



İKİ ZAMANLI TERS-DOĞRU AKIŞLI BENZİNLİ BİR MOTORUN YANMA ANALİZİ

Göksel KAYA* ve Bülent ÖZDALYAN**

*Ordu Üniversitesi TBMYO Motorlu Araçlar ve Ulaştırma Teknolojileri Bölümü
52200 Altınordu, Ordu, kayagoksel@odu.edu.tr

** Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü
78050 Merkez, Karabük, bozdalyan@karabuk.edu.tr

(Geliş Tarihi: 30.06.2015, Kabul Tarihi: 23.08.2016)

Özet: Schnürle tip iki zamanlı motorların kusurlarını ortadan kaldırmak amacıyla geliştirilen süpürme yöntemlerinden biri olan ters-doğru akışlı tip süpürme yöntemi üzerine yapılan çalışmaların çoğu akış süreçlerinin geliştirilmesi ve motor performansının belirlenmesi ile alakalıdır. Bu güne kadar bu tip motorların yanma karakteristiklerine ilişkin hiçbir çalışma yayınlanmamıştır. Bu çalışmada, gerçek zamanlı bir yanma analizi sistemi, yanma değerlerinin çevrimiçi analizi ve verilerin toplanması için iki zamanlı ters-doğru akışlı benzinli bir motora deneysel olarak uygulanmıştır. Deneyler tam yükte, 1800 1/min’de ve ateşleme avansının ÜÖN’den önce 16-24 °KMA arasında 4 er birimlik adımlarla değiştirilmesi ile gerçekleştirilmiş ve silindir basıncı, kütleli yanma oranı profili, ısı salınımı hızı ve indike verim değişimleri incelenmiştir. Bu verilerin analizi, maksimum indike verimi veren ideal yanma fazının tespitini mümkün kılar. Yapılan testler, test motoru için en ideal yanma fazının ateşleme avansının ÜÖN’den önce 20 °KMA’ya ayarlanması ile elde edildiğini göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: İki zamanlı motor, Yanma, Ateşleme zamanı, Benzinli motor

COMBUSTION ANALYSIS OF A TWO STROKE REVERSE-UNIFLOW GASOLINE ENGINE

Abstract: Most of the studies conducted on reverse-uniflow type scavenging method developed in order to remove the deficiencies of the Schnürle type two stroke engines are related with developing flow processes and determining engine performance. Until today, no studies related with combustion characteristics of these engines were published. In this study, a real time combustion analysis system was experimentally applied to a two stroke reverse-uniflow engine for online analysis of the combustion values and gathering data. The experiments were conducted under full load, 1800 1/min and by changing ignition timing before TDC between 16-24 °CA by steps of 4 units each and accordingly cylinder pressure, mass fraction burned profile, heat release rate and indicated efficiency changes were examined. The analysis of this data allows the determination of ideal combustion phase providing maximum indicated efficiency. The performed tests show that most ideal combustion phase was obtained by adjusting the ignition timing to 20 °CA before TDC.

Keywords: Two stroke engine, Combustion, Ignition timing, Gasoline engine

SEMBOLLER

AÖN	Alt ölü nokta	P	Basınç [bar]
c	Özgül ısı [kJ/kgK]	P _i	İndike güç [kW]
CO	Karbonmonoksit	R _u	Üniversal gaz sabiti [kJ/kgK]
H _u	Alt ısı değeri [kJ/kg]	Q	Isı [J]
HC	Hidrokarbon	T	Sıcaklık [K]
°KMA	Krank mili açısı	ÜÖN	Üst ölü nokta
KMA ₅₀	50% kütleli yanma oranının denk geldiği krank açısı	V	Hacim [m ³]
KMA ₀₋₁₀	10% kütleli yanma oranının denk geldiği krank açısı	W _R	Belirsizlik [%]
KMA ₁₀₋₉₀	Kütleli yanma oranının 10% ile 90% değerinin denk geldiği krank açısı	W	İş [J]
m _y	Kütleli yakıt debisi [kg/s]	γ	Özgül ısılar oranı
n	Politropik üs	ε	Sıkıştırma oranı
n _m	Motor devri [1/min]	η	Verim [%]
		θ	Krank mili açısı [°]
		Alt simge	
		i	İndike
		m	Ortalama

