KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR DİZEL MOTORDA SİLİNDİR İÇİ ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS

Ali ŞANLI

Anabilim Dalı: Makine Eğitimi

Danışman: Prof. Dr. İbrahim KILIÇASLAN

KOCAELİ, 2009

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR DİZEL MOTORDA SİLİNDİR İÇİ ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ali ŞANLI

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 18 Aralık 2008

Tezin Savunulduğu Tarih: 08 Ocak 2009

Tez Danışmanı	Üye	Üye
Prof.Dr.İbrahim KILIÇASLAN	Doç.Dr.Mustafa ÇANAKCI	Yrd.Doç.Dr.Cenk SAYIN
(.....)	(.....)	(.....)

KOCAELİ, 2009

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Günümüz içten yanmalı motorlarında silindire giren enerjinin 1/3'ünün soğutma suyuyla sistemden uzaklaştırıldığı ve bu 1/3'lük kaybın yaklaşık yarısının silindir içi ısı transferiyle oluştuğu göz önüne alındığında motorlarda silindir içi ısı transferi önemli bir yer tutmaktadır.

Bu çalışmada, ön yanma odalı bir dizel motorunun yanma odası duvarı ve yanma gazları arasında, yanmalı ve yanmasız şartlarda meydana gelen ısı transferi üzerine motor hız ve yükünün etkisi araştırılmıştır. Deneyler Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Yakıt ve Motor Test Laboratuarında gerçekleştirilmiştir. Bu tezin gerçekleştirilmesinde emeği geçen başta danışmanım ve aynı zamanda bölüm başkanımız Sn. Prof. Dr. İbrahim KILIÇASLAN'a, fikirlerinden ve tecrübesinden yararlandığım Sn. Doç. Dr. Mustafa ÇANAKCI'ya, deneylerde zamanını ayırarak emeğini ve tecrübesini esirgemeden bana yardım eden Sn. Araştırma görevlileri Ali TÜRKCAN ve Ahmet Necati ÖZSEZEN'e, Sn. Öğretim görevlileri İsmail SARI ve Recai ÇAKAN'a, bölümümüzdeki diğer hocalarıma ve çalışma arkadaşlarıma, ve deneylerin gerçekleştirilmesi için gereken fonu sağlayan Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK)'na teşekkür ederim. Ayrıca hayatım boyunca beni destekleyen ve bugünlere getiren aileme sonsuz minnet duygularımı sunarım.

Ali ŞANLI

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR i
İÇİNDEKİLER ii
ŞEKİLLER DİZİNİ iii
TABLOLAR DİZİNİ iv
SEMBOLLER v
ÖZET vii
İNGİLİZCE ÖZET viii
1. GİRİŞ 1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 4
3. YANMA GAZLARI VE SİLİNDİR DUVARLARI ARASINDAKİ ISI TRANSFERİNİN HESAPLANMASI VE BAZI SİLİNDİR İÇİ ISI TRANSFER KATSAYILARI 11
3.1. Woschni Isı Transfer Katsayısı 14
3.2. Annand Isı Transfer Katsayısı 17
3.2. Annand ve Ma Isı Transfer Katsayısı 19
3.3. Hohenberg Isı Transfer Katsayısı 19
3.4. Eichelberg Isı Transfer Katsayısı 20
3.5. Nusselt Isı Transfer Katsayısı 20
3.6. Briling Isı Transfer Katsayısı 21
3.7. Van Tyen Isı Transfer Katsayısı 21
3.8. Chang Isı Transfer Katsayısı 21
3.9. Han Isı Transfer Katsayısı 22
4. MATERYAL VE METOT 23
4.1. Yanmalı Şartlar İçin Gereken Parametrelerin Belirlenmesi 23
4.2. Yanmasız Şartlar İçin Gereken Parametrelerin Belirlenmesi 27
4.3. Deneysel Hazırlık ve Metotlar 28
4.3.1. Döndürme momentinin ölçülmesi 30
4.3.2. Silindir basınçlarının hesaplanması 31
4.3.3. Yanmasız çalışma şartlarında devir ve basınç ölçülmesi 31
5. BULGULAR VE TARTIŞMA 33
5.1. Yanmasız Durumda Silindir Basınçları 33
5.2. Isı Transfer Katsayıları 35
5.3. 20 Nm, 40 Nm ve Tam Yükte Yanma Gazları ve Yanma Odası Duvarları Arasında Meydana Gelen Isı Transferi 37
5.4. 1000 ve 1500 Devirlerde Yanma Gazları ve Yanma Odası Duvarları Arasında Meydana Gelen Isı Transferi 42
5.5. Yanmasız Şartlarda Yanma Odası Duvarları ve Silindir İçi Gazları Arasında Meydana Gelen Isı Transferi 45
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 47
KAYNAKLAR 49
EKLER 52
ÖZGEÇMİŞ 57

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Yanma odasında dört farklı noktaya yerleştirilen termokupullar 5
Şekil 2.2. Woschni denklemiyle elde edilen sonucun ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılması.....6
Şekil 2.3. a) Annand denklemiyle elde edilen sonuçların ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılması, b) Annand ve Ma tarafından geliştirilen denklemin ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılması 8
Şekil 3.1. Silindir içi ısı transferi şeması 11
Şekil 4.1. Deney düzeneği.....24
Şekil 4.2. Basınç algılayıcısın motor yanma odasındaki yeri 25
Şekil 4.3. Motor test düzeneğinin şematik görünüşü 26
Şekil 4.4. Isı dağılımı grafiği 27
Şekil 4.5. Dizel motorun elektrik motoruyla çevrilmesi 27
Şekil 4.6. Krank mili açısına göre 50 çevrime ait basınçlar ve bunların ortalaması.....29
Şekil 4.7. Test düzeneğinde döndürme momentinin ölçülmesi 30
Şekil 4.8. Elektrik motoruyla dizel motorunun çevrilmesi 32
Şekil 5.1. Yanmasız çalışma şartlarında elde edilen silindir basınçlarının termodinamik modelle kıyaslanması 34
Şekil 5.2. Woschni, Annand ve Hohenberg ısı transfer katsayılarının karşılaştırılması.....36
Şekil 5.3. 20 Nm yükte krank açısının fonksiyonu olarak ısı transfer katsayısı ve ısı akısı 38
Şekil 5.4. 40 Nm yükte krank açısının fonksiyonu olarak ısı transfer katsayısı ve ısı akısı 40
Şekil 5.5. Tam yükte krank açısının fonksiyonu olarak ısı transfer katsayısı ve ısı akısı.....41
Şekil 5.6. 1000 devir ve değişik yükler altında krank açısının fonksiyonu olarak ısı transfer katsayıları ve ısı akıları.....43
Şekil 5.7. 1500 devir ve değişik yükler altında krank açısının fonksiyonu olarak ısı transfer katsayıları ve ısı akıları.....44
Şekil 5.8. Yanmasız çalışma altında krank açısının fonksiyonu olarak ısı transfer katsayıları ve ısı akıları.....46

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 4.1. Deneyde kullanılan dizel motorunun teknik özellikleri.....23
Tablo 5.1. Yanmalı ve yanmasız çalışma durumlarında ısı transfer katsayıları ve ısı akıları.....45

SEMBOLLER

T_g	: anlık silindir gaz sıcaklığı, (K)
T_w	: duvar sıcaklığı, (K)
T_{mg}	: ortalama gaz sıcaklığı, (K)
T_{mc}	: ortalama soğutucu sıcaklığı, (K)
P_{in}	: silindir giriş basıncı, (100 kPa)
T_{in}	: emme havası sıcaklığı, (298 K)
P	: krank açısına göre silindir basıncı, (kPa)
Nu	: Nusselt sayısı,
Re	: Reynolds sayısı,
Pr	: Prandtl sayısı,
q	: ısı akısı, (MW/m^2)
h	: konveksiyon ısı transfer katsayısı, (W/m^2K)
D	: silindir çapı, (m)
k	: kondüksiyon ısı transfer katsayısı, (W/m-K)
a	: korelasyon sabiti
C_1, C_2	: korelasyon sabitleri
U_p	: ortalama piston hızı, (m/s)
p_R	: referans durumda silindir basıncı, (kPa)
T_R	: referans durumda gaz sıcaklığı, (K)
V_R	: referans durumda silindir hacmi, (m^3)
p_m	: yakıtsız çalışma durumunda anlık silindir basıncı, (kPa)
n	: motor devri, (dev/dak)
S	: AÖN ile ÜÖN arasındaki mesafe, (m)
N_{an}	: silindir içerisindeki açısal dönme hızı, (rad/s)
m	: sabit üs ve kütle, (kg)
x	: ÜÖN'dan itibaren uzaklık, (m)
w	: karakteristik gaz hızı, (m/s)
U	: Han denklemi için karakteristik gaz hızı, (m/s)
M_d	: döndürme momenti, (Nm)
F	: kuvvet, (N)
l	: uzunluk, (m)
r	: yarıçap, (m)
$E_{AÖN}$	: piston AÖN'da iken sinyal şartlandırıcı çıkışındaki voltaj, (V)
γ	: özgül ısılar oranı
v	: kinematik viskozite, (m^2/s)
μ	: dinamik viskozite, (Pa.s)
ρ	: yoğunluk, (kg/m^3)
ϕ	: yakıt fazlalık katsayısı

σ : Stephan-Boltzman sabiti, (W/m^2K^4)
π : pi sayısı

Kısaltmalar

İYM : İçten yanmalı motor
HCCI : Homogeneous Charge Compressing Ignition
H/Y : Hava/Yakıt oranı
AÖN : Alt ölü nokta
AÖNÖ : Alt ölü noktadan önce
AÖNS : Alt ölü noktadan sonra
ÜÖN : Üst ölü nokta
ÜÖNÖ : Üst ölü noktadan önce
ÜÖNS : Üst ölü noktadan sonra
KA : Krank Açısı
E_mVA : Emme valfi açılma
E_gVA : Egzoz valfi açılma
E_mVK : Emme valfi kapanma
E_gVK : Egzoz valfi kapanma
der : derece

BİR DİZEL MOTORDA SİLİNDİR İÇİ ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ

Ali ŞANLI

Anahtar Kelimeler: Isı Transferi, Ön Yanma Odalı Dizel Motor, Yanmalı Çalışma, Yanmasız Çalışma, Motor Hızı, Motor Yükü.

Özet: Bu çalışmada, ön yanma odalı bir dizel motorun yanma odası duvarı ve gazlar arasında, yanmalı ve yanmasız çalışma şartlarında meydana gelen ısı transfer karakteristikleri üzerine motor hız ve yükünün etkisi araştırılmıştır. Motor öncelikle farklı devir ve yüklerde çalıştırılmış, daha sonra yakıtsız, dışarıdan bir elektrik motoru yardımıyla çalıştırılmıştır. Her iki durum için ısı transfer katsayıları ve ısı akıları krank açısına göre gösterilmiştir. Isı transfer katsayısı olarak Woschni modeli kullanılmıştır. Yanmalı şartlarda meydana gelen ısı transferinin yanmasız şartlarda meydana gelen ısı transferine göre değişik devir ve yükler altında 6-11 kat arttığı ve yanmalı şartlarda sabit yüklerde devir artışının ısı transferine pek fazla etkisinin olmadığı görülmüştür. Ancak yanmasız çalışma şartlarında devir artışının ısı transferine önemli oranda etki ettiği tespit edilmiştir.

INVESTIGATION OF IN-CYLINDER HEAT TRANSFER IN A DIESEL ENGINE

Ali ŞANLI

Keywords: Heat Transfer, In-direct Injection Diesel Engine, Fired Operation, Unfired Operation, Engine Speed, Engine Load.

Abstract: In this study, it was investigated the effects of engine speed and load on the heat transfer characteristics between the combustion chamber walls and gases of an in-direct injection Diesel engine under the fired and unfired conditions. Firstly, the engine was operated at the different speeds and loads, and then was operated via an electrical engine without fuel. The heat transfer coefficients and heat fluxes with respect to crank angle for each condition were illustrated. To predict the heat transfer coefficient Woschni model was used. It was showed that the heat transfer occurred at fired condition increased 6-11 times compared to the heat transfer occurred at unfired condition under different speeds and loads, and showed that the speed increasing at the constant loads of fired condition does not highly affect the heat transfer. However, it was seen that the increasing speed at the unfired conditions more slightly affects the heat transfer.

1. GİRİŞ

İcat edildikleri tarihten itibaren sürekli gelişen ve teknolojik donanımlarla daha da güçlenen içten yanmalı motorlar (İYM), geçen yüzyılın en önemli buluşları arasında gösterilmiştir. Sanayi, taşımacılık ve ulaşım gibi çeşitli sektörlerde sıklıkla kullanılan bu makineler mühendislik bakımdan oldukça karmaşık donanımlar ve parametreler içermektedir. Geçmiş yıllardan beri İYM'larda yapılan araştırmalar; yakıt tüketimini ve emisyonları azaltma, ısı kayıplarını minimum seviyeye indirme, verim artırma, bilgisayar modelleme gibi konular üzerine yoğunlaşmıştır.

Bu konulardan biri de ısı transferidir. İYM'larda yeterli miktarda ısı transferinin yapılması (soğutulması) aşağıdaki sebeplerden dolayı önemlidir.

-Piston ve motor malzemelerinin aşırı sıcaklıktan dolayı bozulması;
-Yağlama yağı performansının aşırı sıcaklıktan dolayı düşmesi ve yağ filminin yırtılması;
-NO_x emisyonlarının artışı;
-Benzinli motorlar için vuruntunun oluşması.

Bu maddeler sırasıyla açıklanırsa;

Birçok motor bloğu, dökme demire göre daha hafif olması ve daha yüksek ısı iletim katsayısına sahip olmasından dolayı alüminyum alaşımından yapılmaktadır. Ancak motor içerisindeki sıcaklıklar 500 °C'nin üzerine çıktığında alüminyum alaşımlarında şekil değişimi görülmekte ve bölgesel deformasyonlar meydana gelmektedir. Motor malzemesinin büyük bir bölümünü oluşturan dökme demir ise 1535 °C'de ergime noktasına ulaşmaktadır. Silindir içerisindeki yüksek sıcaklıklar çeperlerde termal gerilmeler oluşturacağından sıcaklığın optimum seviyede tutulması gerekmektedir. Silindir cidarları üzerinde oluşan farklı sıcaklık bölgeleri silindir bloğunun bozulmasına, pistonların aşınmasına ve yakıt tüketiminin artmasına neden olmaktadır [1].

Yağlar, belirli sıcaklıklara kadar kendine has özellikleri koruyabilen ve silindir içerisinde piston segmanları ile silindir yan duvarları arasında ince bir film tabakası oluşturarak kuru sürtünmeyi önleyen ve buna ek olarak soğutma vazifesi gören önemli makine elemanlarından biridir. Silindir içi sıcaklıklar, yağın dayanıklılık sınırlarını aştığında (180 °C) yağ filmi incelerek bozulur ve piston segmanlarının yüzeye sürtünmesine yol açar. Devam eden çalışma şartlarında, segmanlar silindir iç yüzeyini kazıyarak kompresyon kaybının artmasına sebep olmaktadır ve kuru sürtünmeden dolayı yakıt sarfiyatı da artmaktadır. Bununla birlikte is oluşmakta ve faydalı iş azalmaktadır [2, 3].

NO_x emisyonları, motor içerisinde yüksek sıcaklıklarda (1600-2200 °C) artış gösteren ve çevreye zararlı etkileri olan kirleticilerdendir. Silindir içi sıcaklıklar optimum seviyeden yüksek olduğunda NO_x emisyonları oluşacaktır.

Silindir, piston ve supaplar yeterince soğutulmadığı takdirde yüzeyde biriken kalıntılar silindir içerisinde alevin ilerlemesi esnasında yanmamış gaz bölgesinde ani kıvılcımlar meydana getirerek iki alev cephesinin oluşmasına neden olmakta ve bu durum, ani basınç artışlarına neden olmaktadır. Bu basınç artışlarıyla vuruntu oluşmakta ve bu durum piston üst yüzeyi üstüne çekiç darbesi etkisi yapmakta ve motor performansının düşmesine sebebiyet vermektedir. Dökme demir yerine ısı iletim katsayısı yaklaşık üç kat daha fazla olan alüminyum alaşımının kullanılmasıyla silindir kapağı sıcaklığı düşmekte ve vuruntu azalmaktadır [4].

Volumetrik verimin artması giren dolgunun sıcaklığıyla yakından ilişkilidir. Emme havasının ısınmasıyla giren hava miktarı azalacağından volumetrik verim düşer. Bu bakımdan su soğutmalı motorlar hava soğutmalı motorlara nazaran daha iyi soğutulur. Ayrıca, su soğutmalı motorlar hava soğutmalı motorlara göre daha sessiz çalışmaktadır [1].

İYM'larda ısı transferi, soğutucu sıcaklığı ve motor parametreleri arasındaki değişkenlere bağlıdır. Çalışma parametreleri arasında karmaşık ilişkiler vardır. Örneğin; motor soğutma suyunun sıcaklığının düşmesi, soğutucuya yapılacak ısı transferini yükseltir ve yanma sıcaklığını düşürür. Buna karşılık volumetrik verim

yükselir. Bu durum, aynı zamanda silindir bloğunda termal gerilmelerin artmasına sebep olur ve soğutucu için gerekli olan radyatör boyutunu büyütür. NO_x ve hidrokarbon emisyonlarının oluşumu düşer [1].

Egzoz sisteminden ısı transferi de emisyonlar ve egzoz türbin verimi açısından önemlidir. Egzoz emisyonlarını azaltmak için katalitik konvertörün sıcaklığı 300 °C'nin üstünde olmalıdır.

Silindir içi ısı transferine etki eden birçok çalışma parametresi vardır. Bunlar; devir sayısı, motor yükü, yakıt/hava oranı, avans açısı, sıkıştırma oranı, yüzey/hacim oranı, türbülans, soğutma suyunun sıcaklığı ve içerdiği antifriz miktarı, yakıt özellikleri, emme havası sıcaklığı ve motor malzemeleridir. Bütün bu çalışma parametreleri içerisinde silindir içi ısı transferi üzerine en büyük etkiye sahip olan devir sayısı ve motor yüküdür [2].

Bu nedenle, yapılan bu çalışmada silindir içi ısı transferi üzerine motor hız ve yükünün etkisi incelenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Silindir içi ısı transferi geçmiş yıllardan beri birçok araştırmacı tarafından araştırılmıştır ve halen araştırılmaktadır. Oguri [5], tek silindirli, dört zamanlı, su soğutmalı, 1400 cm^3 silindir hacminde, çap/strok oranı 114,3/140 mm olan buji ateşlemeli bir motorda yaptığı çalışmada, yanma gazları ile silindir duvarı arasındaki anlık ısı transferini incelemiştir. Isı transfer katsayısı için Eichelberg denklemini kullanmış ve bu denklemle elde edilen sonuçları ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırdığında, genişleme stroğunda denklemin iyi sonuçlar verdiğini, ancak sıkıştırma stroğunda yetersiz kaldığını görmüştür. Eichelberg denkleminin iki zamanlı dizel motorlarda elde edilmiş olması bunun sebebi olarak düşünülmektedir [6].

