürtünme kuvveti (F_h).....	9
2.2.2.1.2 Kısmi yağlamada segman sürtünme kuvveti (F_m).....	10
2.2.2.1.3 Piston etek sürtünme kuvveti (F_s).....	10
2.2.2.2 Krankkeys grubu sürtünme kuvveti (F_{ca}).....	10
2.2.2.2.1 Valf grubu sürtünme kuvveti (F_v).....	10
2.2.2.2.2 Krankşaft ana yataklarının sürtünme kuvveti (F_b).....	11
2.2.2.2.3 Yardımcıların ve yüklenmemiş yatakların sürtünme kuvveti (F_a).....	11
2.2.3 Toplam makine sürtünme momentinin formülasyonu.....	12

3.	AŞINMA.....	13
3.1	Adhezyon Aşınması.....	13
3.2	Abrazyon Aşınması.....	13
3.3	Korozyon Aşınması.....	14
3.4	Diesel Makinalarda Layner Aşınma Dayanımının Arttırılması İçin Yapılan Yenilikler.....	15
3.4.1	Layner malzemesi.....	17
3.4.2	Layner duvarında sıcaklık dağılımı.....	17
3.4.3	Layner ve segmanın alıştırma periyodu.....	19
3.5	Diesel Makinalarda Aşınma Ölçme Teknolojisindeki Yenilikler.....	24
3.5.1	SIPWA-TP piston segmanı.....	24
3.5.2	Yüksek hız sensörü.....	24
3.5.3	Sensör sinyali.....	26
3.5.4	Aşınma bandının bölgesel genişliğinin tespiti.....	26
3.5.5	Segman çevresi üzerinde ölçülmüş olan bölgenin tespiti.....	26
3.5.6	Gerçek motor devrinin tespiti.....	28
3.5.7	Gerçek segman aşınmasının tespiti.....	28
3.5.8	Aşınma ölçümünün doğruluğu.....	28
3.5.9	Data değerlendirmesi.....	29
3.5.10	SIPWA-TP elektronik ünitesi (SEU).....	29
3.5.11	Data sunumu.....	30
3.5.11.1	Ortalama segman aşınması.....	30
3.5.11.2	Segman parça aşınması.....	32
3.5.11.3	Dairesel segman aşınma örnekleri.....	33
3.5.11.4	Segman dönüşü.....	33
3.5.11.5	Makine devir sayısı.....	34
3.6	Diesel Makinalarda Piston Çalışma Davranışının Sürekli Gözlemlenebilmesi İçin Geliştirilen Yeni Bir Sistem.....	35
3.6.1	MAPEX-PR kavramı.....	35
3.6.2	MAPEX-PR datalarının grafik gösterimi.....	37
3.6.3	Alarm fonksiyonları.....	37
4.	YAĞLAMA.....	40

4.1	Yağlama Rejimleri.....	40
4.1.1	Hidrodinamik yağlama.....	40
4.1.2	Elastohidrodinamik yağlama.....	42
4.1.3	Sınır yağlama.....	43
4.1.4	Kısmi (Karışık) yağlama.....	43
4.2	Diesel Makinalarda Silindir Yağlama Teknolojisindeki Yenilikler.....	44
4.2.1	İki zamanlı Diesel makinalarda çok-seviyeli silindir yağlama sistemi.....	44
4.2.2	Silindir yağlama sistemini oluşturan elemanlar.....	47
4.2.2.1	Silindir yağlama pompaları.....	47
4.2.2.2	Yağ akış kontrolü.....	50
4.2.2.3	Akümülatör.....	51
4.2.3	Silindir yağlama sistemindeki en son yenilikler.....	52
4.2.3.1	Yağ distribütörü.....	53
4.2.3.2	Makinadaki yük değişimleri esnasında zorunlu olan ekstra silindir yağlama işlemini otomatik olarak gerçekleştiren yeni bir sistem.....	54
4.2.3.3	Ekstra silindir yağlama işlemini makinanın ortalama efektif basıncıyla orantılı olacak şekilde gerçekleştiren yeni bir sistem.....	55
5.	SONUÇLAR.....	57
	KAYNAKLAR.....	59
	ÖZGEÇMİŞ.....	60

SİMGE LİSTESİ

A_{ring}	Segmanların projeksiyon alanı
b	Segman genişliği
c	Radyal klerens
$C_{f,h}$	Hidrodinamik sürtünme katsayısı
$C_{f,m}$	Kısmi sürtünme katsayısı
E	Efektif elastite modülü
f	Sürtünme katsayısı
F_a	Yardımcıların ve yüklenmemiş yatakların sürtünme kuvveti
F_b	Krankşaft ana yataklarının sürtünme kuvveti
F_{ca}	Krankkeys grubu sürtünme kuvveti
F_h	Segman hidrodinamik yağlama sürtünme kuvveti
f_L	Hidrodinamik sürtünme katsayısı
F_m	Segman kısmi yağlama sürtünme kuvveti
F_{pra}	Piston-segman takımı sürtünme kuvveti
f_s	Metal metale kuru sürtünme katsayısı
F_s	Piston etek sürtünme kuvveti
F_v	Valf grubu sürtünme kuvveti
h	Yağ filmi kalınlığı
h_{min}	Minimum yağ filmi kalınlığı
IFT	Makinanın toplam ani sürtünme momenti
IFT_{pra}	Piston-segman takımının ani sürtünme momenti
l	Yatak boyu
M_i	Hareketli parçalarının ataletinden ötürü oluşan ani döndürme momenti
M_{IFT}	Ani sürtünme momenti
M_L	Makine yükünden ötürü oluşan ani döndürme momenti
M_P	Silindir gaz kuvvetinden ötürü oluşan ani döndürme momenti
N	Muylunun devir sayısı
P_c	Silindir basıncı
P_{ir}	İç-segman gaz basıncı
P_{max}	Maksimum basınç
P_n	Temas basıncı
r	Muylu yarıçapı
R	Krank yarıçapı
So	Sommerfeld sayısı
T	Transfer fonksiyonu
U	İki yüzey arasındaki bağıl hız
U_b	En alt yüzeyin hızı
V	Kayma hızı
W	Yük
α	Metal metale temas sabiti
μ	Yağlayıcının dinamik viskozitesi
λ	Krank yarıçapının biyelin uzunluğuna olan oranı
ω	Açısal hız

Ψ	Davranış açısı
ϵ	Eksantriklik oranı
ξ	Basınç-viskozite katsayısı
θ	Krank açısı
σ	Birim yüzeye gelen kuvvet



KISALTIMA LİSTESİ

EHY	Elastohidrodinamik Yağlama
HY	Hidrodinamik Yağlama
ITB	Intelligent Terminal Board (Akıllı Terminal Devre Kartı)
LDS	Layner Duvar Sıcaklığı
MAPEX-PR	Monitoring and Maintenance Performance Enhancement with Expert Knowledge Piston-Running Reliability Indicator
RPM	Revolution Per Minute (Makinanın dakikadaki devir sayısı)
SEU	SIPWA-TP Electronic Unit (SIPWA-TP Elektronik Ünitesi)
SIPWA-TP	Sulzer Integrated Piston-Ring Wear-detecting Arrangement with Trend Processing
SKAV.HS	Skavenç Havası Sıcaklığı
SSS G/Ç	Silindir Soğutma Suyu Giriş/Çıkış Sıcaklıkları
TBN	Total Base Number (Toplam Baz Numarası)
ÜÖN	Üst Ölü Nokta
YE.KON	Yük Endikatörünün Konumu

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Kaymalı yatak için Stribeck diyagramı.....	3
Şekil 2.2 Kaymalı yatağın şematik gösterimi.....	3
Şekil 2.3 Yağlama yağı filmi içindeki ve genişleme stroku esnasında kompresyon segmanı etrafındaki basınç dağılımının şematik gösterimi.....	5
Şekil 2.4 Makine parçaları için işletim rejimleri.....	6
Şekil 2.5 Krank-piston mekanizması ve tesir eden döndürme momentleri.....	8
Şekil 3.1 Silindir laynerinin çalışan yüzeylerinde oluşan korozif, adhezif ve abrazif aşınma örnekleri.....	16
Şekil 3.2 Üç boyutlu Sulzer layner aşınma model diyagramları.....	17
Şekil 3.3 Silindir layneri içine yerleştirilen izolasyon tüpleri ve sıcaklık dağılımı....	18
Şekil 3.4 Kısa kollarlı laynerlerde sıcaklık dağılımı.....	19
Şekil 3.5 Orjinal ve yeni düzeltilmiş layner yüzeyleri.....	20
Şekil 3.6 Eski K1 ve yeni KN piston segmanı.....	21
Şekil 3.7 RTA38-48 tipi Diesel makinalarda kullanılan eski ve yeni segmanların kesit görünüşleri ve boyutları.....	22
Şekil 3.8 RTA 84C Diesel ana makinasına ait layner ve pistonun kesit görünüşü....	22
Şekil 3.9 RTA 84C Diesel ana makinasına ait layner ve segman aşınma değerleri...	23
Şekil 3.10 SIPWA-TP sistemini oluşturan elemanlar.....	25
Şekil 3.11 SIPWA-TP sensörü ve piston segmanı.....	26
Şekil 3.12 SIPWA-TP sistemi için aşınma ölçme kavramı.....	27
Şekil 3.13 President Truman adlı konteyner gemisine ait 12 RTA 84 tipi Diesel ana makinasının kaydedilmiş ortalama segman aşınma değerlerinin grafik gösterimi.....	30
Şekil 3.14 Normal olmayan segman aşınmasının engellenmesi için izlenmesi gereken yolu ifade eden lojik diyagram.....	31
Şekil 3.15 President Truman adlı konteyner gemisine ait 12 RTA 84 tipi Diesel ana makinasının 7 numaralı silindirinden alınan segman parça aşınma değerlerinin grafik gösterimi.....	32
Şekil 3.16 President Truman adlı konteyner gemisinin 12 RTA 84 tipi Diesel ana makinasının 7 numaralı silindirine ait piston segmanının çevresindeki aşınma dağılımının grafik gösterimi.....	33
Şekil 3.17 President Truman adlı konteyner gemisinin 12 RTA 84 tipi Diesel ana makinasının 1 numaralı silindirindeki piston segmanının gerçek dönüş hareketliliğinin grafik gösterimi.....	34

Şekil 3.18	President Truman adlı konteyner gemisinin 12 RTA 84 tipi Diesel ana makinasının SIPWA-TP tarafından kaydedilmiş dakikadaki devir sayısı (rpm).....	34
Şekil 3.19	MAPEX-PR ve SIPWA-TP sisteminin şematik gösterimi.....	36
Şekil 3.20	MAPEX-PR datalarının standart grafik gösterimi.....	38
Şekil 4.1	Hidrodinamik yağlamanın karakteristikleri.....	41
Şekil 4.2	Uyumlu ve uyumsuz yüzeyler.....	41
Şekil 4.3	Sert EHY'nin karakteristikleri.....	42
Şekil 4.4	Aşınma oranının yağlama rejimlerine göre değişimi.....	43
Şekil 4.5	Çok-seviyeli yağlama sistemi ile silindir laynerinin yağlanması.....	44
Şekil 4.6	4 RTA 48T test makinasının pistonuna yerleştirilmiş basınç transdüserleri ve yağ filmi kalınlık sensörleri.....	45
Şekil 4.7	Çok-seviyeli ve tek-seviyeli yağlamada strok boyunca yağ filmi kalınlığının yağ besleme oranıyla değişimi ve ÜÖN civarındaki yağ tazeleme oranları.....	46
Şekil 4.8	Eski ve genişletilmiş yeni layner yağlama yağı kanalları.....	47
Şekil 4.9	Beş silindirli, iki zamanlı bir Diesel makinanın silindir yağlama sistemi...	49
Şekil 4.10	Yağ akış kontrol cihazı.....	50
Şekil 4.11	Akümülatör ve yağlama deliklerinin kesit resmi.....	51
Şekil 4.12	Altı silindirli, iki zamanlı RTA-T tipi Diesel makinada kullanılan yeni silindir yağlama sistemi.....	52
Şekil 4.13	BVK 1/02/2 tipi yağ distribütörünün çalışma şeması.....	53
Şekil 4.14	Yük değişimlerinde ekstra silindir yağlama işlemini otomatik olarak gerçekleştiren sistem ve onu oluşturan elemanlar.....	54
Şekil 4.15	Ekstra silindir yağlama işlemini makinanın ortalama efektif basıncıyla orantılı olacak şekilde gerçekleştiren sistem ve onu oluşturan elemanlar....	56

ÖNSÖZ

Tez konusunun seçiminden tamamlanmasına kadar büyük ilgi ve yardımlarını gördüğüm Sayın hocam Y. Doç. Dr. Nurten Vardar'a, tezde kullandığım kaynakların çok büyük bir bölümünü bana sağlayan Pendik Sulzer Motor Fabrikası çalışanlarına ve tezin yazımı esnasındaki yardımlarından ötürü Sayın Müh. Çağda Mahmutoğlu'na en içten teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

Günümüzde Diesel motorların gelişimi içersinde yağlama teknolojisindeki gelişmeler büyük bir rol oynamaktadır. Bunun bilincinde olan büyük motor üreticileri kendi test ve araştırma merkezlerinde bu konu hakkında çalışmalar yaptıkları gibi aynı zamanda da önde gelen yağ firmaları, lubrikatör ve segman üreten firmalar ve de üniversitelerle ortak bazı ar-ge çalışmalarında yapmaktadırlar. Bu yüzden diesel motor yağlama teknolojisinde son beş yıldaki gelişmeler araştırılırken önde gelen Diesel motor üreticilerinden konu ile ilgili kitap, katalog, resim ve broşür temini yoluna gidilmiştir. Diesel motor yağlama teknolojisindeki yenilikler; sürtünme, aşınma ve yağlama adlı üç ana başlık altında incelenmiştir. Bir Diesel makinada sürtünme kuvvetlerinin azaltılmasında ve dolayısıyla makinanın performansının ve yakıt ekonomisinin iyileştirilmesinde piston-segman takımlarının yağlanması büyük rol oynamaktadır. Bu yüzden özellikle piston-segman takımının sürtünmesi ve diğer eş çalışan makine parçalarının sürtünmesiyle birlikte oluşan toplam makine sürtünmesi son yıllarda geliştirilmiş olan «Ani Sürtünme Momenti Metodu» ile hesap edilebildiği gibi yine aynı metodla piston-segman takımı yağlama rejimlerinde kolaylıkla tespit edilebilmektedir. Diesel makinalarda silindir layner ve segman yüzeylerinde görülen aşınmayla savaşta son yıllarda özellikle layner malzemesinin ve layner yüzey kalitesinin iyileştirilmesi ve ayrıca segman şekli ve malzemesinde yapılan yeniliklerle büyük bir gelişme kaydedilmiştir. Ayrıca Diesel makinalarda aşınma ölçme teknolojisinde de yapılan yenilikler sayesinde büyük silindir çaplı, iki zamanlı bir Diesel makinanın en üst piston segmanının aşınmasını sürekli olarak gözlemleyebilecek bir sistem geliştirilmiştir. En üst piston segmanının aşınma oranı silindir overholleri arasındaki süreyi tespit ettiğinden, bu sistem sayesinde overholer arasında maksimum bir süreye erişilebilmekte ve de böylelikle bakım-tutum masrafları en aza indirgenebilmektedir. Bunun dışında bir başka yenilikte Diesel makinalarda piston çalışma davranışının sürekli gözlenebilmesi için geliştirilen yeni bir sistemdir. Bu iki sistem sayesinde yağlama yağı tüketimini optimize etmek ve silindir overholünü yalnızca ihtiyaç duyulduğu zaman gerçekleştirmek mümkün olmaktadır. Diesel makinalarda makinanın kalbi olarak adlandırabileceğimiz silindirlerin yağlanması kullanılan çok-seviyeli silindir yağlama sistemi sayesinde layner çalışma yüzeyi üzerindeki yağlama yağının dağılımında önemli gelişmeler kaydedilmiştir. Bunun dışında en son geliştirilen silindir yağlama sistemlerinde, silindir yağlama pompaları frekans kontrollü bir elektrik motoru tarafından tahrik edilmektedir. Ayrıca bu sistemde yağ, akümülatörlere yağ distribütörleri tarafından dağıtılmakta ve egzost valf şaftlarında yine distribütörler tarafından yağlanmaktadır. Bir başka yeni silindir yağlama sisteminde ise yağlama pompalarının tahrik edilebilmesi için sıkıştırılmış hava kullanılmaktadır. Bunun dışında ekstra silindir yağlama işlemini makinanın ortalama efektif basıncıyla orantılı olacak şekilde gerçekleştiren yeni bir sistem sayesinde de yağlama yağı tüketiminde bir azalma sağlanabilmektedir.

ABSTRACT

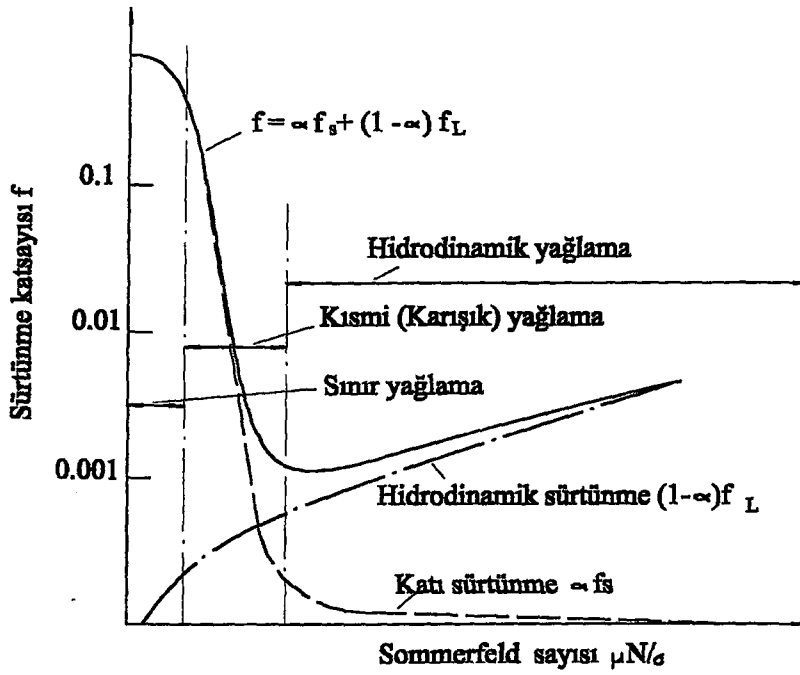
In present day developments in lubrication technologies play a major role in developments of Diesel engines. Major Diesel engine manufacturers who are conscious of this study about the aforesaid subject in their own test and research centers and carry out researches conjointly with well recognized lubricating oil producers, lubricator and ring manufacturers and universities. Therefore while developments in Diesel engine lubrication technologies being examined within last five years, books, catalogues, drawings and brochures have been obtained from major Diesel engine manufacturers. Developments in Diesel engine lubrication technology have been studied herewith under three main headlines which are outlined as friction, wear and lubrication respectively. Lubrication of piston-ring assemblies play a major role in reducing frictional losses in Diesel engines to improve their performance and fuel economy. Therefore total engine frictional torque which comprised especially friction between piston-ring assemblies and other interacting machinery parts are calculated by «Instantaneous Frictional Torque Method» which was found within latest years. Apart from the above, piston-ring lubrication regimes are easily ascertained by the same method. Progressive actions took place in improvement of specially liner material and liner surface quality and also surface profile and material of piston ring while fighting with wear on liner and ring surfaces. Additionally a new system has been developed in order to monitor wear on top piston ring fitted on a big bore-two stroke Diesel engine by the way of last developments in wear measurement technologies on Diesel engines. Wear rate of top piston ring determine the time between overhauls of cylinders. As a result of this maximum time between overhauls and minimum maintenance costs are obtained by the above mentioned system. On the other hand a new system has been developed in order to monitor piston running behaviour. Lubricating oil consumptions are optimized and cylinder overhauls are carried out when required by means of the both systems. Important improvements took place in lubricating oil distribution on liner running surface by multi-level cylinder lubrication system which is used on cylinders as heart of a two stroke Diesel engine. Apart from the above, cylinder lubricating oil pumps are forced by a frequency controlled electromotor in latest cylinder lubrication system. In the system, lubricating oil runs into oil distributors by accumulators and exhaust valve shafts are lubricated by distributors as well. In another lubrication system, compressed air is used for activating lubricating oil pumps. Lubricating oil consumption has been reduced by means of a new system which adjusts extra cylinder lubricating oil process proportional to mean effective pressure of engine.

1. GİRİŞ

Bu araştırmanın amacı, Diesel motor yağlama teknolojisinde son beş yıldaki gelişmeleri incelemek ve aynı zamanda da bu teknolojinin Diesel motorların gelişimi içerisindeki yerini ve önemini belirlemektir. Diesel motor yağlama teknolojisi içerisinde özellikle piston-segman takımlarının ve silindirlerin yağlanması konusu çok önem taşıdığından, bu tezde bu konu üzerindeki son gelişmeler incelenecektir. Bu araştırmayı yaparken konu ile ilgili literatürlerdeki son gelişmeler göz önüne alındığı gibi ayrıca önde gelen Diesel motor üreticilerinden konu ile ilgili yeterince kitap, katalog, resim ve broşür elde edilmeye çalışılmıştır. Bu tezde Diesel motor yağlama teknolojisi sırasıyla sürtünme, aşınma ve yağlama adlı üç ana başlık altında incelenecektir. Sürtünme ana başlığı altında bir Diesel makinede eş çalışan parçalarda özellikle piston-segman takımında görülen sürtünme konusu, piston-segman takımı yağlama rejimlerinin tespiti ile birlikte toplam motor sürtünmesi de araştırılarak bu konu hakkındaki son gelişmeler özetlenecektir. Aşınma ana başlığı altında ise Diesel makine parçalarında özellikle silindir laynerinde görülen aşınma türleri incelenerek layner aşınma dayanımının artırılması için yapılan yenilikler araştırılacak ve Diesel makinalarda layner ve segman alıştırma periyodu alt ana başlığı altında segman teknolojisindeki son yeniliklere de değinilecektir. Yine bu bölüm içerisinde Diesel makinalarda aşınma ölçme teknolojisindeki yenilikler, aşınma ölçme sistemleri ve ayrıca Diesel makinalarda piston çalışma davranışının gözlemlenebilmesi için geliştirilen sistemler incelenecektir. Yağlama ana başlığı altında ise Diesel makinalarda yağlamanın tam olarak anlaşılabilmesi için öncelikle yağlama rejimleri incelenecek ve daha sonra da özellikle iki zamanlı, düşük devirli, uzun stroklu ve kroshedli Diesel makinalarda, makinanın kalbi olarak adlandırabileceğimiz silindirlerin yağlanması ve silindir yağlama teknolojisindeki son yenilikler ile birlikte silindir yağlama sistemini oluşturan elemanlar ve de yeni silindir yağlama sistemleri incelenecektir.

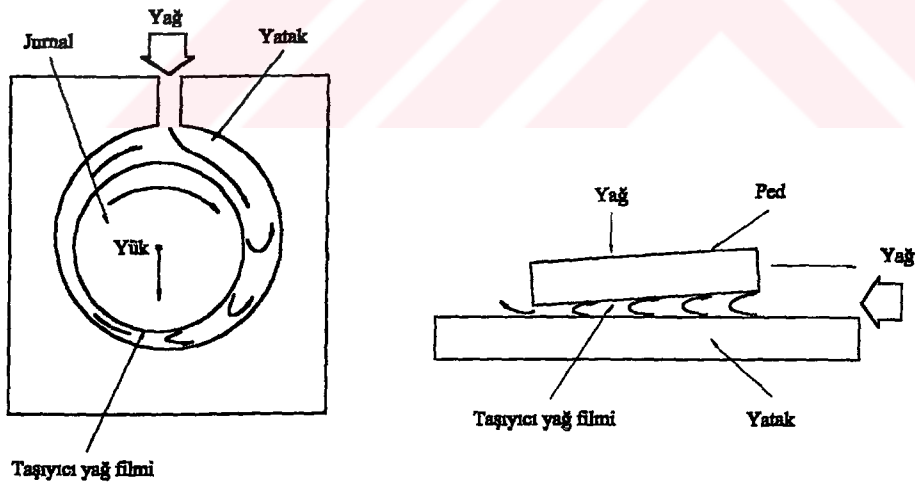
2. SÜRTÜNME

Eş çalışan makina parçaların yüzeyleri mikroskop ile incelendiğinde bir takım girinti ve çıkıntıların bulunduğu görülecektir. Bir yüzey, diğeri üzerinde kaydığı ve ona bir basınç uyguladığı zaman, her iki yüzeydeki çıkıntılar birbirine dokunur ve harekete karşı koyan bir direnç oluşturur. Kayma hareketi esnasında sert yüzey, daha az sert yüzeydeki çıkıntıların bir bölümünü aşındırır. Bu arada kendi çıkıntılarının da bir bölümünü kaybeder. Yüzeylerin hareketine engel olmaya çalışan bu dirence «Sürtünme» ve çıkıntıları törpülenmesi olayına da «Aşınma» denir. Eğer yüzeyler arasında yağlama yağı bulunmuyorsa buna «Kuru Sürtünme» denir. Kuru sürtünmede sürtünme katsayısı; yüzey pürüzlülüğü, yüzey dalgalılığı, yüzeyler arasındaki toz, oksit ve nem tabakaları, yüzeylerin maruz kaldıkları titreşim ve sürtünen yüzeylerin cinsi gibi faktörlere bağlı olarak değişir. Belirtilen bu faktörlerin yanında kayma hızıda kuru sürtünmede, sürtünme katsayısının değişimini etkiler. Ayrıca hareket başlangıcındaki statik sürtünme katsayısı, kayma hızındaki artışa bağlı olarak bir maksimumdan geçtikten sonra, kayma hızı arttıkça yavaşlayarak azalan bir seyir izler. Sürtünen yüzeyler arasında, yüzeylerin birbiri ile olan temasını kesmeyecek şekilde bir sıvının bulunması halinde oluşan sürtünmeye «Sınır Sürtünme» denir. Sınır sürtünme, kısmen kuru sürtünme, kısmen de sıvı sürtünme şartlarından etkilenir. Sürtünen yüzeyler arasındaki sıvı, yüzeylerin birbiri ile olan temasını kestiğinde ortaya çıkan sürtünmeye «Sıvı Sürtünme» denir. Sıvı tabakalarının birbiri üzerinden kaymaları sonucu ortaya çıkan sıvı sürtünmesi, akışkanın iç direncini karakterize eden sıvı viskozitesinden etkilenir. Sıvı sürtünmede yüzeyler arasındaki yağ basıncı, yüzeylerin temasını kesecek düzeye kendiliğinden ulaşıyorsa «Hidrodinamik Sıvı Sürtünmesi», eğer yağ basıncı bir pompa tarafından sağlanıyorsa «Hidrostatik Sıvı Sürtünmesi» olarak tanımlanır. Belirli bir yüzey basıncı ve yağ viskozitesi için hidrodinamik sürtünme bölgesinde çalışabilmek, yüzeyler arasında belirli bir kayma hızına ulaşıldıktan sonra mümkün olur. Şekil 2.1' deki Stribeck diyagramında kaymalı yatakta, Sommerfeld sayısına bağlı olarak oluşan sürtünme bölgeleri ve sürtünme katsayılarının değişimi açıkça görülmektedir. Stribeck diyagramında, sürtünme katsayısı f (Teğetsel kuvvet/Normal kuvvet), sommerfeld sayısı $\mu N/\sigma$, yağlayıcının dinamik viskozitesi μ , muylunun devir sayısı N ve birim yüzeye gelen kuvvet σ ile gösterilmektedir.



