

MAKSİMUM YANMA SICAKLIĞININ PÜSKÜRTME AVANSI NA ETKİSİ ÜZERİNE BİR TEORİK KARMA ÇEVİRİM ANALİZİ

Adnan PARLAK*, Halit YAŞAR**

*Makine Eğitimi Bölümü Teknik Eğitim Fakültesi SAU, Ozanlar/Adapazarı

**Makine Mühendisliği Böl. Mühendislik Fak. SAU, Esentepe/Adapazarı

ÖZET

Seramik kaplı motorların yanma sıcaklığı normal motora göre önemli ölçüde artmaktadır. Maksimum yanma sıcaklığının motor güç ve verimi üzerindeki etkisini tespit etmek amacıyla maksimum güç kriteri ve bu güce karşılık gelen verimi dikkate alan bir teorik karma çevrim analizi yapılmıştır. Yanma sıcaklığı artırıldığında, çevrime verilen ısı miktarı sabit kabul edildiğinde maksimum gücün ve o güce karşılık gelen verimin hangi püskürtme avansına kaydığı araştırılmıştır. Maksimum yanma sıcaklığı artırıldıkça, maksimum güç ve bu güce karşılık gelen verimin püskürtme avansının küçülen değerlerinde elde edildiği görülmüştür.

Anahtar kelime: Karma Çevrim, Seramik Kaplı Motor, Püskürtme Avansı

A DUEL CYCLE ANALYSIS ON THE EFFECT OF INJECTION TIMING DEPENDING ON THE INCREASE OF MAXIMUM COMBUSTION TEMPERATURE

ABSTRACT

Maximum cylinder temperature in a ceramic coated diesel engine is higher than normal cooled diesel engine's. In order to determine the effect of maximum cylinder temperature on work output and efficiency, a dual cycle analysis taking into consideration maximum-work output and corresponding efficiency was performed. It was investigated the effect of injection timing in a higher temperature media comparing with the normal operation conditions. As a result, as the maximum cylinder temperature increases, the best performance was obtained with a lesser injection timing.

Keywords: Dual Cycle, Ceramic Coated Engine, Injection Timing.

1.GİRİŞ

Motorlarda seramik kaplama uygulamaları son yıllarda ileri teknoloji seramikleri alanındaki gelişmelere paralel olarak hızla artmaktadır. Mevcut motorlarda özellikle malzeme dayanımı yönünden ortaya çıkan sıcaklık sınırlamaları motor verimini de sınırlamaktadır. Yanma odası elemanlarının seramikten yapılması veya seramik tabaka ile kaplanması sıcaklık etkisiyle malzemede meydana gelebilecek kusurları önlemekte ve motor veriminde artışa sebep olmaktadır. Bilimsel veriler yüksek çalışma sıcaklığı ile daha yüksek verimde makina elde etmenin mümkün olduğunu söylemektedir [1,2]. Ancak yanma odası ve püskürtme

sistemi düzenlenmemiş motorun seramikle kaplanmasından beklenen fayda tam olarak sağlanamamaktadır. Deneysel çalışmalarda araştırmacıların[3,4,5,6,7] normal motora göre gözledikleri değişimler şunlardır:

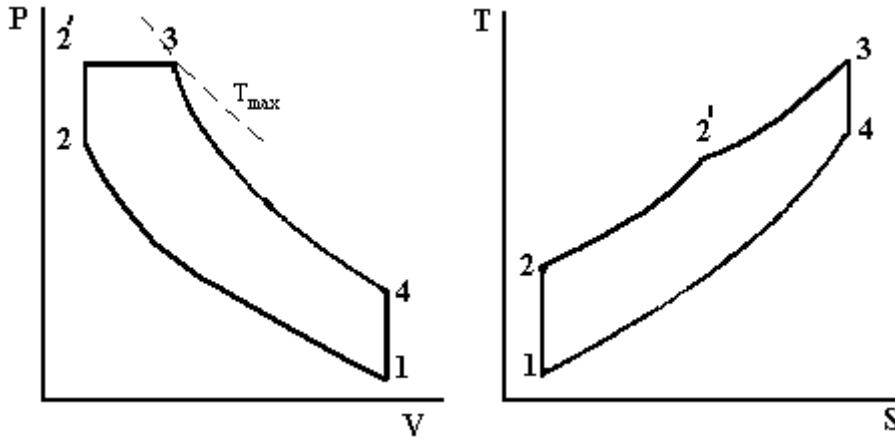
- Tutuşma gecikmesinde azalma,
- Ön yanmaya iştirak eden karışımın azalması nedeniyle art yanma aşamasında uzama,
- Toplam yanma süresinde uzama,
- Ana yanma bölgesinde açığa çıkan ısı miktarında azalma,
- Basınç artma hızında azalma.