GİRİŞ

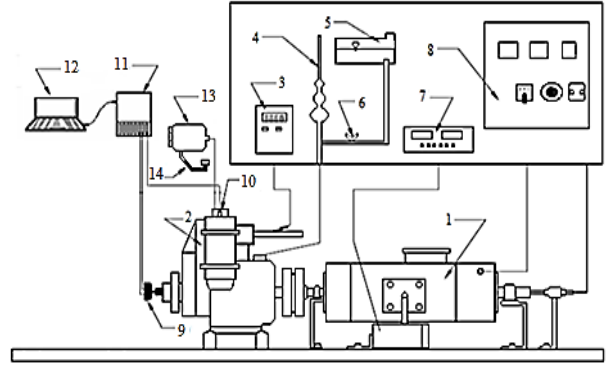
Klasik iki zamanlı buji ile ateşlemeli motorlar yüksek güç yoğunluğu ve tasarım basitliği gibi avantajlara sahiptir. Ancak, düşük yanma verimi ve özellikle düşük yüklerdeki aşırı HC ve CO emisyonları bu tip motorların kullanılabilirliğini azaltmaktadır [Tribotte vd., 2012; Andrawi vd., 2014; Payri vd., 2001; Omidi 2004]. Bu kusurları önlemek için geliştirilen süpürme yöntemlerinden biri de ters-doğru akışlı süpürmedir. Bu süpürme yöntemine sahip iki zamanlı motorların temel karakteristiği silindir duvarından ziyade silindir kapağına yerleştirilmiş bir emme valfi ve bu emme valfinin karşı tarafındaki silindir duvarına yerleştirilmiş bir egzoz portuna sahip olmalarıdır. Bu motorlar üzerine yapılan çalışmaların çoğu akış süreçlerinin geliştirilmesi, performans parametrelerinin ortaya konulması ve direk enjeksiyon sistemi montajının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi üzerine olmuştur [Bosman ve Goldsborough 2008; Moriyoshi vd., 2001; Moriyoshi vd., 2001; Johnson ve Goldsborough 2008; Moriyoshi vd., 2002; Junpei ve Yasuo 2004; Moriyoshi vd., 2004; Moriyoshi vd., 2004]. Yanma işleminin önemi bu tip motorlar için iyi anlaşılmış olmasına rağmen sayısal değerler oldukça kıttır. Yanma işlemi safhalarının içten yanmalı motorlarda ısı verim üzerinde direk olarak etkili olduğu bilinmektedir [Magnusson 2007; Xie vd., 2013]. Ateşleme avansının değiştirilmesi ile ideal yanma fazının ve maksimum ısı veriminin tespiti kullanılan yaygın bir yöntemdir. İdeal yanma fazının bir göstergesi olarak %50 kütleli yanma oranının ve maksimum silindir basıncının denk geldiği krank açılı referans alınabilir [Caton 2014; Szwaja ve Naber 2010]. Birçok yazara göre %50 kütleli yanma oranının ideal konumu ÜÖN'dan sonra 8-10 °KMA aralığında, maksimum silindir basıncının ideal konumu ise ÜÖN'dan sonra 11-16 °KMA aralığında olmalıdır [Zhu vd., 2003; Avala vd., 2006; Ma vd., 2008; Ponti vd., 2009; Ravaglioli vd., 2011; Lavoie vd., 2013; Carvalho 2012].

Bu çalışmada, literatürden farklı olarak iki zamanlı ters-doğru akışlı buji ile ateşlemeli bir motorun yanma analizi açık bir şekilde ortaya konulmuştur. Ateşleme avansı ile değişen silindir basıncı, kütleli yanma oranı profili, ısı salınımı hızı, alev gelişim süresi, yanma süresi ve indike verim karakteristiklerinin, literatürde bu tip motorların yanma karakteristiklerinin sayısal verilerine ait eksikliği tamamlaması beklenmektedir.

DENEY DÜZENEGİ VE YÖNTEMİ

Deney düzeneği esas olarak elektrikli DC tip dinamometre, buji ile ateşlemeli motor ve yanma analizi yazılımından oluşmaktadır. Deney sisteminin şematik görünüşü Şekil 1'de görülmektedir.

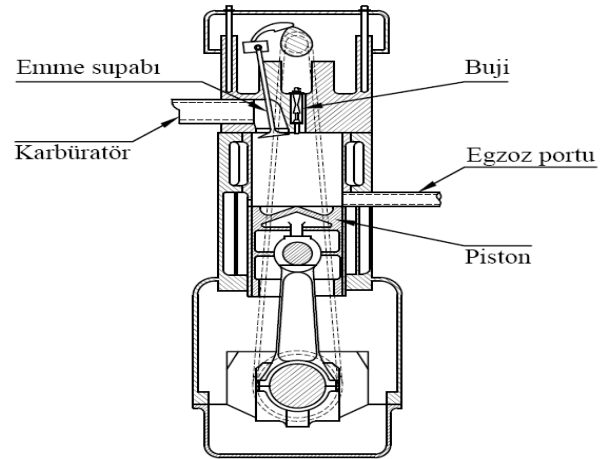
Deneylerde iki zamanlı ters-doğru akışlı buji ile ateşlemeli bir motor kullanılmıştır. Deney motorunun teknik özellikleri Tablo 1'de, şematik görünümü ise Şekil 2'de görülmektedir.



Şekil 1. Deney düzeneğinin şematik görünüşü (1-Dinamometre, 2- Motor, 3-Dijital termometre, 4-Yakıt ölçme ünitesi, 5-Yakıt tankı, 6-Yakıt akış kontrol valfi, 7-Yük hücresi göstergesi, 8-Kontrol paneli, 9-Enkoder, 10-Basınç sensörü, 11-Veri toplama kartı, 12-Bilgisayar, 13-Hava tankı, 14-Eğik manometre)

Tablo 1. Deney motorunun teknik özellikleri

Motor tipi	İki zamanlı, tek silindri, benzinli motor
Süpürme tipi	Ters-doğru akışlı süpürme
Çap x kurs (mm)	50 x 49,5
Sıkıştırma oranı	6:1
Emme valfi açılma-kapanma	30 °KMA AÖN'dan önce – 70 °KMA AÖN'dan sonra
Egzoz portu açılma-kapanma	75 °KMA AÖN'dan önce – 75 °KMA AÖN'dan sonra
Ateşleme avansı (Değiştirilebilir)	16-20-24 °KMA ÜÖN'dan önce



Şekil 2. Deney motorunun şematik görünüşü

Silindir içi yanma analizi yazılımında basınç sensörü, enkoder ve veri toplama kartı kullanılmıştır. Yazılım, silindir kapağına monte edilen 0.025 V/bar hassasiyete sahip Oprand marka basınç sensöründen aldığı basınç değerlerini ve 0.05° hassasiyete sahip enkoderden aldığı krank mili açısı değerlerini kullanarak hesapladığı verileri gerçek zamanlı olarak gösterip kaydetmektedir. Ölçülen ve hesaplanan verilere bağlı olarak da yanma analizi sonuçlarının grafiksel olarak incelenmesine müsaade etmektedir.