Şekil 2.1 Kaymalı yatak için Stribeck diyagramı (Heywood, 1988)

Kayıcılı yüzeyler için ise (Şekil 2.2) sommerfeld sayısı $\mu N / (c b)$ olup, iki yüzey arasındaki bağıl hız U ve hareket doğrultusunda kayan parçanın genişliği b ile gösterilmektedir.



Şekil 2.2 Kaymalı yatağın şematik gösterimi (Heywood, 1988)

Sürtünme katsayısı aşağıdaki denklemle tarif edilebilir.

$$f = \alpha f_s + (1 - \alpha) f_L$$

(2.1)

Bu denklemde, metal metale kuru sürtünme katsayısı f_s , hidrodinamik sürtünme katsayısı f_L ve sıfır ile bir arasında değişen metal metale temas sabiti α ile gösterilmiştir.

$\alpha \rightarrow 1$, $f \rightarrow f_s$ durumunda yüzeyler arasındaki yağ filmi bir yada bir kaç moleküler katmana kadar incelerek, yüzey çıkıntıları arasında metalin metale temasını önleyemeyecek duruma gelir. Bu durum sınır sürtünme olarak adlandırılır.

$\alpha \rightarrow 0$, $f \rightarrow f_L$ iken sürtünme hidrodinamiktir. Bu iki rejim arasında kısmi (karışık) yağlama rejimi oluşmakta ve sınırlı yağlamadan hidrodinamik yağlamaya geçilmektedir. Sınırlı yağlama, bir Diesel makinede özellikle makinenin çalıştırılması ve durdurulması esnasında, yatak, piston ve segmanlarda, motorun normal çalışması esnasında ise en üst ve en alt merkez krank pozisyonları, segman - silindir ara yüzeyi, ağır yüklenmiş elemanların yüzeyleri, sübap sapları, rokerarmalar, krankşaft dişlileri gibi ağır hareket eden makine parçaları arasında oluşur. Hidrodinamik yağlama ise yataklarda, piston eteği ile silindir layneri arasında ve yüksek kayıcı hızlarda, piston segmanlarıyla laynerler arasında oluşur.

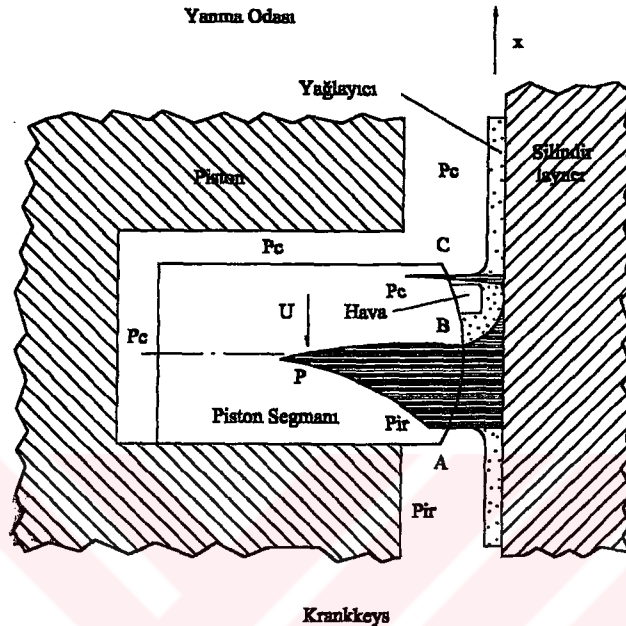
2.1 Diesel Motorda Toplam Sürtünme

Toplam motor sürtünmesi, piston-segman takımı ve krankkeys grubunun sürtünmesinden oluşur.

2.1.1 Piston-segman takımının sürtünmesi

Bir makinanın sürtünme kuvvetlerinin azaltılmasında ve dolayısıyla makinanın performansının ve yakıt ekonomisinin iyileştirilmesinde, piston-segman takımlarının yağlanması büyük rol oynar. Piston-segman takımı, makinedeki sürtünmenin temel kaynağıdır. Sürtünmeye katkıda bulunan bileşenler : Kompresyon segmanları, yağ segmanları, piston eteği ve piston pini olup, etkili faktörler; segman genişliği, segman profili, segman gerilimi, segman boşluğu (iç segman basıncını kontrol eder), layner sıcaklığı, segman alanı genişliği ve klerensleri, etek geometrisi ve etek-silindir arasındaki klerensdir. Piston-segman takımı üzerinde rol oynayan kuvvetler ise statik segman gerilimi (segman dizaynına ve segman malzemesine bağlı) ve atalet kuvvetleri (Bileşen kütlesi ve makinenin devir sayısı ile ilişkili) dir. İnce bir yağ filmi tarafından yağlanmış bir kompresyon segmanı üzerinde rol oynayan kuvvetler şekil 2.3' de gösterilmiştir. Bu hidrodinamik temasın analizi oldukça karmaşıktır. Çünkü segman üzerinde rol oynayan kuvvetler, zamanla ve segman geometrisindeki değişimlerle birlikte değişmektedir. Silindir basıncı P_c , normalde segmanın üstünde ve gerisinde rol oynamaktadır. İç segman gaz basıncı P_{ir} (silindir basıncı, segman alanının geometrisi, segman yuvaları, segmana ve

özellikle segman boşluğuna bağlıdır) segmanın alt kısmı ve yağ filmi üzerinde rol oynar. Şekil 2.3’ de segman aşağı doğru hareket ederken A-B yüzeyi tarafından yağlama yağı içinde oluşturulan basınç gösterilmiştir. Yağ filmi B ve C arasında boşluk oluşturarak basıncın düşük bir değere inmesine ve daha sonra Pc’ ye yükselmesine neden olur. Hareketin yönü tersine döndüğünde, C-B basınç üreten yüzey olur.



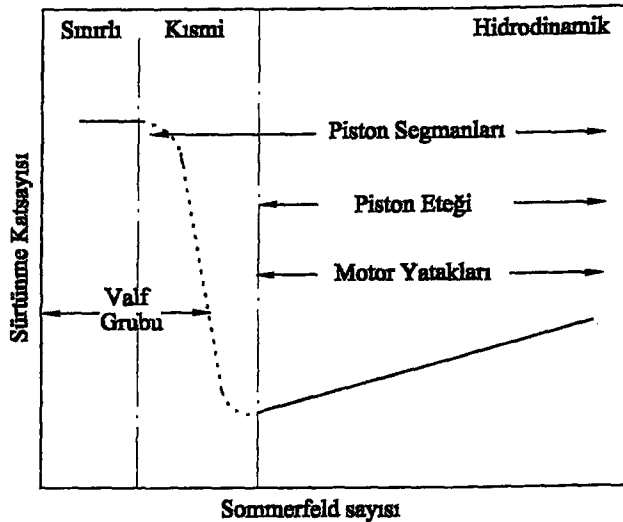
Şekil 2.3 Yağlama yağı filmi içindeki ve genişleme stroku esnasında kompresyon segmanı etrafındaki basınç dağılımının şematik gösterimi (Heywood, 1988)

Segman ve yağ filmi davranışı için çeşitli modeller geliştirilmiştir. Ama pratik olarak yağ filmi kalınlığı segman genişliğinden daha az olup, akıcı film hareketi için geçerli olan Navier-Stokes denkleminin, Reynolds denkleminin bir formuna indirgenmesiyle aşağıdaki gibi verilebilir. Bu denklemde h , bölgesel film kalınlığı, μ akışkanın viskozitesi ve U' da iki yüzey arasındaki bağıl hızdır.

$$\frac{\partial}{\partial \mathbf{x}} \left(h^3 \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial \mathbf{x}} \right) = 6U\mu \frac{\partial h}{\partial \mathbf{x}} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2.2)$$

Piston-segman takımının sürtünmesini daha iyi anlayabilmek için yapılan teorik ve deneysel araştırmalar neticesinde piston-segman takımı sürtünme kuvvetinin piston hızıyla arttığı, artan yağ filmi sıcaklığıyla azaldığı ve gaz basıncıyla bir miktar arttığı tespit edilmiş ve piston segmanlarının çoğunlukla kısmi yağlama bölgesinde çalıştığı sonucuna varılmıştır. Piston hızı, gaz basıncı ve yağ viskozitesi değiştirilerek farklı koşullar altında

aşınma ve sürtünme ölçülmüş ve piston-segman takımının normal koşullar altında çoğunlukla hidrodinamik yağlama bölgesinde çalıştığı sonucuna varılmıştır. Ayrıca düşük viskoziteli yağlar kullanıldığında aşınmanın birdenbire arttığı gözlemlenmiş, bunun sebebi olarak yağ filminin bozulması ve sınır yağlamanın başlaması gösterilmiştir (Eilon ve Saunders, 1957). Faro Barros ve Dyson (1960)' da aynı test donanımıyla, sert çalışma koşulları altında yaptıkları deneyler sonucunda pistonun ölü nokta konumlarından hemen sonra, sürtünme kuvvetinde keskin bir artış olduğunu gözlemlemişlerdir. Daha sert çalışma şartları altında, sıkıştırma stroku esnasında, piston ölü nokta konumuna ulaşmadan hemen önce, sürtünmede keskin bir artış gözlenmiştir. Deneylerde daha viskoz yağlar kullanılmış, buna rağmen tam yükte segman ve silindir arasında bazı yüzey temasları oluşmuştur. Ting (1993), aynı anda normal temas ve teğet sürtünme kuvvetini ölçmek ve piston-segman katsayılarını belirlemek için bir test donanımı geliştirmiştir. Ting, ayrıca normal kuvvet, bağıl hız, yağ viskozitesi ve segman kalınlığı ile tanımlanan Sommerfeld sayısı, piston-segman sürtünme katsayısı arasında ilişki kuran bir diyagram geliştirmiştir (Şekil 2.4). Bu diyagram, içten yanmalı makineler için Rosenberg (1982) tarafından verilen tipik bir Stribeck diyagramıyla aynı karakteristiklere sahiptir. Hidrodinamik yağlama rejimi içinde Sommerfeld sayısı arttıkça, sürtünme katsayısı artmakta, kısmi yağlama rejiminde ise Sommerfeld sayısı arttıkça sürtünme katsayısı azalmaktadır.



Şekil 2.4 Makine parçaları için işletim rejimleri (Rosenberg, 1982)

2.1.2 Piston etek sürtünmesi

Piston etek sürtünmesine etki eden faktörler; hidrodinamik yağlamada etek-layner arasındaki yağ filmi, sınır yağlamada etek-layner arasındaki pürüzlü temas, elastohidrodinamik yağlamada etek elastik deformasyonu, piston termal deformasyonları, layner çalışma yüzeyi, layner çarpımları ve layner duvar sıcaklıklarıdır. Zhu ve ekibi (1993), bu etkileri göz önüne alarak, piston hareketi, yağlama ve sürtünmeyi, sonlu elemanlar metoduyla, üç boyutlu modellemiştir. Bu hesaplamaların sonuçları ile ölçülmüş toplam piston-segman takımı sürtünmesini karşılaştırarak, piston etek sürtünmesinin, toplam piston-segman takımı sürtünmesinin yüzde kırkı olduğunu bulmuşlardır.

2.1.3 Krankkeys grubunun sürtünmesi

Krankkeys grubu sürtünmesi; valf grubu sürtünmesi, krankşaft ana yataklarının sürtünmesi ile yardımcıların ve yüklenmemiş yatakların sürtünmesinden oluşmaktadır.

2.1.3.1 Valf grubu sürtünmesi

Kem/kem takipçileri, rokerarm/mil (pivot) şaftı, kemşaft yatakları, valf/valf kovanı ve siillerin içindeki sürtünmeler valf grubu sürtünmesini oluşturmaktadır. Kem ve kem takipçilerinin sınır yağlaması bu sürtünmede en önemli faktördür (Crane ve Meyer, 1990). Analizi basitleştirmek için valf grubu, kem ve kem takipçileri tarafından temsil edilen bir sistem gibi göz önüne alınarak, çalışmasının sınır veya kısmi yağlama rejiminde cereyan ettiği düşünülür. Valf grubu sürtünmesi, makine krankşaftının açısal hızı ile valf grubu dizayn ve geometrisinin bir fonksiyonudur.

2.1.3.2 Krankşaft ana yataklarının sürtünmesi

Makine ana yatakları genellikle hidrodinamik rejimde çalışmaktadır. Miura ve Shiraishi (1989), yaptıkları deneylerde, üst ölü noktadan sonra kısa bir süre için sürtünmede ani bir artış gözlemlenmiş olmakla birlikte, makine ana yatak sürtünmesinin, toplam makine sürtünmesine çok az bir katkısı olduğunu tespit etmişlerdir.

2.1.3.3 Yardımcıların ve yüklenmemiş yatakların sürtünmesi

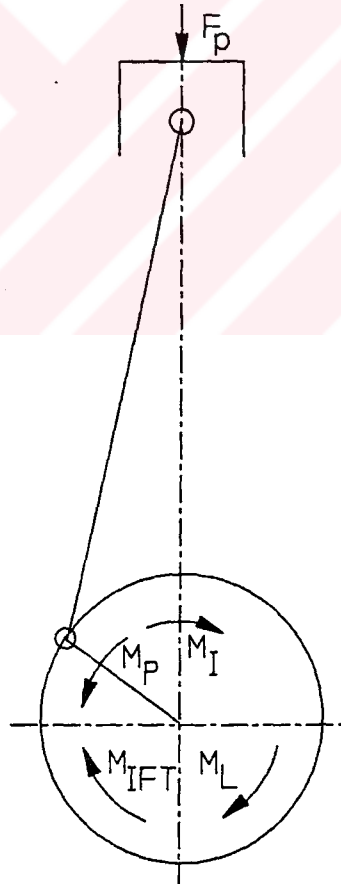
Bu sürtünme; kaymalı yataklar, yağ pompası, su pompası (eğer varsa), yatak siilleri ve jeneratördeki sürtünmelerin toplamından oluşmaktadır. Bu parçaların büyük bir kısmı dönme hareketi yapar ve bunların sürtünme kayıpları Stribeck diyagramında, hidrodinamik bölge içerisinde gösterilerek, oluşan sürtünme kuvvetlerinin, makine krankşaftının açısal hızı ve yağın viskozitesiyle orantılı olduğu kabul edilmektedir (Rezeka, 1984)

2.2. Motor Sürtünmesinin Hesabı

Yapılan literatür araştırmasında, son yıllarda motor sürtünmesinin hesabı için yapılmış olan çalışmalar içersinde, Rezeka ve Henein (1984) ile Henein ve ekibi (1988, 1992) tarafından, gerçek bir makinanın ani sürtünme momentini belirlemek için geliştirilmiş olan «Ani Sürtünme Momenti Metodu»,’nun oldukça iyi bir yaklaşım olarak kabul edildiği görülmüştür. Bu metod sabit veya sabit olmayan makine işletim koşulları altında, makine üzerinde zorunlu herhangi bir değişim gerektirmeden silindir gaz basıncı, P ve krankşaft açısal hızı, ω ’nin ölçümünü gerektirir. Henein, Huang ve Bryzik (1997), bu metodu kullanarak piston-segman takımı yağlama rejimlerini kolaylıkla tespit edebilmişlerdir.

2.2.1 Ani sürtünme momentı metodu

Bu metod, makine çevrimi esnasında (Şekil 2.5) herhangi bir noktada, krankşaft üzerinde rol oynayan, bütün döndürme momentlerinin denge içinde olması gerektiği gerçeğine dayanmaktadır.



Şekil 2.5 Krank-piston mekanizması ve tesir eden döndürme momentleri (Henein, 1997)

Bütün döndürme momentlerinin dengesinden,

$$M_{IFT} = M_P - M_L - M_I \text{ çıkartılabilir.} \quad (2.3)$$

M_{IFT} = Ani Sürtünme Momenti

M_P = Silindir gaz kuvvetinden ötürü oluşan ani döndürme momenti

M_L = Makina yükünden ötürü oluşan ani döndürme momenti

M_I = Makinanın hareketli parçalarının ataletinden ötürü oluşan ani döndürme momenti

Makinanın ani sürtünme momenti; ölçülmüş silindir gaz basıncı, krankkeys gaz basıncı, açısal hız ve krankşaftın ivmesi ile makina üzerindeki yükten tespit edilebilir. Bu analiz içinde makine bileşenleri katı parçalar olarak göz önüne alınmaktadır.

2.2.2 Sürtünme kuvvetlerinin formülasyonu

Toplam makine sürtünme kuvveti, piston-segman takımı sürtünme kuvvetleri ile krankkeys grubu sürtünme kuvvetlerinin toplamından oluşmaktadır.

2.2.2.1 Piston-segman takımı sürtünme kuvveti (F_{pra})

Bu sürtünme kuvveti; hidrodinamik yağlamada segman sürtünme kuvveti, kısmi yağlamada segman sürtünme kuvveti ve piston etek sürtünme kuvvetinin toplamından oluşmaktadır.

2.2.2.1.1 Hidrodinamik yağlamada segman sürtünme kuvveti (F_h)

$$F_h = C_{f,h} \cdot \text{Segmanlar üzerine gelen normal birim yük} \cdot \text{Projeksiyon alanı} \quad (2.4)$$

Bu bağlantıda $C_{f,h}$, sürtünme katsayısı olup; piston-segman takımı geometrisi, yağ viskozitesi, piston hızı ve normal yükün bir fonksiyonudur. $C_{f,h}$, Stribeck diyagramında gösterildiği gibi Sommerfeld sayısının lineer bir fonksiyonu gibi düşünülebilir. Sommerfeld sayısının Ting (1993)'e göre tanımı aşağıdaki denklemle verilmektedir.

$$So = \mu V / Pnb \quad (2.5)$$

Bu denklemde μ yağ viskozitesi, V kayma hızı, Pn normal kuvvet temas basıncı ve b ise segman genişliğidir. Buna göre $C_{f,h}$ 'ı Sommerfeld sayısının bir fonksiyonu olarak aşağıdaki denklemle ifade edebiliriz.

$$C_{f,h} = C_h \cdot (\mu V / Pnb)^x \quad (2.6)$$

Bu denklemde x indeksi, segman profiline bağlı olarak 1/3 ve 2/3 arasında değişmektedir.

2.2.2.1.2 Kısmi yağlamada segman sürtünme kuvveti (F_m)

$$F_m = C_{f,m} \cdot \text{Segmanlar üzerine gelen normal birim yük} \cdot \text{Projeksiyon alanı} \quad (2.7)$$

Kısmi yağlama rejimi içersinde (Şekil 2.4) Sommerfeld sayısı arttıkça sürtünme katsayısı $C_{f,m}$ azalmaktadır.

$$C_{f,m} = C_m \cdot (\mu V/Pnb)^n \quad (2.8)$$

Bu denklemde n indeksi negatiftir. $C_{f,m}$, sürtünen malzeme çiftinin özelliklerine bağlıdır.

Hidrodinamik yağlama rejiminde F_h , $C_{f,h}$, C_h ve x , kısmi yağlama rejiminde F_m , $C_{f,m}$, C_m ve n' i sırasıyla F_{ring} , $C_{f,ring}$, C_{ring} , ve ι temsil ederse (2.4) ve (2.7) no'lu denklemler aşağıdaki gibi yazılır.

$$F_{ring} = C_{f,ring} \cdot Pn \cdot A_{ring} \quad (2.9)$$

ve (2.6) ile (2.8) nolu denklemler;

$$C_{f,ring} = C_{ring} \cdot (\mu V/Pnb)^{\iota} \text{ olur.} \quad (2.10)$$

Segmanların projeksiyon alanı A_{ring} , normal basınç Pn' e diktir.

2.2.2.1.3 Piston etek sürtünme kuvveti (F_s)

Piston etek sürtünme kuvveti, piston-segman takımı sürtünme kuvvetinin yüzde kırkıdır.

$$F_s = 0.4 \cdot F_{pra} \quad (2.11)$$

Buna göre, piston-segman takımı sürtünme kuvveti F_{pra} , aşağıdaki gibidir.

$$F_{ring} + 0.4 F_{pra} = F_{pra} \quad (2.12)$$

$$F_{pra} = 1.67 F_{ring} \quad (2.13)$$

2.2.2.2 Krankkeys grubu sürtünme kuvveti (F_{ca})

Krankkeys grubu sürtünme kuvveti; valf grubu sürtünme kuvveti, krankşaft ana yataklarının sürtünme kuvveti ile yardımcıların ve yüklenmemiş yatakların sürtünme kuvvetinin toplamından oluşmaktadır.

2.2.2.2.1 Valf grubu sürtünme kuvveti (F_v)

$$F_v = \text{Sürtünme katsayısı} \cdot \text{temas da toplam normal Yük} = S_b \cdot f(\mu\omega/P) \cdot P \quad (2.14)$$

f ($\mu\omega/P$), sommerfeld sayısının bir fonksiyonudur. Krankşaft açısı ω ve temas basıncı P' dir.

Sürtünme katsayısı, eğer valf grubu sınır yağlama rejiminde çalışıyorsa sabit, kısmi yağlama rejiminde çalışıyorsa sommerfeld sayısının bir fonksiyonudur.

2.2.2.2.2 Krankşaft ana yataklarının sürtünme kuvveti (F_b)

Makina ana yatakları genellikle hidrodinamik resimde çalışmaktadır. Cameron (1976), Reynolds denklemini çözerek kaymalı yataklar için sürtünmeyi aşağıdaki gibi tarif etmiştir.

$$F_b = \frac{c \in W}{2r} \sin \psi + \frac{2\pi}{\sqrt{1 - \in^2}} \cdot \frac{\mu \omega r l}{c} \quad (2.15)$$

W = Yük (Pa)

c = Radyal klerens (m)

r = Mıylu yarıçapı (m)

$\in$ = Eksantriklik oranı = $(c - h) / c$

h = Film kalınlığı (m)

ω = Açısı hız (rad/s)

l = Yatak boyu (m)

ψ = Davranış açısı (derece). Şaft ve yatağın merkezlerinden geçen hat ile yük doğrultusundaki hat arasındaki açı.

Şaft ve yatağın merkezleri hemen hemen aynı ise $\in \rightarrow 0$ ve denklem Petroff denklemine dönüşür.

$$F_b = 2\pi \mu \omega r l / c \quad (2.16)$$

Ana yatak sürtünmesinin, makina sürtünmesine katkısı küçüktür. Bu yüzden, krankşaft ana yataklarının sürtünme kuvvetini, yalnızca (2.16)' nolu Petroff denklemini kullanarak hesaplamak yeterli olmaktadır.

2.2.2.2.3 Yardımcıların ve yüklenmemiş yatakların sürtünme kuvveti (F_a)

Yardımcıların ve yüklenmemiş yatakların sürtünme kuvvetinin, makine krankşaftının açısı hızı ve yağın viskozitesiyle orantılı olduğu kabul edilmektedir (Rezeka, 1984).

$$F_a = S_b \mu \omega \quad (2.17)$$

Krankkeyş grubunun sürtünmesi (2.14), (2.16) ve (2.17)' nolu denklemlerin toplamından oluşmakta ve makine açısı hızının bir fonksiyonu olarak verilmektedir.

$$F_{oa} = F_v + F_b + F_a = f(\omega) \quad (2.18)$$

2.2.3 Toplam makina sürtünme momentinin formülasyonu

Piston-segman takımının ani sürtünme momenti aşağıdaki bağıntıyla hesaplanabilir.

$$IFT_{pra} = F_{pra} RT \quad (2.19)$$

Bu bağıntıda, F_{pra} , piston-segman takımının sürtünme kuvveti (2.12), R krank yarıçapı, T 'de transfer fonksiyonudur.

$$T = \sin(\theta) + 0.5\lambda \sin(2\theta) \quad (2.20)$$

Bu denklemde θ krank açısı, λ krank yarıçapının biyel boyuna oranıdır.

(2.13)' nolu denklem, (2.19)'nolu denklemde yerine konduğu takdirde, piston-segman takımının ani sürtünme momenti aşağıdaki bağıntıyla hesaplanabilir.

$$IFT_{pra} = 1.67RTF_{ring} \quad (2.21)$$

Şayet (2.9) ve (2.10)' nolu denklemler, (2.21)'nolu denklemde yerine konduğu takdirde, piston-segman takımının ani sürtünme momenti son olarak aşağıdaki bağıntıyla hesaplanabilir.

$$IFT_{pra} = 1.67 C_{ring} \cdot (\mu V/Pnb)^1 \cdot P_n \cdot A_{ring} RT \quad (2.22)$$

Bu bağıntıda, P_n , birim segman normal yüklerini gösterir ve segmanların arkasındaki silindir gaz basıncı P_c ' yide kapsar.

$$P_n = P_c + P_e \quad (2.23)$$

Ayrıca ortalama segman elastik gerilimi P_e , P_c , krankkeys basıncı ve silindir gaz basıncının ortalaması olarak göz önüne alınmalıdır. P_e ' nin aksensimetrik olduğu farz edilip statik olarak ölçülmektedir. Toplam makine sürtünme momenti, piston-segman takımı ve krankkeys grubu içindeki sürtünmelerin toplanmasıyla aşağıdaki gibi elde edilir.

$$IFT = IFT_{pra} + f(\omega) \quad (2.24)$$

3. AŞINMA

Bir Diesel makinada aşınmaya etki eden temel faktörler ; makinanın sürtünen yüzeyleri arasındaki sürtünme katsayısı, basınç, kayma hızı, sürtünen yüzeylerin yapısı, malzemenin elastisite modülü, dayanım ve yorulma direnci ile malzemenin korozyona veya kavitasyona maruz kalacağı ortamda bulunup bulunmadığıdır. Sürtünen, korozyona ve kavitasyona maruz kalan her motor elemanının yüzeyinde aşınma meydana gelmesi kaçınılmazdır. Bir motorda hareket şekli ve çalışma koşulları yönünden aşınmaların en yoğun olduğu kısımlar silindir ve segman yüzeyleridir. Bu yüzeylerde meydana gelen aşınmalar doğrudan motorun performansını etkilediğinden, motorlarda aşınma denilince silindir ve segman yüzeylerindeki aşınmaların anlaşılması ve bunun yaygınlıkla benimsenmesi yanlış bir değerlendirme değildir. Motorlarda oluşan aşınmalar oluşum tarzına göre aşağıda verilen üç ana başlık altında incelenebilirler.