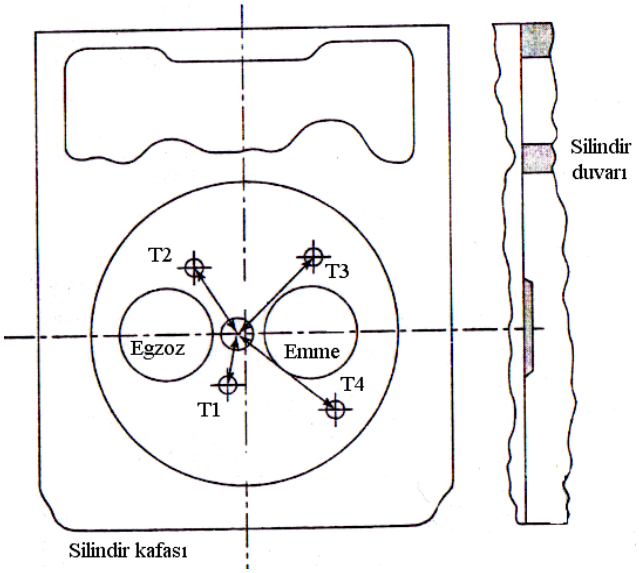
Enomoto ve diğ., [7] dört silindirli, dört zamanlı, su soğutmalı, çap/strok oranı 83/83,6 mm, sıkıştırma oranı 8,8 olan bir benzin motorunun her stroğunda, silindir yan duvarı ve piston yüzeyinde oluşan ısı transferini incelemişlerdir. Silindire yerleştirdikleri ince film termokupullarla, değişik devir ve yüklerde, piston ve silindir duvarının değişik noktalarındaki ısı akılarını incelediler. Tam yükte, yanma gazlarından pistona ısı kaybını, ortalama % 2-3 ve silindire ısı kaybı % 2-3 kısmi yüklerde ise pistona % 3-6 silindire % 2-3 olarak ölçtüler. Sabit devirlerde yük artışıyla pistona ve silindire ısı transferinin iş stroğunda arttığını fakat diğer stroklarda çok az değişim gösterdiğini saptamışlardır. Yüzde kayıp hesaplandığında, piston ve silindir yan duvarında tam yükte % 4-6 oranında, kısmi yüklerde % 5-9 oranında ısı kaybı olduğunu buldular. Ayrıca, piston yüzeyinde, merkezdeki ısı akısının kenarlardakinden daha fazla olduğunu da göstermişlerdir.

Enomoto ve Furuhama [8] önceki çalışmanın devamı olarak yine aynı motorda ve aynı şartlarda, ancak bu defa emme-egzoz valfleri ve üst yanma odası duvarında meydana gelen ısı transferini incelemişlerdir. Emme ve egzoz valflerine ısı kaybının tam yükte % 0,5-0,8 kısmi yüklerde % 0,6-1,2 valfler hariç üst yanma odası duvarında tam yükte % 2,5-3,5 kısmi yüklerde % 3-6,3 valfler dahil tam yükte % 3-

4,3 kısmi yüklerde % 3,6-7,5 olmaktadır. Böylece; araştırmacıların birinci ve ikinci çalışmalardan elde ettikleri sonuçlardan (piston, silindir duvarı, üst yanma odası duvarı ve valflerden) kaybolan ısının tam yükte % 7-10,3 kısmi yüklerde % 8,6-16,5 olduğu görülmektedir.

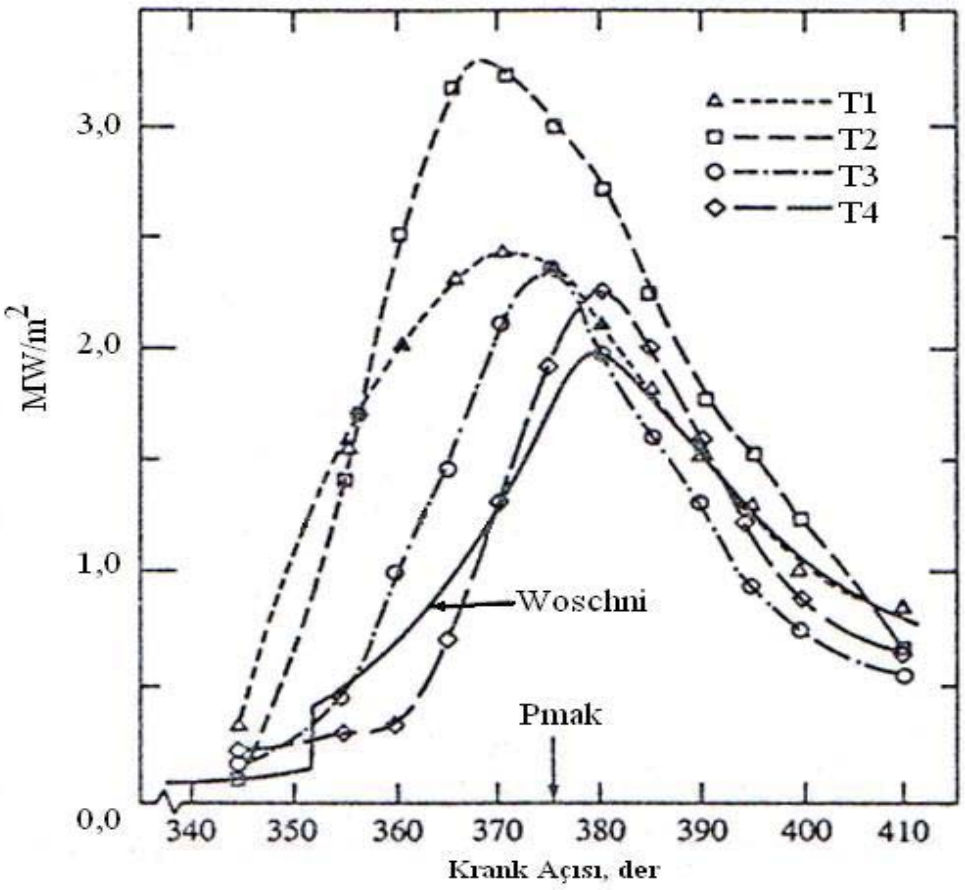
Karamangil ve diğ., [9] buji ateşlemeli bir motorda silindir içi ve soğutucu taraf konvektif ısı transfer katsayılarının motor karakteristiklerine göre değişimini parametrik olarak incelemişlerdir. Gaz tarafı ısı transfer katsayısını, Woschni ve Annand modelleriyle belirlemişlerdir. Soğutucu taraf ısı transfer katsayısını, motor bloğunda çeşitli noktalarda açılan deliklere termokupullar yerleştirerek soğutucu sıcaklıklarını ölçmüşlerdir. Kullanılan motor parametreleri; devir sayısı, sıkıştırma oranı, hava fazlalık katsayısı, yanma süresi, giriş basıncı ve giriş sıcaklığıdır. Devir sayısı, sıkıştırma oranı ve giriş basıncıyla her iki taraf için ısı transfer katsayısının arttığı, hava fazlalık katsayısı, yanma süresi ve giriş sıcaklığıyla her iki taraf için ısı transfer katsayılarının azaldığı görülmüştür.

Alkidas [10] dört silindirli, 820 cm^3 silindir hacminde, 8,56 sıkıştırma oranına sahip buji ateşlemeli V-8 bir motorda hem yanmalı hem yanmasız şartlarda silindir kafasında dört değişik noktaya monte ettiği termokupullarla (Şekil 2.1.) yanma odası yüzeyine ısı transferini incelemiştir.



Şekil 2.1: Yanma odasında dört farklı noktaya yerleştirilen termokupullar [10]

Sabit yakıt-hava oranı ve volumetrik verim şartlarında (H/Y=18, Volumetrik Verim= % 40, n=2000 dev/dak) yapılan testlerde, yanma odası duvarlarına ısı transferi, devir sayısıyla artış göstermiştir. Aynı çalışmada, avans açıları değiştirilmiş ve avans erkene alındığında yanma odası duvarlarına ısı transferinin arttığı, avans geciktirildiğinde yanma odası duvarlarına ısı transferinin azaldığı görülmüştür. Aynı zamanda araştırmacı Woschni denkleminden elde edilen sonucu ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırmış ve denklemin ölçüm sonuçlarıyla iyi uyum gösterdiğini görmüştür (Şekil 2.2). Yanmasız ısı transferi ölçümlerinde ise 1500 dev/dak hızda değişik noktalarda 0,2-0,4 MW/m^2 arasında değerler ölçmüştür ki bu oran yanma esnasında ölçülenlere göre yaklaşık 9-10 kat daha azdır.



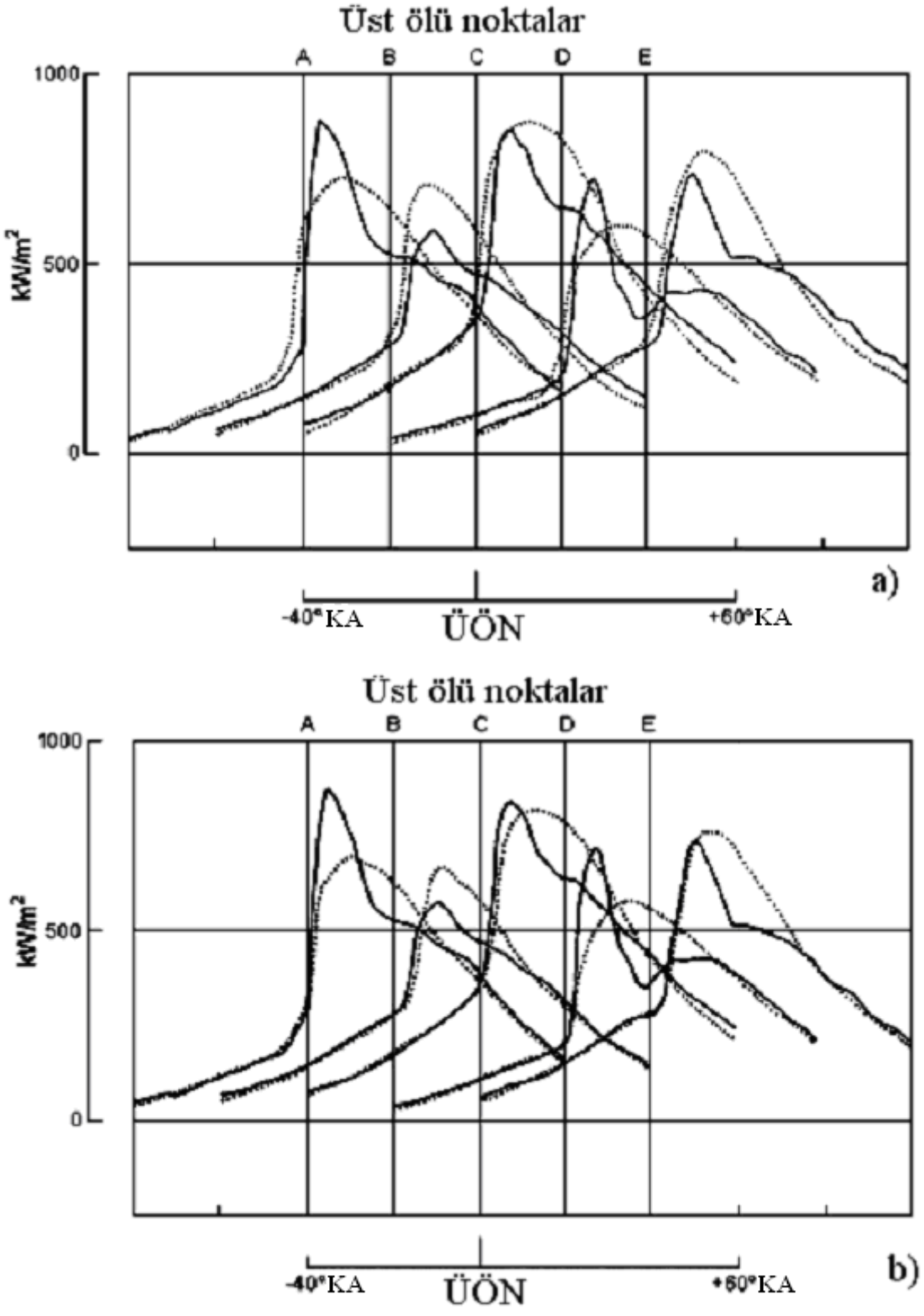
Şekil 2.2: Woschni denklemiyle elde edilen sonucun ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılması [2]

Annand ve Ma [11] hava soğutmalı, tek silindirli, dört zamanlı, çap/strok oranı 80/110 mm olan bir dizel motorda yaptıkları çalışmada Annand'ın daha önce ortaya koyduğu modelde [12] bazı modifikasyonlar yaparak yeni bir denklem elde

etmişlerdir. Deneysel ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırıldığında, bu denklemle elde edilen ısı transfer sonuçlarının bir önceki denklemden daha iyi sonuçlar verdiğini göstermişlerdir. Şekil 2.3'de önceki ve sonraki modelin sonuçları gösterilmektedir. Şekilde, kesikli çizgilerle gösterilen eğriler model sonuçlarını, düz çizgilerle gösterilen eğriler deneysel sonuçları göstermektedir.

Rakopoulos ve Mavropoulos [13] tek silindirli, dört zamanlı, hava soğutmalı bir dizel motorun yanma odası üst kısmında ve egzoz manifoldunda tam yükün %20, %40 ve %60'ında, 1000, 1500 ve 2500 dev/dak hızlarda meydana gelen ısı transfer karakteristiklerini incelemişlerdir. Sabit devirde yük arttıkça ısı transferinin arttığını, sabit yükte devir sayısı artıkça ısı akısının arttığını ancak bu artışın bir önceki devire göre fazla bir artış göstermediğini belirtmişlerdir.

Rakopoulos ve diğ., [14] altı silindirli, turboşarjlı, dört zamanlı, 140/180 mm çap/stroklu, sıkıştırma oranı 17,7 ve ön-yanma odası hacmi 43,3 cm^3 olan bir dizel motorda yaptıkları çalışmada Annand denklemini kullanarak her iki yanma odasında da sabit devirde yük arttıkça ısı akısının arttığını ve ön-yanma odasındaki ısı transferinin ana yanma odasındakinden yaklaşık dört kat fazla olduğunu yaptıkları deneylerle göstermişlerdir.



Şekil 2.3: a) Annand denklemiyle elde edilen sonuçların ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılması [12], b) Annand ve Ma tarafından geliştirilen denklemin ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılması [11]

Shudo ve Suzuki [15] dört silindirli, buji ateşlemeli bir motorda hidrojen yakıtının ısı transfer karakteristiklerini incelemek için literatürdeki birkaç ısı transfer katsayısı denkleminin (Woschni, Eichelberg, Briling, Nusselt, Van Tyen) hidrojen yanmasına uygulanabilirliğini araştırmışlar ve Woschni denklemi de dahil bu denklemlerden hiçbirinin hidrojen yakıtı için uygun olmağını göstermişlerdir. Bu denklemlerin elde edildiği motorlarda hidrokarbon yakıtların kullanılması hidrojen yanmasında iyi sonuçlar vermemesinin temel nedenlerinden biri olarak düşünülmektedir. Hidrojen, yüksek yanma hızı ve yüksek alt ısıl değere (120,7 MJ/kg) sahip olmasından dolayı, benzin ve mazota göre yanma odası duvarlarına daha fazla ısı transferine neden olmaktadır. Araştırmacılar, hidrojenin yakıt olarak kullanılması durumunda yeni bir ısı transfer katsayısının türetilmesini veya Woschni denkleminin korelasyon sabitleri üzerinde bazı değişiklikler yapılmasını ileri sürmüşlerdir.

Woschni ve Spindler [16] piston yüzeyi seramikle kaplanan ve kaplanmayan bir dizel motorda ısı transfer karakteristiklerini incelemişlerdir. Piston yüzeyi nimonik denilen bir tür seramik malzemesiyle kaplanan motorun, kaplama yapılmayan motora göre maksimum ısı transfer katsayısı değerlerinin yaklaşık beş kat değiştiği görülmüştür. Aynı zamanda, seramik kaplanan motorda yakıt sarfiyatının da arttığı görülmüştür. Araştırmacılar, seramik kaplanan motorlarda duvar sıcaklığının belirli bir değerden yüksek olması durumunda, Woschni denkleminde bazı modifikasyonlar gerektiğini belirtmiş ve 600 K üzerindeki duvar sıcaklıkları için korelasyon sabitleri üzerinde bazı değişiklikler önermişlerdir.

Chang ve diğ., [17] Woschni denklemini homojen dolgulu motorlar (HCCI) için elde etmişlerdir. Yaptıkları çalışmada, silindir kafasına ve piston yüzeyinin farklı noktalarına termokupullar yerleştirerek gerçek ölçüm sonuçlarıyla, Woschni denkleminde bazı değişikler yapılarak elde edilen sonuçları değişik hız ve yük şartları altında karşılaştırmışlar ve HCCI motorlar için yeni bir ısı transfer modeli ileri sürmüşlerdir. Fakat bu denklemin araştırmacılar tarafından yalnızca bir HCCI deney motoru için elde edildiği göz önüne alınırsa denklemin başka HCCI motorlar için geçerliliği tartışılabilir.

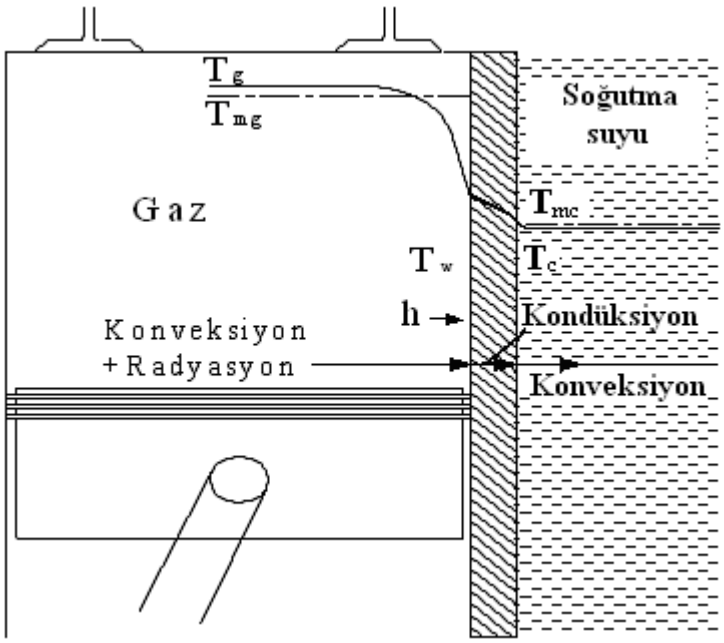
Yapılan bu çalışmada, ön yanma odalı bir dizel motorda, yanmanın olduğu ve olmadığı durumlarda, motorun yanma odası duvarları ve yanma gazları arasında oluşan ısı transferi üzerine motor hız ve yükünün etkisi araştırılmıştır. Bu amaçla, iki farklı devir (1000 dev/dak, 1500 dev/dak) ve üç farklı yükte (20 Nm, 40 Nm, tam yük) motor testleri yapılmıştır. Silindir içi ısı transfer katsayısı için Woschni tarafından ön-yanma odalı motorlar için geliştirilen ısı transfer katsayısı modeliyle birlikte Annand ve Hohenberg modelleri kullanılarak anlık ısı transfer katsayıları ve ısı akıları belirlenmiştir.