Yüksek ortam sıcaklığı tutuşma gecikmesini kısalttığı için başlangıçta açığa çıkan ısı miktarı azalmaktadır. Bu kısalma nedeniyle silindir içerisinde yanmaya iştirak eden yakıt-hava karışımı için zaman kalmamakta ve ön yanma bölgesinde açığa çıkan ısı miktarında azalma meydana gelmektedir. Dolayısıyla pik basınç düşmekte, yanma süresi uzamaktadır[3,4,6,7,8].

Alkidas[9], mevcut motorların püskürtme sistemi ve yanma odası dizaynında yeni düzenlemelere gidilmeden seramik kaplamadan beklenen faydanın sağlanamayacağını ifade etmektedir. Bu çalışmada, maksimum güç ve bu güce karşılık gelen verimin yanma sıcaklığının artmasıyla hangi püskürtme avansında optimum noktaya kaydığı teorik karma çevrim vasıtasıyla irdelenmiştir. İdeal çevrimlerin önemi, değişik parametrelerin çevrime olan tesirlerinin iyi bir şekilde incelenmesini sağlamasıdır. Bu parametreler gerçek motorda da aynı yönde tesir ederler. Motor geliştirme çalışmalarında yol gösterici olmaları nedeniyle önemlidir[10,11,12].

2. ÇEVİRİM ANALİZİ

İdeal dizel çevriminin P-V ve T-S diyagramları Şekil 1' de görülmektedir. çevrim 1-2, adyabatik sıkıştırma; 2-2', sabit hacimde yanma(ısı alma); 2'-3, sabit basınçta yanma(ısı alma); 3-4, adyabatik genişleme; 4-1, sabit hacimde egzoz(ısı verme) işlemlerinden oluşur.



Şekil 3.2 teorik karma Çevriminin P-V ve T-S diyagramı

Çevrimde dikkate alınan parametreler

$$\alpha = \frac{T_{maks}}{T_1} \quad (\text{Maksimum yanma sıcaklığının giriş sıcaklığına oranı})$$

$$\beta = \frac{T_2'}{T_2} = \frac{P_2'}{P_2} \quad (\text{Basınç artma oranı}),$$

$$\zeta = \frac{T_{\max}}{T_2'} = \frac{V_3}{V_2} \quad (\text{Genişleme oranı}),$$

$$\varepsilon = \left(\frac{\alpha}{\zeta\beta}\right)^{\frac{1}{k-1}} = \frac{V_1}{V_2} \quad (\text{Sıkıştırma oranı}) \text{ olmak üzere,}$$

$m=1$ kg akışkan için çevrimin net iş veya gücü

$$W_K = q_{22'} + q_{2'3} - q_{41} \quad (1)$$

$T_3 = T_{\max}$ alınarak

$$W_K = c_v(T_2' - T_2) + c_p(T_{\max} - T_2') - c_v(T_4 - T_1) \quad (2)$$

$$W_K = c_v T_1 \left[\left(\frac{T_2'}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right) + c_p \left(\frac{T_{\max}}{T_1} - \frac{T_2'}{T_1} \right) \right] - c_v \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) \quad (3)$$