3.1 Adhezyon Aşınması

Temas halindeki yüzeyleri birbirine bastıran normal kuvvetin etkisiyle, temas halindeki yüzey pürüzlerinin maruz kaldığı yüksek basınç, pürüzlerde kaynak bağı oluşmasına neden olur. (Soğuk kaynama) Yüzeylerden birinin diğerine göre hareket etmesi halinde, pürüzlerin temas noktalarında ortaya çıkan sıcaklık yükselmesi, pürüzler arasında kaynak bağı oluşumunu kolaylaştırır. (Sıcak kaynama) Hareket esnasında yüzey pürüzleri arasında oluşan kaynak bağları, kaynama-kopma şeklinde sürer. Kaynak bağlarının kopmaları sonucu yüzeyin birinden diğerine malzeme transferi meydana gelebileceği gibi, kopan parçacıklar yüzeyler arasında serbestte kalabilirler. Bir Diesel makinada özellikle piston segmanları ve layner (Şekil 3.1) ile piston eteğinde görülen bu aşınma türünü engellemek için segmanlar ve layner arasında iyi bir yağlama sağlamak gereklidir. Bunun içinde göz önünde tutulması gereken faktörlerden en önemlileri; kullanılan malzeme özelliği, layner yüzey işleme kalitesi, piston eteğinin yüzey işleme kalitesi, piston segmanlarının şekli, silindir yağlama deliklerinin konumu, yağlama yağı besleme oranının doğruluğu ve optimum layner yüzey sıcaklıklarıdır.

3.2 Abrasyon Aşınması

Hareket halindeki yüzeylerden sert olanının yumuşak yüzeyden kesme veya kazıma yoluyla parçacık koparması veya yüzeyler arasında bulunan sert bir maddenin sürtünme esnasında yüzeylerden biri veya her ikisi üzerinden parçacık koparması abrazyon aşınması olarak tanımlanır (Şekil 3.1). Sürtünen malzeme çiftinin yüzey sertlikleri arasındaki fark ve

sert malzemenin yüzey pürüzlülüğü ne kadar artarsa abrazyon aşınmasında buna bağlı olarak artar. Yüzeyler arasında kalan aşındırıcı malzemeler; yüzeylerden kopan aşınma ürünleri, korozyon sonucu oluşmuş, sert oksitler (Fe_2O_3 , Al_2O_3 vs.) veya dış ortamdan gelen silisli sert partiküllerden oluşur. Abrazyon aşınmasını gidermek için bu partiküllerin yüzeyler arasından temizlenmesi gerekir. Kuru sürtünmede etkin, sınır sürtünmede daha düşük seviyede abrazyon aşınması ortaya çıkar. Hidrodinamik sürtünmede ise sürtünen yüzeylerden daha yumuşak olan yüzeyin plastik deformasyonu ve elastisitesi abrazyon aşınmasına etki eder. Plastik deformasyon ve elastik şekil değiştirme, yüzeyler arasındaki maddelerin aşındırıcı etkisini engeller. Yüzey işleme hassasiyetinin artırılması ve yeterli yağ sirkülasyonu ile yüzeyler arasındaki aşındırıcı maddelerin temizlenmesi abrazyon aşınmasını azaltır.

3.3 Korozyon Aşınması

İstenmediği halde kimyasal veya elektrokimyasal etki sonucu yüzeyde başlayan malzeme değişimi korozyon olarak tanımlanabilir. Metallerin çoğu, korozyon etkisiyle kararlı hallerinden değişmeye zorlanırlar. Bu değişim oldukça karmaşık olduğundan, sadece korozyona etki eden belli başlı faktörleri açıklamak yeterli olacaktır.

1) Korozyona maruz kalan malzeme özellikleri

- a. Kimyasal bileşimi
- b. Malzemenin yapısı (homojenlik, heterojenlik, tane büyüklüğü, kristal tipi, vs.)
- c. Malzemenin maruz kaldığı plastik deformasyon (haddeleme, çekme, bükme)
- d. Yüzey işleme durumu (kaba, hassas, döküm yüzeyi, hadde yüzeyi)
- e. Farklı malzeme çiftlerinin birbiriyle bağlanması

2) Koroziif ortamla ilgili yöntemler

- a. Havanın içerisindeki veya gaz ortamındaki bağıl nem, toz, katı partikül, SO_2 , NaCl
- b. Sıvı ortamdaki karbonik asit bileşenleri, tuz bileşenleri, organik bileşenler, sıvı ortamın pH değeri
- c. Katı maddeler için; pH değeri, su ve tuz bileşen miktarları, içerdiği sülfat ve oksijen miktarı

3) Reaksiyon şartlarıyla ilgili faktörler

- a. Sıcaklık, basınç, akış hızı, titreşim, elektrik akımı, ultraviyole ışın seviyeleri

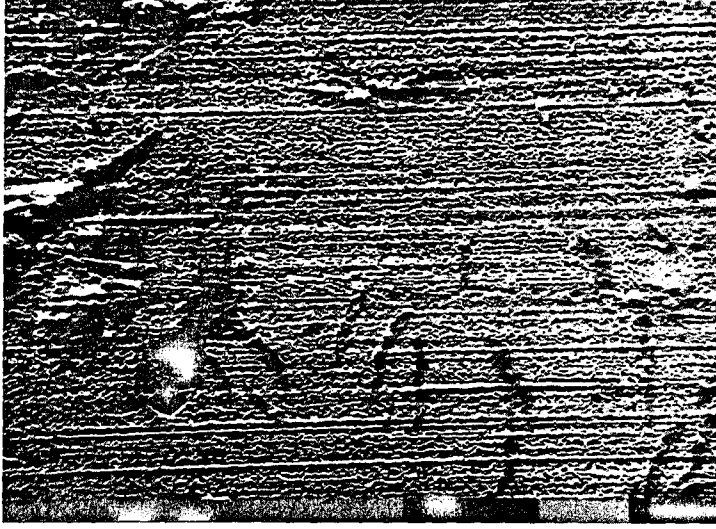
Motorlardaki korozyon aşınmasının en etkin olduğu kısımlar silindir cidarı, egzost süpabı ve Cu-Pb alaşımlı yataklardır. Motorlardaki korozyon aşınmasını doğuran esas etkenler

ise, yanma sonucu ortaya çıkan asitler ve motor yağının oksidasyonu sonucu oluşan değişik yapıdaki yağ asitleridir. Özellikle yakıtın bünyesindeki kükürt oranının artması sonucu yanma gazlarındaki kükürt oksitlerin H_2SO_4 oluşumunu fazlalaştırması silindir cidarlarındaki ve egzost sübabındaki korozyonu etkinleştirir. Günümüzde Diesel motorlarda yaklaşık %5'e yaklaşan kükürt içerikli yakıtların kullanılması özellikle silindir laynerleri üzerindeki korozif aşınmayı arttırmaktadır. (Şekil 3.1) Bunu engellemek için bir Diesel makinanın dizayn aşamasında yakıt içindeki kükürt miktarı ve makinanın yük şartları önceden tahmin edilir ve buna göre uygun layner yüzey sıcaklıklarını sağlayacak iç soğutma düzeni layner içine yerleştirilir. Şayet bu yapılmamışsa, halen çalışan Diesel makinalarda korozif aşınmayı azaltmak için bazı tedbirler alınabilir. Bunlar;

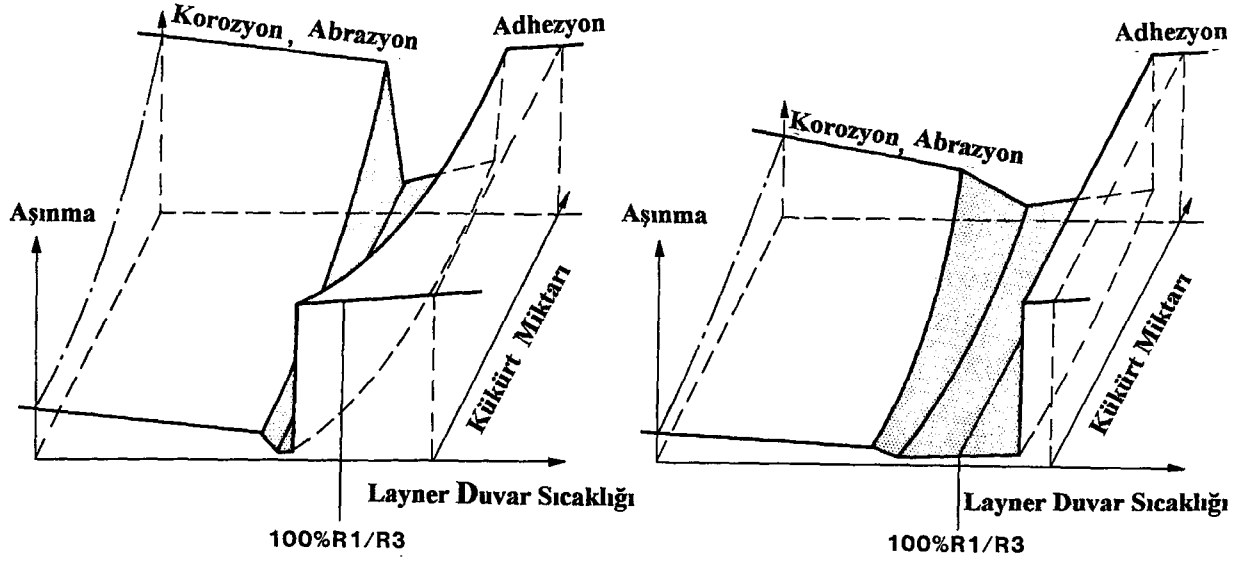
- Yüzey sıcaklıklarının çığlaşma noktasının üzerine çıkmasını sağlamak için silindir laynerinin kısmi izolasyonu
- Ceket soğutma suyu sıcaklıklarının tavsiye edilen maksimum sınırına kadar arttırılması (özellikle uzun süreli düşük yük işletimlerinde)
- Uygun alkaliniteye (TBN: Total Base Number: Toplam Baz Numarası) sahip yağlama yağının doğru besleme oranlarında kullanılması

3.4 Diesel Makinalarda Layner Aşınma Dayanımının Arttırılması İçin Yapılan Yenilikler

Düşük devirli, iki zamanlı modern Diesel makinalarda strok boyunun uzatılması ve daha yüksek çalışma basınçlarına erişilmesiyle sağlanan gelişme, piston ve layner için eskiye nazaran daha iyi çalışma koşulları sağlanması zorunluluğunu doğurmuştur. Piston-çalışma performansının arttırılması için öncelikle korozif ve adhezif aşınmayla savaşmak gerekir. Bu maksatla Sulzer firmasının geliştirmiş olduğu üç boyutlu Sulzer aşınma modeli (Şekil 3.2), layner aşınmasını, üst ölü nokta civarındaki layner duvar sıcaklığı ve yakıt içindeki kükürt miktarının bir fonksiyonu olarak vermektedir. Modellerden de görülebileceği gibi; düşük layner duvar sıcaklıkları (sol model) korozif aşınmaya, yüksek sıcaklıklar ise (sağ model) adhezif aşınmaya neden olmaktadır. Yakıt içindeki yüksek kükürt miktarı ise adhezif aşınmayı azaltmakta fakat korozif aşınmayı arttırmaktadır. Bu yüzden yüksek kükürt içerikli yakıt kullanan ve yüksek basınçlarda çalışan modern Diesel makinalarda emniyetli aşınma bölgesi daralmaktadır. Yapılan yenilikler sayesinde emniyetli aşınma bölgesi genişletilmiş ve böylelikle layner aşınma oranları azaltılarak piston overholleri arasındaki süre arttırılmıştır.

**KOROZYON****ADHEZYON****ABRAZYON**

Şekil 3.1 SİLİNDİR LAYNERİNİN ÇALIŞAN YÜZEYLERİNDE OLUŞAN KOROZYF, ADHEZİF VE ABRAZYF AŞINMA ÖRNEKLERİ (Sulzer Brothers Ltd, 1988)



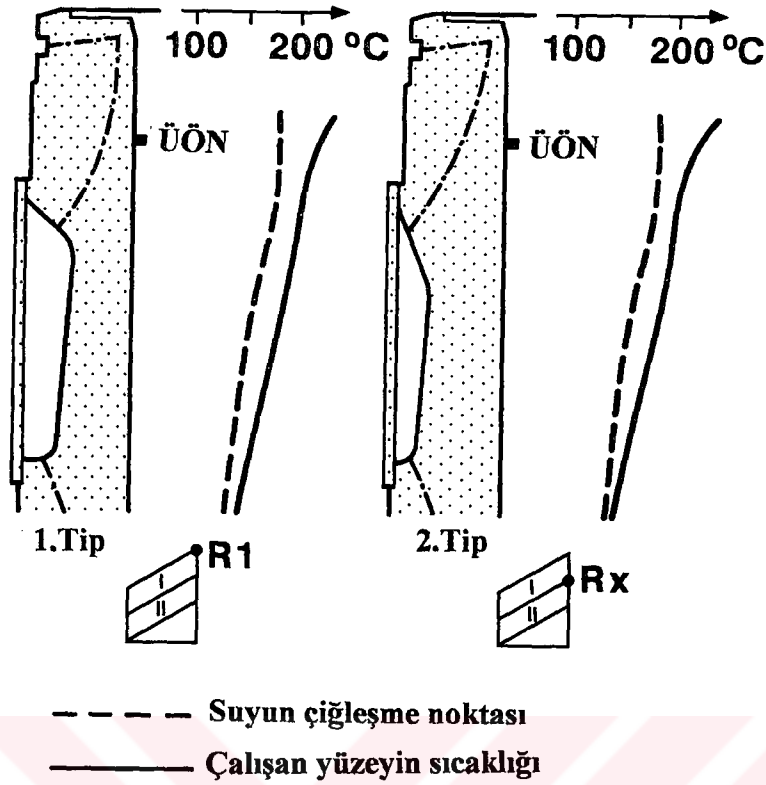
Şekil 3.2 Üç boyutlu Sulzer layner aşınma model diyagramları (Sulzer Brothers Ltd, 1988)
 Soldaki model diyagramı orijinal durumu, sağdaki model diyagramı ise Sulzer tarafından layner üzerinde yapılan yenilikler neticesinde elde edilen iyileştirilmiş durumu göstermektedir

3.4.1 Layner malzemesi

Silindir layneri, ısı transferi ve silindir basıncı tarafından oluşturulan yüklere karşı koyabilmek için, yorulma dayanımı ve uzama gibi iyi mekanik özellikleriyle yüksek aşınma dayanımı sağlamak zorundadır. Günümüzün iki zamanlı modern Diesel makinalarında yeni layner malzemeleri kullanarak istenen layner performansına ulaşılmıştır. Layner malzemesi olarak kullanılan kır dökme demir içersindeki katı-faz miktarı, yüksek sıcaklıkta adhezif aşınma dayanımını sağlaması açısından kritik bir faktördür. Dökme demir içersindeki fosfor miktarının artırılmasıyla katı-faz miktarında artmakta ancak bu kez de uzamanın azalmasıyla çatlama riski artmaktadır. Bunu engellemek ve yüksek uzama değerlerine erişirken aynı anda da yeterli katı-faz miktarını sağlayabilmek için bor alaşımlı dökme demir kullanılmıştır. Burada kullanılan bir başka yenilikte döküm tekniğinde olmuştur. Katı-faz ve uzama arasında istenen kombinasyon, bor alaşımlı dökme demir (GG25K) kullanılmasının yanında kum döküm teknolojisi yerine kalıp döküm teknolojisi kullanılarak sağlanmıştır.

3.4.2 Layner duvarında sıcaklık dağılımı

Koroziyif aşınmadan kaçınmak için, tam ya da kısmi yükte makinanın gerçek servis şartları için, layner duvar sıcaklığı, suyun çığlaşma noktası sıcaklığını aşmak zorundadır. Gerçi

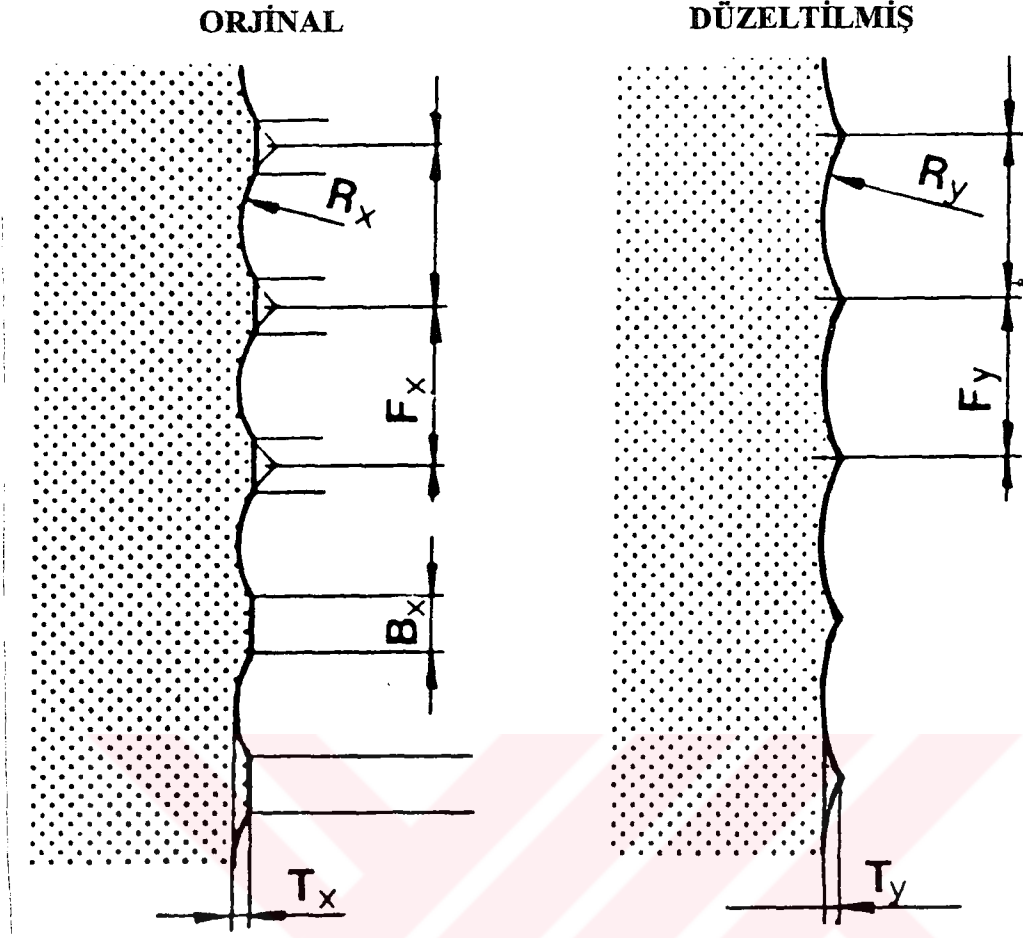


Şekil 3.4 Kısa kollarlı laynerlerde sıcaklık dağılımı (Sulzer Brothers, 1988)

3.4.3 Layner ve segmanın alıştırma periyodu

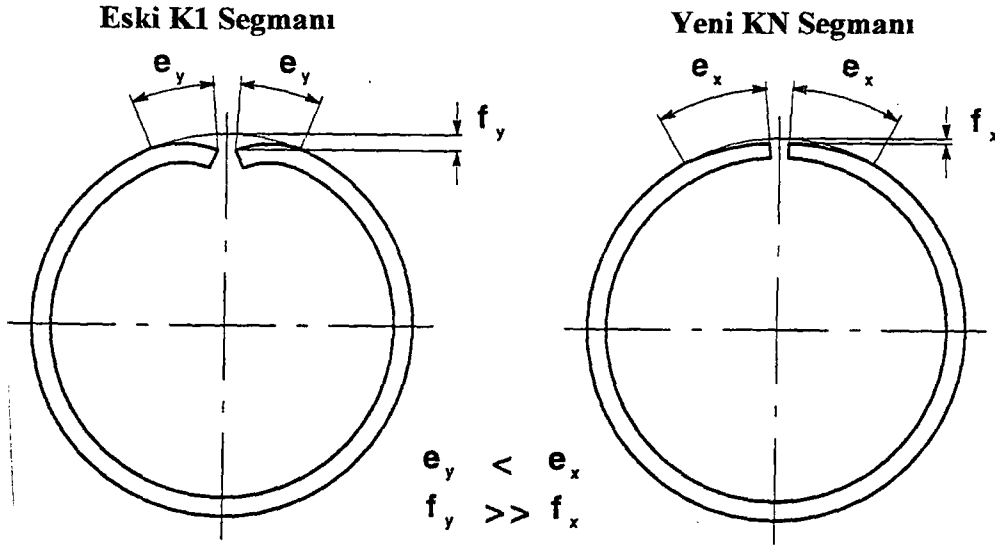
Layner ve segmanın aşınması açısından alıştırma periyodu büyük önem taşımaktadır. Alıştırma periyodu esnasında istenmeyen zamansız aşınmadan kaçınılması gerekir. Bu yüzden dikkat edilmesi gereken en önemli iki faktör, alıştırmadan önce layner ve segmanın yüzey koşulları ve ilk bir kaç saat süresince segman ve layner arasında oluşan bölgesel basınçtır. Bu yüzden hızlı ve hatasız bir alıştırma periyodu için bir takım yenilikler gerçekleştirilmiştir. Bunlar;

a) Layner yüzey kalitesi: Daha önceki orjinal işleme prosedürlerinin layner çalışma yüzeyinin mikroyapısında kötü bir tahribat yaptığı tespit edilmiştir. Katıfazın tahribi aşınma dayanımının kaybolması anlamına gelmektedir. Bunu engellemek için yeni bir işleme prosedürü devreye sokulmuştur. Bu yeni prosedür sayesinde hemen hemen tahribatsız bir mikroyapı ve böylelikle düzgün bir yüzey kalitesi elde edilmiş (Şekil 3.5) ve ayrıca eskiden gerekli olan layner honlama işlemine de gerek kalmamıştır. Bu yeni işleme prosedürü; işlemede kullanılan takımların gelişimi, işleme parametrelerinin değiştirilmesi, yeni teçhizat ve donatım, NC programlama ve de yeni ölçme ve muayene metodları sayesinde uygulanmaktadır.



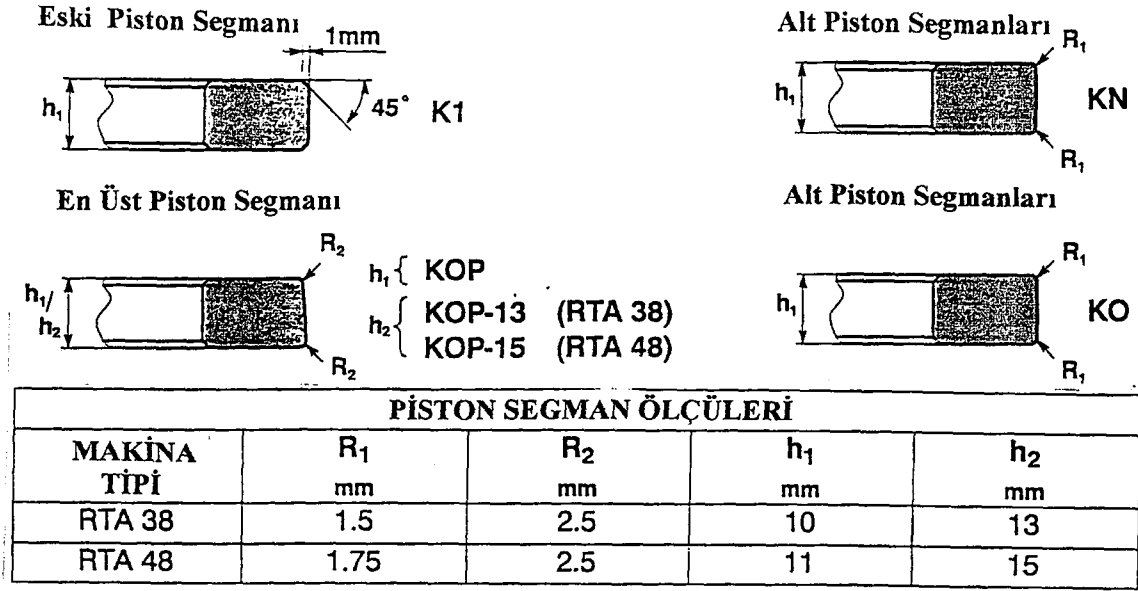
Şekil 3.5 Orjinal ve yeni düzeltilmiş layner yüzeyleri (Sulzer Brothers, 1988)

b) Segmanlar: Piston segmanları, piston ve silindir layneri arasında sızdırmazlığı sağlamaktadır. Bu noktada segmanın biçimi ve uygun silindir yağlama yağı kullanılması büyük önem taşımaktadır. Uygun sızdırmazlık sağlanamadığı takdirde yanma periyodu esnasında oluşan kızgın gazlar pistonu aşmakta ve bu da silindir layneri üzerindeki yağ filmine tesir etmektedir. Ayrıca bu kızgın gazların neden olduğu aşırı bölgesel ısınmalar bazı durumlarda piston yapışmasına ve layner üzerinde çatlaklar oluşmasına neden olabilmektedir. Bu yüzden alıştırma periyodu esnasında segman ve layner arasında oluşan temas basıncının normal değerleri içinde kalması ve iyi bir yağ filmi kalınlığı elde edilebilmesi için segmanın şekli, yüksekliği ve malzemesi üzerinde bir takım değişiklikler yapılmıştır. Örneğin Sulzer' in geliştirmiş olduğu RTA 38 (1480-6120 kW, 141-196 rpm) ve RTA 48 (2400-9810 kW, 111-154 rpm) tipi iki zamanlı, düşük devirli Diesel makinalarında, eskiden kullanılan K1 tipi piston segmanları yerine yeni geliştirilen KN tipi piston segmanları kullanılmaktadır. Şekil 3.6' dan da açıkça görülebileceği gibi KN segmanının biçimi eski K1 segmanından bir parça farklıdır.



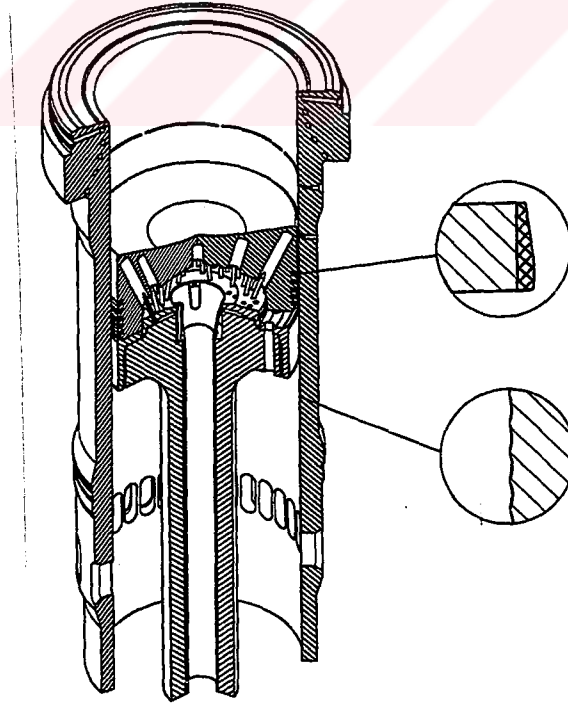
Şekil 3.6 Eski K1 ve yeni KN piston segmanı (New Sulzer Diesel Ltd, 1996)

K1 segmanı silindir layneri içine yerleştirildiğinde segman uçları makine soğukken layner duvarına dokunmayacak fakat belirli bir mesafe boşluk bırakacaktır. Makine çalışırken ısınan segmanın uçları dışa doğru açılarak layner duvarına dokunacaktır. Oysa KN segmanında layner ile segman arasındaki boşluk daha az olduğundan, segman daha hızlı bir sızdırmazlık sağlayacak ve böylece alıştırma periyodu esnasında, yanma neticesinde oluşan kızgın gazların segman boşluğundan kaçma ihtimalide azalacaktır. Ayrıca daha hassas bir çalışma yüzeyi ve yuvarlatılmış köşeler sayesinde daha iyi bir alıştırma işlemi yapılabilir. Bunun dışında testlerden ve gemilerde kullanılan segmanların performans sonuçlarından kazanılan tecrübeler sayesinde en son geliştirilen KO segmanlarında, segman biçiminde herhangi bir düzeltme yapılmayarak en baştan itibaren segmanın çepeçevre layner duvarına tam olarak dokunması sağlanmıştır. Böylelikle alıştırma periyodu esnasında gaz kaçaklarına karşı iyi bir sızdırmazlık sağlanmıştır. Bunun dışındaki bir başka yenilikte en üst piston segmanının profilinin değiştirilmesi ile segmanın yüksekliğinin artırılmasıdır. (Şekil 3.7) Özellikle en üst segman yuvasının yüksekliğinin artırılması segman aşınma performansında olumlu bir etki yapmıştır. Bu yeni KOP segmanı yalnızca en üst piston segmanı olarak kullanılabilir. Segmanın yeni profili sayesinde özellikle segmanın çalışma yüzeyinin en üst kısmında, daha düşük bir bölgesel basınç sağlanmıştır. Bu da özellikle aşınmış bir layner içersinde yeni piston segmanlarının alıştırılması esnasında daha hızlı ve emniyetli bir sızdırmazlık sağlamaktadır.