Yanmasız çalışma şartlarında silindir duvarları ve gazlar arasındaki ısı transfer karakteristiklerini gözlemlemek için motor, yakıt kullanılmadan bir elektrik motoru ve sürücü yardımıyla 1000 dev/dak ve 1500 dev/dak'da çalıştırılarak, aynı devirdeki yanmalı şartlarda 20 Nm, 40 Nm ve tam yüklerde meydana gelen ısı transfer karakteristikleriyle kıyaslama yapılmıştır. Sonuçta, yanmalı çalışma şartlarında meydana gelen ısı transfer katsayıları ve ısı akılarının, yanmasız çalışma şartlarında meydana gelen ısı transfer katsayıları ve ısı akılarından 6-11 kat daha yüksek olduğu görülmüştür. Ancak, 20 Nm, 40 Nm ve tam yükte 1000 dev/dak'dan 1500 dev/dak'ya motor hızı değiştirildiğinde ısı transfer katsayısı ve ısı akısının pek fazla değişmediği belirlenmiştir.

3. YANMA GAZLARI VE SİLİNDİR DUVARLARI ARASINDAKİ ISI TRANSFERİNİN HESAPLANMASI VE BAZI SİLİNDİR İÇİ ISI TRANSFER KATSAYILARI

İçten yanmalı motorlarda ısı transferinin çok boyutlu olması, ani oluşum göstermesi ve silindir içi basınç ve sıcaklık dalgalanmalarının ani olması bu konuyu oldukça karmaşık ve kapsamlı bir hale getirmektedir. Ayrıca konveksiyona ek olarak radyasyon ısı transferinin de yanma esnasında rol oynaması, konunun daha karışık bir hale gelmesine neden olmaktadır. Yanma prosesi boyunca katı is partiküllerinden kaynaklanan radyasyon ısı transferinin toplam ısı transferine oranı benzinli motorlarda % 5–10 seviyelerinde iken, dizel motorlarda % 10–40 seviyelerine çıkabilmektedir [1, 2, 18].

Şekil 3.1'de yanma gazlarından soğutma suyuna ısı transferinin geçişi şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.1: Silindir içi ısı transferi şeması

Gaz ve silindir duvarı arasında konveksiyon ve radyasyon ısı transferi meydana gelirken, duvar içinden kondüksiyon ısı transferi meydana gelmektedir. Soğutucuda ise konveksiyon ısı transferi gerçekleşmektedir. Ortalama gaz T_{mg} ve soğutucu sıcaklıkları T_{mc} kesikli çizgilerle gösterilmektedir.

Silindir gazları ve yanma odası duvarı arasındaki ısı transferini bulmak için Newton'un soğutma kanunu uygulanabilir;

$$q(\theta) = h(\theta)\left(T_g(\theta) - T_w(\phi)\right) \tag{3.1}$$

Burada; h anlık ısı transfer katsayı, T_g anlık silindir gaz sıcaklığı ve T_w ortalama duvar sıcaklığıdır.

h anlık ısı transfer katsayısının belirlenmesi ilerleyen bölümlerde ayrıntılı olarak ele alınacaktır. T_g anlık gaz sıcaklığı termodinamik varsayımlarla bulunabilir. Termodinamiğin birinci kanununa göre adyabatik proses kabulü yapılarak ve deneysel olarak ölçülen silindir gaz basıncı kullanılarak;

$$T_g(\theta) = T_{in}\left(\frac{P(\theta)}{P_{in}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{3.2}$$

formülüyle anlık gaz sıcaklığını elde etmek mümkündür. Burada P_{in} ve T_{in} sırasıyla silindir giriş basıncı ve sıcaklığıdır. $P(\theta)$ krank açısına göre silindir basıncıdır. γ özgül ısılar oranı olup, burada ϕ yakıt fazlalık katsayısının fonksiyonu olarak;

$$\gamma = 1{,}4 - 0{,}16\phi \tag{3.3}$$

formülüyle hesaplanmaktadır [1].

T_w duvar sıcaklığını ölçmek oldukça zordur. Çünkü T_w, motor hızıyla, yükle, hava fazlalık katsayısıyla, avansla, giriş sıcaklığıyla, silindir bloğu malzemesiyle,

soğutucu T_c ve yanma gazları sıcaklıklarıyla T_g değişmektedir. T_w duvar sıcaklığı bazı kaynaklarda 350 K [19], 650 K [20–21] olarak belirtilmiştir. Bu çalışmada, T_w ortalama duvar sıcaklığı yakıt fazlalık katsayısının değerlerine göre belirlenmiştir [22];

$\phi < 0{,}833$, $T_w = 400$ K

$0{,}833 < \phi < 0{,}9$, $T_w = 425$ K

$0{,}9 < \phi$, $T_w = 450$ K

İçten yanmalı motorlarda ısı transferi geçmişten günümüze çeşitli araştırmacılar tarafından araştırılmış ve yapılan çalışmalarda değişik ısı transfer katsayısı modelleri ortaya konulmuştur. Bunların içinde Annand [11, 12] ve Woschni'nin [23] türettiği ampirik formüller günümüz ısı transfer çalışmalarında sıklıkla kullanılmaktadır [6, 9, 14, 15]. Woschni ve Annand modelleri haricinde Hohenberg modeli de [24] en çok kabul gören modellerden biridir. Nusselt, Brilling, Van Tyen, Eichelberg, Chang ve Han denklemleri de silindir içi ısı transfer katsayısını bulmak için çeşitli motorlarda kullanılmaktadır [6, 17, 25].

Birçok ısı transfer katsayısı formülünün temelinde kapalı silindirik kaplarda türbülanslı akış için yapılmış olan deneylerden elde edilen formüller kullanılmaktadır. Yapılan deneylerde;

$$Nu = a\,\mathrm{Re}^m\,\mathrm{Pr}^n \tag{3.4}$$

ifadesi elde edilmiştir. Bu formülden yola çıkarak silindir içi ısı transfer katsayısı için değişik korelasyonlarla hem benzinli hem de dizel motorlar için yaklaşık sonuçlar elde edilmiştir.

3.1. Woschni Isı Transfer Katsayısı

Woschni formülünün temelinde

$$Nu = a\,\mathrm{Re}^{m}\,\mathrm{Pr}^{n}$$

bağıntısı vardır. Prandtl sayısı çok küçük olduğu için ihmal edilmiş ve bu sayısının büyüklüğü n üssüyle birlikte a katsayısına dahil edilmiştir. Nusselt ve Reynolds formülleri açıldığında;

$$\frac{hD}{k} = a\left(\frac{wD}{v}\right)^{m} \tag{3.5}$$

elde edilir. Burada, h konveksiyon ısı transfer katsayısı, D silindir çapı, k kondüksiyon ısı transfer katsayısı, a sabit bir sayı, w gaz hızı, v kinematik viskoziteyi göstermektedir ve

$$v = \frac{\mu}{\rho} \tag{3.6}$$

olmak üzere, μ dinamik viskoziteyi, ρ yoğunluğu sembolize etmektedir. İdeal gaz denklemiyle yoğunluk

$$\rho = \frac{p}{RT_g} \tag{3.7}$$

denkleminden elde edilebilir. Yapılan deneylerden $k \sim T_g^{0,75}$, $\mu \sim T_g^{0,62}$ olarak bulunmuştur [2]. Böylece;

$$h = aT_g^{0,75-1,62m} D^{m-1} p^{m} w^{m} \tag{3.8}$$

denklemine ulaşılmaktadır. a sabiti, basınç birimine göre değişmektedir ve motordan motora değişebilen bir sabittir. m üssü, Woschni tarafından 0,8 olarak belirtilmiştir. Böylece bu denklem

$$h[W/m^2K] = 3{,}27 T_g[K]^{-0{,}55} D[m]^{-0{,}2} p[kPa]^{0{,}8} w[m/s]^{0{,}8} \tag{3.9}$$

olarak elde edilmektedir.

Emme, sıkıştırma, iş ve egzoz zamanlarında Woschni ortalama gaz hızının ortalama piston hızıyla orantılı olduğunu ileri sürmüştür. Aynı zamanda; Woschni, yanma ve genişleme boyunca, yanmadan dolayı değişen türbülans şiddetinin gaz hızlarını etkilediğini ileri sürmüştür. Bunun sonucunda, yanmadan dolayı basınç artışı $(p - p_m)$ ile gösterilmiştir. w karakteristik gaz hızı, dört zamanlı, su soğutmalı, bir dizel motorda

$$w = [C_1 U_p + C_2 \frac{V_d T_R}{p_R V_R}(p - p_m)] \tag{3.10}$$

olarak belirlenmiştir. Burada; V_d strok hacmi, p_R, V_R ve T_R referans durumda (yanma başlangıcında veya emme subabı kapandığında) sırasıyla silindir basıncı, hacmi ve sıcaklığıdır. p_m yanmasız silindir basıncı, p ile aynı krank açısındaki silindir basıncıdır.

Watson ve Janota [26], p_m için sıkıştırma ve genişleme zamanlarında adyabatik proses kabulü yaparak

$$p_m = p_{AÖN}(\frac{V_{AÖN}}{V(\theta)})^{\gamma} \tag{3.11}$$

bağıntısını önermişlerdir.

γ özgül ısılar oranı olup denklem (3.3)'te belirtilmiştir.

U_p ortalama piston hızı

$$U_p = 2Sn/60 \tag{3.12}$$

formülünden hesaplanmaktadır. Burada n devir sayısı, S ise alt ölü nokta (AÖN) ile üst ölü nokta (ÜÖN) arasındaki mesafedir.

Yukarıdaki (3.10) numaralı w denkleminde C_1 ve C_2 katsayıları;

Emme ve egzoz zamanları için;

$C_1 = 6{,}18\,,\ \ C_2 = 0$

Sıkıştırma zamanı için;

$C_1 = 2{,}28\,,\ \ C_2 = 0$

Yanma başlangıcında ve genişleme zamanı için normal yanma odalı motorlarda;

$C_1 = 2{,}28\,,\ C_2 = 3{,}24 \times 10^{-3}$

ön yanma odalı dizel motorlarda;

$C_1 = 2{,}28\,,\ C_2 = 6{,}22 \times 10^{-3}$

olarak kullanılmaktadır [2, 16, 23].

Shiling ve Woschni [27], türbülanslı ve daha hızlı dizel motorlar için C_1 katsayısını;

Emme ve egzoz zamanı için;

$$C_1 = 6{,}18 + 0{,}417\pi DN_{an} / 60U_p \tag{3.13}$$

Sıkıştırma ve iş zamanı için;

$$C_1 = 2{,}28 + 0{,}308\pi DN_{an} / 60U_p \tag{3.14}$$

olarak belirlemişlerdir. Burada N_{an} silindir içerisindeki açısal dönme hızı $0{,}7D$ alınabilir [25].

Yukarıda belirtilen katsayılar, emme ve egzoz supaplarının açıldığı ve kapandığı anlar arasında geçerli olup AÖN ve ÜÖN başlangıçlarından bağımsızdır.

2. bölümde de belirtildiği gibi, duvar sıcaklığı 600 K üzerinde olduğu durumlarda (seramik kaplanan motorlarda);

$$C_2 = 2{,}3\times10^{-5}(T_w - 600) + 0{,}005 \tag{3.15}$$

formülünün kullanılması gerekmektedir [16].

3.2. Annand Isı Transfer Katsayısı

Bu katsayının temelinde de Nusselt bağıntısı mevcuttur. h ısı transfer katsayısı yerine konduğunda

$$h(\theta) = a\frac{k}{D}\mathrm{Re}^{m} \tag{3.16}$$

olmaktadır. a katsayısı 0,25 - 0,8 arasında değişmektedir [12].

m üssü Annand tarafından 0,7 olarak belirlenmiştir. Bu değer, daha önce Woschni tarafından 0,8 olarak gösterilmişti.

k termal iletkenlik katsayısı aşağıdaki denklemden bulunabilir;

$$k(\theta) = \frac{C_p \mu(\theta)}{\mathrm{Pr}} \tag{3.17}$$

μ yanma ürünlerinin viskozitesi, sıcaklık ve yakıt fazlalık katsayısının bir fonksiyonu olmakla beraber, basınçtan bağımsızdır [2]. μ aşağıdaki denklemden hesaplanabilir;

$$\mu(\theta) = 3{,}3 \times 10^{-7} T_g(\theta)^{0,7} / (1 + 0{,}027\phi) \tag{3.18}$$

Pr Prandtl boyutsuz sayısı, sabittir ve yaklaşık olarak 0,7 alınabilir [2]. Yapılan deneylerde ϕ yakıt fazlalık katsayısı 1'den küçük olduğu için Pr aşağıdaki formülden hesaplanmıştır;

$$\mathrm{Pr} = 0{,}05 + 4{,}2(\gamma - 1) - 6{,}7(\gamma - 1)^2 \tag{3.19}$$

Reynolds sayısı

$$\mathrm{Re}(\theta) = \frac{\rho(\theta) U_p D}{\mu(\theta)} \tag{3.20}$$

formülüyle bulunabilir. Burada ρ gaz yoğunluğu, kütlenin sabit kaldığı kabul edilerek kapalı bir ortamda anlık silindir hacminin fonksiyonu olarak hesaplanabilir.

$$\rho(\theta) = \frac{m}{V(\theta)} \tag{3.21}$$

m silindir gazlarının kütlesi ideal gaz varsayımıyla hesaplanabilir.

$$m = \frac{PVM_{mix}}{R_u T} \tag{3.22}$$

Anlık silindir hacmi

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi D^2}{4} x(\theta) \tag{3.23}$$

formülünden bulunmuş olup üst ölü noktadan itibaren anlık uzaklık

$$x(\theta) = l + R - [R\cos(\theta) + \sqrt{(l^2 - R^2 \sin^2(\theta))}] \tag{3.24}$$

bağıntısıyla bulunmaktadır.

3.2. Annand ve Ma Isı Transfer Katsayısı

Literatür araştırmasında da belirtildiği gibi ileri sürülen bu formül, ölçüm sonuçlarıyla kıyaslandığında Annand denkleminden daha iyi sonuçlar vermektedir. Bu denklemin bir başka özelliği doğrudan ısı akısını formülize etmesidir.

$$q[W/m^2] = \frac{k}{D}\mathrm{Re}^{0,7}\left[a(T_g - T_w) - \frac{b}{n}\frac{dT_g}{dt}\right] + c\sigma(T_g^4 - T_w^4) \tag{3.25}$$

Burada a, b ve c katsayıları için sırasıyla 0,12, 0,2 ve 1,5 değerleri önerilmiş olup c radyasyon katsayısı, tutuşma anından itibaren sıfır alınmaktadır. σ Stephan-Boltzman sabiti ($56,7\times10^{-9} W/m^2K^4$), n devir sayısı rad/s'dir.

3.3. Hohenberg Isı Transfer Katsayısı

Hohenberg, Woschni denkleminde bazı modifikasyonlar yaparak bir dizel motorda deneyler yapmıştır. Bu modifikasyonlar; D silindir çapı yerine V anlık silindir hacmi, w gaz hızı yerine c ve U_p sabitleri ve anlık gaz sıcaklığı üssünde 0,55

yerine 0,4 tür. Anlık silindir hacmi, krank açısının fonksiyonu olarak denklem 3.23'de verilmektedir.

$$h[W/m^2K] = 129{,}8\frac{p[bar]^{0,8}(U_p + c)^{0,8}}{V^{0,06}T_g{}^{0,4}} \tag{3.26}$$

$$h[W/m^2K] = 3{,}27\frac{p[kPa]^{0,8}(U_p + c)^{0,8}}{V^{0,06}T_g{}^{0,4}} \tag{3.27}$$

c kalibrasyon sabiti olmakla birlikte, Hohenberg deney yaptığı motorda bu sabiti 1,4 olarak belirtmiştir [24, 29].

3.4. Eichelberg Isı Transfer Katsayısı

Silindir içi ısı transfer katsayısı için ilk türetilen katsayılardan biri olarak bilinen Eichelberg denkleminde dizel motorlardaki gerçek deneyler esas alınmaktadır [30]. Woschni denklemine göre daha basit olmasından dolayı tercih edilebilir ancak motor çalışma şartlarına ve ölçülerine göre düzenlenmediği için her zaman iyi sonuçlar vermemektedir [6]. Bu denklem daha çok iki zamanlı motorlar için kullanılmaktadır. Bu ve bunun gibi birçok denklemin kullanılmasında basınç birimlerine göre değişik kaynaklarda değişik katsayılarla karşılaşılmıştır.

$$h[W/m^2K] = 7{,}8x10^{-4}\sqrt{p[Pa]T_g}\sqrt[3]{U_p} \qquad [15] \tag{3.28}$$

$$h[W/m^2K] = 2{,}43\sqrt{p[bar]T_g}\sqrt[3]{U_p} \qquad [19] \tag{3.29}$$

$$h[W/m^2K] = 2{,}1\sqrt{p[bar]T_g}\sqrt[3]{U_p^2} \qquad [20] \tag{3.30}$$

$$h[kcal/m^2h^oC] = 2{,}1\sqrt{p[kg/cm^2]T_g}\sqrt[3]{U_p} \qquad [5] \tag{3.31}$$

3.5. Nusselt Isı Transfer Katsayısı

Bu denklem, silindir içi ısı transferi için bilinen en eski denklemlerden biri olup literatürde kullanımına pek rastlanmamaktadır.

$$h[W/m^2K] = 0{,}99\sqrt[3]{(p[bar]^2 T_g)^2}\,(1+1{,}24U_p) \quad [20] \tag{3.32}$$

$$h[W/m^2K] = 5{,}41x10^{-4}\sqrt[3]{p[Pa]^2 T_g}\,(1+1{,}24U_p) \quad [15] \tag{3.33}$$

3.6. Briling Isı Transfer Katsayısı

Temelde Nusselt denklemine dayanan bu denklem hemen hemen Nusselt denklemiyle aynı olup yalnızca parantez içerisindeki gaz hızında bazı değişiklikler yapılmıştır.

$$h[W/m^2K] = 5{,}41x10^{-4}\sqrt[3]{p[Pa]^2 T_g}\,(3{,}5+0{,}185U_p) \quad [15] \tag{3.34}$$

$$h[W/m^2K] = 0{,}99\sqrt[3]{(p[bar]^2 T_g)^2}\,(3{,}5+0{,}185U_p) \quad [20] \tag{3.35}$$

3.7. Van Tyen Isı Transfer Katsayısı

Briling denkleminde olduğu gibi Nusselt denklemi üzerinde bazı değişiklikler yapılmıştır.

$$h[W/m^2K] = 5{,}41x10^{-4}\sqrt[3]{p[Pa]^2}\sqrt[3]{T_g}\,(3{,}19+0{,}885U_p) \quad [15] \tag{3.36}$$

3.8. Chang Isı Transfer Katsayısı

Bu denklem HCCI (Homogeneous Charge Compressing Ignition) motorlar için düzenlenmiştir [17]. Woschni katsayıları ve değişkenleri üzerinde bazı değişiklikler

yapılarak elde edilen bu denklemde, silindir çapı yerine strok boyu (S), sıcaklık üssü -0,55 yerine -0,73, C_2 yerine $C_2/6$ değişiklikleri ve a sabiti olan 3,27 yerine 11,1 değeri uygun görülmüştür. Sonuçta, deneysel olarak ölçülen değerlere yakın değerler elde edilmiştir.

$$h[W/m^2K] = 11{,}1\,p[kPa]^{0,8}\,S[m]^{-0,2}\,T_g^{-0,73}\,w^{0,8} \tag{3.37}$$

$$w = 2{,}28U_p + \frac{C_2}{6}\frac{V_d T_R}{p_R V_R}(p - p_m) \tag{3.38}$$

Bu denklem artık HCCI motorlar için global bir denklem olarak kabul edilmiştir.