(3) denkleminde gerekli düzeltmeler yapılarak parametreler yerine konulduğunda boyutsuz güç

$$\bar{W}_K = \frac{W_K}{c_v T_1} = (\beta \varepsilon^{k-1} - \varepsilon^{k-1}) + k(\alpha - \beta \varepsilon^{k-1}) - (\beta \zeta^k - 1) \quad (4)$$

$$\bar{W}_K = \alpha \left[\frac{k\beta(\zeta - 1) + (\beta - 1)}{\beta \zeta} \right] - (\beta \zeta^k - 1) \quad (5)$$

bulunur. Verim ise

$$\eta_K = 1 - \frac{\beta \zeta^k - 1}{\alpha \left[k \frac{\zeta - 1}{\zeta} - \frac{\beta - 1}{\beta} \frac{1}{\zeta} \right]} \quad (6)$$

Maksimum boyutsuz güç ve bu güce karşılık gelen verim (5) denkleminin β ve ζ ' ye göre türevleri sıfıra eşitlenerek

$$\frac{\partial \bar{W}}{\partial \beta} = 0$$

$$\frac{\partial \bar{W}}{\partial \zeta} = 0$$

$$\beta^2 \zeta^{k+1} - \alpha = 0 \quad (7)$$

$$\alpha k - \alpha \frac{\beta - 1}{\beta} - k\beta \zeta^{k+1} = 0 \quad (8)$$

elde edilir. (7) ve (8) denklemleri çözüldüğünde gücü maksimum yapan bağıntılar

$$\beta_{mp}=1 \quad (9)$$

$$\zeta_{mp} = \alpha^{\frac{1}{k+1}} \quad (10)$$

bulunur. Bulunan bağıntılar (5) ve (6) nolu denklemlerde yerine konulduğunda maksimum güç ve bu güce karşılık gelen verim ifadeleri bulunur:

$$(\overline{W}_K)_{maks} = (1+k) - (1+k)\alpha^{\frac{k}{k+1}} \quad (11)$$

$$\eta_K^* = 1 - \frac{1 - \alpha^{\frac{-k}{k+1}}}{k(\alpha^{\frac{1}{k+1}} - 1)} \quad (12)$$

bulunur.

3. SONUÇ VE TARTIŞMA

Maksimum güç (10) nolu bağıntıyla bulunan genişleme oranında (ζ) elde edilmektedir. Şekil 2’de $\alpha=4$ için maksimum güç, $\zeta=1.79$ ’ da elde edilmektedir. Bu değer in altında ve üstünde maksimum güç düşmektedir. Yine şekle baktığımızda maksimum güç, basınç artma oranı, β , bir değerine yaklaştıkça artmaktadır.

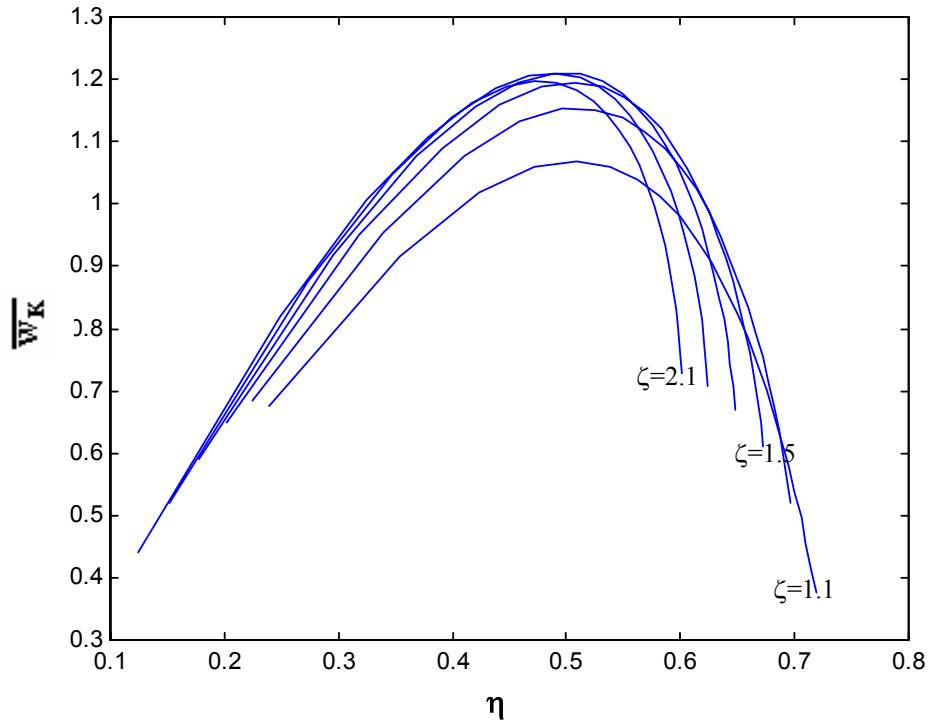
Çevrime giriş sıcaklığı sabit kabul edildiğinde, maksimum yanma sıcaklığı arttıkça maksimum güç ve bu güce karşılık gelen verim değeri de artmaktadır(şekil 3). $(\overline{W}_K)_{max}$, yanma sıcaklığı arttıkça daha yüksek genişleme oranında (ζ) elde edilmektedir.