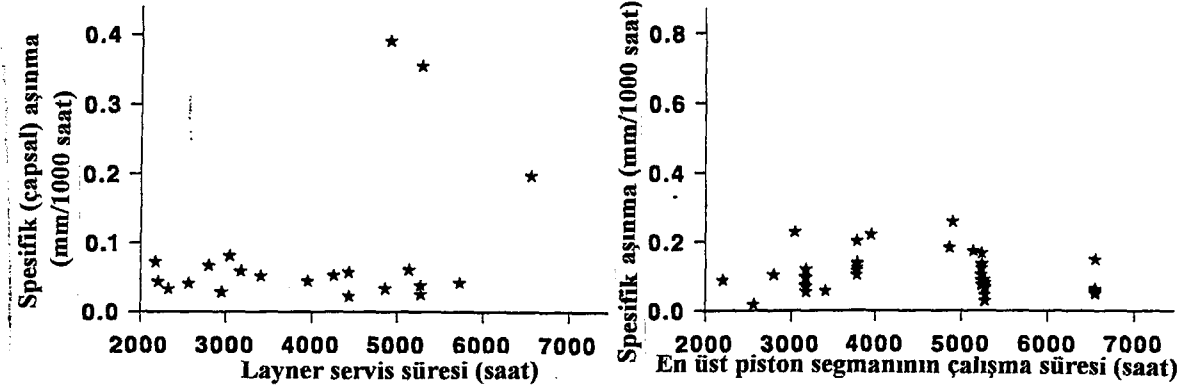
Şekil 3.7 RTA38-48 tipi Diesel makinalarda kullanılan eski ve yeni segmanların kesit görünüşleri ve boyutları (New Sulzer Diesel Ltd, 1996)

Bunun dışında segman aşınma dayanımını daha da arttırmak için en üst piston segmanı plazma ile kaplanmıştır. RTA 84C (8920-48600 kW, 73-102 rpm) Diesel ana makinasında kullanılan plazma kaplı en üst piston segmanı ve düzeltilmiş layner yüzeyi sayesinde (Şekil 3.8) çok iyi bir aşınma dayanımı sağlanmıştır.



Şekil 3.8 RTA 84C Diesel ana makinasına ait layner ve pistonun kesit görünüşü (Aeberli, 1996)

Japon Diesel United Ltd. tarafından üretilen RTA 84C tipi Diesel ana makinası, Sea Land Champion adlı konteyner gemisinde Haziran 1995 tarihinde işleme alınmış olup 7000 saatlik çalışma süresi sonucunda ölçülen layner ve plazma kaplı piston segmanı aşınma değerleri memnuniyet vericidir. (Şekil 3.9)



Şekil 3.9 RTA 84C Diesel ana makinasına ait layner ve segman aşınma değerleri (Aeberli, 1996)

RTA 84C Diesel ana makinasının laynerlerinin ortalama aşınma değerleri 0.05 mm/1000 saat , plazma kaplı en üst piston segmanlarının ortalama aşınma değerleri ise 0.2 mm/1000 saat' dir. Özellikle plazma kaplı en üst segmanların aşınma değerleri, plazma kaplı olmayan eski tip en üst piston segmanların aşınma değerlerinin hemen hemen yarısı kadardır. Bu yüzden bazı makinalar üzerinde test maksatlı olarak beş piston segmanında profili değiştirilip plazma kaplanarak aşınma dayanımının daha da artırılmasına çalışılmaktadır.

c) Alıştırma periyodu esnasında dikkat edilmesi gereken kurallar: Makinaya yeni laynerler ve pistonlar takıldıktan sonra alıştırma işleminin yapılması zorunludur. Alıştırma işleminin amacı mümkün olduğunca çabuk ve güvenilir bir şekilde segmanların sızdırmazlık görevlerini yerine getirmelerini sağlamaktır. Alıştırma periyodu esnasında, normal işletim esnasında kullanılan yakıtın aynısı kullanılmalıdır. Burada yakıtın %1' in üzerinde kükürt içermesi bir avantaj olmaktadır. Silindir yağlama yağı olarak SAE 50/ TBN 10-20/ API CD veya muadili bir yağ tipi kullanılmalıdır. Bu tip düşük alkaliniteye sahip yağ ile yapılan alıştırma periyodu esnasında dikkat edilmesi gereken diğer bir hususta piston tacı ve segman yuvalarında aşırı karbon depozitlerinin oluşmasından kaçınmaktır. Bu nedenle hem iyi bir sızdırmazlık sağlamak ve hem de depozit oluşumundan kaçınmak için alıştırma süresi, içindeki kükürt miktarı %1' den fazla olan yakıtlar için 10 saat ve içindeki kükürt miktarı %0.5-1 arasında olan yakıtlar için ise 15-20 saat arası olarak uygulanmaktadır.

İçindeki kükürt miktarı %5' den daha az olan yakıtların kullanımından kaçınılmalıdır. Şayet bu çeşit yakıt kullanıldığı takdirde alıştırma zamanını tespit edebilmek için skavenç portlarının içinden bakarak piston tacı ve segman yuvalarındaki deposit oluşumunu takip etmek gerekmektedir. Alıştırma periyodu esnasında silindirlere giden yağlama yağının miktarının artırılması için yağlama yağı besleme oranı arttırılmalıdır. İlk 50 saat içersinde ise bu oran küçük adımlarla yaklaşık 1.65 gr/kWs' e kadar azaltılabilir. Yaklaşık 200 saat sonra ise bu oran 1.5 gr/kWs' e düşürülebilir. Daha sonraki 1000-2000 saatleri arasında, segman ve laynerlerin görünümüne göre yavaş yavaş yapılan bir azaltma ile normal yağlama yağı besleme oranına dönülebilir. (1.36 gr/kWs' in altında yağlama yağı besleme oranları)

3.5 Diesel Makinalarda Aşınma Ölçme Teknolojisindeki Yenilikler

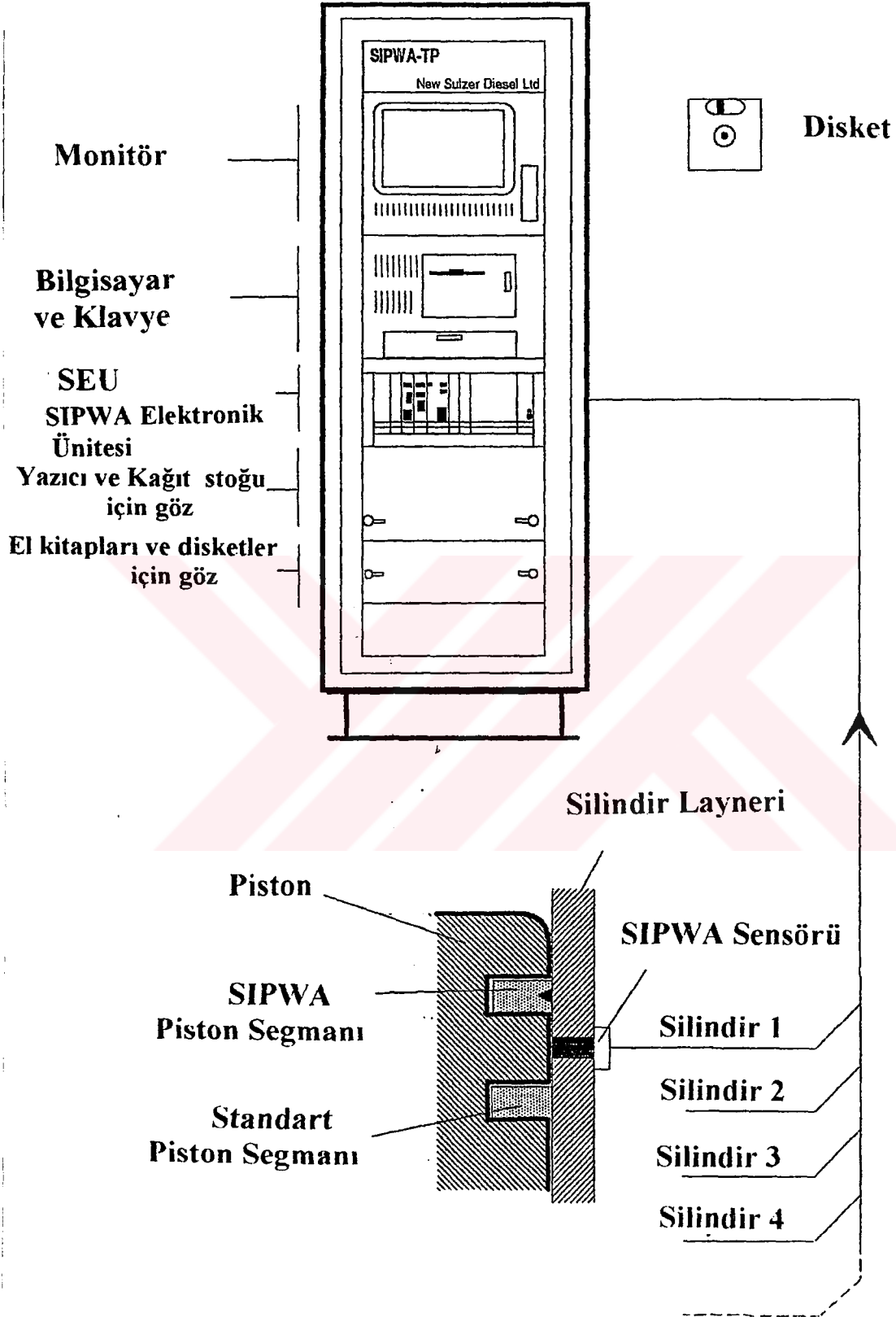
Büyük silindir çaplı, iki zamanlı bir Diesel makinanın en üst piston segmanı, makinanın çalışma şartlarından direk olarak etkilenmekte ve onun aşınma oranı, silindir overholleri arasındaki süreyi tespit etmektedir. Bu maksatla New Sulzer Diesel firması tarafından yeni geliştirilen SIPWA-TP (Sulzer Integrated Piston-Ring Wear-detecting Arrangement with Trend Processing) adlı sistem sayesinde büyük silindir çaplı, iki zamanlı bir Diesel makinada en üst piston segmanının aşınması sürekli olarak gözlemlenebilmektedir. Ayrıca bu sistem, hemen hemen bütün büyük silindir yağ firmaları ve bazı yağ katkı malzemesi üreticileri tarafından deney yağlarının performansını araştırmak için kullanılmaktadır. Bu sistem gemilerde makine kontrol odasına veya benzeri bir yere monte edilebilmektedir. (Şekil 3.10)

3.5.1 SIPWA-TP piston segmanı

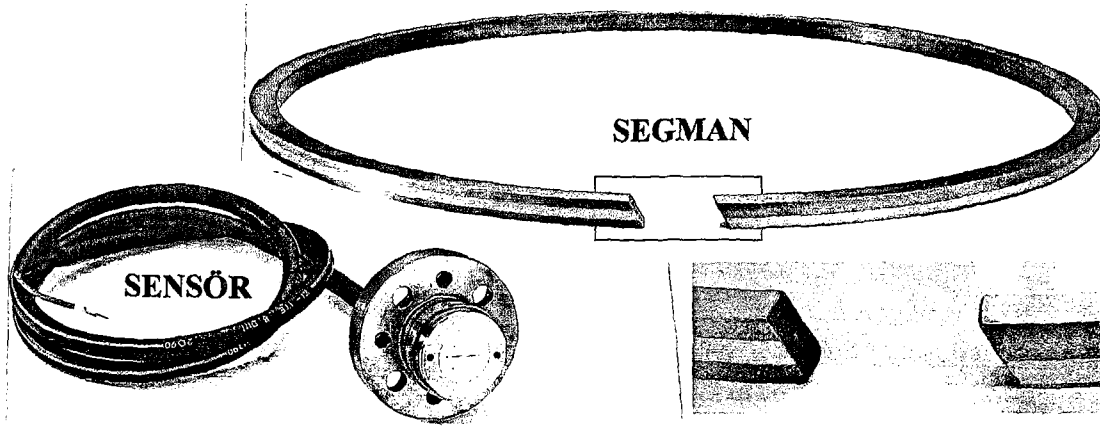
SIPWA-TP piston segmanı, V-şeklinde manyetik olmayan bir ekin, normal bir segmanı, segmanın bir sonundan diğer sonuna helisel olarak saracak şekilde ilave edilmesiyle oluşur. Ek derinliği segman ölçüsüne bağlı olarak 2 ile 3.5 mm arasında değişmektedir. Bu plazma püskürtülmüş manyetik olmayan bronz alaşımlı ek, segmanın temel malzemesiyle aynı aşınma karakteristiğini gösterecek ve çok iyi bir birleşme özelliğine sahip olacak şekilde imal edilmiştir. (Şekil 3.11)

3.5.2 Yüksek hız sensörü

Özel olarak geliştirilmiş endüksiyon yapan yüksek hız sensörü (Şekil 3.11), silindir layneri içinde skavenç port seviyesinin biraz üzerinde var olan bir delik içine yerleştirilir. Bu delik, silindir layneri üzerinde önemsenmeyen bir aşınma bölgesi içinde bulunmaktadır.



Şekil 3.10 SIPWA-TP sistemini oluşturan elemanlar (Barrow, 1991)



Şekil 3.11 SIPWA-TP sensörü ve piston segmanı (Barrow, 1991)

3.5.3 Sensör sinyali

Radyal piston aşınmasının tespiti için, üst SIPWA-TP segmanından ve onun altındaki ikinci piston segmanından alınan beş sinyal, sensörler tarafından doğru bir şekilde aktarılmalıdır. Sinyal ölçümü genişleme stroğu esnasında yapılmalı ve aşağıdaki uçlar sırasıyla ölçülmelidir. (Şekil 3.12)

- İkinci segmanın en alt ucu (b1)
- İkinci segmanın en üst ucu (b2)
- SIPWA-TP segmanının en alt ucu (a1)
- Ekin en alt ucu (i1)
- Ekin en üst ucu (i2)

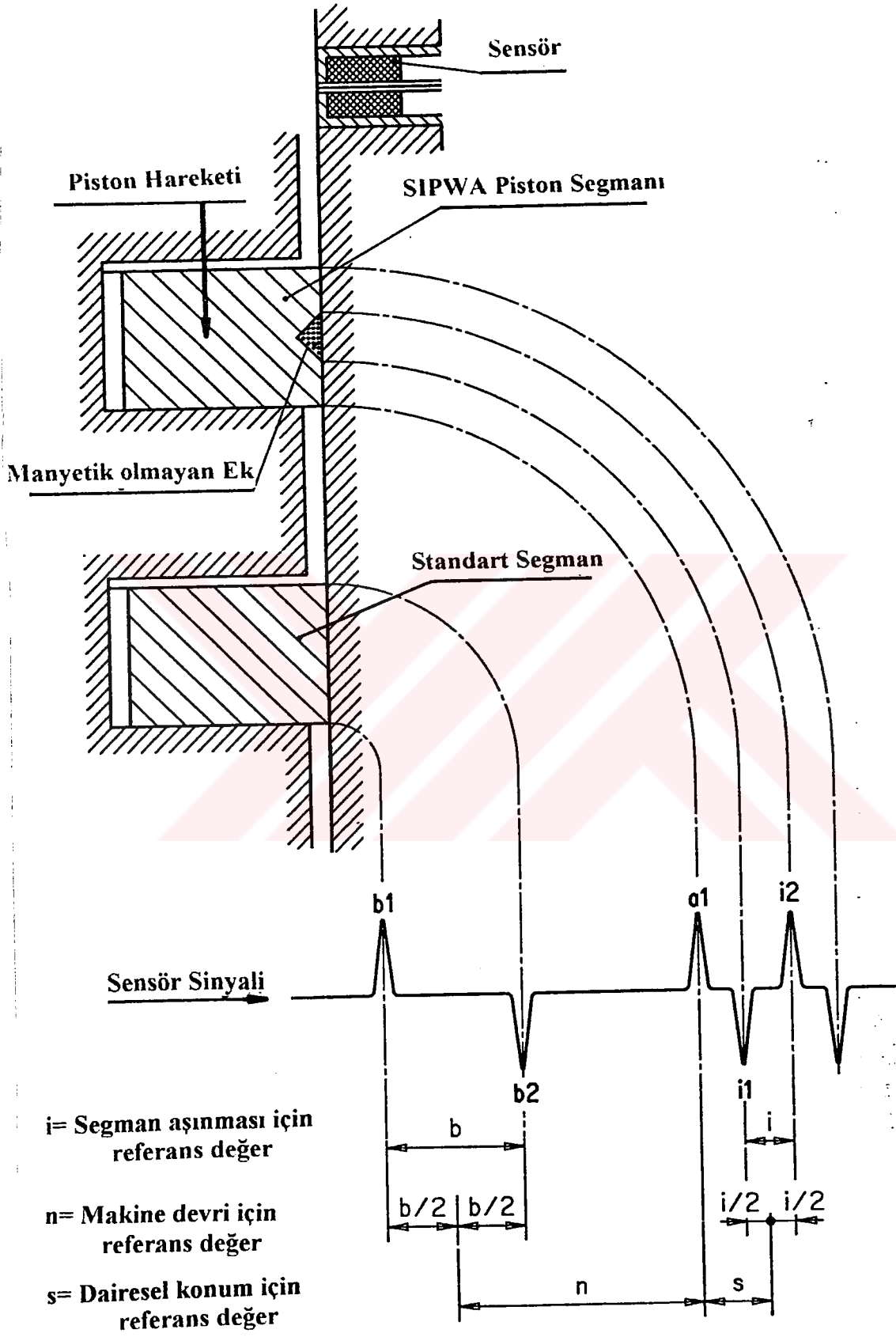
Her uç, segman içindeki bitişik malzemelerin manyetik ve manyetik olmayan özelliklerinden ötürü sensör içinde bir alan değişimi oluşturur. Sinyal tepeleri arasındaki aralıklar zamanında ölçülür ve de her silindirden gelen sensör sinyalleri elektronik ünite tarafından gözlenir.

3.5.4 Aşınma bandının bölgesel genişliğinin tespiti

i1 ve i2 sinyalleri arasında geçen zaman aralığından, manyetik olmayan aşınma bandının genişliğinin tespiti yapılabilir. En üst segman aşınırken, ek genişliği azalacak ve bundan ötürü i1 ve i2 arasındaki değerde azalacaktır. Bu azalma radyal segman aşınmasıyla orantılıdır.

3.5.5 Segmanın çevresi üzerinde ölçülmüş olan bölgenin tespiti

Piston segmanının çevresindeki aşınma örneği düzenli olmayabilir. O zaman gerçek ölçülmüş konumun tespiti zorunludur.



Şekil 3.12 SIPWA-TP sistemi için aşınma ölçme kavramı (Barrow, 1991)

Bir piston segmanı yuvasında sallanabilir veya serbestçe dönebilir. Bundan ötürü çember üzerindeki herhangi bir nokta sensörün aksi yönünde olabilir. Ekin, segmanın bir sonundan diğer sonuna helisel olarak sarılarak ilave edilmesi sayesinde i1-i2 arasındaki ortak nokta ile a1 arasındaki zaman aralığı, segmanın üzerinde konumu doğrulukla bilinen 's' noktasıyla çakışmaktadır. Bu yöntemle dairesel aşınma değerleri her tam segman dönüşünde ölçülebilmektedir.

3.5.6 Gerçek motor devrinin tespiti

Gerçek aşınma değerini bulabilmek için, piston hızının hesaplanması gerekmektedir. Bu ölçüm için gerekli sinyaller normal tip ikinci piston segmanı ile SIPWA-TP piston segmanından alınmaktadır. İkinci piston segmanının yüksekliğini, b1 ve b2 sinyalleri arasındaki zaman aralığı göstermektedir. İki segman arasındaki mesafeyi ise b2 ve a1 sinyalleri arasındaki zaman aralığı belirlemektedir. Bu iki değerde sabit dizayn parametreleri olup her makine için elektronik ünite yazılımı içersine ayrı ayrı programlanmaktadır. Ayrıca b1 ve b2 sinyalleri arasındaki zaman aralığı elektronik olarak ikiye bölünmektedir. Bu orta noktadan a1' e kadar geçen zaman aralığı bir fiziksel mesafeyi göstermektedir. Bu mesafe her makine tipi için ayrı olup milimetre cinsinden sabit bir değerdir. Motor devri bu parametrelerden çıkartılabilir. SIPWA-TP sisteminde, eski sistemlerde kullanılan şaft enkoderi yerine ikinci piston segmanı bir sinyal kaynağı olarak kullanılmaktadır.

3.5.7 Gerçek segman aşınmasının tespiti

Çember üzerinde bilinen bir noktadaki orjinal aşınmamış bant genişlik değeri ile son ölçülmüş bant değerinin mukayese edilmesiyle gerçek segman aşınması tespit edilir. Orjinal değerler elektronik ünite içine programlanmıştır. Elde edilen gerçek segman aşınma değerleri ve konumları aşınma data bank hafızasına yüklenir.

3.5.8 Aşınma ölçümünün doğruluğu

Güvenilir aşınma dataları elde edebilmek için öncelikle SIPWA-TP segmanının aşağıdaki şartları sağlaması gerekir:

- İmalat esnasında aşınma bandının genişlik değeri tolerans sınırları içersinde kalmalıdır.
- Helisel hatve, segman çevresi boyunca sabit olmalıdır.
- Segmanın en alt köşesi 0.4 mm radüs verilerek yuvarlatılmalıdır.

Ayrıca iki piston segmanının en alt ve en üst köşeleri birbirine simetrik olmalıdır. Bu şartlar sağlandığında aşınma ölçümündeki hata payı, -0.02mm ile $+0.02\text{mm}$ arasındadır.

3.5.9 Data değerdendirmesi

Doğru aşınma dataları elde edebilmek için segman dairesi elektronik olarak sekiz eşit parçaya bölünmüştür. Diğer bir deyişle segman içindeki bandın helisel hatvesinin toplam değeri 45 dereceye bir parça düşecek şekilde sekiz eşit parçaya bölünmüştür. Örneğin segmanın tam dönüşünde ölçülen aşınma değeri sekiz gruba bölünmekte ve her grup segmanın bir sonundan diğer sonuna 1' den başlamak üzere 8' e kadar numaralandırılmış 45 derecelik segman parçalarından birini temsil etmektedir. Bilgisayar ekranından görülen ortalama segman aşınması değeri bu sekiz parçanın ortalama aşınma değeri'dir. Bu değeri altı saatlik periyotlar halinde ölçülmekte, değerdendirilmekte ve depolanmaktadır. Ayrıca her parça tekrar sekiz alt parçaya bölünmekte ve böylelikle toplam 64 alt-parçadan edilen aşınma örnekleri bir segmanın ortalama aşınma değeri'nin tespitinde kullanılmaktadır. Segman tam bir dönme yaptığında 64 adet alt-parçadan alınan aşınma değeri elektronik ünite içersine depolanmaktadır. Ancak segman yuvasında sallandığında ya da kısmi bir dönüş yaptığında bütün alt-parçalardan aşınma değeri elde edilememekte ve bu durumda elektronik ünite dört veya daha fazla alt-parçanın aşınma değeri'nden bir ortalama aşınma değeri çıkartmaktadır.

3.5.10 SIPWA-TP elektronik ünitesi (SEU)

SEU' nun data toplaması ve depolaması şu şekilde gerçekleşmektedir:

Genişleme stroğu esnasında, makinanın her devir sayısında, silindir ateşleme sırasına göre sensörlerden gelen analog sinyaller sırasıyla toplanmaktadır. (Silindir ateşleme sırası SEU yazılımı içine programlanmıştır) Sinyaller ön-işlemci içinde sayısallaştırılmakta ve dijital sinyaller olarak data işlemcisine yollanmaktadır. Altı saatlik ölçüm periyodu esnasında toplanan bütün bu bilgiler, her silindir ve parça için ortalama radyal aşınma değeri'nin bulunmasında kullanılmaktadır. Hesaplanan bu son bilgiler; tarih, zaman, çalışma süreleri ve makine devri bilgileriyle birlikte data hafızasına transfer edilmektedir. Data hafızası iki bölümden oluşmaktadır. Birinci bölüm altı saatlik periyotlarla data işlemcisinden gelen aşınma değeri'ni içerir. Bu bölümün kapasitesi 61 değeri için, $61 \times 6 \text{ saat} = 366 \text{ saat}$ ' lik çalışma süresidir. Örneğin maksimum 12 silindirli bir Diesel makine için her altı saatte, $12 \times 8 = 96$ adet aşınma değeri ve ilaveten makinayla ilgili bazı diğer parametreler bu bölüme depolanabilir. İkinci bölüm ise 24 saatlik periyotlar halinde özetlenmiş daha eski aşınma datalarından oluşmaktadır. Bu bölümün kapasitesi 170 değeri için, $170 \times 24 \text{ saat} = 4080 \text{ saat}$ ' lik çalışma süresidir. Birinci bölümdeki altı saatlik dört en eski değeri,

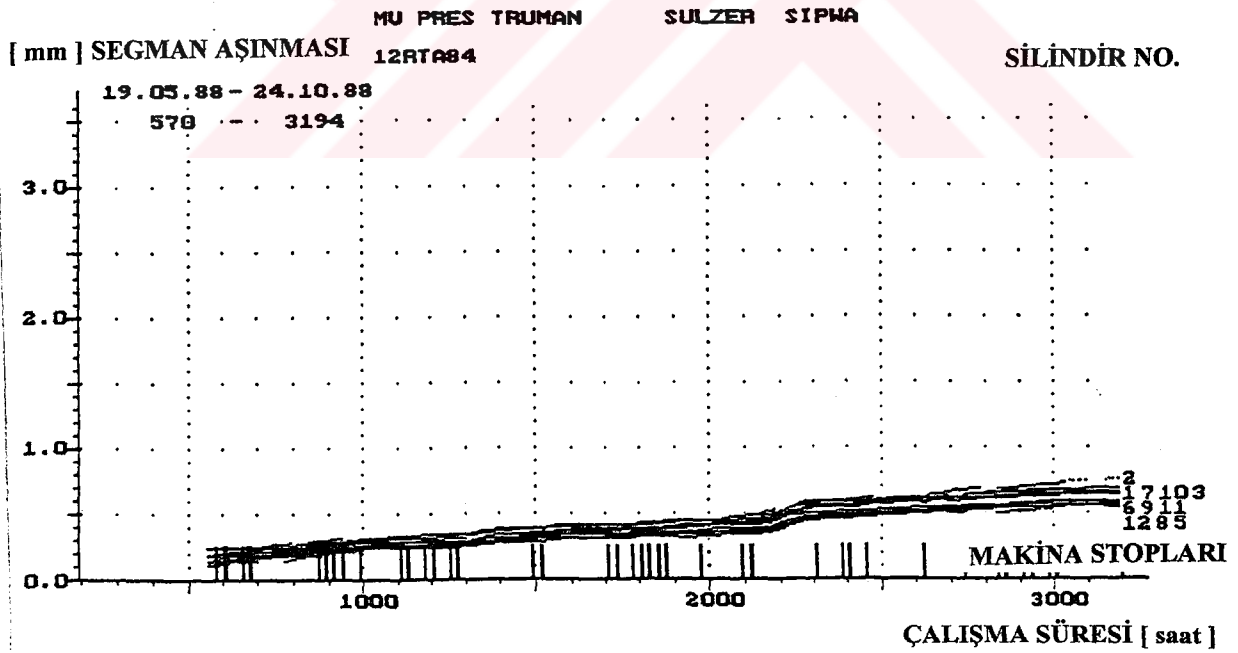
yirmidört saatlik bir değere dönüştürülerek ikinci bölüme transfer edilir. Eğer ikinci bölüm dolarsa, en eski datalar birinci bölümden gelen yeni değerlere boş hafıza alanı kazandırmak için silinir. 4446 saatlik çalışma süresince elde edilen aşınma değerleri, birinci bölüme 366 saat ve ikinci bölüme 4080 saat olarak depolanabilir. Ayrıca SEU' dan gelen datalar kişisel bir bilgisayara transfer edilebilir. 1.44 MB' lık bir disketin kapasitesi, 134.500 saatin üzerinde çalışma süresine sahip 12 silindirli bir Diesel makinanın datalarını ya da bir ticari geminin yirmi yıllık datalarını depolayacak kadar yeterlidir.