3.9 Han Isı Transfer Katsayısı

Buji ateşlemeli motorlar için geliştirilen bu formül [31]

$$h[W/m^2K] = c_1\,p[bar]^{0,75}\,U^{0,75}\,D^{-0,25}\,T_g^{-0,465} \tag{3.39}$$

$$U(\theta) = c_2 U_p + c_3(1{,}35\,pdV + Vdp) \tag{3.40}$$

$c_1 = 687$, $c_2 = 0{,}494$, $c_3 = 0{,}73\times10^{-6}$

olarak literatürde yer almıştır. Model sonuçlarıyla buji ateşlemeli motordan alınan deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında oldukça iyi sonuçlar vermektedir. Fakat bu korelasyonun literatürdeki ısı transfer çalışmalarında kullanımına hiç rastlanmamaktadır.

Literatürde daha birçok silindir içi ısı transfer katsayısı formülü mevcuttur. Ancak yukarıda belirtilen modellerden sadece Woschni, Annand ve Hohenberg denklemleri literatürde en çok tercih edildiği için bu çalışmada da sadece bu modeller kullanılmıştır.

4. MATERYAL VE METOT

4.1. Yanmalı Şartlar İçin Gereken Parametrelerin Belirlenmesi

Deneyler, dört zamanlı, su soğutmalı, dört silindirli, ön yanma odalı BMC marka bir dizel motorda gerçekleştirilmiştir. Motorun yakıt sistemi; besleme pompası, yakıt filtresi, yakıt hattı boruları, distribütör tipi yüksek basınç pompası ve delikli tip enjektörlerden oluşmaktadır. Tablo 4.1'de deneyde kullanılan dizel motorunun teknik ve geometrik özellikleri, Şekil 4.1'de ise deney düzeneği sunulmaktadır. Tablo verileri BMC taşıt kataloğundan alınmıştır.

Tablo 4.1: Deneyde kullanılan dizel motorunun teknik özellikleri [32]

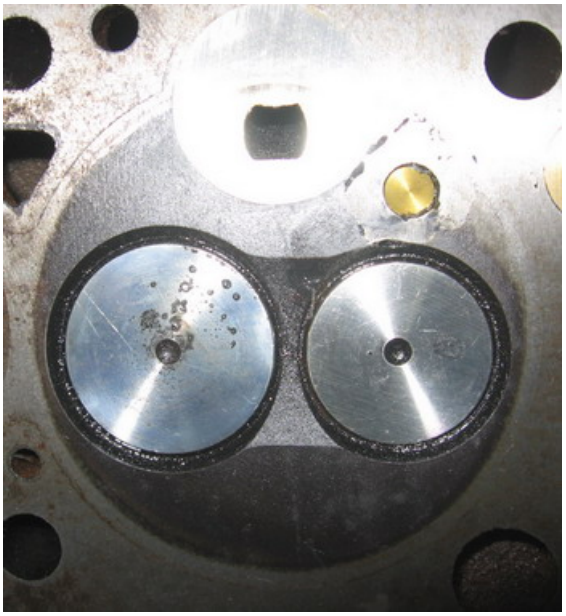
Motor	1,8 VD BMC Dizel
Motor tipi	Su soğutmalı, dört zamanlı, ön yanma odalı
Silindir sayısı	4
Çap / Strok	80,26 / 88,9 mm
Biyel kolu uzunluğu	158 mm
Sıkıştırma oranı	21,47: 1
E_mVA / E_mVK	8° ÜÖNÖ / 44° AÖNS
E_gVA / E_gVK	50° AÖNÖ / 10° ÜÖNS
Emme / Egzoz valf çapları	36,55 / 30,78 mm
Enjeksiyon pompası	Mekanik regülatörlü, Distribütör pompa
Enjeksiyon zamanlaması	18° ÜÖNÖ
Maksimum güç	38,8 kW (52 HP) / 4250 dev/dak
Maksimum moment	105,5 Nm / 2400 dev/dak
Püskürtme sırası	1-3-4-2
Rölanti devri	650-700 dev/dak
Kuru ağırlık	181,43 kg (volan, alternatör ve marş motoru dahil)

Motoru test şartlarına hazırlamak için silindir cidarları, piston yüzeyleri, segmanlar, silindir kapağı, enjektör yuvaları vb. gibi motor parçaları ve kısımlar kontrol edilmiştir. Gerekli görülen parçalar, fabrika montaj değerleri (cıvata sıkma momentleri, sentil değeri vb. gibi) esas alınarak değiştirilmiştir. Kritik üst ölü nokta bilgisi için, birinci silindirdeki pistonun çıkacağı maksimum nokta silindir kapağı açıkken tespit edilmiş ve bu nokta krank kasnağı üzerine işaretlenmiştir. Silindir basıncını ölçmek için Kistler marka 6061B model su soğutmalı piezo kristalli basınç



Şekil 4.1: Deney düzeneği

algılayıcısı yanma odasının merkezine yerleştirilmiştir. Basınç algılayıcısı test motorunun silindir kapağı üzerine, üretici firmanın önerdiği şekilde montaj edilmiştir. Ekler kısmında silindir basınç algılayıcısına ait teknik özellikler verilmektedir. Silindir basınç algılayıcısının kalibrasyonu üretici firma tarafından yapılmış ve algılayıcı kalibrasyon sertifikası ile birlikte satın alınmıştır. Silindir kapağı yerine monte edildikten sonra emme ve egzoz supap ayarı, fabrika sentil değeri (0,25) esas alınarak motor soğukken ve ısındıktan sonra yapılmıştır. Yakıt hattındaki contalar ve yakıt filtresi yenisi ile değiştirilmiştir. Motor deney şartlarına hazırlanırken, fabrika değerleri dışında herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Şekil 4.2, basınç algılayıcısının motor yanma odasındaki yerini göstermektedir.

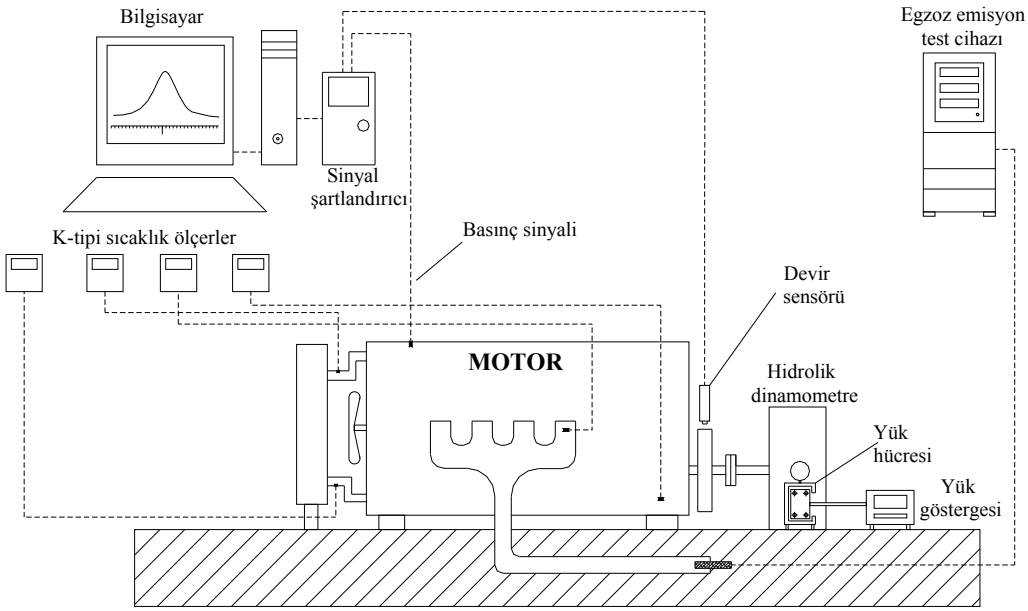


Şekil 4.2: Basınç algılayıcısın motor yanma odasındaki yeri

Deney test düzeneğinin montajına motorun test sehpasına alınmasıyla başlanmıştır. Motorun yüklenmesi için Motosan marka hidrolik dinamometre test sehpasına monte edilmiştir. Motorun yüklenmesi anındaki değerler, 1 gr hassasiyetinde, 0-200 kg aralığında ölçüm yapabilen, dijital göstergeli Esit marka SP 200 model yük hücresi kullanılarak okunmuştur. Yük hücresinin kalibrasyon eğrisi ekler kısmında verilmektedir. Krank açısını belirlemek için kullanılan manyetik devir algılayıcısı, montaj sırasında tespit edilen referans noktaya (kritik üst ölü nokta) göre gerilim üretmesi sağlanmıştır. Üretilen gerilim sinüs sinyali olduğu için bir sinyal şartlandırıcı kullanılarak filtreleme yapılmıştır. Filtrelenen sinyaller LabVIEW bilgisayar yazılımında oluşturulan ara yüz ile krank açısı cinsine dönüştürülmüştür. Basınç algılayıcılarından gelen sinyaller, Kistler 5015A 1000 model sinyal şartlandırıcı, Advantech PCI 1716 çok fonksiyonlu veri toplama kartı kullanılarak Pentium II bilgisayara aktarılmış ve LabVIEW bilgisayar yazılımı kullanılarak işlenmiştir.

Hava fazlalık katsayısı λ'nın ölçümü için egzoz ölçüm cihazıyla bağlantılı infrared ölçüm sistemine sahip Bilsa marka MOD 500 model cihaz kullanılmıştır. Motor test düzeneği temel olarak ön yanma odalı dizel motor, hidrolik dinamometre, şasi ünitesi, basınç algılayıcısı, devir algılayıcısı, veri toplama ünitesi ve egzoz emisyon

test cihazından oluşmaktadır. Şekil 4.3'de deney tesisatının şematik görünüşü verilmektedir.

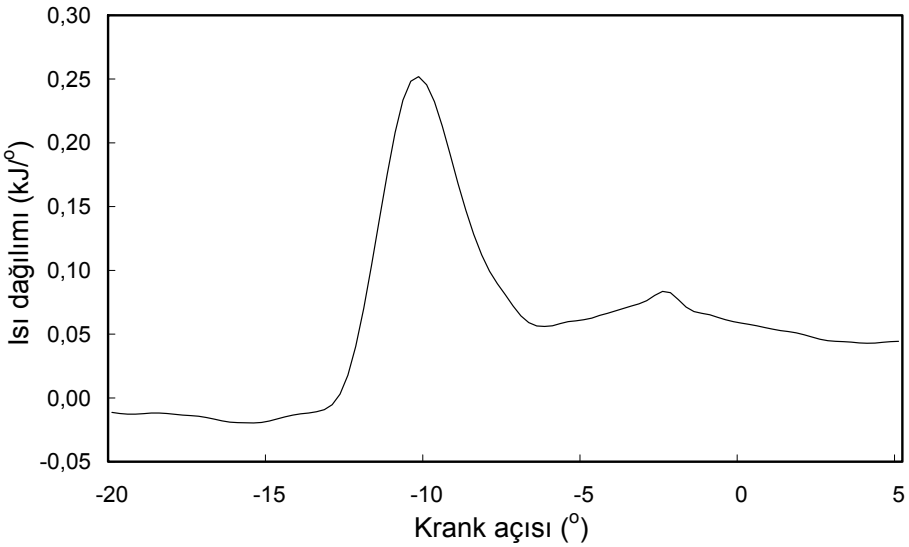


Şekil 4.3: Motor test düzeneğinin şematik görünüşü

Motor sıcaklıkları, tek hissedici girişli, NiCr-Ni elemanlı K tipi dijital göstergeli sıcaklık ölçerlerle ölçülmüştür. Bunlar 1 °C hassasiyetli olup, 0-1200 °C sıcaklık aralığında ölçüm yapabilmektedir. Dijital sıcaklık ölçerlerine ait kalibrasyon eğrileri ekler kısmında verilmektedir. Bu sıcaklık ölçerler motor yağı, egzoz, yakıt, ortam, radyatör giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmektedir.

Woschni denklemindeki yanma başlangıcı ısı dağılımı grafiğinden yola çıkılarak belirlenmiştir. Isı dağılım grafiği, silindir basıncının bir fonksiyonudur ve hesap yöntemi ilgili kaynakta ayrıntılı olarak ele alınmıştır [33]. Şekil 4.4'de ısı dağılımı grafiği gösterilmektedir.

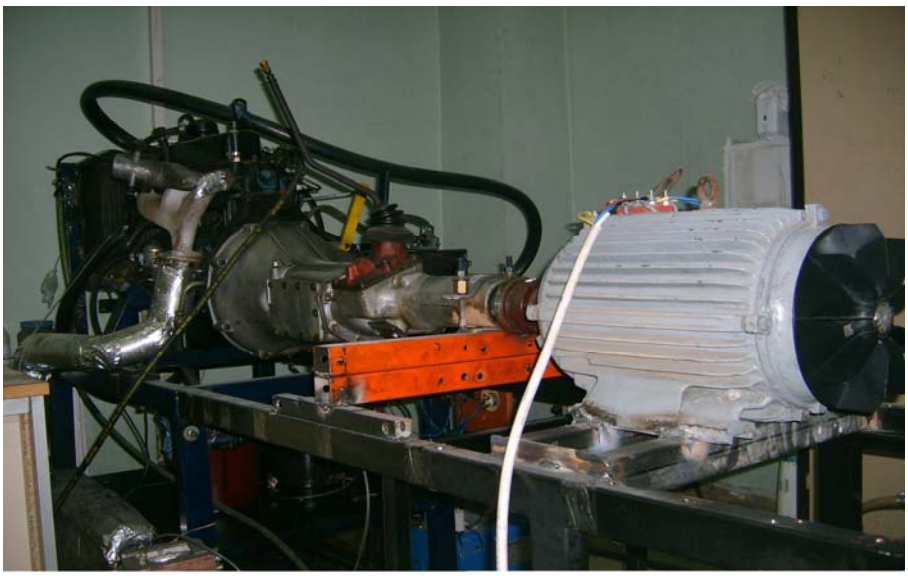
Bu eğrinin sıfırın altındayken aniden yükselmeye başladığı an, yanma başlangıcı olarak kabul edilmektedir.



Şekil 4.4: Isı dağılımı grafiği

4.2. Yanmasız Şartlar İçin Gereken Parametrelerin Belirlenmesi

Yanmasız şartlar için; hidrolik dinamometre sökülerek şasiye sabitlenen bir elektrik motoru, motor vites kutusu çıkış miline eksenleri ayarlanarak monte edilmiştir. Elektrik motorunu şasiye sabitleme işlemi ark kaynağı ile sağlanmıştır. Elektrik motorunun devri ABB marka bir sürücü vasıtasıyla ayarlanmıştır. Sürücü ve elektrik motoru özellikleri ekler kısmında belirtilmiştir. Elektrik motorunun dizel motora montajı Şekil 4.5'de gösterilmektedir.

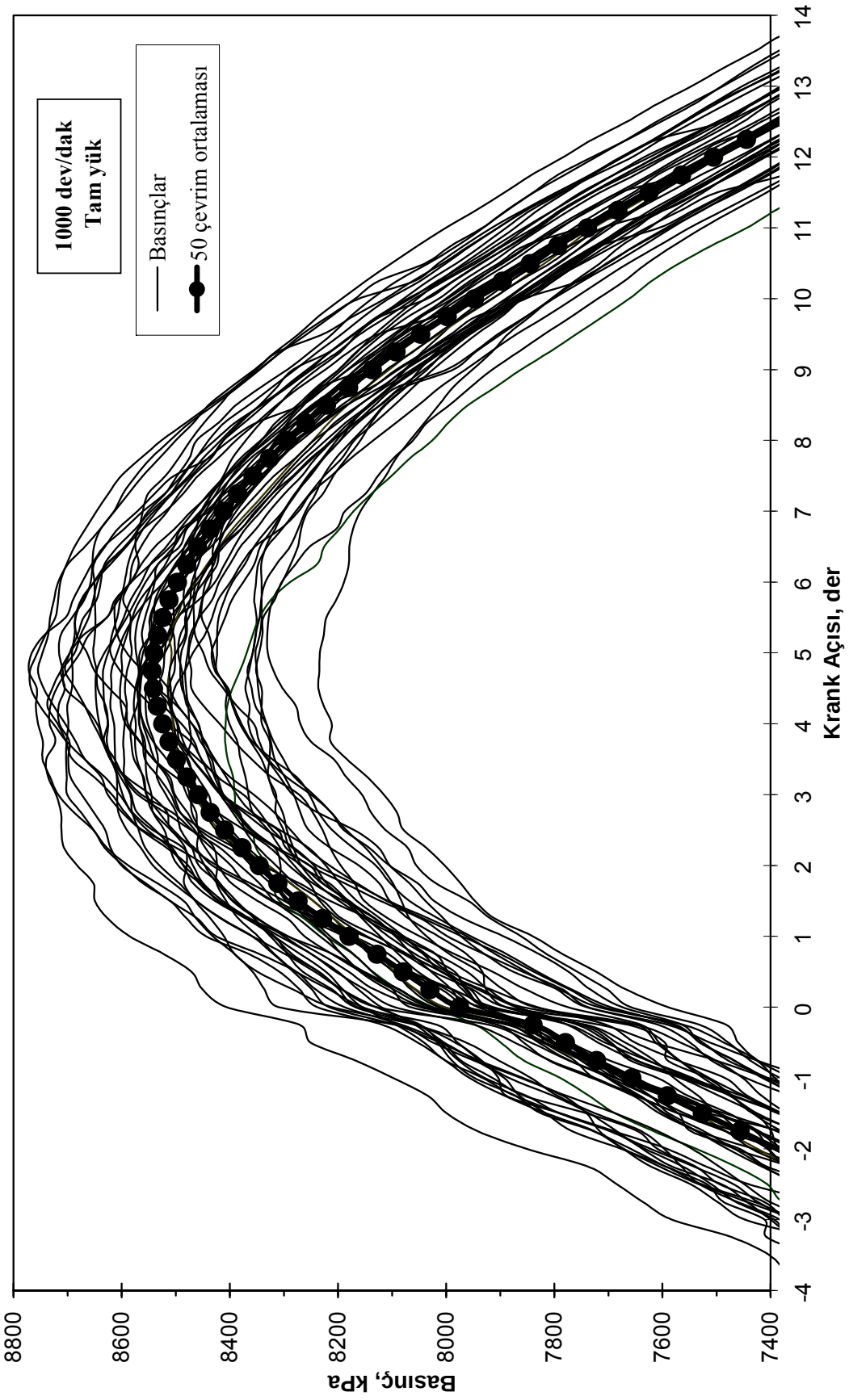


Şekil 4.5: Dizel motorun elektrik motoruyla çevrilmesi

4.3. Deneysel Hazırlık ve Metotlar

Yanmalı şartlarla ilgili deneylere başlamadan önce motor yağı ve radyatör su seviyesi kontrol edilmiştir. Hava fazlalık katsayısının ölçümü için egzoz emisyon cihazlarının filtreleri temizlenmiş ve yük hücresi göstergesi sıfırlanmıştır. Motor kararlılığının anlaşılabilmesi için motor yağ ve egzoz sıcaklığındaki değişim gözlemlenmiştir. Motorun ilk çalışma anından yaklaşık 20 dakika sonra motor yağ sıcaklığı 60-70°C, egzoz sıcaklığı 120-130°C'ye ulaştığında motorun kararlı hale geldiği kabul edilmiştir. Deneysel çalışma boyunca tüm testler motor kararlı hale geldikten sonra gerçekleştirilmiştir. Motor çalışma sıcaklığına ulaştıktan sonra 1000 ve 1500 dev/dak hızlarda 20 Nm, 40 Nm ve tam yüklerde silindir basınçları ve hava fazlalık katsayıları belirlenmiştir. Motor test düzeneğinin veri toplama ünitesi yardımıyla aktarılan silindir basıncı ile krank açısı değerleri, motor kararlı rejime ulaştıktan sonra bilgisayara kaydedilmiştir. Kaydetme işleminde LabVIEW bilgisayar yazılımında hazırlanmış arayüz kullanılmıştır. Her bir testten sonra motor dinlenmeye alınmıştır. Silindir basınçları her 0,25° KA aralığı için belirlenmiş ve 50 çevrimin ortalaması alınmıştır. Şekil 4.6'da krank açısına göre 50 çevrime ait basınçlar ve bu basınçların ortalaması gösterilmektedir.