Motor deneylerinde sıcaklığın, zamanın, motor hızının ölçülmesi sırasında, hem sabit hatalardan hem imalat hatalarından ve hem de rastgele hatalardan kaynaklanan hataların etkili olduğu tahmin edilmiştir. Ölçülen değerleri dikkate alarak motor deneyleri için bu değerlerden kaynaklanan belirsizliklerin hesaplanması gerekir. Bir parametrenin değerinin ölçülmesindeki belirsizlik hesabı Eşitlik (1) denklemindeki gibi yapılabilir. Farklı bağımsız değişkenlerden dolayı ortaya çıkan W_R belirsizliği aşağıdaki eşitlikten elde edilmiştir (Holman 1971);

$$W_R = \left[\left(\frac{dR}{dx_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{dR}{dx_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{dR}{dx_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1)$$

Çalışmada yapılan ölçüm parametrelerindeki doğruluk ve belirsizlik değerleri Tablo 2’de verilmiştir.

Tablo 2. Doğruluk ve belirsizlik değerleri

Ölçülen parametre	Birim	Doğruluk	Belirsizlik
Zaman	s	± % 0.25	
Motor hızı	1/min	± % 0.05	
Sıcaklık	°C	± % 1	
Dinamometre yükü	N	± % 0.5	
Moment	Nm		± %0,91
Güç	kW		± %1.79

Çalışma koşulları değişmediği sürece değerlerin alınan her çevrimde aynı olması beklenmektedir. Fakat test ortamında bunu sağlamak pek mümkün olmadığından, yapılan testlerde istatistiksel yöntemler yardımı ile hatalı çevrimler çıkarılmış ve kalan 100 çevrim için alınan değerlerin ortalamaları alınarak, analizler bu ortalama çevrim üzerinden yapılmıştır. Her bir çevrim için 2000 adet basınç verisi alınmaktadır.

DC dinamometre 4000 1/min’de 10 kW güç absorbe edebilmekte ve aynı zamanda deney motoruna ilk hareket vermek için de kullanılabilir. Dinamometre yükü yük hücresi kullanılarak ölçülmüştür. Motorun döndürme momentine karşılık gelen kuvvet dinamometre yapısında bulunan ESİT marka SP 100 kg C1 Load cell ve PWI-P marka gösterge ile okunmuştur. Yakıt tüketimi hassas terazî ve dijital kronometre kullanılarak belirlenmiştir. Hava tüketimi, değişken orifis plakalı hava tankı ve eğik manometre aracılığıyla ölçülmüştür.

Deneyler tam yükte, 1800 1/min’de ve ateşleme avansının ÜÖN’den önce 16-24 °KA arasında 4 er birimlik adımlarla değiştirilmesi ile gerçekleştirilmiştir. Motorun maksimum indike verimini veren ideal yanma fazının tespiti amacıyla, krank açısına ve ateşleme avansına bağlı olarak değişen silindir basıncı, kütleli yanma oranı profili, ısı salınımı hızı ve indike verim eğrileri incelenmiştir. Her üç ateşleme avansı için tutuşma gecikmesi, alev gelişim süresi, alev yayılım süresi ve yanma süresi değerlerine ait sayısal veriler ortaya konulmuştur.

BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, motorun maksimum indike verimini sağlayan ideal yanma fazını belirlemek amacıyla ateşleme avansı ÜÖN’den önce 16-24 °KMA arasında 4 er birimlik adımlarla değiştirilerek silindir basıncı, ısı salınımı hızı, kütleli yanma oranı profili, alev gelişim süresi, alev yayılım süresi, yanma süresi ve indike verim eğrileri incelenmiştir.

Şekil 3’de tam yükte ve 1800 1/min’de silindir basıncı ve ısı salınımı hızının üç farklı ateşleme avansı için krank mili açısı ile değişimi görülmektedir. Isı salınımı hızı Termodinamiğin 1. Kanunu kullanılarak Eşitlik (2) yardımı ile hesaplanmıştır [Blair 1999].

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (2)$$

Burada; $dQ/d\theta$ birim krank açısı için salınan ısı miktarını ($J/^\circ KMA$), θ krank mili açısını ($^\circ KMA$), P silindir basıncını (bar), V silindir hacmini (m^3) ve özgül ısılar oranını göstermektedir.

Silindir içindeki gaz karışımının herhangi bir sıcaklıktaki özgül ısıları Eşitlik (3) ve Eşitlik (4) yardımı ile bulunabilir.