3.5.11 Data sunumu

Operatör, SIPWA-TP programıyla beraber yüklenmiş menü kontrol programı sayesinde uygun menüyü seçerek istediği dataları bilgisayar ekranı üzerinde grafik çizim olarak görebilir.

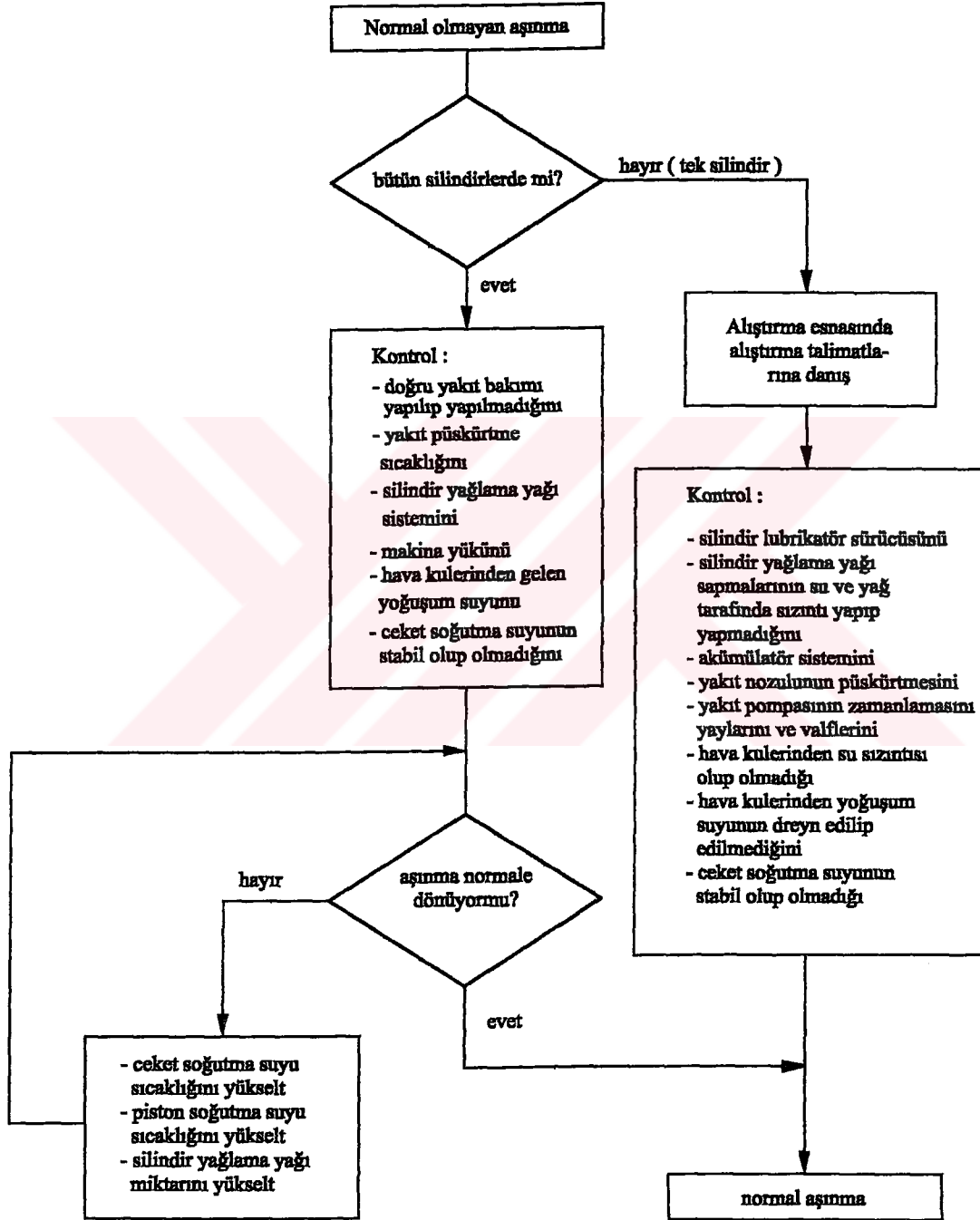
3.5.11.1 Ortalama segman aşınması

Ortalama segman aşınması, çalışma sürelerinin bir fonksiyonu olarak bilgisayar ekranından bir ya da daha fazla silindir için grafik olarak okunabilir. Bu grafikte (Şekil 3.13) zaman skalası 400 ya da 3000 saat çalışma süresi ve aşınma skalası da 3.5 mm ya da 0.7 mm olarak seçilebilir.



Şekil 3.13 President Truman adlı konteyner gemisine ait 12 RTA 84 tipi Diesel ana makinasının kaydedilmiş ortalama segman aşınma değerlerinin grafik gösterimi. (Barrow, 1991)

Makinanın bir dakikadan daha fazla stop edilmesi halinde bu durum zaman skalası üzerinde dikey, düz bir çizgi olarak gösterilmektedir. Şayet aşınma değerlerinde beklenmedik bir artış gözükürse aşınmanın engellenmesi için izlenmesi gereken yol, Şekil 3.14' deki lojik diyagramla verilmiştir.



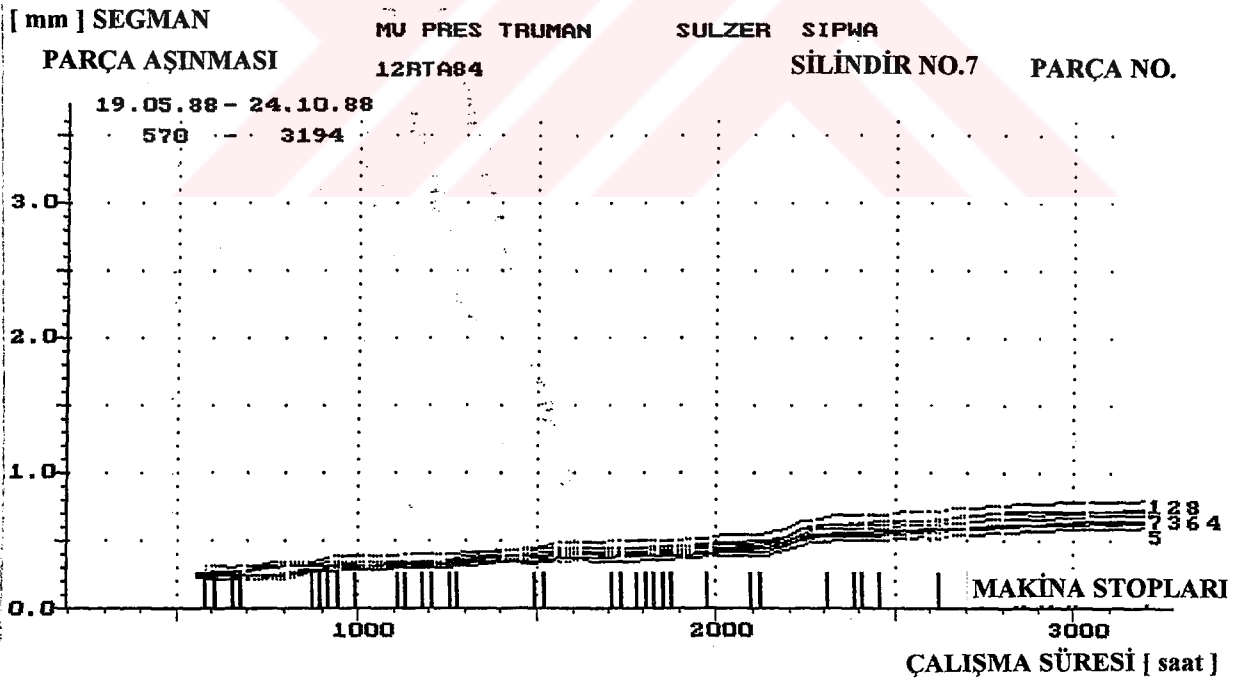
Şekil 3.14 Normal olmayan segman aşınmasının engellenmesi için izlenmesi gereken yolu ifade eden lojik diyagram. (Barrow, 1991)

Ayrıca makine stop ettirildikten, overhol olduktan ve yakıt aldıktan sonra aşağıdaki noktalarda kontrol edilmelidir:

- Silindir yağlama yağı kalitesinin (TBN) kullanılan yakıta (kükürt miktarı) uygun olup olmadığı
- Pistonların overholünden sonra layner-piston alıştırma talimatlarına uyulup uyulmadığı
- Bütün silindir yağlama yağı lubrikatörlerinin makine stop ettikten sonra ve start almadan önce yaklaşık 50 devir döndürülüp döndürülmediği
- Nedensiz ani yük değişimleri yapıp yapılmadığı
- Hava kulerinden gelen yoğun suyunun sürekli olarak dreyn edilip edilmediği

3.5.11.2 Segman parça aşınması

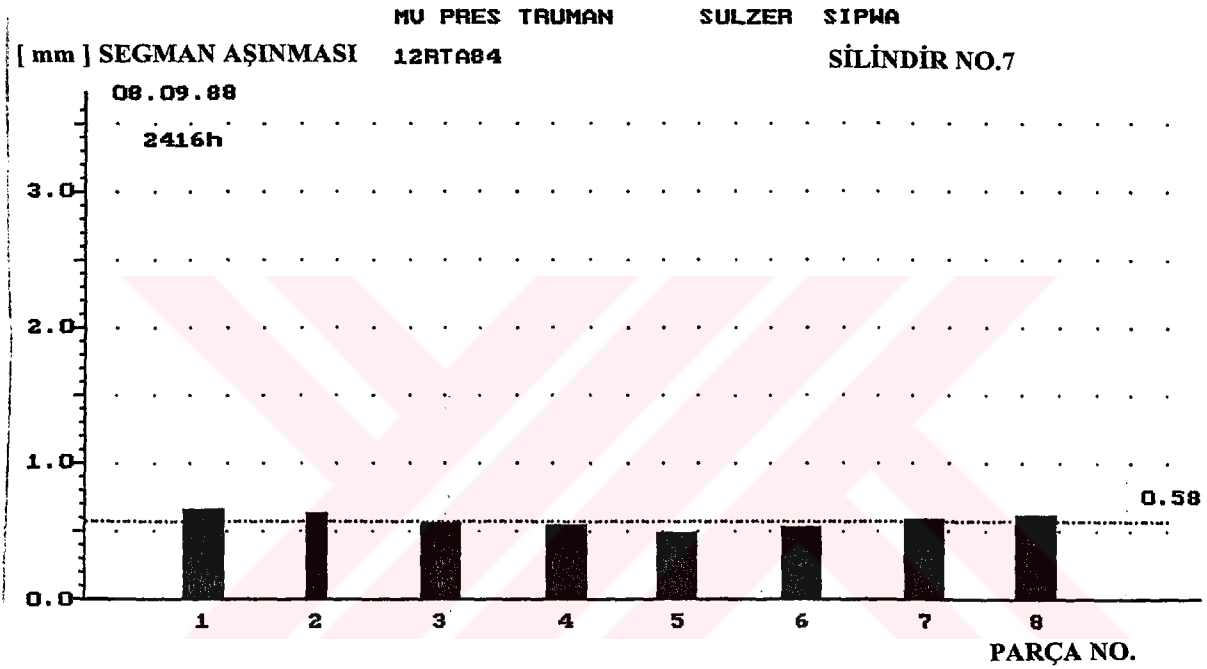
Bir tek silindirden gelen parçasal aşınma değerleri bilgisayar ekranından okunabilir. Parça sayısı sekiz ve zaman skalası da 400 ya da 3000 saat olarak ayarlanabilir. (Şekil 3.15) Bu gösterimde tam dolu bir çizgi, tam bir ölçüm yapıldığını, nokta nokta olan çizgi ise sınırlı sayıda ölçüm yapılabildiğini ifade etmektedir. Çizginin olmayışı ise eksik ölçüm yapıldığı anlamına gelmektedir.



Şekil 3.15 President Truman adlı konteyner gemisine ait 12 RTA 84 tipi Diesel ana makinasının 7 numaralı silindirinden alınan segman parça aşınma değerlerinin grafik gösterimi. (Barrow, 1991)

3.5.11.3 Dairesel segman aşınma örnekleri

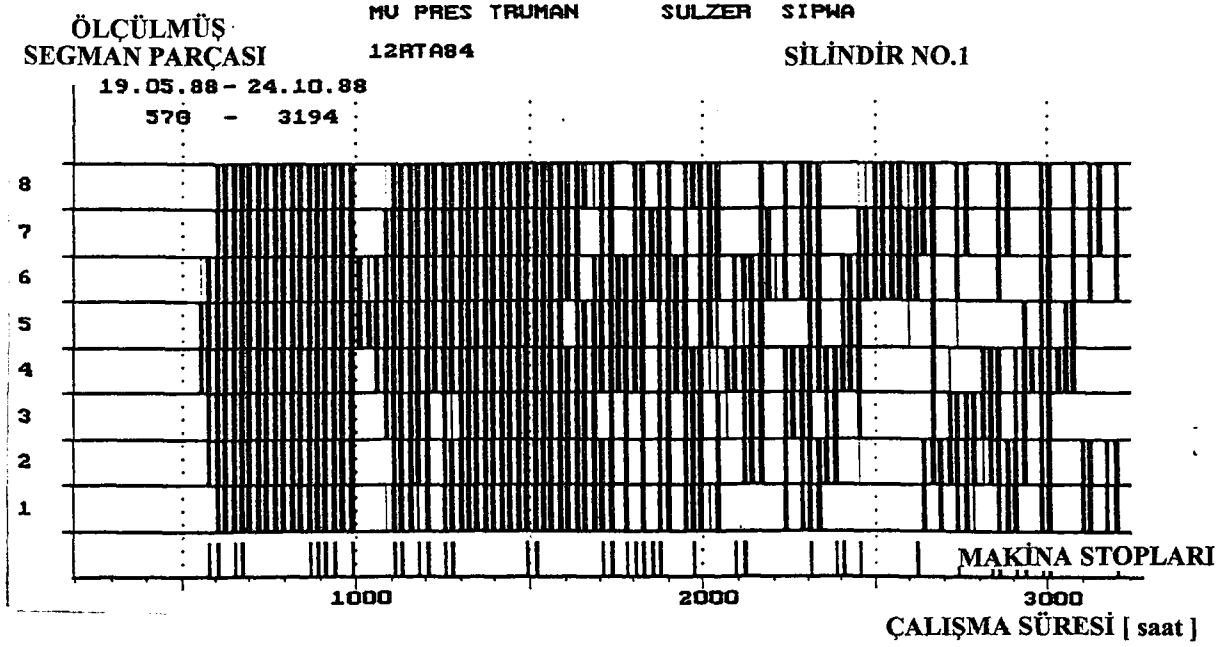
Herhangi bir silindire ait dairesele segman aşınma örnekleri bilgisayar ekranından istenildiği zaman bilgisayar ekranından okunabilir. Segmanın maksimum, minimum ve ortalama aşınması bu grafikten çıkartılabilir. Bu grafikte görülen kalın bir çubuk, altı veya oniki saatlik periyodlar esnasında tam bir ölçüm yapıldığını, ince bir çubuk ise sınırlı sayıda ölçüm yapıldığını ve grafikte görülen boşluklar ise o anda yetersiz bir ölçüm yapılmış olduğunu ifade etmektedir. (Şekil 3.16)



Şekil 3.16 President Truman adlı konteyner gemisinin 12 RTA 84 tipi Diesel ana makinasının 7 numaralı silindirine ait piston segmanının çevresindeki aşınma dağılımının grafik gösterimi. (Barrow, 1991)

3.5.11.4 Segman dönüşü

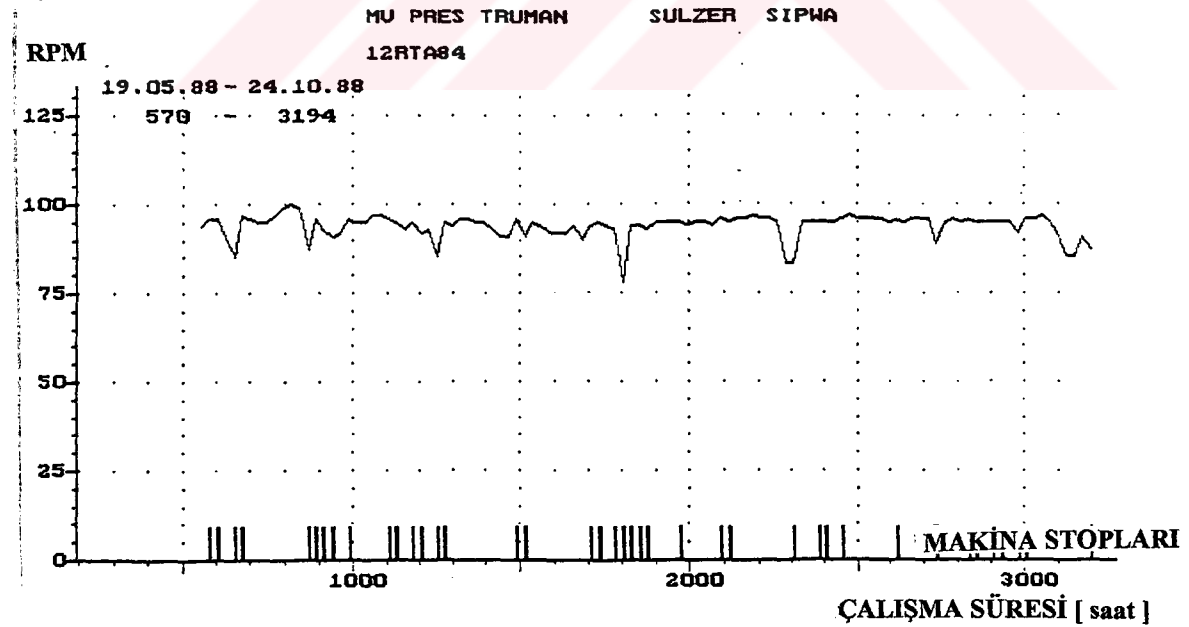
Herhangi bir silindire ait segmanın gerçek dönüş hareketliliği hakkında bilgiyi, istenildiği zaman bilgisayar ekranından almak mümkündür. (Şekil 3.17) Diyagramda görülen boşluklar oraya denk gelen segman parçalarının ölçülemediği anlamına gelmektedir. Bu grafikte görülen kalın çubuk, altı veya oniki saatlik periyodlar esnasında tam bir ölçüm yapıldığını, ince bir çubuk ise sınırlı sayıda ölçüm yapıldığını ve grafikte görülen boşluklar ise o anda yetersiz bir ölçüm yapılmış olduğunu ifade etmektedir.



Şekil 3.17 President Truman adlı konteyner gemisinin 12 RTA 84 tipi Diesel ana makinasının 1 numaralı silindirindeki piston segmanının gerçek dönüş hareketliliğinin grafik gösterimi. (Barrow, 1991)
Bu grafiği oluşturabilmek için segmanı oluşturan parçalardan ve alt-parçalardan elde edilen datalar kullanılmıştır.

3.5.11.5 Makina devir sayısı

Herhangi bir zamanda makinanın maksimum devrini bilgisayar ekranından grafik olarak görmek mümkündür (Şekil 3.18).



Şekil 3.18 President Truman adlı konteyner gemisinin 12 RTA 84 tipi Diesel ana makinasının SIPWA-TP tarafından kaydedilmiş dakikadaki devir sayısı (rpm) (Barrow, 1991)

3.6 Diesel Makinalarda Piston Çalışma Davranışının Sürekli Gözlemlenebilmesi İçin Geliştirilen Yeni Bir Sistem

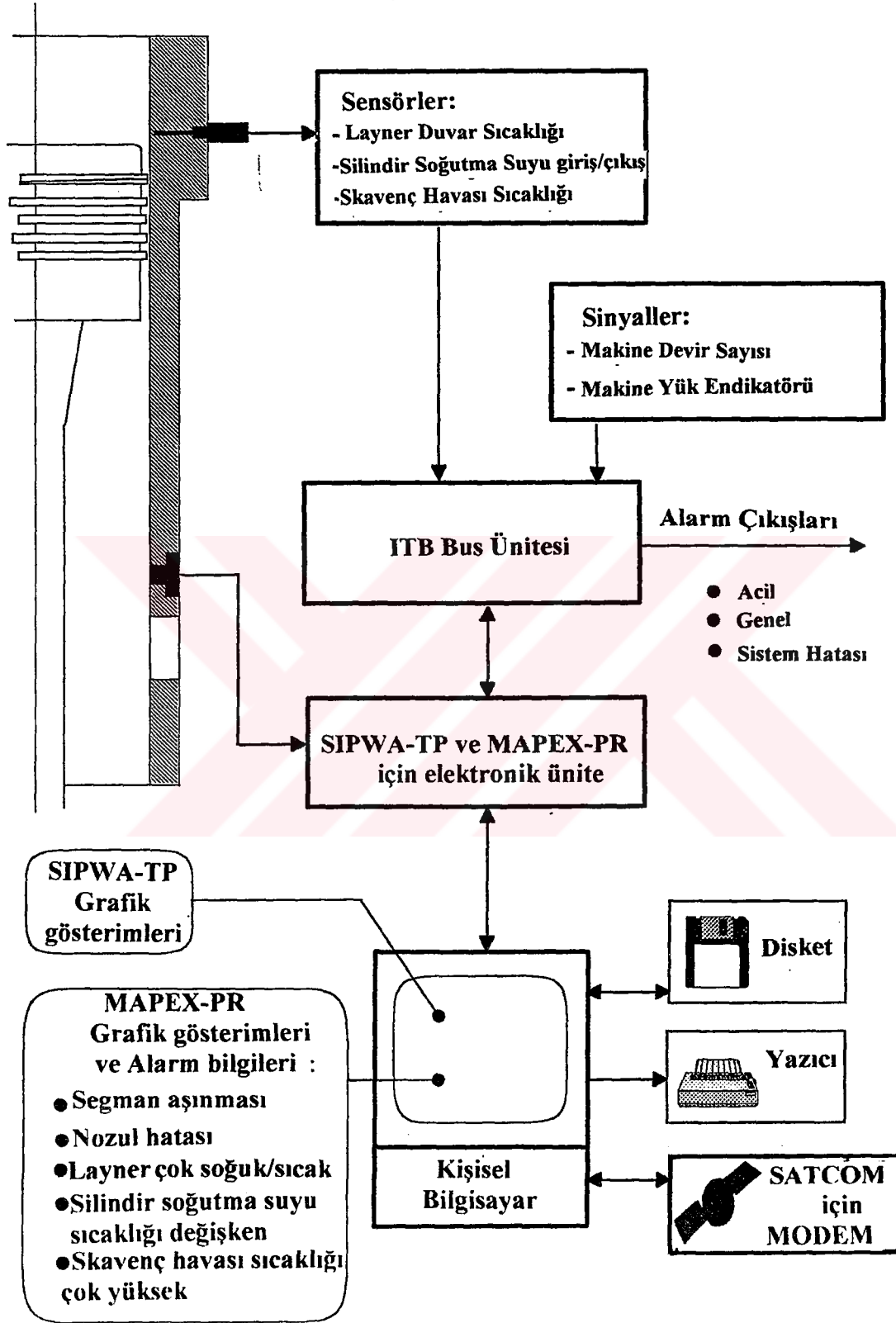
İki zamanlı Diesel makinalarda kullanılan SIPWA-TP sistemi sayesinde piston segmanlarının gerçek durumları hakkında istenildiği zaman bilgi sahibi olunabilmekte ve bu sayede yağlama yağı tüketimini optimize etmek ve de piston overholünü yalnızca ihtiyaç duyulduğu zaman gerçekleştirmek mümkün olmaktadır. SIPWA-TP sistemini tamamlayıcı bir sistem olarak New Sulzer Diesel firması tarafından geliştirilen MAPEX-PR (MONITORING AND MAINTENANCE PERFORMANCE ENHANCEMENT WITH EXPERT KNOWLEDGE-PISTON RUNNING RELIABILITY INDICATOR) sistemi sayesinde piston çalışma davranışı sürekli olarak gözlemlenebilmektedir. Bu sistemin ana hedefi;

- Silindir layneri üzerinde oluşan yağ filminin stabilitesini gözlemlemek,
- Piston segmanının sürtünmesinden veya segman sızdırmazlığının tam olarak sağlanamamasından ötürü silindir laynerinin yüzeyinde oluşan bölgesel sıcaklıklarının artışını algılayarak alarma geçmek,
- Silindir soğutma suyunun stabilitesini gözlemlemek ve gerekirse alarma geçmek,
- Hatalı yakıt püskürtme nozullarını keşfetmek,
- Skavenç havası sıcaklığını gözlemlemek ve gerekirse alarma geçmektir.