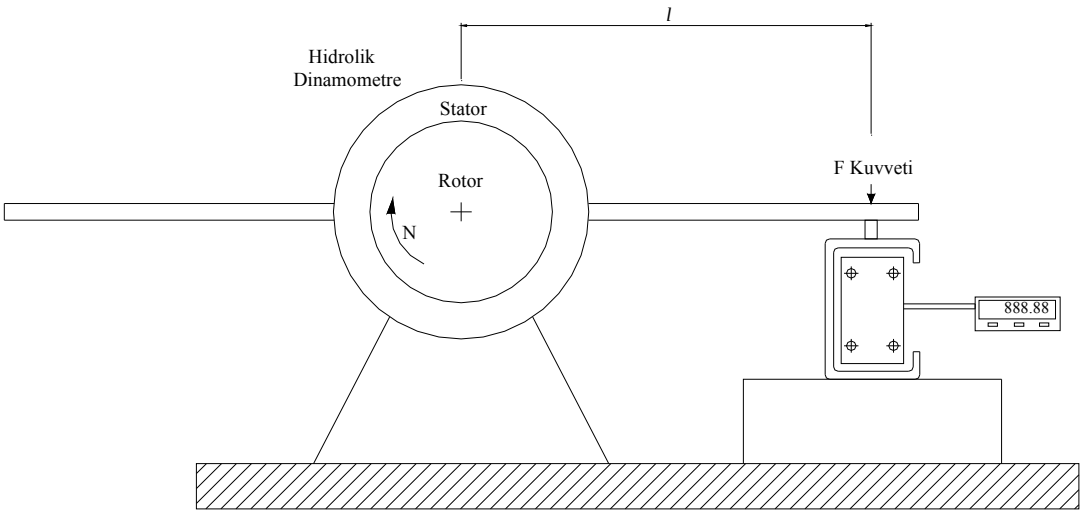
Ortam, egzoz, yağ, yakıt, radyatör giriş-çıkış sıcaklıkları, bağıl nem, ortam basıncı motor kararlı hale ulaştıktan sonra kaydedilmiştir. Deneylerde kullanılan dizel yakıtının hidrojen/karbon oranı 1,78, setan sayısı 56,5 ve alt ısıl değeri ise 42930 kJ/kg'dır.



Şekil 4.6: Krank mili açısına göre 50 çevrime ait basınçlar ve bunların ortalaması

4.3.1. Döndürme momentinin ölçülmesi

Döndürme momenti bir motorun iş yapabilme yeteneğini göstermektedir. Döndürme momenti mekanik, hidrolik ve elektromanyetik dinamometreler yardımı ile ölçülebilmektedir. Hidrolik dinamometrelerde düşük sürtünmeli yatakla desteklenmiş rotor, hidrolik sürtünmeli olarak sabit olan statorla birleşiktir [2]. Bu çalışmada, motor çıkış mili ile hidrolik dinamometrenin rotor flanşı arasına kardan mili monte edilerek, motorun dinamometre irtibatı sağlanmıştır. Şekil 4.7'de motor test düzeneğinde döndürme momentinin ölçülmesinde kullanılan sistemin şeması gösterilmektedir.



Şekil 4.7: Test düzeneğinde döndürme momentinin ölçülmesi

Döndürme momenti ölçümünde motorun verdiği moment (M_d) önce rotora tesir etmekte, daha sonra rotor ile stator arasında bulunan sıvı aracılığıyla stator döndürülmeye çalışılmaktadır. Stator üzerinde bulunan kol, yük hücresine baskı yaparak bir devirde 2π r yolu boyunca kuvvet uygulamaktadır. Bu kuvvet, motorun döndürme momenti olarak ifade edilmektedir. Statoru döndürmeye çalışan F kuvvetinin oluşturduğu moment;

$$M_d = F.l \tag{4.1}$$

formülü ile bulunmaktadır. Buradaki (l) uzunluğu, F kuvvetinin etkidiği nokta ile rotor merkezi arasındaki mesafeyi ifade etmektedir ve bu mesafe 34 cm'dir. Yük hücresine gelen voltaj değeri 3,33 ile çarpılarak ekranda yük değeri gösterilmektedir.

4.3.2. Silindir basınçlarının hesaplanması

Dizel motorlarda emme zamanında hava herhangi bir kısıtlamaya maruz kalmadığı için piston AÖN'ya ulaştığı anda silindir içi basıncın atmosfer basıncına eşit olduğu kabul edilmektedir [33]. Bu yüzden, sıkıştırmanın başlaması ile ölçülen basınç değerine atmosfer basıncı eklenmiştir. Herhangi bir krank açısında çıkış voltajından yararlanılarak mutlak basıncın hesaplanmasında aşağıdaki formül kullanılmıştır;

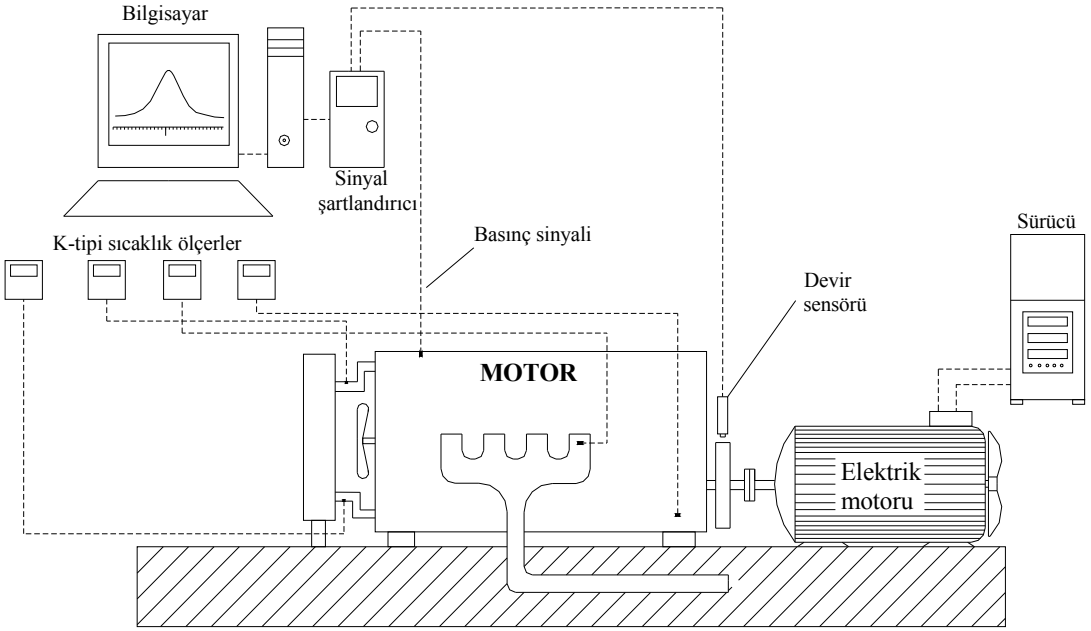
$$P_\theta = C_0 (E_\theta - E_{AÖN}) + P_{AÖN} \tag{4.2}$$

Burada $E_{AÖN}$, piston AÖN'da iken sinyal şartlandırıcı çıkışındaki voltaj değeridir. E_θ, herhangi bir krank açısındaki voltaj değerini, $P_{AÖN}$ ise piston AÖN'daki basınç değerini ifade etmektedir ve bu basınç 1 bar olarak kabul edilmektedir. Sinyal şartlandırıcının, maksimum ve minimum çıkış voltajı üretici firma tarafından +/-10 V olarak belirlenmiştir. Basınç algılayıcısı 0-250 bar ölçüm aralığına sahip olduğundan, voltaj değeri ile doğru orantılı olarak 25 bar için 1 V'luk çıkış gerilimi üretmektedir. C_0 ise sinyal şartlandırıcının çıkış voltajı ile basınç arasındaki oranı belirleyen bir katsayıdır. C_0 katsayısı 25 olarak hesaplanmıştır.

4.3.3. Yanmasız çalışma şartlarında devir ve basınç ölçülmesi

Yanmasız şartlarla ilgili kısımda yalnızca silindir basıncı ölçümü yeterli olup motorun yakıt pompası devre dışı bırakılmış ve dizel motor bir elektrik motoruyla uygun yönde 1000 ve 1500 dev/dak hızlarda çalıştırılmıştır. Bu deneylerde vuruntu oluşmayacağından dolayı 20 çevrimin ortalamasının alınmasının yeterli olacağı düşünülmüştür. Yalpalama olmaması için dizel motorun şanzıman çıkış mili ekseni ile elektrik motoru ekseni aynı hizada sabitlenmiştir. Elektrik motorunun şasiye sabitlenmesi ark kaynağı ile sağlanmıştır. ABB marka bir sürücüyle elektrik

motorunun devri kontrol edilmiştir. Volan devri ile şanzıman mil devrinin aynı olması için iletim oranlarının 1:1 olmasını sağlayan 4. viteste deneyler yapılmıştır. 1500 devir için vites küçültülmüş ve krank mili devri istenilen hıza sürücü sayesinde ulaştırılmıştır. Bu esnada, devir ölçümü krank kasnağı üzerine yapıştırılan manyetik bant ve takometre ile yapılmıştır. Elektrik motoruyla tahrik edilen dizel motorun tesisat şeması Şekil 4.8'de gösterilmektedir. Bu ölçüm sayesinde hem Woschni denklemindeki yanmasız basınç p_m hem de farklı devirlerdeki yanmasız basınçlar elde edilmiş ve termodinamik modelle kıyaslanmıştır.



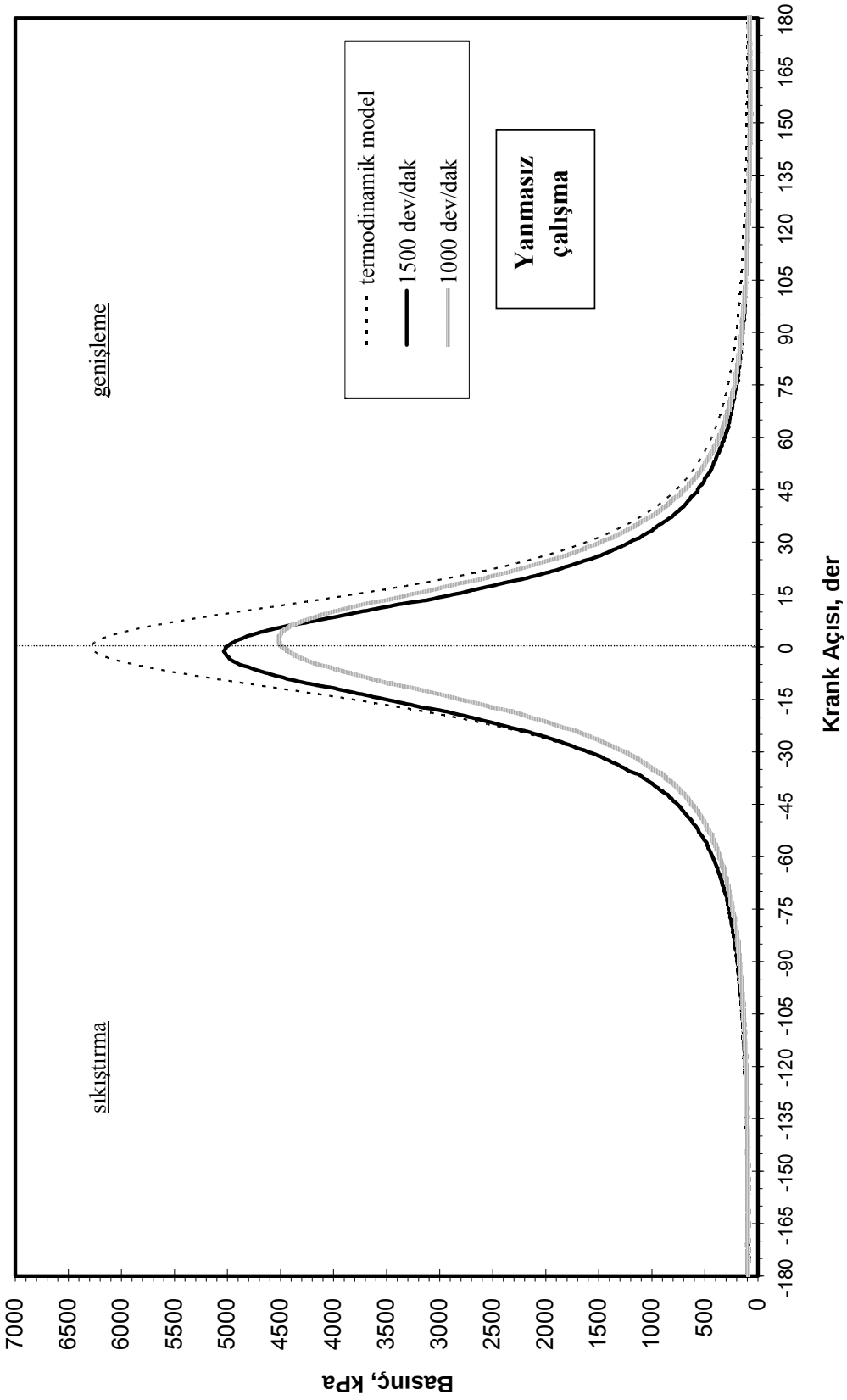
Şekil 4.8: Elektrik motoruyla dizel motorunun çevrilmesi

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, deneyler sonucunda elde edilen datalardan yararlanılarak formüller yardımıyla hesaplanan gaz-duvar arası ısı transfer katsayıları (Woschni, Annand ve Hohenberg) arasındaki farklar gösterilerek, tam yük, 40 Nm ve 20 Nm sabit yük ve iki farklı devirde (1000 dev/dak, 1500 dev/dak) ısı transfer değişimleri grafikler halinde incelenmektedir. Ayrıca, yanmasız şartlarda 1000 dev/dak ve 1500 dev/dak'da meydana gelen ısı transfer karakteristiklerinin aynı devirlerdeki yük artışlarıyla nasıl değiştiği gösterilmektedir.

5.1. Yanmasız Durumda Silindir Basınçları

Yanmasız durumda basınçlar, 1000 ve 1500 dev/dak hızlarda elde edilmiş ve Watson ve Janota [26] tarafından verilen $p_m = p_{AÖN}(V_{AÖN}/V(\theta))^{\gamma}$ termodinamik modelle kıyaslanmıştır. Bu model, motorun tüm çalışma durumlarında hep aynı eğriyi vereceğinden farklı devirlerde ölçüm yapılması uygun görülmüştür. Elde edilen grafik Şekil 5.1'de gösterilmektedir. Termodinamik modelle elde edilen eğrinin gerçek ölçüm sonuçlarından daha büyük olduğu gözükmektedir. Ayrıca devir artışıyla da basıncın arttığı görülmektedir. Devir artışıyla birlikte yanmasız durumda silindir içinde sürtünmelerden dolayı meydana gelen sıcaklık artışı ve hava hareketlerinin meydana getirdiği türbülans etkisi bu basınç artışlarının başlıca sebebidir.

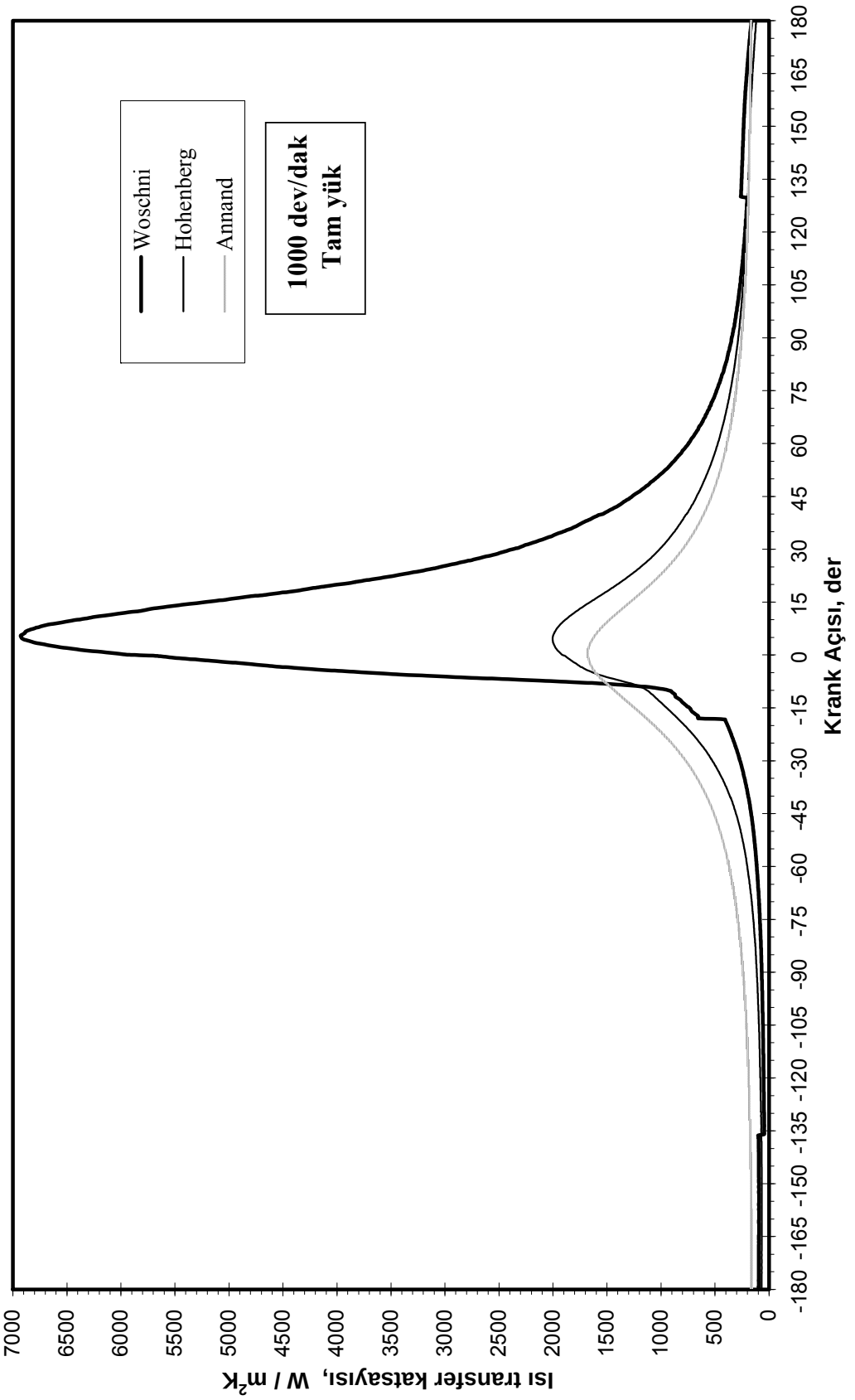


Şekil 5.1: Yanmasız çalışma şartlarında elde edilen silindir basınçlarının termodinamik modelle kıyaslanması

5.2. Isı Transfer Katsayıları

Woschni, Annand ve Hohenberg denklemleriyle hesaplanan ısı transfer katsayılarının literatürde ve bu çalışmada birbirlerinden farklı oldukları görülmüştür [1, 2, 17, 19, 25]. Şekil. 5.2, 1000 dev/dak ve tam yükte (84,9 Nm), KA'ya göre ısı transfer katsayısı eğrilerini göstermektedir.