$$\bar{c}_{v,m} = \sum_{i=1}^k y_i \bar{c}_{v,i} \quad (3)$$

$$\bar{c}_{p,m} = \sum_{i=1}^k y_i \bar{c}_{p,i} \quad (4)$$

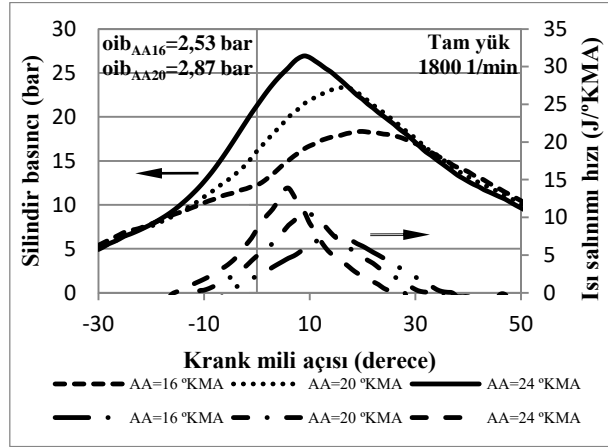
Burada $\bar{c}_{v,m}$ ve $\bar{c}_{p,m}$ sırasıyla gaz karışımının sabit hacimdeki ve sabit basınçtaki özgül ısılarını ($kJ/kmolK$), y_i i gazının mol fraksiyonunu, $\bar{c}_{v,i}$ ve $\bar{c}_{p,i}$ sırasıyla i gazının sabit hacimdeki ve sabit basınçtaki özgül ısılarını ($kJ/kmolK$) göstermektedir. [Çengel ve Boles 2016]. Özgül ısılar oranı γ ise ortalama gaz sıcaklığına bağlı olarak Eşitlik (5) yardımı ile hesaplanmıştır [Brunt 1997].

$$\gamma = 1.338 - 6.0 \times 10^{-5} T + 1.0 \times 10^{-8} T^2 \quad (5)$$

Burada; T ortalama gaz sıcaklığını (K) göstermektedir.

Şekil 3’de görüldüğü gibi ateşleme avansının artırılması ile ısı salınımı hızı ve basınç artışı daha erken başlamış ve maksimum değerlerin elde edildiği krank açıları da üst ölü noktaya yaklaşmıştır. Ayrıca genişleme kursunun son kısımlarında daha düşük ısı salınımı hızı ve basınç değerleri elde edilmiştir. Isı salınımı hızı ve silindir basıncındaki bu erken artışlar sıkıştırma kursu boyunca pistonun hareketine karşı koyar ve motorun çıkış momentini düşürür. Ateşleme avansının azaltılması ile daha büyük krank mili kolu kullanımına olanak sağlayan gecikmeli ısı salınımı hızı ve basınç artışları görülmüş ve maksimum değerlerin elde edildiği krank açıları da üst ölü noktadan uzaklaşmıştır. Fakat ısı salınımı hızı ve basınç artışlarının çok geç olmasıyla genişleme kursunun son kısmındaki yüksek basınçla elde edilen kazanımlar önceki kayıpları telafi edemez. Optimum ateşleme zamanı bu nedenlere bağlı olarak ısı salınımı hızı ve silindir basıncının belirler ve momentini maksimize eder. Bu optimum ateşleme zamanı maksimum momente karşılık gelen ateşleme avansı olarak

tarif edilir ve bu değerden uzaklaşma daha düşük moment üretimine neden olur. Maksimum fren momenti 20 °KMA'lık optimum ateşleme avansı değeri için 4.62 Nm olarak belirlenmiştir.



Şekil 3. Silindir basıncı ve ısı salınımı hızının krank mili açısı ile değişimi (oib_{AA16}: 16 °KMA'lık ateşleme avansı için ortalama indike basınç değeri, oib_{AA20}: 20 °KMA'lık ateşleme avansı için ortalama indike basınç değeri, oib_{AA24}: 24 °KMA'lık ateşleme avansı için ortalama indike basınç değeri)

Ateşleme avansının her değeri için meydana gelen maksimum basınç, maksimum ısı salınımı hızı, bu değerlerin denk geldiği krank mili açısı konumları ve moment değerleri Tablo 3'de görülmektedir.

Tablo 3. Ateşleme avansı ile değişen basınç, ısı salınımı hızı ve krank mili açısı konumları

Ateşleme avansı (ÜÖN'dan önce °KMA)	16	20	24
Maksimum basınç (bar)	18.35	23.35	26.92
Krank mili açısı (°KMA)	20	17	9
Maksimum ısı salınımı hızı (J/°KMA)	7.50	10.45	13.87
Krank mili açısı (°KMA)	14	10	6
Moment (Nm)	4.11	4.62	4.56

Isı salınımı hızının maksimum değerinin denk geldiği krank açısı ile 50% kütleli yanma oranının (KMA₅₀) denk geldiği krank açısı aynı değerlerde olmalıdır. Ateşlemenin başladığı an ile ısı salınımı hızının pozitif değerler almaya başladığı krank mili açısı aralığı tutuşma gecikmesi, ısı salınımı hızının pozitif değerler aldığı krank mili açısı aralıkları yanma süresi olarak tanımlanır [Heywood ve Sher 1999].

Şekil 4'de tam yükte ve 1600 1/min'de kütleli yanma oranının üç farklı ateşleme avansı için krank mili açısı ile değişimi görülmektedir. Kütleli yanma oranı için Rassweiler ve Withrow tarafından aşağıda önerilen model kullanılmıştır [Rassweiler ve Withrow 1938]. Yöntemde yanma işleminden kaynaklanan basınç artışı ($\Delta p'_c$) Eşitlik (6) yardımı ile bulunabilir.

$$\Delta p'_c = \left[P_{i+1} - P_i \left(\frac{v_i}{v_{i+1}} \right)^n \right] \left(\frac{v_i}{v_{ÜÖN}} \right) \quad (6)$$

Burada; $V_{ÜÖN}$ üst ölü noktadaki referans silindir hacmini (m^3), n politropik üs, i adım sayısını göstermektedir. Bu değer kullanılarak kütleli yanma oranı (KYO) Eşitlik (7) yardımı ile bulunabilir.