MAPEX-PR sisteminin donanımı kolaylıkla SIPWA-TP sisteminin elektronik ünitesi içine yerleştirilebilir. Her iki sisteminde programları aynı bilgisayar üzerinden işletilmekte ve elektronik ünitelerden bilgisayara gelen dataların naklide yalnızca bir iletişim hattı vasıtasıyla sağlanmaktadır. MAPEX-PR sistemi sekiz farklı alarm durumunu keşfedecek şekilde programlanmıştır. Ayrıca bilgisayar kapalıyken veya başka bir program çalıştırılmışken bile sistem hala aktif durumdadır. Çünkü bütün ölçülmüş datalar SEU elektronik ünitesi içersine depolanmış olup alarm sırasında tamamen bu ünite içindeki mikroprosesör tarafından kontrol edilmektedir. Sistem alarma geçtiğinde, alarm mesajı monitör üzerindeki bir pencere içinde belirlemekte ve alarm protokolüde arızanın tanımlanmasında ve o anda görevde olan mühendise ne yapması gerektiği konusunda yardımcı olmaktadır.

3.6.1 MAPEX-PR kavramı

SIPWA-TP sisteminin filozofisi MAPEX-PR sisteminin geliştirilmesine kılavuz olmuştur. (Şekil 3.19)



Şekil 3.19 MAPEX-PR ve SIPWA-TP sisteminin şematik gösterimi. (Svimbersky, 1994)

MAPEX-PR sisteminde kullanılan sensörler bir ITB (Intelligent Terminal Board) vasıtasıyla SEU' ya bağlanmaktadır. Bu, sensörlerin ITB vasıtasıyla beslendiği, sinyallerin ITB vasıtasıyla toplandığı, sensörlerin ITB bus vasıtasıyla gözlemlendiği (örneğin kısa devre, kablo kırılması vs.) ve SEU' ya ITB istasyonundan gelen kablo bağlantısının, yalnız tek koruyuculu iki-telli kablo kullandığı anlamına gelmektedir. Aşağıdaki sinyaller sistem içinde toplanmaktadır:

- Silindir laynerinin en üst kısmına yerleştirilmiş sensörler sayesinde her silindir için iki adet layner duvar sıcaklığı (Sıcaklık, layner çalışma yüzeyinin yaklaşık 10 mm altından ölçülmektedir. Sensörler, yay yüklü termokapıl dizayn sayesinde sıcaklık değişimlerini mümkün olduğunca çabuk farketmektedirler.)
- Makinanın girişinde ve çıkışında silindir soğutma suyu sıcaklığı
- Her hava soğutma işleminden (kuler) sonra skavenç havası sıcaklığı
- Makinanın devir sayısı
- Makine yük endikatörünün konumu

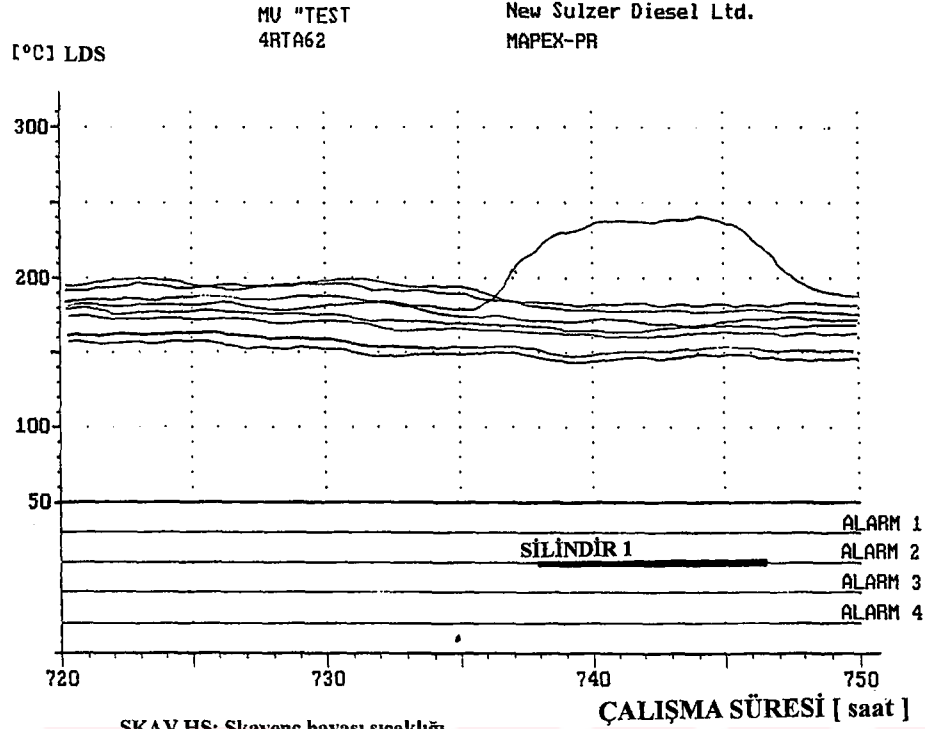
MAPEX-PR dataları farklı tablolar ve diyagramlar kullanılarak monitör üzerinden okunabilir ve çıkış alınabilir. Çok fazla sayıda data yaratıldığında, datalar uygun bir sıra içinde otomatik olarak SEU' dan bilgisayarın harddiskine aktarılır. Kaydedilmiş alarmlarda 'Alarm Protokolleri' nin içine depolanır. Ayrıca program, dataları, uydu iletişim sistemleri sayesinde gemiden karadaki ofise aktarabilmektedir.

3.6.2 MAPEX-PR datalarının grafik gösterimi

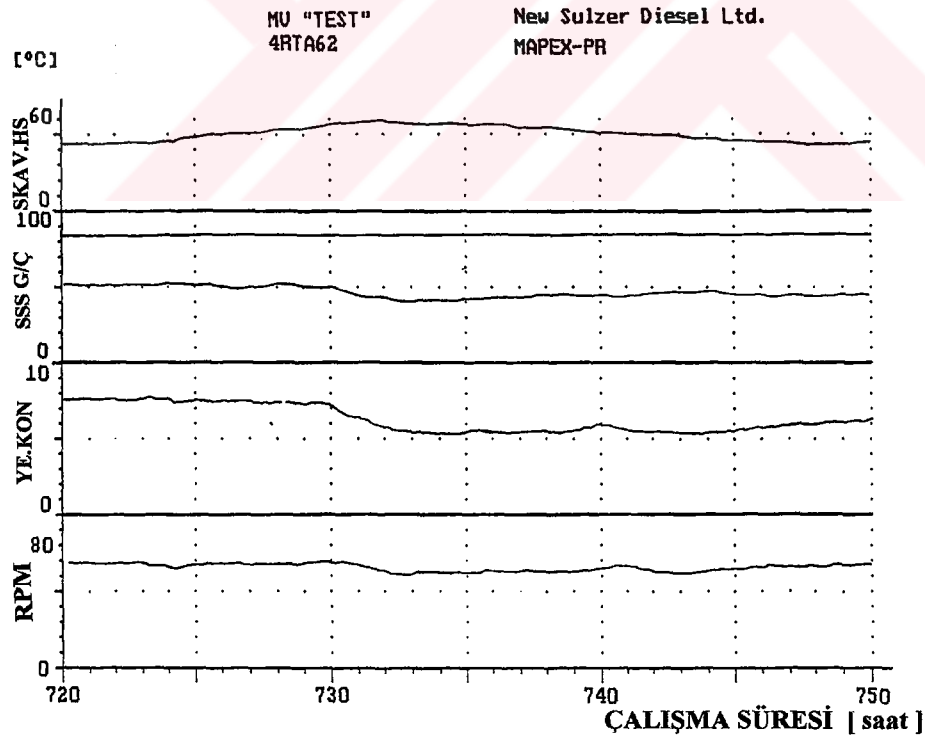
Grafik üzerinde standart zaman skalası 24 saat olarak ayarlanmaktadır. Ancak zaman eksenini zoomlanarak (1-4 saat) daha detaylı bir gösterimde elde edilebilmektedir. Şekil 3.20' den de görülebileceği gibi layner duvar sıcaklıklarının grafik gösterimiyle birlikte bütün alarm durumlarında grafik üzerinde belirtilmektedir. Ayrıca makine devir sayısı, yük endikatörünün konumu, silindir soğutma suyu sıcaklığı ve skavenç havası sıcaklığı gibi diğer makine datalarında ikinci grafik gösterimde belirtilmektedir.

3.6.3 Alarm fonksiyonları

Alarm fonksiyonları gerilimsiz röle-şalterlerine bağlanmış olup üç blok halinde gruplandırılmışlardır. Bunlar; en öncelikli alarmlar (Hemen müdahale edilmesi gerekir.), genel alarmlar (Bir parçanın veya sistemin bir arızasını gösterir. Örneğin, kırık bir yakıt nozulu ya da silindir soğutma suyu sıcaklık ayarı stabil değil vs.) ve sistem alarmlarıdır.



SKAV.HS: Skavenç havası sıcaklığı
 SSS G/Ç: Silindir soğutma suyu giriş/çıkış sıcaklıkları
 YE.KON: Yük endikatörünün konumu
 RPM: Makinanın dakikadaki devir sayısı
 LDS: Layner duvar sıcaklığı



Şekil 3.20 MAPEX-PR datalarının standart grafik gösterimi. (Svimbersky, 1994)

Sistem alarmlarına örnek olarakta elektronik sistem içindeki veya güç kaynağındaki arızaları veya kırılmış kabloları verebiliriz. Aşağıdaki alarmlar SEU içinde işleminden geçmektedir:

Alarm 1 : Aşırı sürtünme (Adhezyon) alarmı. Layner duvar sıcaklık sensörlerinden biri aşırı sürtünme algıladığında ortaya çıkar. Ancak segman boşluklarından gaz kaçması bu alarmı etkin duruma getirmez.

Alarm 2 : Aşırı sürtünme (Adhezyon) alarmı. Layner duvar sıcaklık sensörlerinin her ikisinde aşırı sürtünmeyi algıladığında ortaya çıkar.

Alarm 3 : Herhangi bir yükte veya devirde bütün silindirlerin layner duvar sıcaklıklarının ortalaması tahmin edilenden daha düşük veya daha yüksek olduğunda ortaya çıkar. Sebep: Makine, ya çok soğuk ya da çok sıcak laynerlerle çalışmaktadır. Bunun için soğutma sisteminin kontrol edilmesi gerekmektedir.

Alarm 4 : Bir layner duvar sıcaklığı, diğer laynerlerin duvar sıcaklıklarının ortalamasından farklı ise ortaya çıkar. Isı dağılımı düzensiz. Sebep: Yakıt nozulu uygun bir şekilde püskürtme yapmıyor olabilir.

Alarm 5 : Bir silindirden alınan her iki layner duvar sıcaklığı, diğer laynerlerin duvar sıcaklıklarının ortalamasından farklı ise ortaya çıkar. Bir silindir diğerleriyle mukayese edildiğinde ya çok sıcak ya da çok soğuk çalışmaktadır. Sebep: Soğutma suyu ya da yakıt püskürtme nozullarında problem var.

Alarm 6 : Silindir soğutma suyu çıkış sıcaklığı kabul edilemeyecek derecede değişmekte ise ortaya çıkar. Sebep: Sıcaklık ayarlama arızası ya da sistem düzeninde bir zayıflık söz konusudur

Alarm 7 : Bir ya da daha fazla hava soğutma işleminden (kuler) sonra bile skavenç havası sıcaklığının çok fazla olması durumunda ortaya çıkar. Bu da çok fazla nemin silindir içine kaçtığı anlamına gelir. (Bu nemin, silindir yağlama yağının bozulması, laynerin korozyona uğraması gibi negatif tesirleri vardır.) Sebep: Kirli kuler ya da soğutma suyu akışı manuel olarak azaltılmış.

Alarm 8 : Sistem hatası olduğunda ortaya çıkar. SEU içinde güç kaybı olup olmadığı, programın kırılıp kırılmadığı, ITB bus' ın bir ya da daha fazla modülünün işleyip işlemediği ve bağlantıları ile sensörlere giden kablolarda kırılma olup olmadığı kontrol edilmelidir.

4. YAĞLAMA

İki yüzey arasına birbirlerine dokunmaksızın hareket edebilmelerini sağlamak için, basınç altında yağ verilmesine «yağlama» denir. Bir Diesel makina, endike ısı verim kullanılan malzeme ve işçilik bakımından ne kadar iyi bir biçimde dizayn edilirse edilsin, eğer hareketli parçaların yağlanmasına gerekli önem verilmezse, ağır aşınmalar oluşur ve makinenin servis ömrü azalır. Günümüzde yağlama yağı, motor imalatçıları tarafından yakıt gibi bir işletme maddesi olmaktan çok bir konstrüksiyon elemanı olarak düşünülmektedir. Bu bakımdan diesel motorların gelişiminde yağlama teknolojisi çok önemli bir yer kaplamaktadır. Sürtünme yüzeyleri arasına verilen yağlama yağının oluşturduğu katmana «yağ filmi» adı verilir. Bir Diesel makinenin başarılı bir biçimde çalıştırılması onun hareketli ve hareketsiz parçaları arasında bu yağ filmine bağlıdır. Tüm yağlama yağları, metal yüzeyler üzerine yayılacak ve ona yapışacak özellikte olduklarından hareketli parçalar arasında, örneğin yatak ile jurnali veya silindir ile piston arasında olduğu gibi, çok ince bir yağ filmi oluştururlar. Yağ filminin kalınlığına bağlı olarak, metal yüzeyler arasındaki dokunma ya azalır veya tümüyle yok edilir. Eğer eş çalışan bu yüzeyler bir yağlayıcı tarafından birbirinden tamamen ayrılırsa «Akıcı Film Yağlaması» ortaya çıkar. Uygulanan yük, film içinde oluşan basınç ile viskoz akıcının kesme gerilmesinden doğan harekete karşı oluşturduğu sürtünme direnci tarafından karşılanır. Oysa metal metale dokunma yok edilse bile, değişken karakterli bazı dirençler, yüzeylerin birbirleri üzerinde kayması nedeniyle yok edilmeyecektir. Bu durumda yüzeylerin girinti ve çıkıntıları arasında bulunan ve metal yüzeylere yapışmış olan yağ partikülleri diğer metal yüzeye yapışmak isteyeceklerdir. Buna «Akışkanın Sürtünmesi» denir.

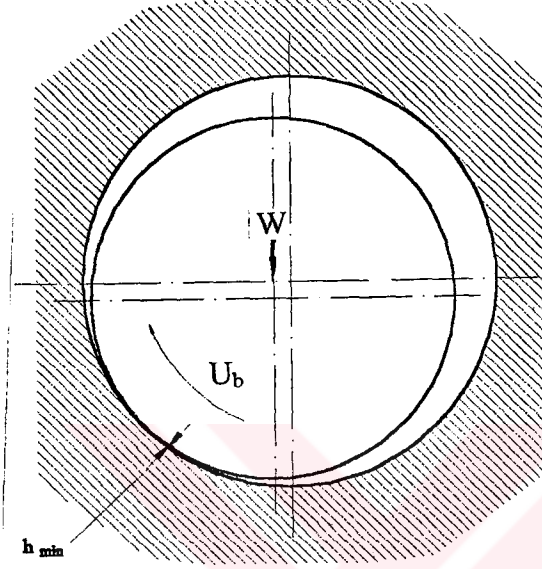
4.1 Yağlama Rejimleri

Bir Diesel makinada yağlanan yüzeyler arasındaki sürtünmeyi ve yağlayıcı ile bu yüzeyler arasındaki fiziksel ve kimyasal etkileşimleri anlamak için dört farklı yağlama rejiminden söz etmek gerekir.

4.1.1 Hidrodinamik yağlama

Birbirine geometrik açıdan çok iyi uyum sağlayan yüzeylere «Uyumlu Yüzeyler» denir. (Şekil 4.2) Hidrodinamik yağlama, genel olarak uyumlu yüzeylerle tanımlanır. Uyumlu yüzeylerde oluşan yük oldukça geniş bir alana dağılır. Örneğin bir jurnal yatağının yağlama alanı, $2\pi \times \text{Yarıçap} \times \text{Boy}$ dur. Hidrodinamik yağlanmış bir jurnal yada sırası

yatağında pozitif bir basınç oluşur. Çünkü yatak yüzeyleri birbirine yaklaşır. Oluşan basıncın büyüklüğü, genellikle yüzeylerde önemli bir elastik deformasyona neden olacak kadar büyük değildir. (Şekil 4.1)' de görülen hidrodinamik yağlanmış bir yatak içindeki minimum film kalınlığı h_{min} , yük W , en alt yüzeyin hızı U_b , yağlayıcının viskozitesi μ ve geometrinin (R_x ve R_y) bir fonksiyonudur.



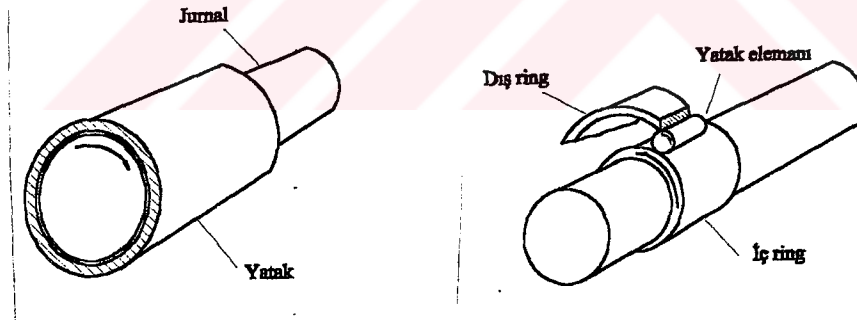
Uyumlu Yüzeyler

$$P_{max} \approx 5 \text{ Mpa}$$

$$h_{min} = f(W, U_b, \mu, R_x, R_y) > 1 \mu\text{m}$$

Elastik tesir yok.

Şekil 4.1 Hidrodinamik yağlamanın karakteristikleri. (Hamrock, 1994)



Uyumlu yüzeyler

Uyumsuz yüzeyler

Şekil 4.2 Uyumlu ve uyumsuz yüzeyler. (Hamrock ve Anderson, 1983)

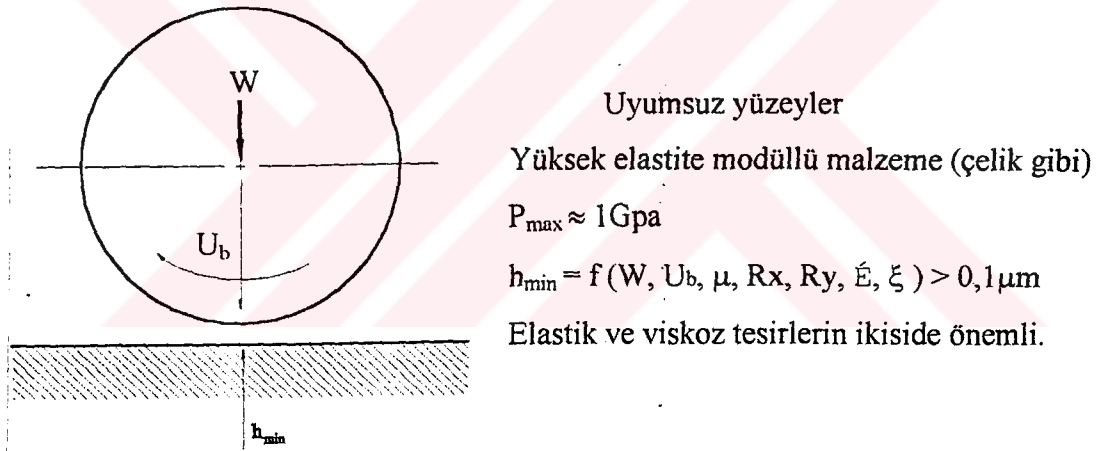
Kayma hareketinde, minimum film kalınlığı h_{min} , U_b ve W' nin bir fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi verilebilir.

$$(h_{min})_{HY} \approx \left(\frac{U_b}{W} \right)^{1/2} \quad (4.1)$$

h_{min} ' un değeri normalde $1\mu m$ ' yi geçer. Hidrodinamik yağlamada oluşan film kalınlığı karşılıklı katı yüzeylerin birbirine temas etmesini engelleyerek düşük sürtünme ve aşınmaya karşı yüksek direnç sağlaması nedeniyle, yağlamanın ideal şeklidir.

4.1.2 Elastohidrodinamik yağlama

Elastohidrodinamik yağlama, hidrodinamik yağlamanın bir şekli olup, yağlanmış yüzeylerde elastik deformasyon riski söz konusu olduğunda önem kazanır. Bu yağlama genellikle uyumsuz yüzeylerde uygulanır. (Şekil 4.2) Uyumsuz yüzeylere örnek olarak kemler ve kem takipçileri ile rulmanlı yatakları verebiliriz. Yüksek elastite modülüne sahip malzemelerde uygulanan elastohidrodinamik yağlamaya «Sert EHY» denir. Bu tip yağlamada, elastik deformasyon ve basınç-viskozite tesirleri eşit derecede önemlidir. Elastohidrodinamik yağlanmış yüzeyler arasındaki minimum film kalınlığı h_{min} , hidrodinamik yağlamada etkili olan parametrelerinde bir fonksiyon olup, ayrıca efektif elastite modülü ($\acute{E}$) ve yağlayıcının basınç-viskozite katsayısından da (ξ) etkilenir.



Şekil 4.3 Sert EHY' nin karakteristikleri. (Hamrock, 1994)

$$\acute{E} = \frac{2}{\frac{1 - \nu_a^2}{E_a} + \frac{1 - \nu_b^2}{E_b}} \quad (4.2)$$

Sert EHY' da, h_{min} ' la yük ve hız arasındaki ilişki aşağıdaki gibidir. (Hamrock ve Dowson 1977)

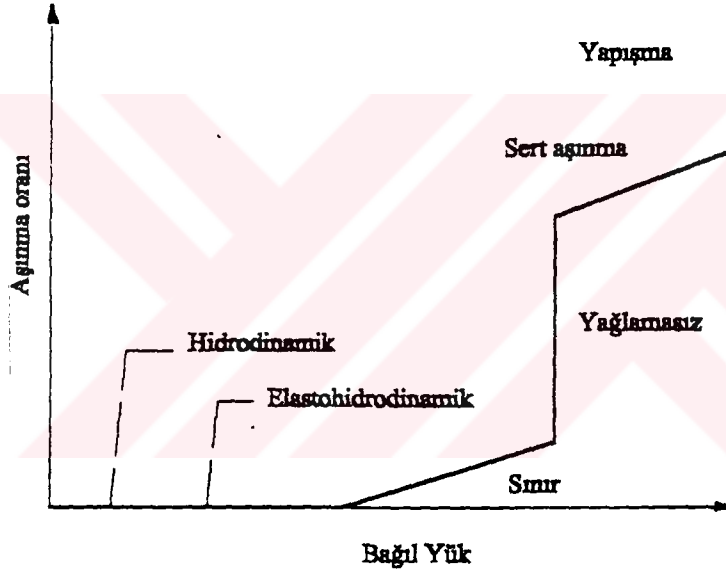
$$(h_{min})_{SEHY} \cong W^{-0.073} \quad (4.3)$$

$$(h_{min})_{SEHY} \cong U_b^{-0.68} \quad (4.4)$$

Sert EHY' nin sonuçlarıyla hidrokinamik yağlanmanın sonuçları karşılaştırıldığında, yükün film kalınlığına, Sert EHY' da biraz oysaki hidrokinamik yağlamada daha fazla (yaklaşık yedi kat) tesir ettiğı görölmektedir. Ayrıca Sert EHY' da ortalama hızın üssü, HY' ya nazaran biraz daha büyüktür.

4.1.3 Sınır yağlama

Sınır yağlamada, yüzeyler yağlayıcı tarafından ayrılmadığından akıcı film tesirleri önemsenmez ve yüzeyler arasında büyük bir pürüzlü etkileşim ortaya çıkar. Bu pürüzlü etkileşimin derecesi ve aşınma oranı yük arttıkça artmaktadır. Sınır yağlamadan, yağlamasız duruma geçişte aşınma oranında kesin bir değişim göze çarpar. Oysaki Şekil 4.4' den de görülebileceğı gibi EHY rejimlerinde pürüzlü temas olmadığından aşınma ya çok küçüktür yada hiç görölmez.



Şekil 4.4 Aşınma oranının yağlama rejimlerine göre değişimi. Beerbower (1972).

Yağlamasız rejimde, bağıl yükün artmasıyla, aşınma oranı, yapışma oluşana ve de makine parçaları çalışmayacak hale gelene kadar artar. Sınır yağlamada yüzey film kalınlığı, moleküler ölçüye bağılı olarak 1 ile 10 nm arasında değişir.

4.1.4 Kısmi (Karışık) yağlama

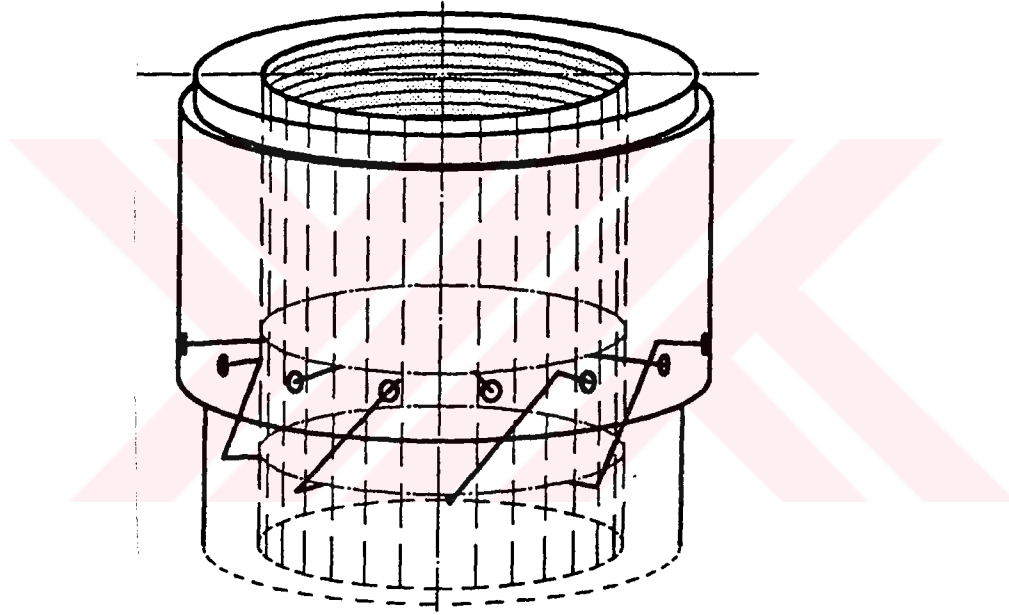
Elastohidrokinamik yağlanmış makina parçalarında oluşan basınç ya da çalışma hızları çok düşük ise yağlayıcı film, yüzeyler üzerindeki çıkıntılar arasında bazı temaslar oluşmasına müsade edecek ve böylece de kısmi yağlama meydana gelecektir. Bu yağlama rejimi, sınır ve akıcı film tesirlerinin bileşiminin kontrolü altındadır. Kısmi yağlamada ortalama film kalınlığı $1\mu\text{m}$ ' den az, $0.01\mu\text{m}$ ' den çoktur.

4.2 Diesel Makinalarda Silindir Yağlama Teknolojisindeki Yenilikler

İki zamanlı, düşük devirli, uzun stroklu ve kroshedli Diesel makinalarda silindirlerin yağlanması ayrı bir sistem tarafından gerçekleştirilmektedir. Düşük bir yağ besleme oranıyla düşük bir aşınma oranını hedeflemek açısından silindir laynerinin çalışma yüzeyi üzerindeki yağlama yağının dağılımı büyük önem taşımaktadır.