Bu eğriler arasındaki maksimum değerler 1700 W/m^2K ve 6900 W/m^2K arasında değişmektedir. Bu farkların sebebi; Woschni denkleminin, radyasyon etkisini içermesinden ancak Annand denkleminin içermemesinden, Woschni denkleminde w karakteristik gaz hız denkleminin C_1 ve C_2 faktörlerinden, farklı m üslerinden (Woschni için 0,8 ve Annand için 0,7), Annand denklemindeki a katsayısından (0,49), Hohenberg denklemindeki gaz hızının sabitlenmesinden ve üs değerlerinin değişmesinden kaynaklanmaktadır. Woschni modeli, özellikle ön yanma odalı dizel motorlar için elde edildiğinden dolayı, bundan sonraki bölümlerde sadece bu modelden elde edilen grafikler gösterilmektedir.



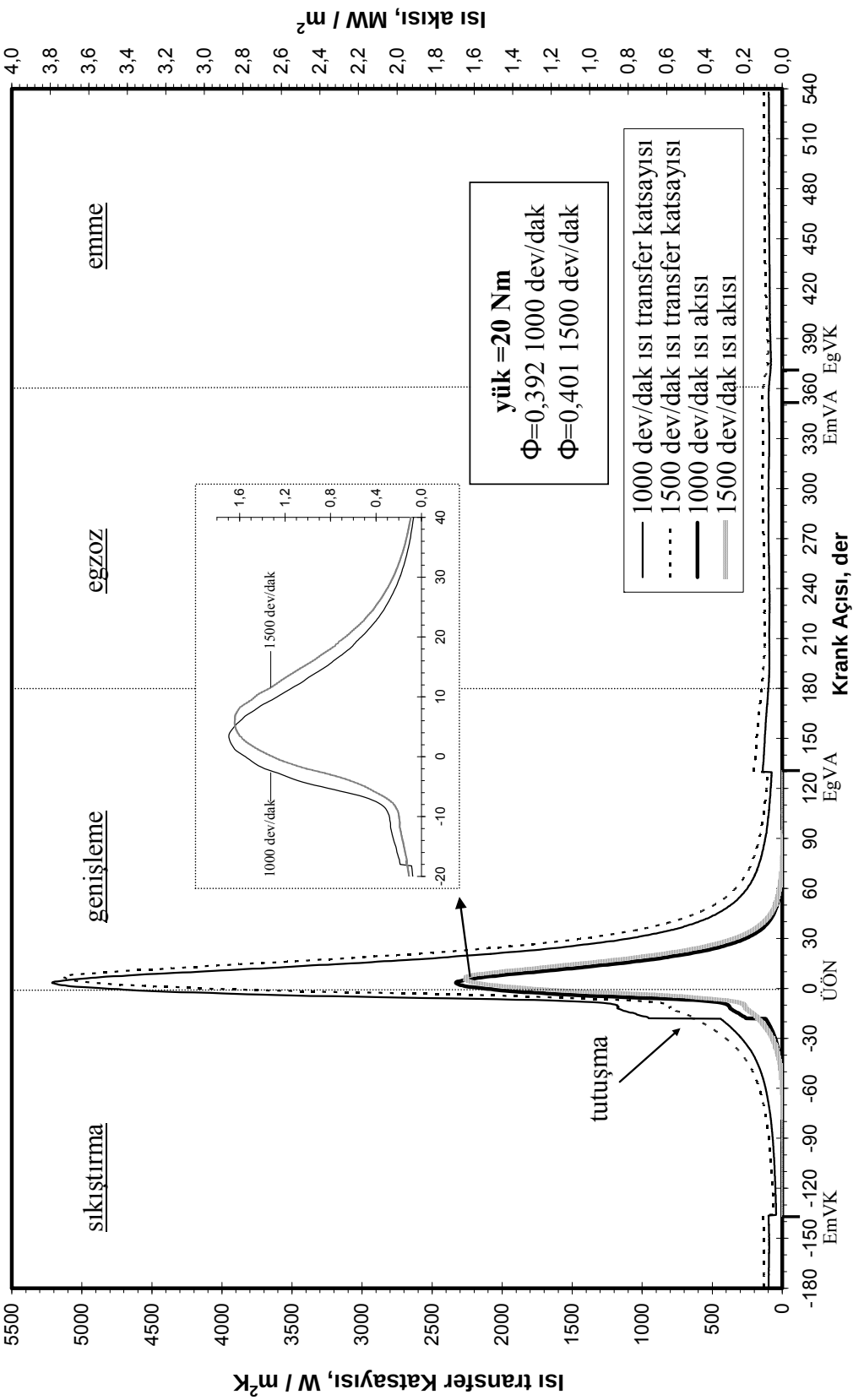
Şekil 5.2: Woschni, Annand ve Hohenberg ısı transfer katsayılarının karşılaştırılması

5.3. 20 Nm, 40 Nm ve Tam Yükte Yanma Gazları ve Yanma Odası Duvarları Arasında Meydana Gelen Isı Transferi

Tüm grafiklerde, en yüksek ısı transferinin ÜÖN'yı geçince genişleme periyodunda olduğu görülmüştür. Maksimum basınç ve sıcaklığın ÜÖN'dan sonra olması bunun başlıca nedenlerinden biridir. Diğer periyotlarda ısı transfer karakteristikleri sıfıra yaklaşmaktadır. Isı akısı; egzoz zamanı, emme zamanı ve sıkıştırma başlangıcında negatif kalmakta, diğer bir deyişle yön değiştirmektedir. Bu durumda, silindir cidarlarından gaza doğru ısı akısı söz konusudur. Isı transfer katsayısı için de aynı eğilim görülmektedir. Şekil 5.3'de her iki ısı transfer karakteristiğinde devir artışıyla birlikte maksimum değerlerde bir düşme görülmektedir. Maksimum ısı transfer katsayısı 5212 W/m^2K'den 5135 W/m^2K'e, maksimum ısı akısı 1,7 MW/m^2'den 1,64 MW/m^2'e düşmektedir. Tutuşma anı ÜÖN'dan önce tüm şartlarda yaklaşık 13° KA olarak bulunmuş ve grafikte belirtilmiştir. Ayrıca, ısı akısının daha kolay görülebilmesi için -20° KA ve 40° KA arası büyütülerek grafik içerisinde tekrar gösterilmiştir. Grafiğe göre; düşük yükte devir artışıyla maksimum ısı transfer karakteristik değerleri düşmekte ve aynı zamanda maksimum ısı transferinin meydana geldiği krank açısı gecikmektedir.

Aşağıdaki grafiklerde, maksimum ısı akıları arasındaki en yüksek fark 0,55 MW/m^2'dir. En düşük ısı akısı 20 Nm 1500 dev/dak'da 1,64 MW/m^2, en yüksek ısı akısı tam yükte her iki devir için 2,19 MW/m^2'dir. En düşük ve en büyük değer arasındaki bu fark % 33,5'lik bir artışa karşılık gelmektedir. Benzer şekilde, maksimum ısı transfer katsayıları arasındaki en büyük fark 2315 W/m^2K'dir. En düşük ısı transfer katsayısı 20 Nm 1500 dev/dak'da 5135 W/m^2K ve en büyük ısı transfer katsayısı tam yük 1500 dev/dak'da 7450 W/m^2K şartlarında gerçekleşmektedir. Bu da % 45'lik artışa karşılık gelmektedir.

Şekil 5.3'de, 20 Nm sabit yükte devir artışıyla birlikte her iki tip ısı transfer karakteristiğinde bir azalma görülmektedir. Maksimum ısı transfer katsayısı 5212 W/m^2K'den 5135 W/m^2K'e, maksimum ısı akısı 1,7 MW/m^2'den 1,64 MW/m^2'ye düşerek, ısı transfer katsayısında % 1,47, ısı akısında % 3,53 azalmaya sebep olmaktadır.

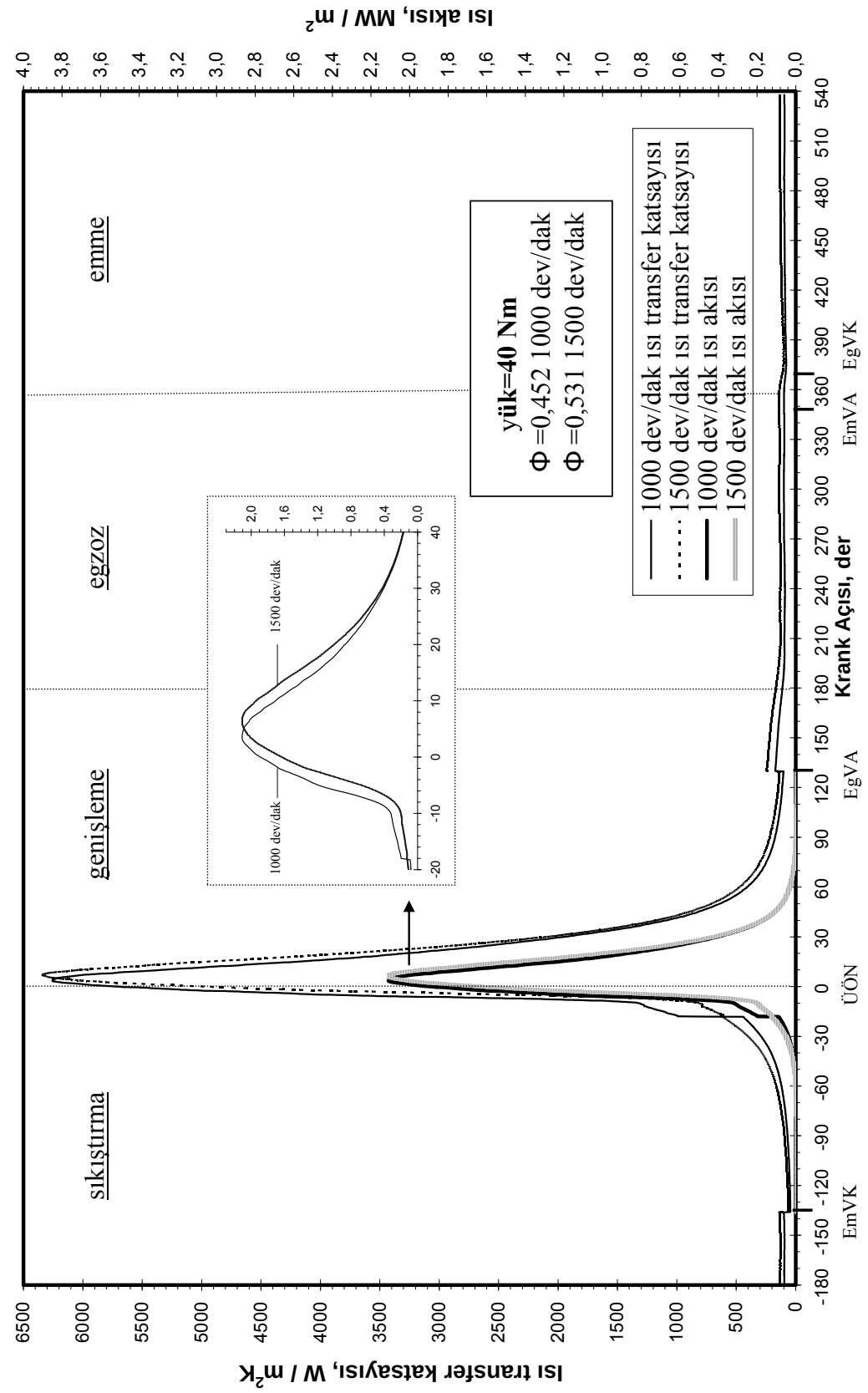


Şekil 5.3: 20 Nm yükte krank açısının fonksiyonu olarak ısı transfer katsayısı ve ısı akısı

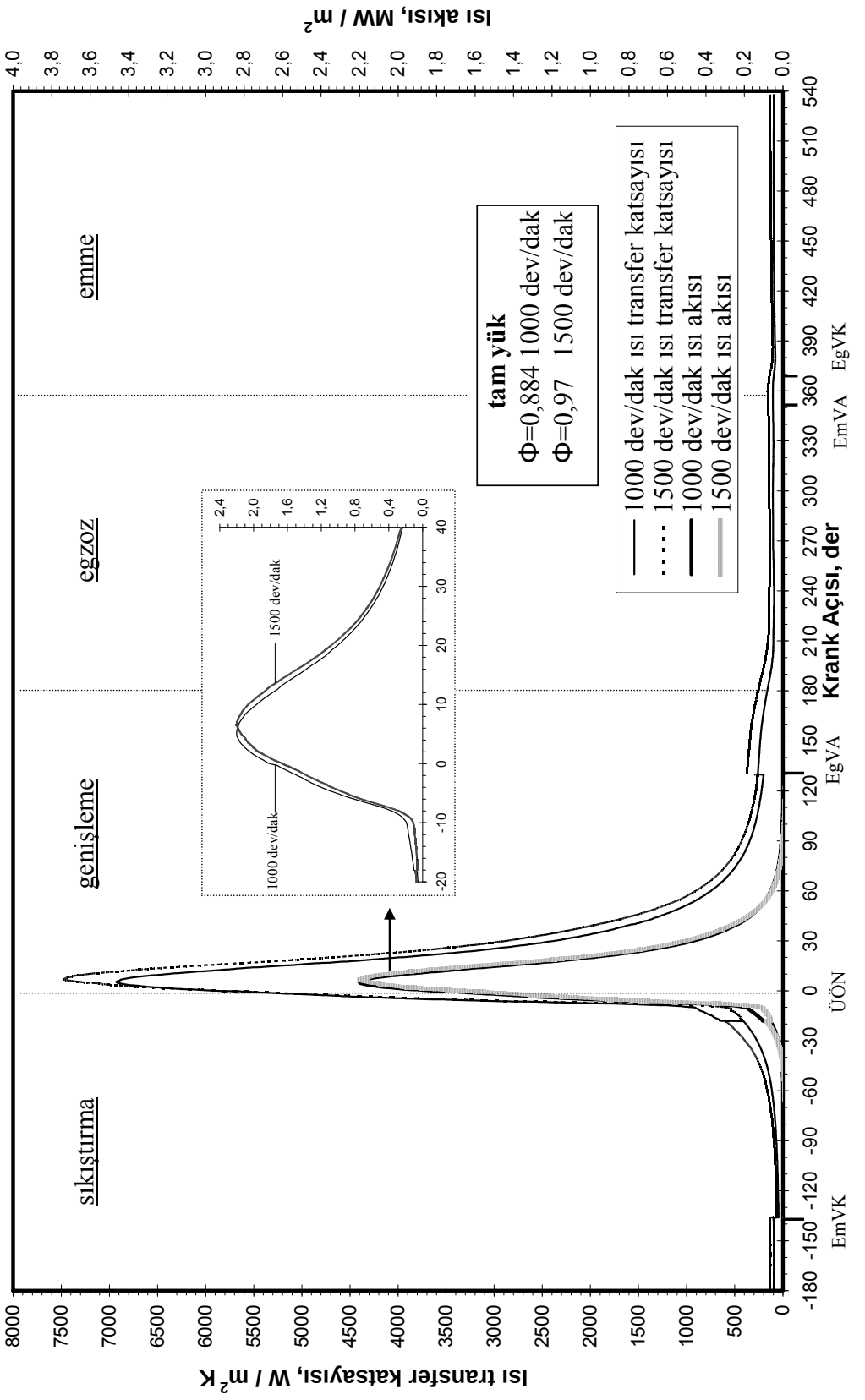
Grafiğe göre, düşük yükte devir artışıyla ısı transferi azalmakta, aynı zamanda maksimum ısı transferinin meydana geldiği krank açıları ilerlemektedir.

Şekil 5.4'de, 40 Nm sabit yükte devir artışıyla birlikte ısı transfer karakteristiklerindeki değişim görülmektedir. 20 Nm sabit yük şartlarındakinden farklı olarak, bu yükte ısı transfer katsayısı devirle birlikte artmaktadır. 40 Nm'de, ısı transfer katsayısı 6255 W/m^{2}K'den 6345 W/m^{2}K'e % 1,44 oranında artmaktadır. Fakat bu yükte, ısı akıları devir sayısıyla birlikte değişmemektedir. Bu yükte, her iki devir için maksimum ısı akısı 2,1 MW/m^2'dir. 20 Nm'den 40 Nm'ye yük artışlarında ısı transfer değerleri kıyaslandığında, 1000 dev/dak'da maksimum ısı transfer katsayısı değeri % 20, ısı akısı % 29,4, 1500 dev/dak'da maksimum ısı transfer katsayısı değeri % 23,6, ısı akısı % 28,4 artmaktadır. Yükün ve devrin artması sonucunda dolgunun enerjisi artarak silindir içi basınç ve sıcaklığı artmaktadır. Bu durumda, Woschni ısı transfer katsayısı formülünde en büyük etkiye sahip olan basınç, sıcaklık ve ortalama piston hızı artarak ısı transfer katsayısı artmakta ve sonuçta yanma gazlarına maruz kalan yanma odası duvarlarında ısı transferi artmaktadır.

Şekil 5.5'de, tam yük şartlarında devir değişimiyle meydana gelen ısı transfer değişimleri görülmektedir. Diğer yüklerle kıyaslandığında tam yükte devir artışının ısı transfer katsayısını önemli ölçüde etkilediği buna karşılık ısı akısını neredeyse hiç değiştirmediği görülmektedir. Bu grafikte, maksimum ısı transfer katsayıları devir artışıyla 6927 W/m^{2}K'den 7450 W/m^{2}K'e yükselirken, ısı akıları her iki devirde de 2,19 MW/m^2'de sabit kalmaktadır. Isı akılarının, ısı transfer katsayısıyla artması beklenirken sabit kalmıştır. Bunun nedeni, devir artışıyla artan ϕ yakıt fazlalık katsayısı'nın yanma odası yüzey sıcaklığı T_w'yi artırması ve sonuçta ısı akısı formülündeki $(T_g - T_w)$ sıcaklık farkını azaltmasıdır.