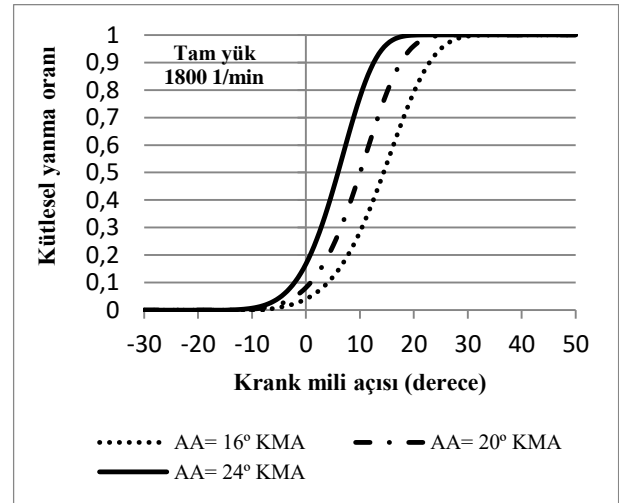
$$KYO = \frac{\sum_0^i \Delta p'_c}{\sum_0^N \Delta p'_c} \quad (7)$$

Burada N yanma başlangıcı ve bitişi arasındaki örnek sayısını ifade etmektedir.

Politropik genişleme işlemi boyunca n politropik üssü ısı transferine bağlı olarak değişkenlik gösterdiğinden yapılacak hesaplamalarda genişleme işlemi ortalama bir n politrop üssünün geçerli olduğu varsayılmıştır. n politropik üssü Termodinamiğin 1. Kanunu yazılarak elde edilen ve Eşitlik (8)'de görülen üstel denklemin çözümü sonunda bulunabilir [Durgun 1991].

$$A + BT_{max}(1 + \varepsilon^{1-n}) = \frac{R_u}{n-1} \quad (8)$$

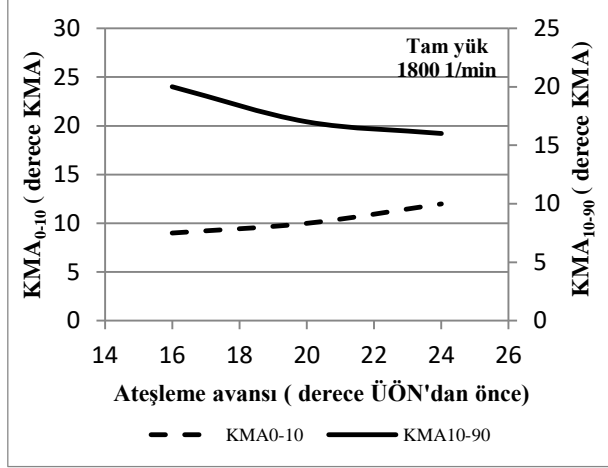
Burada; A ve B hava ile ilgili katsayılar, T_{max} maksimum yanma sıcaklığı (K), ε sıkıştırma oranı, R_u universal gaz sabitini (kJ/kgK) göstermektedir. Bu denklem üstel yapıda olduğu için analitik olarak çözülemez. Denklem sayısal bir yöntemle örneğin Newton-Raphson yöntemiyle yaklaşık olarak çözülebilir.



Şekil 4. Kütleli yanma oranının krank mili açısı ile değişimi

Kütleli yanma oranı silindire alınan yakıtın krank açısı türünden hangi noktalarda tüketildiğini gösterir ve ölçülen silindir basıncı ve silindir hacmi kullanılarak hesaplanır. Ateşleme noktası ile kütleli yanma oranının 10%'unun denk geldiği krank açısı aralığı alev gelişim süresi (KMA₀₋₁₀), kütleli yanma oranının 10% ile 90% değerinin denk geldiği krank açısı aralığı alev yayılım süresi olarak tanımlanır (KMA₁₀₋₉₀). Kütleli yanma oranının 50% değerinin denk geldiği krank açısı orta yanma fazı olarak tanımlanır (KMA₅₀).

Şekil 5'de 3 farklı ateşleme avansı için KMA₀₋₁₀ ve KMA₁₀₋₉₀ sürelerinin krank açısı ile değişimi görülmektedir.



Şekil 5. Alev gelişim süresi ve alev yayılım süresinin krank mili açısı ile değişimi

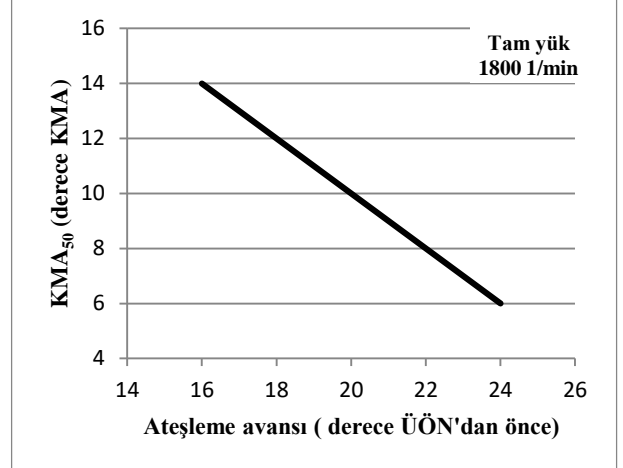
Her üç ateşleme avansı için tutuşma gecikmesi, alev gelişim süresi, alev yayılım süresi ve yanma süresi değerleri Tablo 4'de görülmektedir.