4.2.1 İki zamanlı Diesel makinalarda çok-seviyeli silindir yağlama sistemi

Sulzer firması tarafından geliştirilmiş olan çok-seviyeli yağlama sistemi sayesinde laynerin çalışma yüzeyi üzerindeki yağlama yağının dağılımında önemli gelişmeler kaydedilmiştir. Bu sistemde (Şekil 4.5) layner içine çepeçevre iki sıra yağlama kanalı ile bu kanalların içine yağlama delikleri açılmıştır.

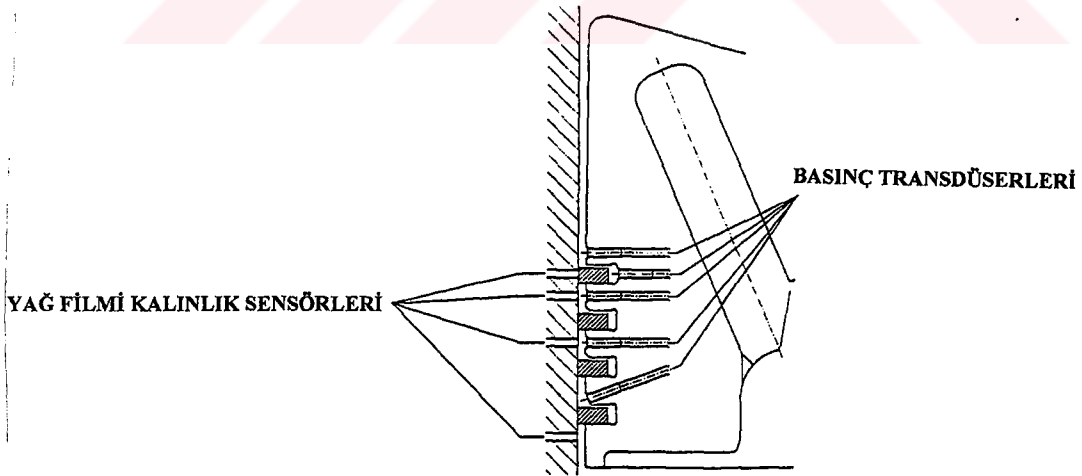


Şekil 4.5 Çok-seviyeli yağlama sistemi ile silindir laynerinin yağlanması (New Sulzer Diesel Ltd, 1992)

Bu sistemin avantajlarını aşağıdaki gibi özetleyebiliriz:

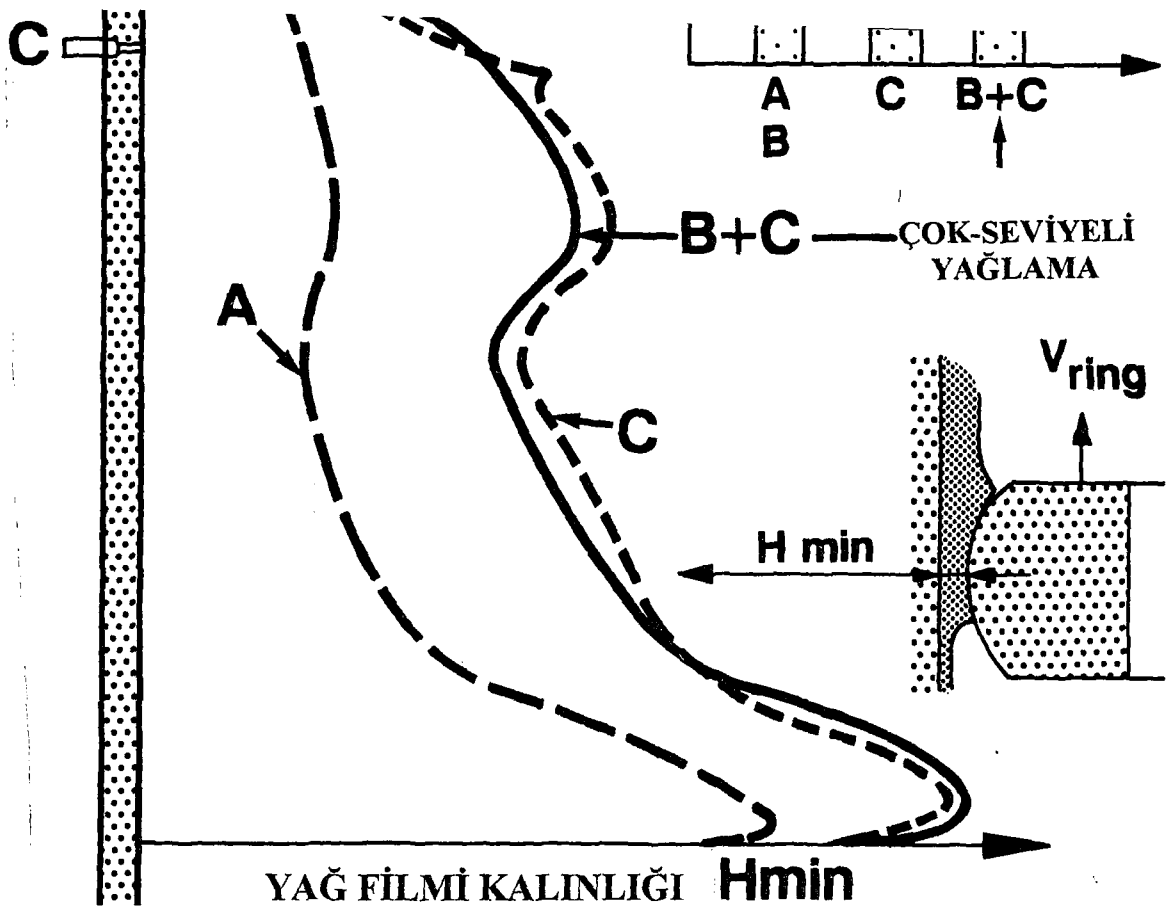
- Silindir layneri ve piston segmanı arasında daha büyük bir yağ filmi kalınlığı oluşmakta bu da layneri, adhezif ve abrazif aşınmaya karşı korumaktadır.
- Üst sıradaki yağlama delikleri sayesinde ÜÖN bölgesi içinde oluşan yüksek yağ tazeleme oranları (Fakirleşmemiş alkaliniteye sahip taze yağ), oluşan korozif yanma ürünlerini nötralize edebilmektedir.
- Yağlama deliklerinin sayısının eski tek-seviyeli yağlama sistemindeki iki katı olması, layner çalışma yüzeyi üzerinde daha iyi bir yağ dağılımı sağladığı gibi düzensiz aşınma örneklerine karşıda daha iyi bir koruma sağlamaktadır.

Çok-seviyeli yağlama sisteminin bir özelliği de tek-seviyeli yağlama sisteminin ihtiyaç duyduğu yağ besleme oranından daha fazla bir orana ihtiyaç duymaması hatta tam tersine eski sisteme nazaran daha iyi bir tasarruf imkânında sağlamasıdır. Silindir layner yağlama deliklerinin konumu ve her yağlama deliğine gönderilen yağ miktarı; oluşacak yağ filminin formuna, layner çalışma yüzeyinin komple yağlanmasına ve korozyif yanma ürünlerinin nötralize edilmesine tesir etmektedir. Bu maksatla Sulzer firması, piston segmanları ve silindir layneri arasındaki yağlama şartlarını daha iyi anlayabilmek için LUB adlı bir bilgisayar programı geliştirmiştir. Bu program sayesinde piston segmanının stroğu boyunca oluşan yağ filmi kalınlıkları ve yağ tazeleme oranları; makine yükünün, yağ besleme oranının (Silindir lubrikatörlerinin yük-bağımlı çıkış karakteristiklerine göre), yağlama zamanlamasının ve yağlama deliklerinin konumunun fonksiyonları olarak hesap edilebilmektedir. Ayrıca Sulzer son zamanlarda piston-segman davranışı hakkında daha fazla bilgi sahibi olmak için bir takım testler yapmaktadır. Şekil 4.6' dan da görülebileceği gibi Sulzer, 4 RTA 58T tipi Diesel test makinasının pistonlarından birine basınç transdüserleri ve yağ filmi kalınlık sensörleri yerleştirmiştir. Basınç transdüserleri sayesinde segmanların üstünde, altında ve arasında oluşan basınçlar strok boyunca ölçülebilmektedirler. Layner içine yerleştirilmiş sensörler sayesinde de segman ve layner arasındaki yağ filmi kalınlıkları ölçülebilmektedir.



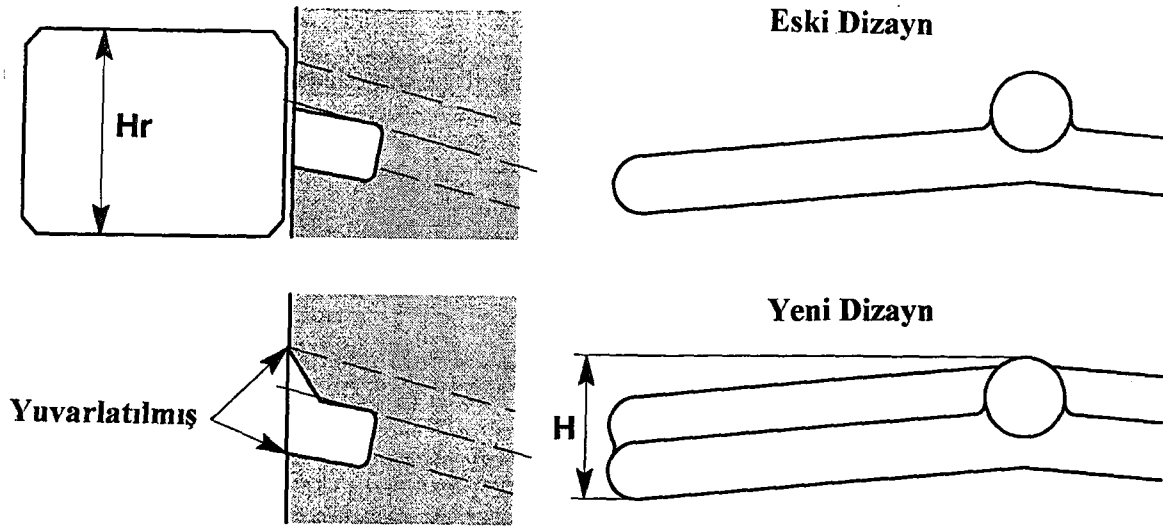
Şekil 4.6 4 RTA 48T test makinasının pistonuna yerleştirilmiş basınç transdüserleri ve yağ filmi kalınlık sensörleri. (Mikulicic, 1996)

Çok-seviyeli yağlama sisteminin gelişimine büyük bir katkı sağlamış olan LUB bilgisayar programı kullanılarak Şekil 4.7' den de görülebileceği gibi A ya da C' deki tek-seviyeli yağlamayla, B+C' de ki çok-seviyeli yağlamayı karşılaştırdığımızda, çok-seviyeli



Şekil 4.7 Çok-seviyeli ve tek-seviyeli yağlamada strok boyunca yağ filmi kalınlığının yağ besleme oranıyla değişimi ve ÜÖN civarındaki yağ tazeleme oranları (Sulzer Brothers Ltd, 1988)

Çok-seviyeli yağlama sistemindeki son yeniliklerden bir tanesinde yağlama yağı kanallarının genişletilmesidir. Böylelikle layner çalışma yüzeyi üzerinde daha iyi bir yağlama yağı dağılımı sağlanmıştır. Şekil 4.8' den de görülebileceği gibi kanalların yüksekliği H , her halikarda piston segmanının yüksekliği H_r den daha küçük olduğundan kanalların içinden bir gaz kaçağı oluşumu ihtimalide ortadan kalkmıştır.



Şekil 4.8 Eski ve genişletilmiş yeni layner yağlama yağ kanalları (New Sulzer Diesel Ltd, 1996)

4.2.2 Silindir yağlama sistemini oluşturan elemanlar

Bir Diesel makinada silindir laynerinin aşınması özellikle ilk hareket ve yük değişimleri esnasında olduğundan, bu gibi durumlarda silindir yağ dozajını yükseltmek yıllardan beri standart bir uygulama olmuştur. Bu ekstra yağlama, silindir lubrikatörleri üzerindeki yağ miktar ayar bağlantısının kolu döndürülmek suretiyle manuel olarak gerçekleştirilebilir. Ancak bu yöntem özellikle insansız makine dairelerinde açık bir risk olup şayet gerektiğinde ekstra yağ verilemezse bu silindir laynerinin aşınmasına, makine üzerindeki fazla yük kalktığında verilen ekstra yağ kesilmezse bu da silindir yağı tüketiminin artmasına neden olur. Bu nedenle günümüzde Diesel makinalarda otomatik yağlama sistemleri kullanılmaktadır.

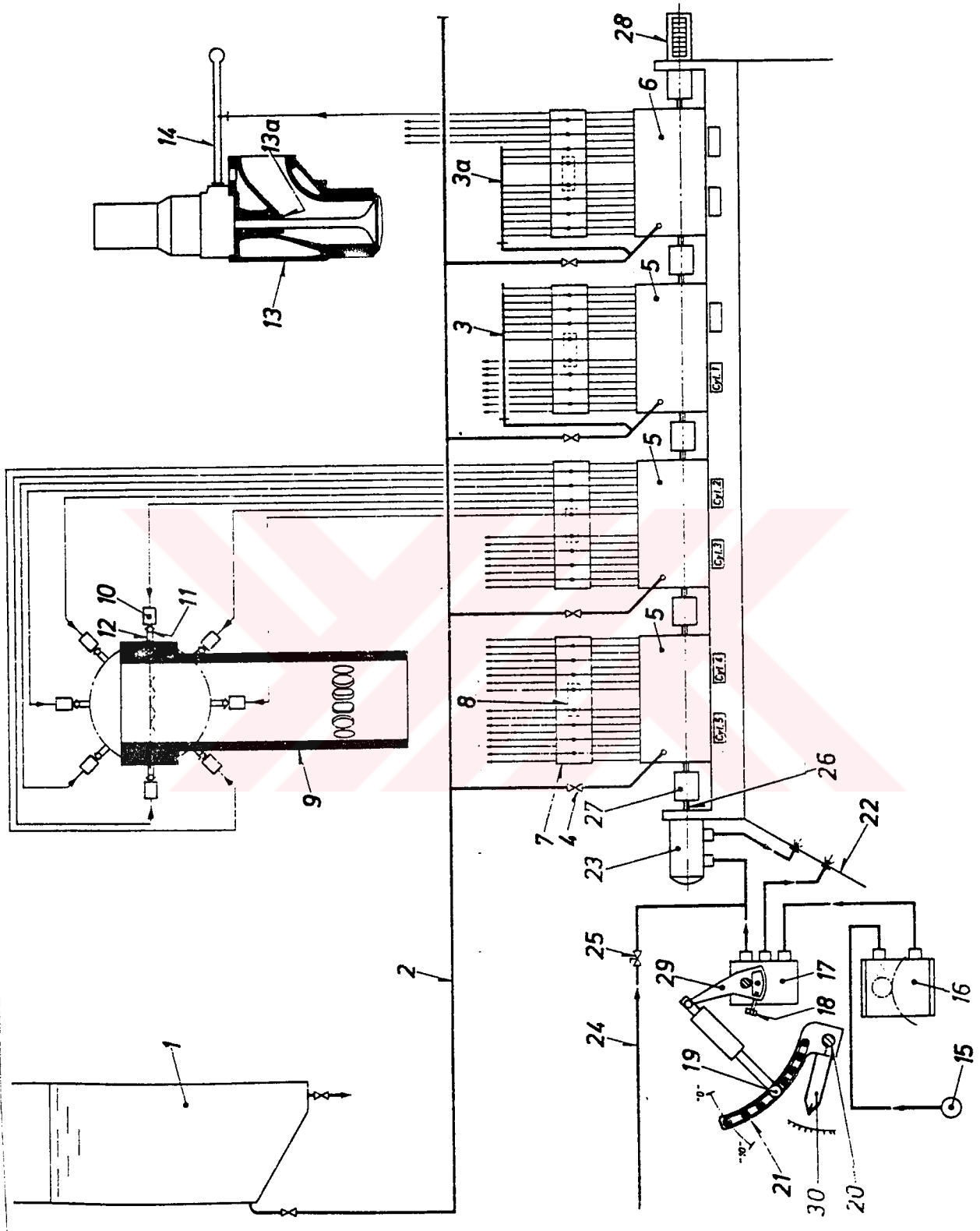
4.2.2.1 Silindir yağlama pompaları

Günümüzde piyasada çok çeşitli pompa türleri bulunmakla beraber fonksiyonları açısından aralarında çok küçük farklılıklar bulunmaktadır. Şekil 4.9' da görülen silindir yağlama sisteminde kullanılan yağ pompaları IVO firması tarafından imal edilmiştir. Bu sistem, 5 silindirli, iki zamanlı bir Diesel makinanın silindirlerinin ve egzost valf şaftlarının yağlanmasını sağlamaktadır. Ancak bu sistemde egzost valf millerinin yağlanmasında kullanılan pompa dışardan bakıldığında silindir yağlama pompaları ile aynı boyutta gözükmeyle birlikte aslında onun içindeki dağıtım pompaları daha küçük bir çapa sahiptir. Ayrıca egzost valfleri, silindir layner yağlaması için gerekli yağ miktarından daha az bir miktara ihtiyaç duyduklarından iç pompa sürücüsünün hız oranıda farklı olmaktadır. Altı

silindire kadar bir Diesel makine yalnız volan tarafına monte edilmiş bir pompa grubuna ihtiyaç duyar. Yedi silindir ve üstünde ise pompalar iki grup olarak düzenlenir. Birinci grup yine volan tarafına ikinci grup ise volan tarafının tam zıttı olan makinanın serbest tarafına yerleştirilir. Her halikarda egzost valfinin yağlanması için tek bir pompaya ihtiyaç duyulmakta olup bu pompa da makinanın volan tarafına ve silindir yağlama pompalarının en sağ başına yerleştirilmektedir. Şekil 4.9' da ki silindir yağlama sistemini oluşturan elemanlar;

1 Silindir yağlama yağı tankı	16 Yağ dişli pompası
2 Dağıtım borusu	17 Akış ayar valfi
3,3a Geri dönüş borusu	18 Hidrolik motorun minimum hız ayar civatası
4 Kapama valfi	19 Ayar düğmesi
5 Silindir yağlama pompası	20 Ara ayar şaftı (Yakıt pompası ayar şaftı)
6 Egzost valfi yağlama pompası	21 Ayar kolu
7 Yağ akış kontrolü	22 Krankkeys
8 Gözlem cihazı	23 Hidrolik motor
9 Silindir layneri	24 Kroshed yatak yağlama sisteminden gelen boru
10 Akümülatör	25 Ön ve sonraki yağlama için valf
11 Geri döndürmez valf	26 Pompa sürücü şaftı
12 Yağlama delikleri	27 Kaplin
13 Egzost valfi	28 Strok sayıcı
13a Sübap gaydı	29 Manivela
14 Hava yayına giden besleme borusu	30 Yük endikatörü

Bu sistemde pompalar hidrolik olarak tahrik edilmektedir. Dişli pompa (16), makine yatak yağlama sistemine bağlıdır. Bu pompa, akış ayar valfi (17) vasıtasıyla yüksek basınçta, yağı hidrolik motora (23) basar. Akış ayar valfi, orta ayar şaftına (yakıt pompası ayar şaftı) (20) bir manivela (29) ile bağlıdır. Akış ayar valfi, makine yüküne bağlı olarak hidrolik motora giden yağ miktarını kontrol etmektedir.

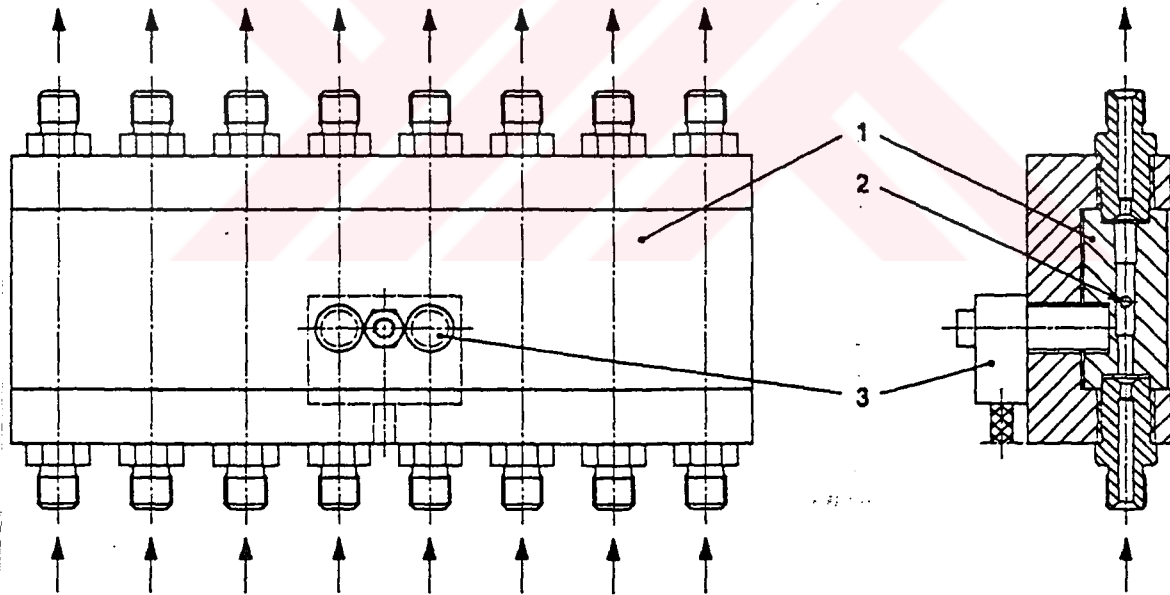


Şekil 4.9 Beş silindirli, iki zamanlı bir Diesel makinanın silindir yağlama sistemi
(New Sulzer Diesel Ltd, 1994)

Bu da pompa sürücü şaftının (26) hızı ile birlikte yağlama pompaları tarafından birim zamanda basılan yağ miktarını saptamaktadır. Silindir yağlama yağı sisteminde her silindir yağlama pompası borular vasıtasıyla yağlama tankına (1) bağlıdır. Pompalar daima dolu ve düşük statik basınç altındadırlar. Her pompanın 16 dağıtım noktası vardır (Çok-seviyeli yağlama için 8 alt ve 8 üst). Yağlama deliklerinin dışına takılan akümülatörler, pompalar tarafından basılan yağı, yağlama noktalarından silindir layneri içindeki yağlama kanallarına basarlar. Egzost valf şaftının yağlanması ise egzost valf yağlama pompasından çıkan bir boru vasıtasıyla yağın, hava yayı (14) odasından geçerek egzost sübap gaydına (13a) ulaştırılması sayesinde gerçekleştirilir.

4.2.2.2 Yağ akış kontrolü

Yağ akış-kontrol cihazları pompaların üzerine yerleştirilir (Şekil 4.10). Çalışma esnasında çelik bilyeler (2) pompa içindeki yağın ritminden ötürü yükselir ve havada kalırlar. Şayet bir pompalama hatası olursa bilye tekrar yuvasına oturur. Bu durumda her pompa için iki adet çelik bilyenin hareketini gözlemleyen gözlem cihazı (3) alarm vermeye başlar.

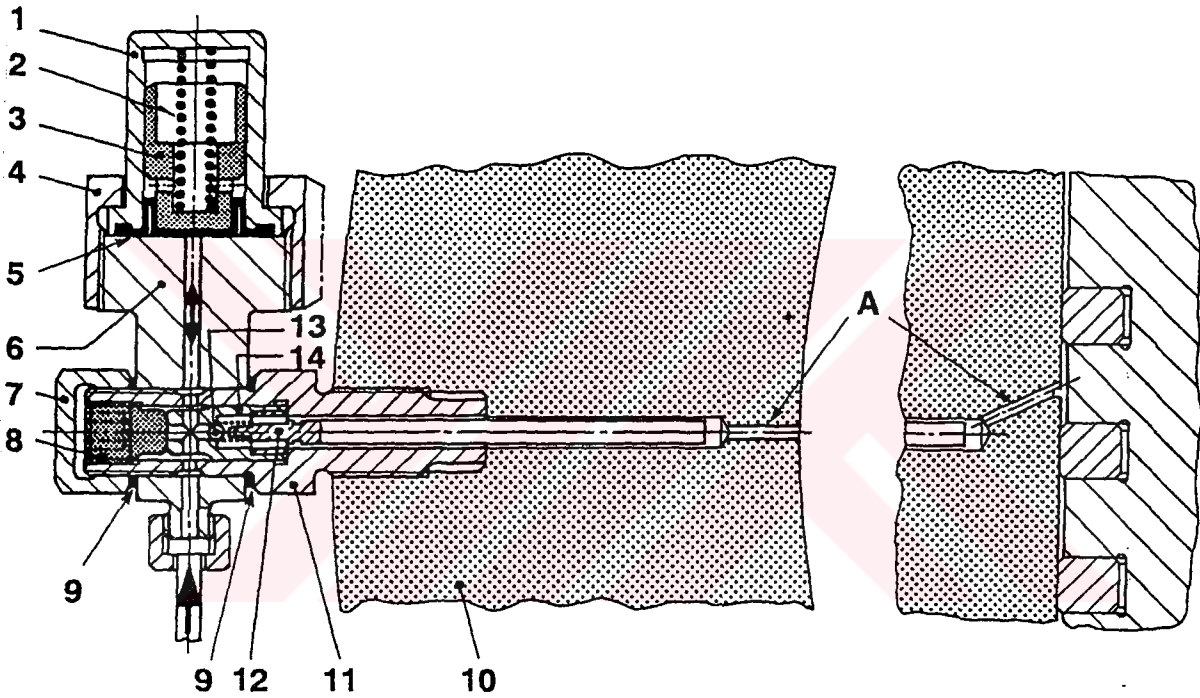


Şekil 4.10 Yağ akış kontrol cihazı (New Sulzer Diesel Ltd, 1994)

- 1 Pleksiglas (Hafif saydam) kutu
- 2 Çelik bilye
- 3 Gözlem cihazı

4.2.2.3 Akümülatör

Silindir yağlama sisteminin bir parçası olan ve yağlama deliklerinin dışına takılan akümülatörler, pompalar tarafından basılan yağı, yağlama noktalarından layner içindeki yağlama kanallarına basarlar (Şekil 4.11). Bu kesit resminde; Silindir (1), Yay (2), Piston (3), Kapak somun (4), Diyafram (5), Muhafaza (6), Kapak somun (7), Destek civatası (8), Bakır sızdırmazlık segmanları (9), Silindir layneri (10), Yağlama kuvili (11), Doldurma pini (12), Çelik bilye (13) ve Geri döndürmez valf yuvası (14) ile numaralandırılmıştır. Yağlama yağı bağlantısı da A ile gösterilmiştir.