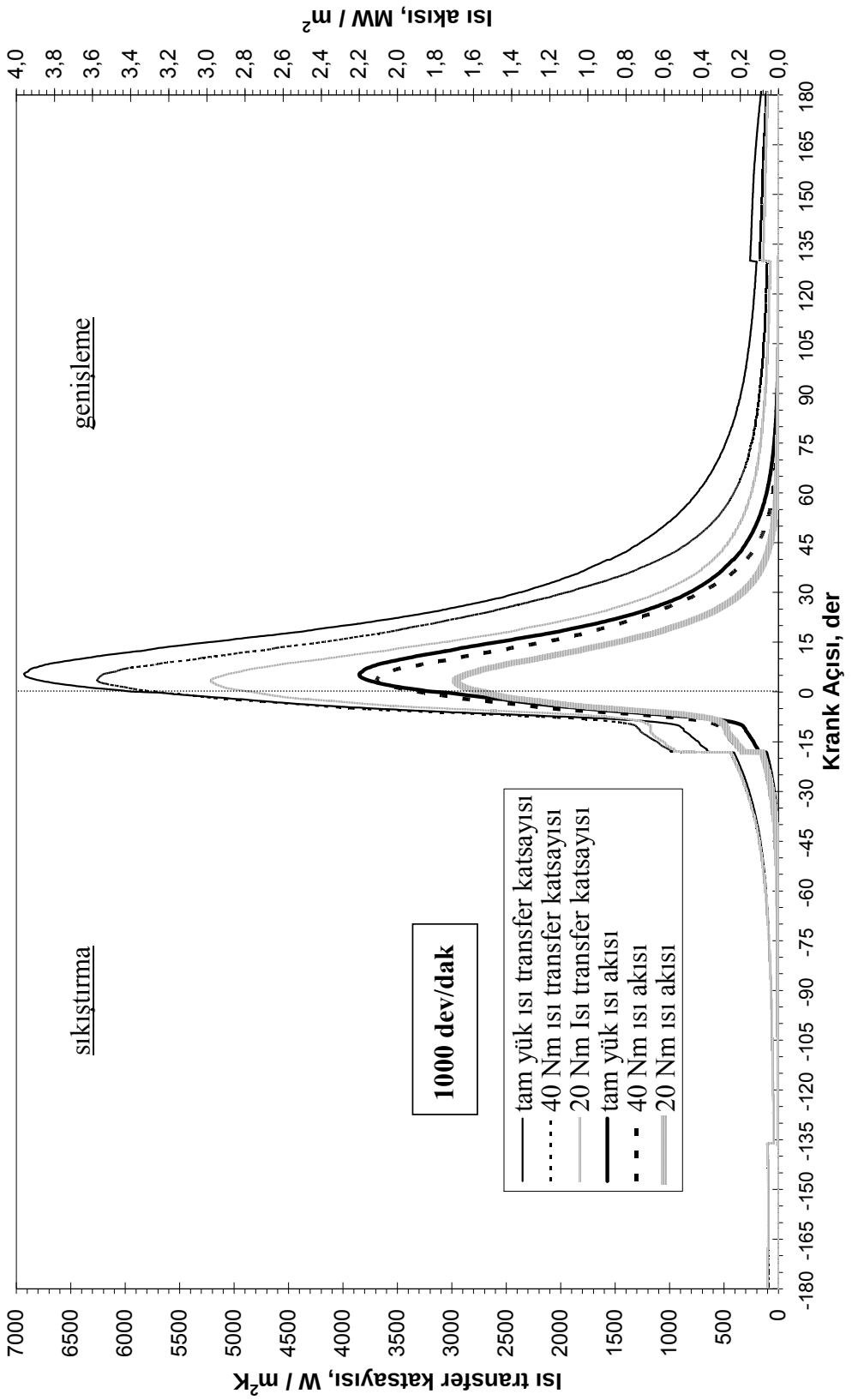
Şekil 5.4: 40 Nm yükte krank açısının fonksiyonu olarak ısı transfer katsayısı ve ısı akısı



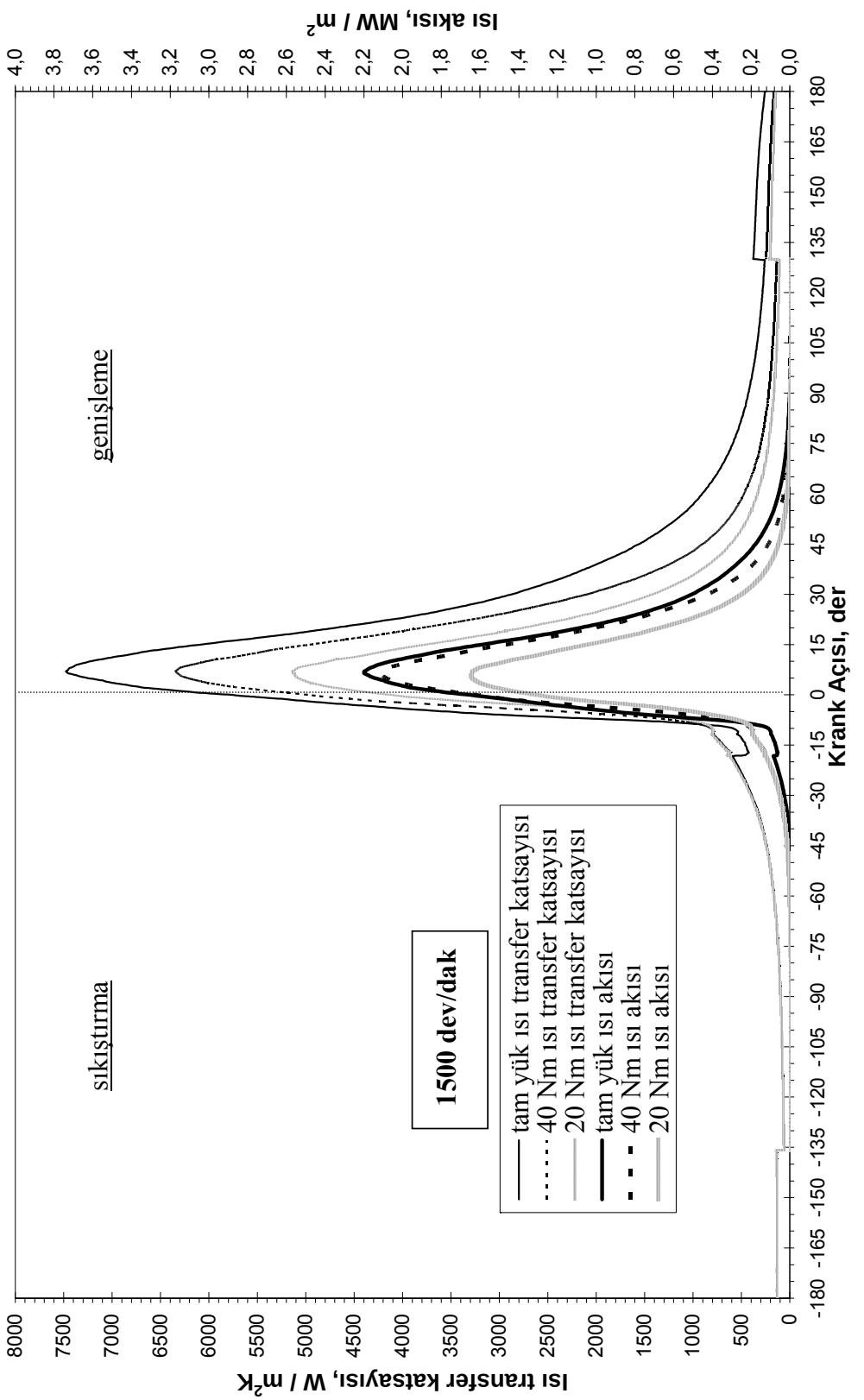
Şekil 5.5: Tam yükte krank açısının fonksiyonu olarak ısı transfer katsayısı ve ısı akısı

5.4. 1000 ve 1500 Devirlerde Yanma Gazları ve Yanma Odası Duvarları Arasında Meydana Gelen Isı Transferi

Yukarıdaki grafikler (Şekil 5.3, 5.4 ve 5.5) sabit yüklerde motor devir sayısının etkisini göstermek için düzenlenmiştir. Grafikler, sabit devirde yük değişiminin etkisini göstermek için düzenlendiğinde, yük artışının ısı transfer katsayısına ve ısı akısına oldukça fazla etki ettiği görülmektedir (Şekil 5.6 ve 5.7). Yük artışıyla, eğrilerin düzenli olarak arttığı ve aralarındaki farkın giderek azaldığı görülmektedir. Yükün artması, karışımı zenginleştirdiğinden silindir içerisinde dolgu enerjisi artmakta ve daha fazla ısının oluşmasına neden olmaktadır. Böylece, gaz-duvar arasında ısı transfer katsayıları ve ısı akıları artmaktadır. Devir artışı ise dolgunun hızını arttırarak türbülans artışına sebep olmaktadır. Yanma gecikeceği için de maksimum ısı transferinin oluşacağı KA ilerlemektedir [34]. Bu çalışmada elde edilen ısı transfer sonuçlarının, literatürdeki çalışmalarla uyumlu olduğu görülmektedir [6-14, 23-25, 34-36].



Şekil 5.6: 1000 devir ve değişik yükler altında krank açısının fonksiyonu olarak ısı transfer katsayıları ve ısı akıları



Şekil 5.7: 1500 devir ve değişik yükler altında krank açısının fonksiyonu olarak ısı transfer katsayıları ve ısı akıları

5.5. Yanmasız Şartlarda Yanma Odası Duvarları ve Silindir İçi Gazları Arasında Meydana Gelen Isı Transferi

Yanmasız şartlarda meydana gelen ısı transferini gözlemlemek için motor yakıtsız olarak 1000 ve 1500 dev/dak'da bir elektrik motoru yardımıyla (Şekil 4.5) çalıştırılmıştır. γ ideal gaz varsayımıyla 1,4 ve T_w duvar sıcaklığı 300 K alınmıştır.

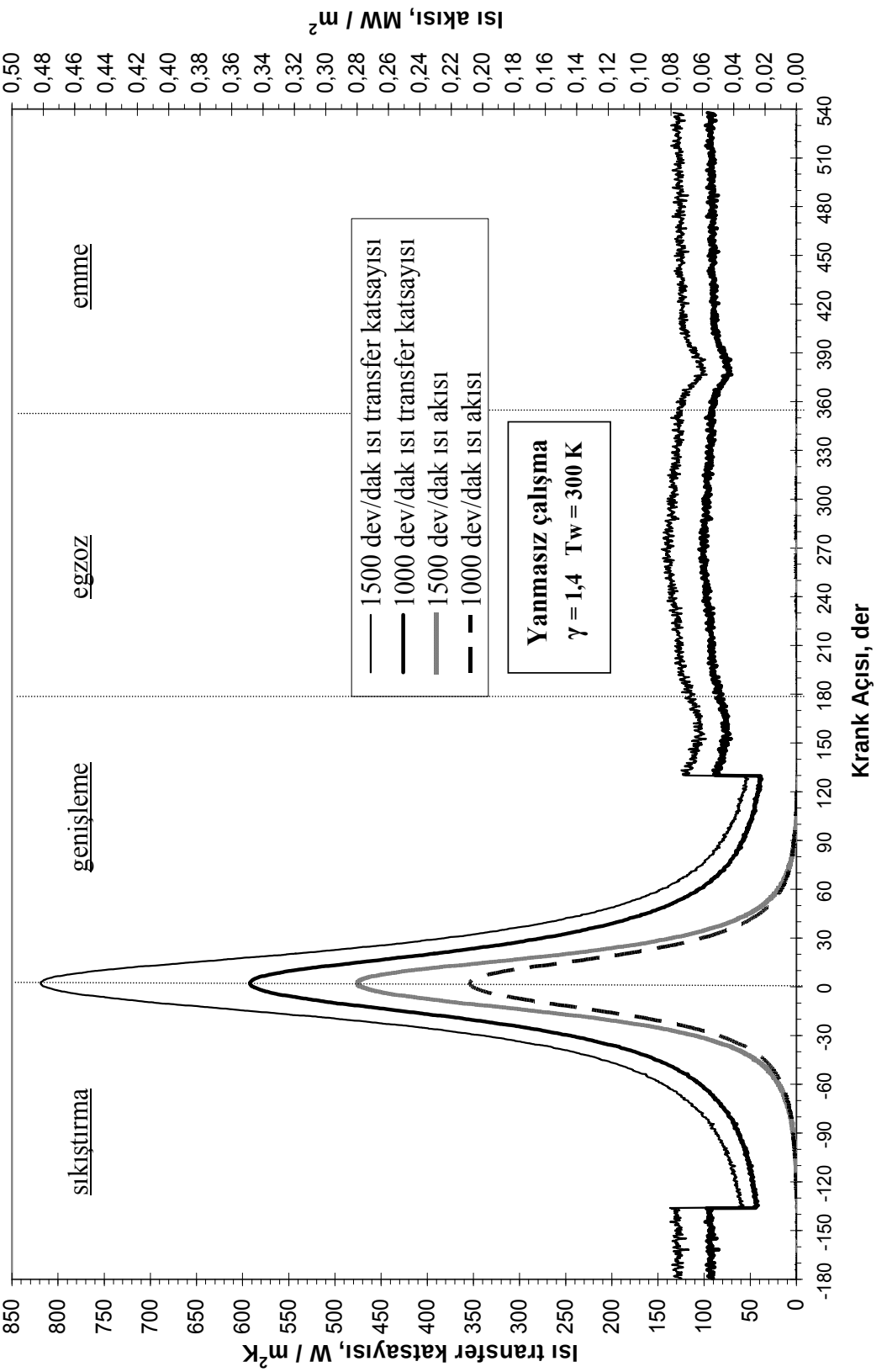
Yanmasız şartlarda, krank açısına göre ısı transfer katsayıları ve ısı akılarının değişimi Şekil 5.8'de görülmektedir. Isı transfer katsayıları ve ısı akılarının düzenli bir sıra ile yükseldiği ve yanma olmadığı için maksimum değerlerin ÜÖN'da oluştuğu görülmektedir.

Yanmalı şartlara göre kıyaslandığında, yanmasız ısı transfer değerlerinin oldukça küçük olduğu görülmektedir. En yüksek ısı akıları, 1000 dev/dak'da 0,21 MW/m^2, 1500 dev/dak'da 0,28 MW/m^2'dir. Isı transfer katsayıları, 1000 dev/dak'da 592 W/m^{2}K, 1500 dev/dak'da 818 W/m^{2}K'dir. Yanmalı ve yanmasız şartlarda meydana gelen bütün maksimum ısı transfer değerleri Tablo 5.1'de gösterilmiştir.

Tablo 5.1: Yanmalı ve yanmasız durumlarda ısı transfer katsayıları ve ısı akıları

	Devir sayısı	**Yanmasız durum**	**20 Nm yük**	**40 Nm yük**	**Tam yük**
h (W/m^{2}K)	**1000 dev/dak**	592	5212	6255	6927
	1500 dev/dak	818	5135	6345	7450
q (MW/m^2)	**1000 dev/dak**	0,21	1,7	2,1	2,19
	1500 dev/dak	0,28	1,64	2,1	2,19

Bu durumda, 1000 dev/dak'da yanmasız şartlara göre ısı akısı yüklerle kıyaslandığında 20 Nm, 40 Nm ve tam yük için sırasıyla 8,1, 10 ve 10,4 kat, 1500 dev/dak'da 20 Nm, 40 Nm ve tam yük için sırasıyla 5,85, 7,5 ve 7,82 kat artmıştır. Aynı şekilde, ısı transfer katsayılarının, 1000 dev/dak'da 20 Nm, 40 Nm ve tam yük için sırasıyla 8,8, 10,6 ve 11,7 kat, 1500 dev/dak'da 20 Nm, 40 Nm ve tam yük için sırasıyla 6,27, 7,75 ve 9,1 kat arttığı tespit edilmiştir.



Şekil 5.8: Yanmasız çalışma altında krank açısının fonksiyonu olarak ısı transfer katsayıları ve ısı akıları

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Ön yanma odalı bir dizel motorda, yanmalı ve yanmasız çalışma durumlarında silindir gazları ve yanma odası duvarları arasında meydana gelen ısı transferi üzerine motor hız ve yükünün etkisi araştırılmıştır. Motor, 1000 ve 1500 dev/dak'da ve 20 Nm, 40 Nm ve tam yük şartlarında test edilmiş ve daha sonra yanmasız olarak 1000 ve 1500 dev/dak'da test edilmiştir. Gaz-duvar arası ısı transfer katsayısı için Woschni modelinin kullanıldığı bu çalışmada aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır;

1. Watson ve Janota tarafından, yanmasız çalışma durumları için verilen termodinamik basınç modeli, deneysel olarak ölçülen basınç verilerine göre yakın sonuç vermektedir. Ancak, bu model tüm motor devirleri için hep aynı sonucu vereceğinden yanmasız basınç tüm hesaplamalarda aynı değerde kalmaktadır.

2. 20 Nm yükte 1000 dev/dak'dan 1500 dev/dak'ya hız artışıyla, ısı transfer katsayısı ve ısı akısı çok az azalmıştır.

3. 40 Nm yükte 1000 dev/dak'dan 1500 dev/dak'ya hız artışıyla, ısı transfer katsayısı çok az artarken, ısı akısı hemen hemen hiç değişmemiş, yalnızca maksimum ısı akılarının meydana geldiği krank açısı ilerlemiştir.

4. Tam yükte 1000 dev/dak'dan 1500 dev/dak'ya hız artışıyla, ısı transfer katsayısı önemli ölçüde artarken, ısı akısı duvar sıcaklığının artmasından dolayı sabit kalmıştır.

5. Sabit yüklerde, devir arttıkça maksimum ısı transfer katsayısı ve ısı akısının meydana geldiği krank açıları değişmiştir. Ancak, sabit devirlerde yük artışıyla maksimum ısı transferinin meydana geldiği krank açılarının değişmediği gözlenmiştir.

6. Sabit devirlerde, yük artışı ısı transfer katsayısına ve ısı akısına önemli ölçüde etki etmektedir. Ancak, yük arttıkça maksimum değerler arasındaki fark azalmıştır.

7. Yanmalı durumda 1000 dev/dak'da yük değişimlerinde meydana gelen ısı transfer katsayıları, yanmasız şartlarda aynı devirde meydana gelen ısı transfer katsayılarından 20 Nm'de 8,8 kat, 40 Nm'de 10,6 kat ve tam yükte 11,7 kat fazla olduğu, ısı akısı ise 20 Nm'de 8,1 kat, 40 Nm'de 10 kat ve tam yükte 10,4 kat fazla olduğu belirlenmiştir.

8. Yanmalı durumda 1500 dev/dak'da yük değişimlerinde meydana gelen ısı transfer katsayıları, yanmasız şartlarda aynı devirde meydana gelen ısı transfer katsayılarından 20 Nm'de 6,27 kat, 40 Nm'de 7,75 kat ve tam yükte 9,1 kat fazla olduğu, ısı akısı ise 20 Nm'de 5,85 kat, 40 Nm'de 7,5 kat ve tam yükte 7,82 kat fazla olduğu tespit edilmiştir.

9. Yanmalı şartlardakinden farklı olarak, yanmasız durumda ısı transferi ÜÖN'da meydana gelmekte ve bu karakteristiklerin devir artışıyla büyük oranda değiştiği gözlenmiştir.

Bundan sonraki çalışmalarda; aynı test şartlarında silindir içi ısı transfer ölçümleri yapılarak bu çalışmadan elde edilen sonuçlarla karşılaştırılabilir. Ek olarak, motor hız ve yük parametrelerinden başka diğer motor parametrelerinin de (enjeksiyon zamanlaması, hava fazlalık veya yakıt fazlalık katsayısı, soğutma suyu sıcaklığı, emme basıncı veya sıcaklığı gibi) silindir içi ısı transferi üzerine etkileri araştırılabilir. Ayrıca, farklı motorlarda ısı transferi incelemenin de literatüre önemli katkılar sağlayacağı düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

[1] Ferguson, C.R., Kirkpatrick, A.T., Internal Combustion Engines – Applied Thermosciences, second edition, ***John Wiley & Sons Inc.***, New York, (2001).