Tablo 4. Ateşleme avansı ile tutuşma gecikmesi, alev gelişim süresi ve yanma süresinin değişimi

Ateşleme avansı ÜÖN'dan önce °KMA)	16	20	24
Tutuşma gecikmesi (°KMA)	11	10	9
Alev gelişim süresi (°KMA)	9	10	12
Alev yayılım süresi (°KMA)	20	17	16
Yanma süresi (°KMA)	39	41	42

KMA₀₋₁₀ süresi ve KMA₁₀₋₉₀ süresi motorun yanma işlemini ve ısı verimini etkileyen önemli parametrelerdir. Tablo 4 incelendiğinde ateşleme avansı arttıkça KMA₀₋₁₀ süresinin de arttığı görülmektedir. Ateşleme öncesi silindir içi sıcaklığına ve karışımın homojenliğe bağlı olan KMA₀₋₁₀ süresinin uzaması karışımın zor tutuştuğunu göstermekte ve motor verimi bu zayıf ateşlemeden olumsuz etkilenmektedir. KMA₁₀₋₉₀ süresi yanma odasına salınan kimyasal enerjinin açığa çıkma süresinin göstergesidir ve yanma hızını belirlemek için kullanılır. Ateşleme avansının artması silindir içinde daha yüksek basınç ve sıcaklıkların meydana gelmesini sağlamak ve buna bağlı olarak yanma hızının artmasıyla KMA₁₀₋₉₀ süresi azalmaktadır. Uzun KMA₁₀₋₉₀ süresi silindir çeperlerine olan yüksek ısı kayıplarını artırarak motorun ısı verimini düşürür.

Şekil 6'da KMA₅₀ değerinin denk geldiği krank açıları görülmektedir. KMA₅₀ değerinin denk geldiği krank açısı ideal yanma fazını gösteren önemli parametrelerden biridir. Gerçek bir motorda, KMA₅₀ ile ısı salınımı hızının maksimum değerinin denk geldiği krank açıları aynı olmalıdır ve bu değer yüksek verimli bir motor için 8-10 °KMA aralığındadır. Şekil 6'da görüldüğü gibi ateşleme avansının ÜÖN'dan önce 16-24 °KMA aralığında 4'er birim adımlarla değiştirilmesi ile KMA₅₀ süreleri ÜÖN'dan sonra sırasıyla 14 °KMA, 10 °KMA ve 6 °KMA noktalarına denk gelmiş ve ÜÖN'ya yaklaşmıştır. KMA₅₀ değerinin ÜÖN'dan sonra 10 °KMA'ya denk gelmesi ideal ateşleme avansının ÜÖN'dan önce 20 °KMA olduğuna işaret eden önemli bir verilerden biridir.



Şekil 6. Orta yanma fazının krank mili açısı ile değişimi

Şekil 7'de indike verimin ateşleme avansı ile değişimi görülmektedir. İndike verim ortalama indike basınç, çalışma koşulları, kütleli yakıt debisi ve ısı değere bağlı olarak değişir ve motorların ekonomik performansını açık bir şekilde ifade eder [Changwei vd., 2012]. İndike verim Eşitlik (9) yardımı ile hesaplanmıştır.

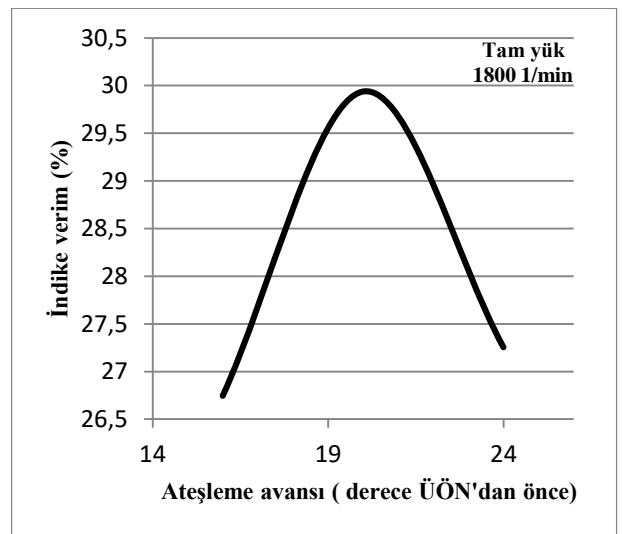
$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_y H_u} \quad (9)$$

Burada; P_i indike gücü (kW), \dot{m}_y kütleli yakıt debisini (kg/s), H_u yakıtın alt ısı değerini (kJ/kg) göstermektedir. Motorun indike gücü Eşitlik (10) yardımı ile hesaplanmıştır.

$$P_i = \frac{n_m W_i}{10^3} \quad (10)$$

Burada; n_m motor devrini (çevrim/s), W_i indike işi (kJ) göstermektedir.

Diyagram incelendiğinde maksimum indike verimin ÜÖN'dan önce 20 °KMA ateşleme avansı için meydana geldiği görülmektedir. Bu değerden sapma indike verimi düşürmektedir.