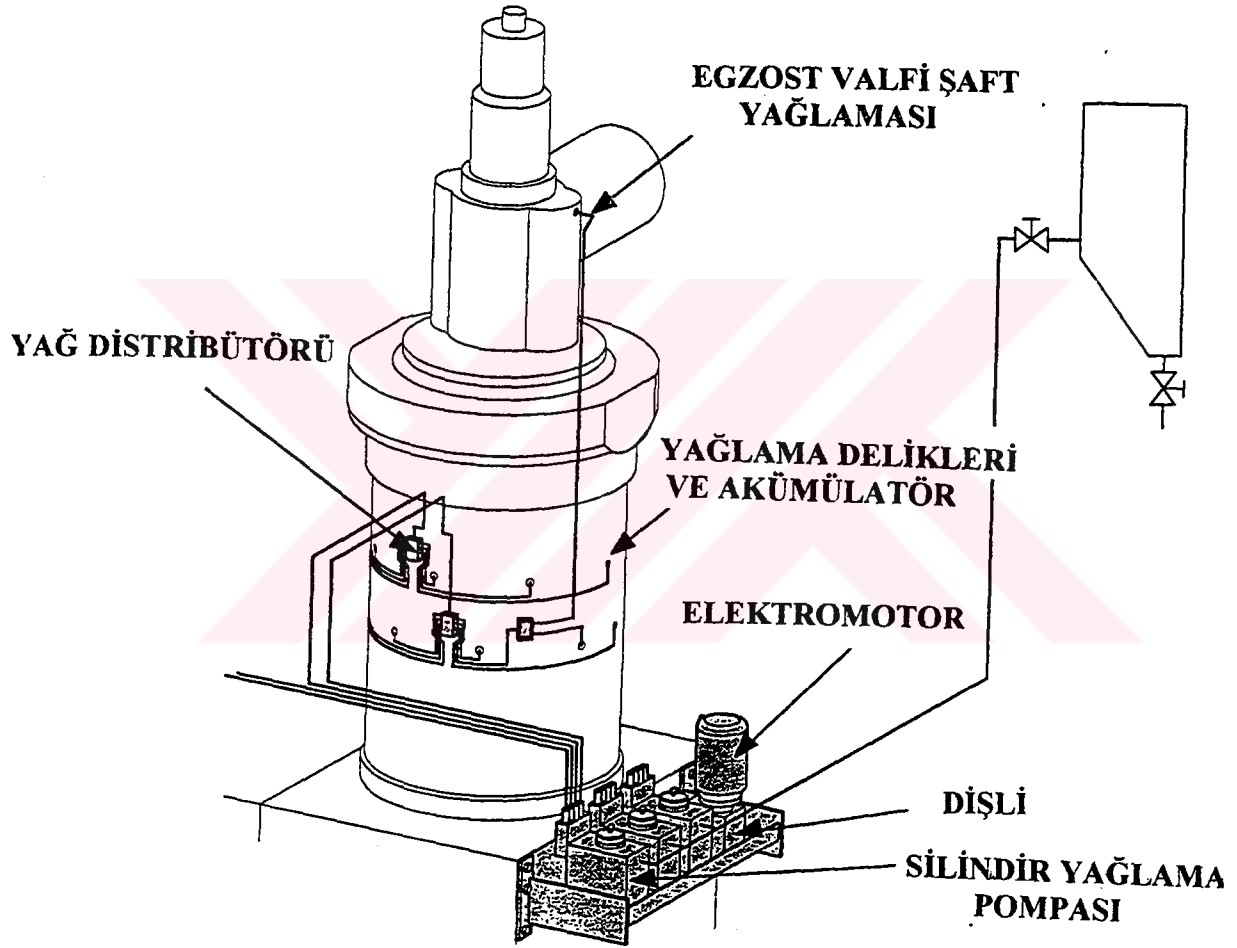


Şekil 4.11 Akümülatör ve yağlama deliklerinin kesit resmi (New Sulzer Diesel Ltd, 1996)

Akümülatörün çalışma prensibi şu şekildedir: Akümülatör muhafazasının (6) içinde bulunan akümülatör pistonunun (3) sızdırmazlığı diyafram (5) tarafından sağlanmaktadır. Akümülatör içine giren yağ, basıncından ötürü yayı (2) yukarı doğru bastırır. Bu nedenle sistem içinde bir basınç oluşur. Oluşan bu basınç, makinanın şarj havası basıncından biraz daha yüksektir. Silindir layneri (10) içindeki gaz basıncı, yağlama noktasında, akümülatör basıncının altına düştüğünde, yağ silindirlere akar. Yağlama noktasındaki gaz basıncı tekrar akümülatör basıncından yüksek olduğunda yağlama kesilir ve geri döndürmez valf (15) kapanır.

4.2.3 Silindir yağlama sistemindeki en son yenilikler

New Sulzer Diesel firması tarafından yeni geliştirilen RTA-T tipi Diesel makinalarda çok-seviyeli yağlama sistemi kullanılmakla birlikte yapılan en büyük yenilik silindir yağlama pompalarının frekans kontrollü bir elektrik motoru tarafından tahrik edilmesidir. Örneğin 6 silindirli bir Diesel makinanın yağlama sistemi Şekil 4.12' den de görülebileceği gibi bir elektrik motoru, küçük kademeli bir dişli ile üzerlerine yağ akış kontrol cihazları da yerleştirilmiş olan üç adet yağlama pompasından oluşmaktadır.



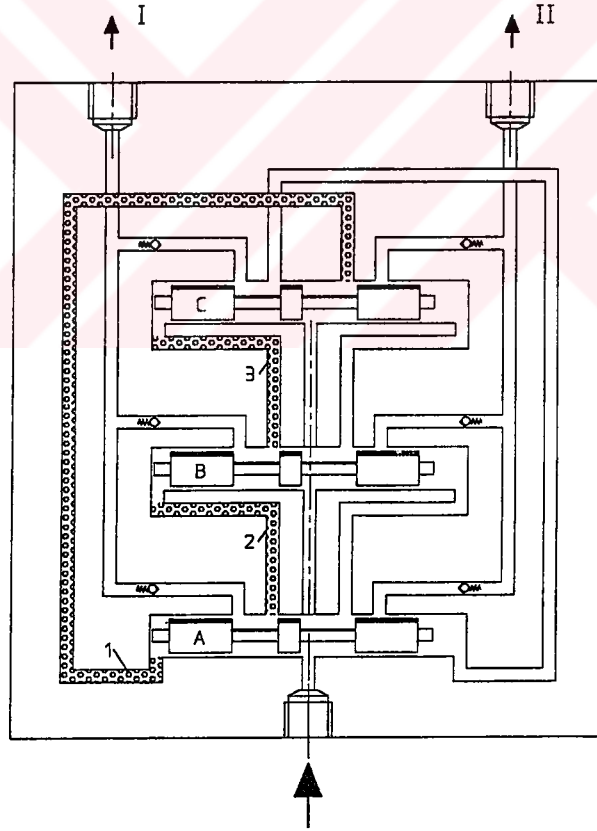
Şekil 4.12 Altı silindirli, iki zamanlı RTA-T tipi Diesel makinede kullanılan yeni silindir yağlama sistemi. (Brunner, 1996)

Daha önceki sistemde olduğu gibi bu sistemde de bir yağlama pompası iki silindire hizmet etmektedir. Silindir başına yalnız iki akış borusu olup çok-seviyeli yağlamada biri üst diğeri de alt yağlama için kullanılmaktadır. Bu sistemde silindir layneri üzerine monte edilen yağ distribütörleri yağı, farklı yağ akümülatörlerine dağıtırlar. Bu çözümle daha az boru devresine ihtiyaç duyulur. Ayrıca bu sistemdeki bir başka yenilikte eski sistemde

olduğu gibi egzost valf şaftlarının yağlanması için ayrıca bir pompaya ihtiyaç duyulmamasıdır. Bu görevi yeni sistemde yağ distribütörleri üstlenmektedir. Ayrıca bu sistemde silindir yağlama yağı besleme oranı makine yüküne göre ayarlanmakta olup makine şartlarına bağlı olarak gerekli ayarlamalar makine kontrol sistemi içindeki yazılım kullanılarak kolaylıkla yapılabilmektedir. Bu silindir yağlama sistemi İsviçre-Winterthur'da ki Sulzer araştırma merkezinde 4 RTA 58T tipi test makinasında yaklaşık 400 saat çalıştırılmış olup ayrıca Japonya-Aioi'de ki Diesel United firmasının ürettiği ilk 6 ve 7 RTA 48T tipi makinaların test denemelerinde de çok iyi sonuçlar alınmıştır.

4.2.3.1 Yağ distribütörü

Joseph Vögele AG firması tarafından geliştirilmiş olan yağ distribütörleri vasıtasıyla yağ, silindir layner üzerindeki farklı yağ akümülatörlerine dağıtılır. Şekil 4.13' de çalışma şeması verilen BVK 1/02/2 tipi distribütör dakikada 200 cm^3 yağı iki çıkışa (I ve II) vermektedir.



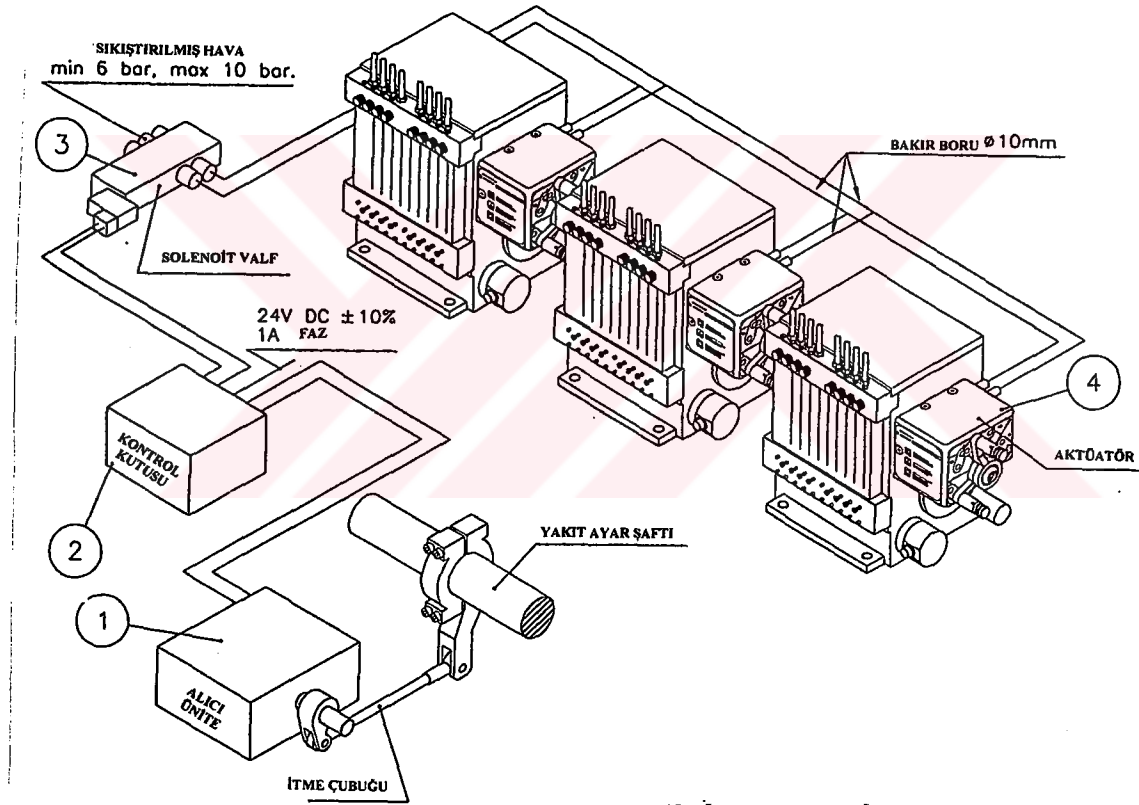
Şekil 4.13 BVK 1/02/2 tipi yağ distribütörünün çalışma şeması (Joseph Vögele AG, 1996)

Silindir yağlama pompaları tarafından bakır borular vasıtasıyla yağ distribütörlerine basılan yağ, distribütörün içine girdikten sonra geri dönüşlü 1 numaralı kanal vasıtasıyla A

pistonuna taşınır ve onu sağa doğru iter. Aynı olay birbirine giriş kanalıyla bağlı B ve C pistonunda 2 ve 3 numaralı kontrol kanalları vasıtasıyla meydana gelir. Bundan dolayı C pistonu ikinci geri dönüş kanalını açar. Böylece A,B ve C pistonları birbiri ardına tekrar sola doğru itilir. Bu sirkülasyon esnasında pistonlar, viskozite, karşı basınç ve strok frekansından bağımsız olarak bir kerede 0.1 cm^3 yağı çıkışlara verirler.

4.2.3.2 Makinadaki yük değişimleri esnasında zorunlu olan ekstra silindir yağlama işlemini otomatik olarak gerçekleştiren yeni bir sistem

Danimarka'daki Hans Jensen firması tarafından 1996 yılında geliştirilen sistem, makinanın herhangi bir yük değişiminde gerek duyulan ekstra silindir yağlama işlemini otomatik olarak yerine getirmektedir. (Şekil 4.14)



Şekil 4.14 Yük değişimlerinde ekstra silindir yağlama işlemini otomatik olarak gerçekleştiren sistem ve onu oluşturan elemanlar (Hans Jensen Maskinfabrik A/S, 1996)

Bu sistemde yakıt ayar şaftına itme çubuğu vasıtasıyla bağlanmış olan alıcı ünitenin (1) görevi, makinanın yük değişimlerini kaydetmektir. Alıcı ünite aldığı sinyali kontrol kutusuna (2) yollar. Şayet bu sinyal yük değişim limitinin aşıldığı anlamına geliyorsa kontrol kutusu solenoit valfe (3) bir sinyal yollar. Solenoit valf, aktüatörlere (4) gidecek

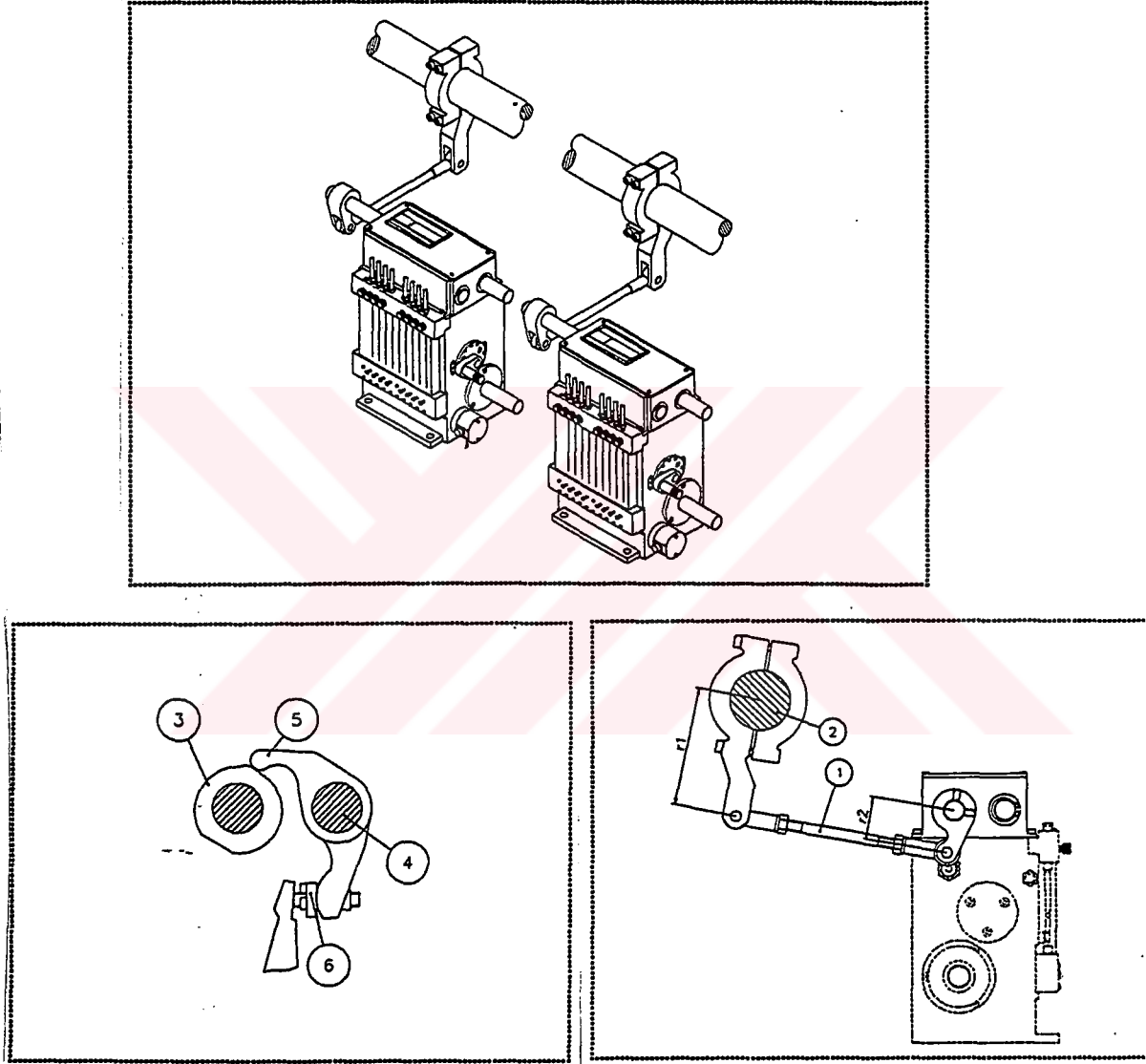
olan sıkıştırılmış havanın kontrolünü sağlamaktadır. Solenoit valfinin aktüatörlere gönderdiği sıkıştırılmış hava sayesinde aktüatörler, lubrikatör içindeki eksantrik şaftı döndürür. Bu şaftta yağ miktarı ayar bağlantısını idare etmektedir. Ayrıca kontrol kutusu içindeki bir kronometre de pre-set ekstra yağlama zamanı geçtiğinde, solenoit valfin sıkıştırılmış havayı tekrar aktüatörlere göndermesini sağlamaktadır. Yine kontrol kutusu içindeki bir elektronik filtre de makinanın önemsiz yük değişimleri esnasında az ya da fazla ekstra yağlama meydana gelmesini engellemektedir. Bu sistemde alıcı ünite ve kontrol kutusunun görevlerini dijital bir gavörnör ve/veya köprü kontrol sistemi de yerine getirebilmektedir.

4.2.3.3 Ekstra silindir yağlama işlemini makinanın ortalama efektif basıncıyla

orantılı olacak şekilde gerçekleştiren yeni bir sistem

Hans Jensen firması tarafından MAN B&W Diesel makinaları için 1996 yılında geliştirilen bu sistem, silindir yağlama yağı dozajını makinanın ortalama efektif basıncıyla orantılı olacak şekilde ayarlayarak silindir yağlama yağı tüketiminde bir azalma sağlamaktadır. Sabit piçli pervaneye sahip gemilerin ana makinasında makine devir sayısına tabi lubrikatörler kullanıldığında, silindir yağlama yağı tüketimi doğal olarak makinanın devir sayısı ile orantılı olacaktır. Makine devir sayısı sabit olan tesislerde (piçli kontrol edilebilir pervaneye sahip gemilerin ana makinası ya da sabit kara tesisleri) silindir yağlama yağı tüketimi de sabit olacaktır. Yani yağ tüketiminde makine yükünün büyüklüğü göz önüne katılmayacaktır. Bütün bu tesislerde ortalama efektif basınca tabi yağlama sistemi kullanıldığında büyük bir yağ tasarrufu sağlanabilmektedir. Bu yeni geliştirilen sistemin geleneksel makine devir sayısına tabi lubrikatörler kullanan sistemle tek farkı, yeni sisteme bir kaver ve itme çubuğu eklenmiş olmasıdır. İtme çubuğu yakıt ayar şaftına bağlıdır. Makine devir sayısına tabi bir lubrikatör kolaylıkla ortalama efektif basınca tabi bir lubrikatöre dönüştürülebilmektedir. Kaver, üst ayar şaftının hareketlerini kontrol eden bir kem mekanizmasıyla birlikte monte edilmiştir. Kaverin içindeki bu kem mekanizmasına her yağlama noktası için çatal bir kol takılmıştır (Şekil 4.15). İtme çubuğu bağlantısı (1), yakıt ayar şaftının (2) hareketleriyle orantılı olarak kem (3) dönmesine neden olacaktır. Kem döndüğünde üzerine bir çok çatal kol (5) monte edilmiş olan üst ayar şaftı da (4) dönecektir. Böylelikle çatal kollar kendi ayar saplama somunlarını (6) yakalayacak ve bu dönüş lubrikatör içindeki bütün pompaların pompa stroğunda bir değişim yaratacaktır. Kem mekanizması (3 ve 5) ve $r1/r2$ oranı, ayar sahasını ve aynı anda ayarın minimum ve

maksimum sınırlarını da belirlemektedir. Kem transmisyon fonksiyonu; makinanın dakikadaki devir sayısı, yakıt tüketimi ve ortalama efektif basınç arasındaki ilişkinin bir fonksiyonu gibi hesaplanır. Bundan dolayı pompa stroğundaki değişim, silindirlere giden yağlama yağı miktarının makinanın ortalama efektif basıncıyla orantılı olmasını sağlayacaktır.



Şekil 4.15 Ekstra silindir yağlama işlemini makinanın ortalama efektif basıncıyla orantılı olacak şekilde gerçekleştiren sistem ve onu oluşturan elemanlar (Hans Jensen Maskinfabrik A/S, 1996)

5. SONUÇLAR

Bu araştırma sonucunda sürtünme ana başlığı altında, son yıllarda yapılmış çalışmalar içersinde gerçek bir makinanın ani sürtünme momentini ölçmek için geliştirilmiş olan «Ani Sürtünme Momenti Metodu» ile toplam makine sürtünme momentinin formüle edilebildiği görülmüştür. Yine bu metodla piston-segman takımının ve diğer eş çalışan makina parçalarının hangi yağlama rejimlerinde çalıştıklarıda tespit edilebilmektedir. Aşınma ana başlığı altında ise bir diesel makinada aşınma denince ilk olarak akla gelen layner çalışma yüzeyinde görülen korozi, adhezif ve abraziy aşınmayla savaşmak için önde gelen motor üretici firmalar tarafından layner malzemesinde, segman şekli ve malzemesinde ve de layner yüzey kalitesinde bir takım iyileştirmeler yapıldığı tespit edilmiştir. Ayrıca layner duvarında optimum bir sıcaklık dağılımı sağlamak için layner içine izolasyon tüpleri yerleştirilmiş veya kısa kollarlı laynerler sayesinde yalnızca layner soğutma düzeni ayarlanarak bu işlem gerçekleştirilmiştir. Bunun dışında New Sulzer Diesel firması tarafından geliştirilen SIPWA-TP adlı sistem sayesinde büyük silindir çaplı, iki zamanlı bir Diesel makinada en üst piston segmanının aşınması sürekli olarak gözlemlenebilmektedir. En üst piston segmanının aşınma oranı silindir overholler arasındaki süreyi tespit ettiğinden bu sistem sayesinde overholler arasında maksimum bir süreye erişilmekte ve bu da bakım-tutum masraflarını en aza indirmektedir. Bu sistem ayrıca hemen hemen bütün büyük silindir yağ firmaları ve bazı yağ katkı malzemesi üreticileri tarafından deney yağlarının performansını araştırmak için kullanılmaktadır. Ayrıca Diesel makinalarda piston çalışma davranışının sürekli gözlemlenebilmesi için geliştirilen yeni bir sistemde MAPEX-PR'dir. Bu sistem SIPWA-TP sistemini tamamlayıcı bir sistem olup her iki sistem birlikte kullandığında piston bakım süreleri ve yağlama yağı tüketimi optimize edilebilmektedir. Yağlama ana başlığı altında ise özellikle iki zamanlı Diesel makinalarda kullanılan çok-seviyeli yağlama sistemi sayesinde, layner çalışma yüzeyi üzerindeki yağlama yağının dağılımında önemli gelişmeler kaydedildiği tespit edilmiştir. Bunun dışında silindir yağlama sistemindeki en son yenilikler arasında silindir yağlama pompalarının frekans kontrollü bir elektrik motoru tarafından tahrik edilmesi, Joseph Vögele AG tarafından geliştirilen yağ distribütörleri sayesinde yağın silindir layneri üzerindeki farklı yağ akümülatörlerine dağıtılması ve ayrıca egzost valf şaftlarında yağ distribütörleri tarafından yağlanması gösterilebilir. Buna ek olarak Hans Jensen firması tarafından MAN B&W Diesel makinaları için geliştirilen silindir yağlama sistemlerinden

bir tanesi yük değişimlerinde zorunlu olan ekstra yağlama işlemini otomatik olarak gerçekleştirirken sistem içinde aktüatörleri hareket ettirebilmek için sıkıştırılmış hava kullanmakta ve bu havanın kontrolü de bir solenoit valf tarafından gerçekleştirilmektedir. Bir diğer sistemde ise ekstra silindir yağlama işlemi, makinanın ortalama efektif basıncıyla orantılı olacak şekilde gerçekleşmektedir. Bu da silindir yağlama yağı tüketiminde bir azalma sağlamaktadır.



KAYNAKLAR

Aeberli, K., (1996), "The Sulzer Containership Engines: The RTA84C and The RTA96C", Licensees' Meeting, 13-17 Oct. 1996, Montreux, Switzerland.

Barrow, S., (1991), Sulzer Integrated Piston-Ring Wear-Detecting Arrangement with Trend Processing, New Sulzer Diesel Ltd, Switzerland.

Brunner, H., (1996), "The New RTA-T Engine Series for Tankers and Bulk Carriers", Licensees' Meeting, 13-17 Oct. 1996, Montreux, Switzerland.

Hamrock, B.J., (1994), Fundamentals of Fluid Film Lubrication, Mc Graw-Hill, Inc., New York.

Hans Jensen Maskinfabrik A/S, (1996), "Load Change Regulation", Brochure, Hadsung, Denmark.

Hans Jensen Maskinfabrik A/S, (1996), "Automatic MEP-Regulation", Brochure, Hadsung, Denmark.

Henein, N.A., Huang, S. ve Bryzik, W., (1997), "A New Approach to Determine Lubrication Regimes of Piston-Ring Assemblies", ASME Journal of Tribology, 119: 808-816.

Heywood, J.B., (1988), Internal Combustion Engine Fundamentals, Mc Graw-Hill Book Company, New York.

Joseph Vögele AG, (1996), "Progressive Block Distributor BVK 1/02/2", Brochure, Hockenheim, Germany.

Mikulicic, N., (1996), "Exploring Future Development Potential", Licensees' Meeting, 13-17 Oct. 1996, Montreux, Switzerland.

New Sulzer Diesel Ltd, (1992), "RTA-Cylinder Liners and Reinforced Water Guide Jackets", Service Bulletin, Switzerland.

New Sulzer Diesel Ltd, (1994), Description and Operating Instruction for Sulzer Diesel Engines RTA 58-84, Switzerland

New Sulzer Diesel Ltd, (1996), "Recommendations Concerning Piston Running Behaviour", Service Bulletin, Switzerland.

Sulzer Brothers Ltd, (1988), "Developments in Piston-Running Technology", Diesel News, Switzerland, 1: 2-14.

Svimbersky, K., (1994), Monitoring and Maintenance Performance Enhancement with Expert Knowledge-Piston Running Reliability Indicator, New Sulzer Diesel Ltd, Switzerland.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	27.07.1969	
Doğum yeri	Zonguldak	
Lise	1983-1986	İstanbul Etiler Lisesi
Lisans	1987-1991	Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak. Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü
Çalıştığı kurum	1993-1998	Pendik Sulzer Motor Fabrikası



**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**