[2] Heywood, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, ***McGraw-Hill*****,** New York, 668-711, (1988).

[3] Borman, G., Nishiwaki, K. "Internal-combustion engine heat transfer", ***Progress in Energy Combustion Science*****,** 13, 1–45, (1987).

[4] http://web.deu.edu.tr/otomotiv/pdfler/3.Ders.pdf **(Ziyaret tarihi: 08 Mayıs 2006).**

[5] Oguri, T., "On the coefficient of heat transfer between gases and cylinder walls of the spark-ignition engine", ***Bulletin of JSME*****,** 3, 11, 363–369, (1960).

[6] Wu, Y.Y, Chen, B.C., Hsieh, F.C., "Heat transfer model for small-scale air-cooled spark-ignition four stroke engines", ***Int. J. of Heat and Mass Tran,*** 49, 3895–3905, (2006).

[7] Enomoto, Y., Furuhama, S., Minakami, K., "Heat loss to combustion chamber wall of 4-stroke gasoline engine (1st report heat loss to piston and cylinder)", ***Bulletin of JSME*****,** 28, 238, 647-655, (1985).

[8] Enomoto, Y., Furuhama, S., "Heat loss to combustion chamber wall of 4-stroke gasoline engine (2nd report heat loss into cylinder head, intake and exhaust valves)", ***Bulletin of JSME*****,** 29, 253, 2196-2203, (1986).

[9] Karamangil, M.İ., Kaynaklı, O., Sürmen, A., "Parametric investigation of cylinder and jacket side convective heat transfer coefficients of gasoline engines", ***Energy Conversion and Management***, 47, 6, 800-816, (2006).

[10] Alkidas, A.C., "Heat transfer characteristics of a spark-ignition engine", ***Transactions of ASME–Journal of Heat Transfer***, 102, 189–193, (1980).

[11] Annand, W.J.D., Ma, T.H., "Instantaneous heat transfer rates to the cylinder head surface of a small compression-ignition engine", ***Proc IMechE, Part D: J. Automobile Engineering*****,** 185, 976–987, (1971).

[12] Annand, W.J.D., "Heat transfer in the cylinder of reciprocating internal combustion engines", ***Proc IMechE***, ***Part D: J. Automobile Engineering***, 77, 973–990, (1963).

[13] Rakopoulos, C.D., Mavropoulos, G.C., "Experimental instantaneous heat fluxes in the cylinder head and exhaust manifold of an air-cooled diesel engine", ***Energy Conversion and Management***, 41, 12, 1265-1281, (2000).

[14] Rakopoulos, C.D., Antonopoulos, K.A., Rakopoulos, D.C., Giakoumis, E.G., "Study of combustion in a divided chamber turbocharged diesel engine by experimental heat release analysis in its chambers", ***Applied Thermal Engineering***, 26, 14-15, 1611–1620, (2006).

[15] Shudo, T., Suzuki, H., "Appicability of heat transfer equations to hydrogen combustion", ***SAE of Japan***, 23, 303-308, (2002).

[16] Woschni, G., Spindler, W., "Heat transfer with insulated combustion chamber walls and its influence on the performance of diesel engines", ***Journal of Engineering for Gas Turbines and Power - Transactions of ASME***, 110, 482-502, (1988).

[17] Chang, J., Güralp, O., Filipi, Z., Assanis, D., Kuo, T., Najt, P., Rask, R., "New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux", ***SAE Paper*** 2004–01–2996, (2004).

[18] Abraham, J., Magi, V., "Modeling radiant heat loss characteristics in a diesel engine", ***SAE Paper*** 970888, (1997).

[19] Stone, R., "Introduction to Internal Combustion Engines", third ed., ***Macmillan Press Limited***, Basingstoke, Hampshire, (1999).

[20] Brown, B.R., "Combustion data acquisition and analysis", Final Year Project, ***Loughborough University, Department of Aeronautical and Automotive Engineering***, (2000).

[21] Falcone, P., De Gennaro, M.C., Fiengo, G., Glielmo, L., Santini, S., Langthaler, P., "Torque generation model for diesel engine", ***in: 42nd IEEE Conference on Decision and Control, Part II***, December 9–12, Hawaii, USA, 1771–1776, (2003).

[22] Cheung, H.M., Heywood, J.B., "Evaluation of a one-zone burn-rate analysis procedure using production SI engine pressure data", ***SAE Paper*** 932749, (1993).

[23] Woschni, G., "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine", ***SAE Paper*** 670931, 1967.

[24] Hohenberg, G.F., "Advanced approaches for heat transfer calculations", ***SAE Paper*** 790825, 1979.

[25] Finol, C.A., Robinson, K., "Thermal modeling of modern engines: a review of empirical correlations to estimate the in-cylinder heat transfer coefficient", ***Proc IMechE, Part D: J. Automobile Engineering***, 220, 1765–1781, (2006).

[26] Watson, N., Janota, M.S., "Turbocharging the internal combustion engine", ***The Macmillan Press***, London, (1982).

[27] Shiling, K., Woschni, G., "Experimental investigation of instantaneous heat transfer in the cylinder of a high speed diesel engine", ***SAE Paper*** 790833, (1979).

[28] Taylor, C.F., "The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice", second ed., Vol.1, ***The MIT Press***, Cambridge, (1985).

[29] Zeng, P., Assanis, D.N., "Cylinder pressure reconstruction and its application to heat transfer analysis", ***SAE Paper*** 2004-01-0922, (2004).

[30] Eichelberg, G., "Some new investigations on old combustion engine problems", ***Engineering***, Part I-II, Vol.148, 463-466, 547-550, (1939).

[31] Han, S.B., Chung, Y.J., Kwon, Y.K., Lee, S., "Empirical formula for instantaneous heat transfer coefficient in spark ignition engine", ***SAE Paper*** 972995, (1997).

[32] BMC motor kataloğu, (2000).

[33] Özsezen, A.N., "Atık palmiye yağından üretilen biyodizelin motor performans ve emisyonları üzerine etkisi", Doktora tezi, ***Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, (2007).

[34] Jafari, A., Hannani, S.K., "Effect of fuel and engine operational characteristics on the heat loss from combustion chamber surfaces of SI engines", ***International Communations in Heat and Mass Transfer,*** 33, 122–134, (2006).

[35] Alkidas, A.C., Myers, J.P., "Transient heat-flux measurements in the combustion chamber of a spark-ignition engine", ***Journal of Heat Transfer-Transactions of ASME***, 104, 62-67, (1982).

[36] Whitehouse, N.D., "Heat transfer in a quiescent chamber diesel engine", ***Proc IMechE, Part D: J. Automobile Engineering***, 185, 963–975, (1970).

EKLER

EK-A

SİLİNDİR BASINÇ ALGILAYICISINA AİT TEKNİK ÖZELLİKLER

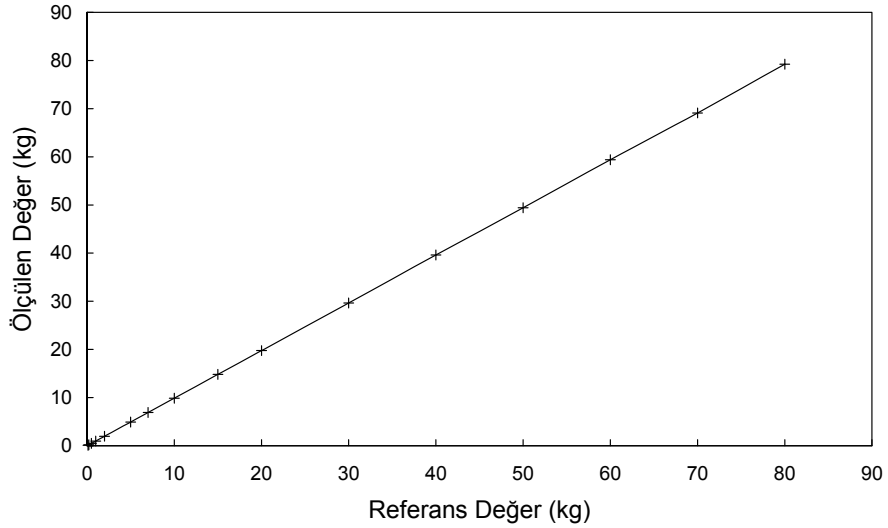
Tablo A.1: Silindir gaz basıncı algılayıcısı ve sinyal şartlandırıcının özellikleri

Kistler marka 6061B model su soğutmalı piezo-elektrik basınç algılayıcısı	
Ölçüm aralığı	0-250 Bar
Hassasiyet ve Doğrusallık	0…250 Bar (50 ^{0}C) -26,09 pC/Bar ve +/- %0,3
Kararlı çalışma aralığı (^{0}C)	0-350
Doğal Frekansı	90 kHz
Aşırı Yükleme	300 Bar
Kistler marka 5015A 1000 model sinyal şartlandırıcının özellikleri	
Çıkış Gerilimi	+/- 10 V
Maksimum Filtreleme	30 kHz
Sapma (pC/s;mV/s)	-0,02
Ölçüm Adımı	0,5 Mv

EK-B

YÜK HÜCRESİ KALİBRASYONU EĞRİSİ

Yük hücresinin kalibrasyon ve gösterge ayarları sinyal koşullandırıcısı üzerinden üretici firmanın talimatları doğrultusunda yapılmıştır. Bu ayarlar parametre ayarları (filtre, kapasite, noktanın yeri, yürüme adımı) ve ağırlık kalibrasyonu ayarlarıdır. Kalibrasyon sırasında sertifikalı ağırlıklar kullanarak korelasyon katsayısı (R^2 = 0,9516) hesaplanmış grafiği oluşturulmuştur. Testlerde kullanılan yük hücresinin hassasiyet değeri = 1- R^2 = 1-0,9516= ± 0,0484 olarak bulunmuştur.



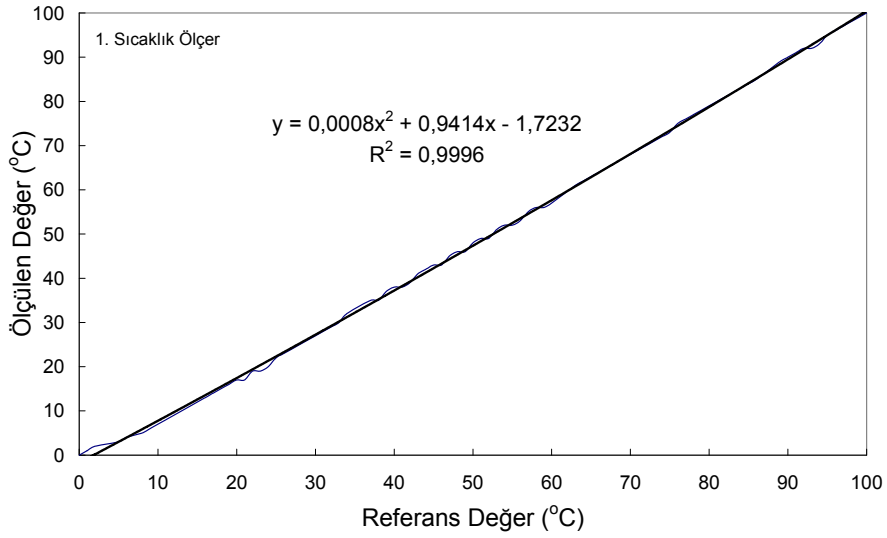
Şekil B.1: Yük hücresi kalibrasyon eğrisi

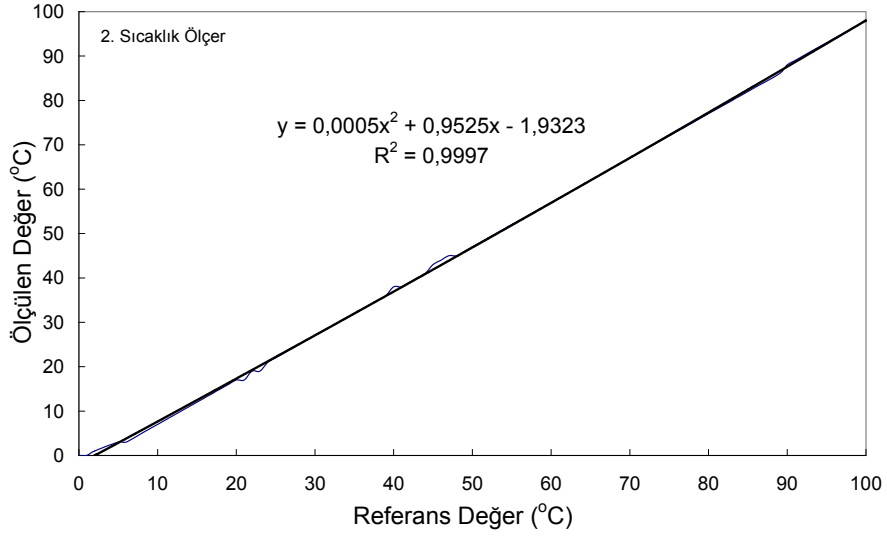
EK–C

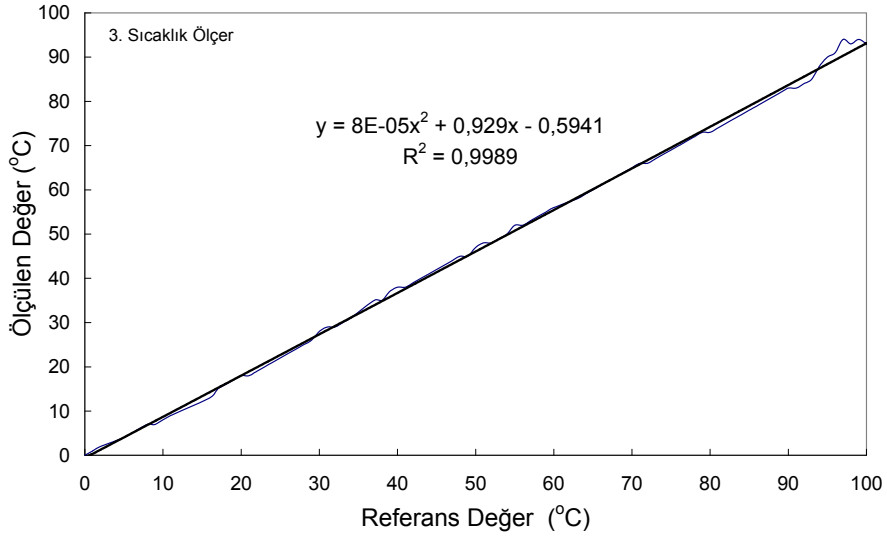
DİJİTAL SICAKLIK ÖLÇERLERE AİT KALİBRASYON EĞRİLERİ

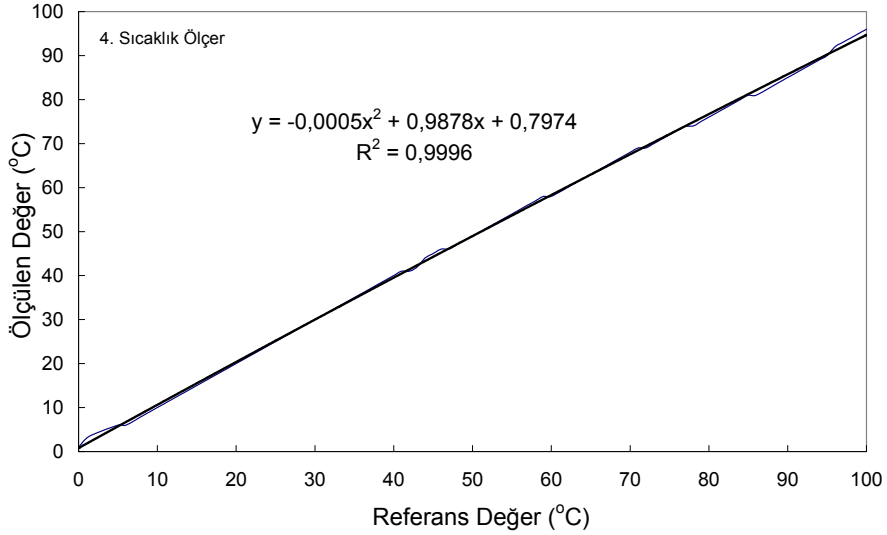
Korelasyon grafiğindeki referans değerleri tespit etmek için ASTM sertifikalı termometre kullanılmıştır. Sıcaklık ölçerlerin korelasyon katsayıları aşağıdaki grafiklerde verilmektedir. Testlerde kullanılan sıcaklık ölçerlerin hassasiyet değerleri

1. Sıcaklık ölçer için 1- R^2 = 1- 0,9996 = ± 0,0004
2. Sıcaklık ölçer için 1- R^2 = 1- 0,9997 = ± 0,0003
3. Sıcaklık ölçer için 1- R^2 = 1- 0,9989 = ± 0,0110
4. Sıcaklık ölçer için 1- R^2 = 1- 0,9878 = ± 0,0122 olarak belirlenmiştir.






3. Sıcaklık Ölçer
y = 8E-05x2 + 0,929x - 0,5941
R2 = 0,9989
Ölçülen Değer (°C)
Referans Değer (°C)
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100


4. Sıcaklık Ölçer
y = -0,0005x2 + 0,9878x + 0,7974
R2 = 0,9996
Ölçülen Değer (°C)
Referans Değer (°C)
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100

EK-D

ELEKTRİK MOTORUNA AİT TEKNİK ÖZELLİKLER

Tablo D.1: Elektrik motorunun teknik özellikleri

Güç	15 kW, 380 V
Faz akımları	3 faz AC
Güç faktörü, (cos σ)	0,95
Maksimum devir, (dev/dak)	1500
Ağırlık, (kg)	36
En x boy x yükseklik, (mm)	35 x 60 x 33

EK–E

ELEKTRİK MOTORUNA AİT SÜRÜCÜNÜN TEKNİK ÖZELLİKLERİ

Tablo E.1: Elektrik motoruna ait sürücünün teknik özellikleri

Marka, model	ABB ACS550 AC DRIVE
Voltaj ve Güç Aralığı	3 Faz, 380-480 V, % +10/-15, 0,75-355 kW 3 Faz, 200-240 V, % +10/-15, 0,75-75 kW
Frekans, (Hz)	48-63
Güç faktörü	0,98
Giriş empedansı, (ohm)	2,4
Direnç, (ohm)	32
Kesinlik	± %1
Çalışabileceği çevre sıcaklığı, (^{o}C)	-15, +40
Çalışabileceği ortam nemi	%95'ten az
Ağırlık, (kg)	16
Yükseklik, (mm)	490
Kablo kutusuyla yükseklik, (mm)	583
Genişlik, (mm)	203
En, (mm)	231

ÖZGEÇMİŞ

Ali ŞANLI, 1981 yılında İstanbul'un Kartal ilçesinde doğdu. İlk ve orta öğrenimini İstanbul'da tamamladı. 2000 yılında Kocaeli Üniversitesi Otomotiv Öğretmenliği bölümünde lisans eğitimine başladı. 2005 yılında mezun oldu ve aynı yıl Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Bölümü'nde yüksek lisans eğitimine başladı. 2006 yılından beri Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü'nde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.