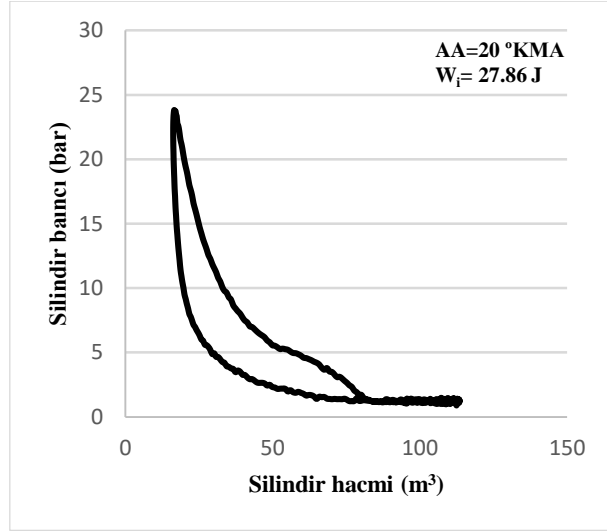
Şekil 7. İndike verimin ateşleme avansı ile değişimi

Bir iş çevrimi sonunda silindir içindeki gazların gerçekte yapacağı işi gösteren indike iş (W_i) indikatör diyagramının alanının hesabı ile bulunabilir. Piston yüzeyine etki eden gaz basınç kuvvetine bağlı olarak indike iş Eşitlik (11) yardımı ile bulunabilir.

$$W_i = \int P \cdot dV \quad (11)$$

Burada P yanma odasındaki gazların basıncını (bar), dV pistonun hareketi esnasında taradığı hacmi (m^3) ifade etmektedir.

Şekil 8’de ideal ateşleme avansı için verilen indikatör diyagramı görülmektedir.



Şekil 8. İdeal ateşleme avansı için silindir basıncının silindir hacmi ile değişimi

SONUÇLAR

Bu çalışmada, iki zamanlı ters-doğru akışlı benzinli bir motorun yanma karakteristikleri açık bir şekilde ortaya konulmuştur. Bunun için ateşleme avansı belirli aralıklarla değiştirilerek silindir basıncı, ısı salınımı hızı, kütleli yanma oranı profili ve indike verim eğrileri incelenmiştir. Aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Deneysel motor için ideal yanma fazının ateşleme avansının ÜÖN’den önce 20 °KMA’ya ayarlanması ile elde edildiği belirlenmiştir.
- 20 °KMA’lık optimum ateşleme avansı değeri için maksimum fren momenti 4.62 Nm olarak belirlenmiştir.
- İdeal yanma fazında 50% kütleli yanma oranının denk geldiği krank açısı 10 °KMA ve maksimum silindir basıncının denk geldiği krank açısı 16 °KMA olarak belirlenmiştir.
- Ateşleme avansının artırılması ile KMA_{50} önemli ölçüde ÜÖN’ya yaklaşmıştır.
- Maksimum indike verim 20 °KMA’lık ateşleme avansı için %29.94 olarak belirlenmiştir. Ateşleme avansının bu değerden sapması ile indike verim azalmıştır.
- Kütleli yanma oranı eğrileri ateşleme avansının artırılması ile daha hızlı artışlar göstermektedir.
- Ateşleme avansının artırılması ile alev gelişim süresi artmış, yanma süresi ise azalmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu deneysel çalışma TÜBİTAK tarafından 113M788 No’lu proje ile desteklenmiştir.

KAYNAKLAR

Tribotte, P., Ravet, F., Dugue, V., Obernesser and P., Quechon, N., 2012, Two Strokes Diesel Engine – Promising Solution to Reduce CO₂ Emissions, *Procedia – Social and Behavioral Sciences*, 48, 2295-2314.

Andrawi, A., M., Aziz, A., A., Said, M., F., M. and Latiff, Z., A., 2014, An Experimental Study On The Influence Of EGR Rate and Fuel Octane Number On The Combustion Characteristics Of A CAI Two-Stroke Cycle Engine, *Applied Thermal Engineering*, 71, 248-258.

Payri, F., Galindo, J., Climent, H., Pastor, J.M. and Gaia, C., 2001, Optimisation Of The Scavenging And Injection Processes Of An Air-Assisted Direct Fuel Injection 50cc 2-Stroke S.I. Engine By Means Of Modeling, *SAE*, Paper No: 2001-01-1814.

Omidi Kashani, B., 2004, The Improvement Of Combustion Process and Reduction Of Unburned Hydrocarbon Emission In A Two-Stroke Motorcycle, *Iranian Journal of science & Technology, Transaction B: Engineering*, 28, 505-508.

Bosman, C.B. and Goldsborough, S., 2008, Developing A 10 cc Single-Valve, Reverse Uniflow, 2S Engine, *SAE*, Paper No: 2008-01-0953.

Moriyoshi, Y., Kukuchi, K., Morikawa, K. and Takimoto, H., 2001, Numerical Analysis of Mixture Preparation in a Reverse Uniflow-Type Two-Stroke Gasoline DI Engine, *SAE*, Paper No: 2001-01-1815.

Moriyoshi, Y., Kukuchi, K., Morikawa, K. and Takimoto, H., 2001, Development and Evaluation of A Reverse Uniflow-Type Two-Stroke Gasoline DI Engine, *SAE*, Paper No: 2001-01-1839.

Johnson, M.V. and Goldsborough, S.S., 2008, A small-Scale Flow Rig for Swirl Studies of A Single-Valve, Reverse Uniflow 2S Engine, *SAE*, Paper No: 2008-01-0609.

Moriyoshi, Y., Morikawa, K. and Takimoto, H., 2002, Analysis of a Mixture Formation Process In A Reverse Uniflow-Type Two-Stroke Gasoline DI Engine, *SAE*, Paper No: 2002-32-1774.

Junpei, K. and Yasuo, M., 2004, Performance Tests of Reverse-Uniflow Type 2-Stroke Direct Injection Gasoline Engine. *World Automotive Congress*. Spain.

Moriyoshi, Y., Arai, M., Katsuta, J. and Morikawa, K., 2004, Performance Tests of Reverse-Uniflow Type 2-Stroke Direct Injection Gasoline Engine, *SAE*, Paper No: 2004-32-0040.

Moriyoshi, Y., Arai, M., Katsuta, J. and Morikawa, K., 2004, Performance Analysis of Reverse-Uniflow Type 2-Stroke Direct Injection Gasoline Engine, *SAE*, Paper No: 2004-08-0088.

Magnusson, J., 2007, *An Investigation of Maximum Brake Torque Timing Based On Ionization Current Feedback*, M. sc Thesis, Linköping University, Department of Electrical Engineering, Sweden.

Xie, F.X., Li X.P., Wang, X.C., Su, Y. and Hong, W., 2013, Research On Using EGR and Ignition Timing To Control Load of A Spark-Ignition Engine Fueled With Methanol. *Applied Thermal Engineering*, 50, 1084-1091.

Caton, J.A., 2014, Combustion Phasing For Maximum Efficiency For Conventional and High Efficiency Engines. *Energy Conversion and Management*, 77, 564-576.

Szwaja, S. and Naber, J.D., 2010, Combustion of n-butanol In A Spark-Ignition IC Engine. *Fuel*, 89, 1573-1582.

Zhu, G.G., Daniels, C.F. and Winkelman J., 2003, MBT Timing Detection and Its Closed-Loop Control Using In-Cylinder Pressure Signal. *SAE*, Paper No: 2003-01-3266.

Ayala, F.A., Gerty M.D. and Heywood J.B., 2006, Effects of Combustion Phasing, Relative Air-Fuel Ratio, Compression Ratio, and Load On SI Engine Efficiency. *SAE*, Paper No: 2006-01-0229.

Ma, F., Wang, Y., Wang, J. and Zhao, S., 2008, Effects of Combustion Phasing, Combustion Duration, and Their Cyclic Variations On Spark-Ignition (SI) Engine Efficiency. *Energy&Fuels*, 22, 3022-3028.

Ponti, F., Ravaglioli, V., Serra, G. and Stola, F., 2009, Instantaneous Engine Speed Measurement and Processing for MFB50. *Society of Automotive Engineers*, *SAE*, Paper No: 2009-01-2747.

Ravaglioli, V., Morro, D., Serra, G. and Ponti, F., 2011, MFB50 On Board Evaluation Based On A Zero-Dimensional ROHR Model, *SAE*, Paper No: 2011-01-1420.

Lavoie, G.A., Ortiz-Soto, E., Babajimopoulos, A., Martz, J.B. and Assanis, D.N., 2013, Thermodynamic Sweet Spot for High-Efficiency, Dilute, Boosted Gasoline Engines. *International Journal of Engine Research*, 14(3), 260-278.

Carvalho, L., de Melo, T. and Neto, R., 2012, Investigation On The Fuel and Engine Parameters That Affect The Half Mass Fraction Burned (CA50) Optimum Crank Angle. *SAE*, Paper No: 2012-36-0498.

Holman J.P., 1971, *Experimental Methods for Engineers*, McGrawHill Book Company, New York, 37-52.

Blair, P.G., 1999, *Design and Simulation Four Stroke Engines*, PA:SAE Inc., Warrendale, USA.

Çengel, Y.A., Boles M.A., 2006, *Thermodynamics: An Engineering Approachs*, 5 th Ed, McGrawHill College, Boston.

Brunt, M., Platts, K., 1999, Calculation of Heat Release In Direct Injection Diesel Engines, *SAE Technical Paper*, 1999-01-0187.

Heywood JB Sher E, 1999, *Engineers SoA. The Two-Stroke Cycle Engine: Its Development, Operation, And Design*, Taylor & Francis.

Rassweiler M, Withrow L., 1938, Motion Pictures Of Engine Flames Correlated With Pressure Cards. *SAE International*, 1938-01-01.

Durgun, O., Motor Çevrimlerinin Hesabı İçin Pratik Bir Yöntem, 1991, *Mühendis ve Makine*, 32(383): 19-28.

Changwei J., Chen L., Yongming Z., Xiaolong L. and Binbin G., 2012, Investigation On Idle Performance of A Spark-Ignited Ethanol Engine With Dimethyl Ether Addition. *Fuel Processing Technology*, 94, 94-100.



Göksele KAYA, 1981 yılında Ordu'da doğdu. 2003 yılında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Öğretmenliği Bölümünden mezun oldu. 2007 yılında Ordu Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulunda öğretim görevlisi olarak çalışmaya başladı. 2010 yılında Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalında yüksek lisansını tamamladı. Aynı yıl Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalında doktora eğitimine başlamış olup halen devam etmektedir. İçten yanmalı motorlarda yanma analizi ve iki zamanlı motorlar başlıca çalışma alanlarıdır.



Bülent ÖZDALYAN, 1966 yılında Ankara-Polatlı'da doğdu. İlk, orta ve lise tahsilini Polatlı'da tamamladı. 1984-1988 yılları arasında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi bölümünü tamamladı. MEB bünyesinde 1988-1993 yılları arasında Malatya ve Polatlı'da öğretmenlik yaptı. 1994-1999 yılları arasında İngiltere Coventry University School of Engineering bölümünde Otomotiv Mühendisliği Dizaynı ve Üretimi alanında Yüksek Lisans ve Doktorasını tamamladı. 2012 yılına kadar Karabük Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Anabilim Dalı'nda öğretim üyesi olarak görev yapmıştır. Halen Doçent olarak Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümü Otomotiv Mühendisliği anabilim dalında görev yapmaktadır.