Bu teorik analizde kriter olarak tepe noktalar yani maksimum güç ve bu güce karşılık gelen verim alınmıştır. Şekil 3’ deki teorik karma çevrime ait \overline{W}_K - η grafiğinden görüldüğü gibi tepe noktaların sol tarafı motor dizaynı açısından uygun değildir. Yeni dizayn edilecek bir motorda optimum noktalar tepe noktasının sağında aranmalıdır.

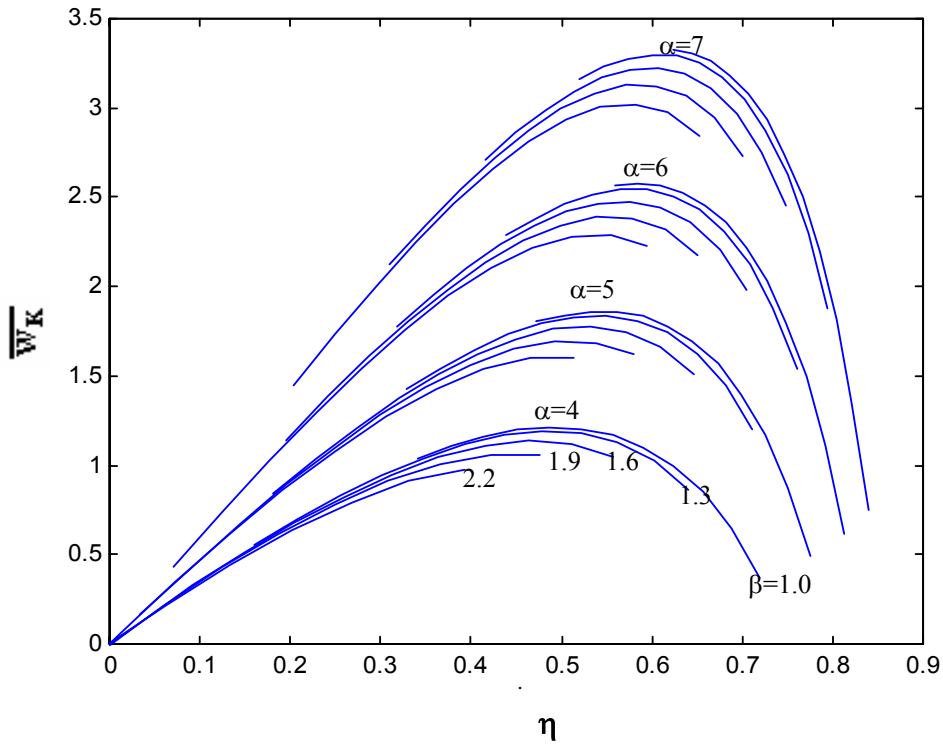
Teorik karma çevrimde basınç artma oranı β ’ nın küçülmesi, genişleme oranı ζ ’ nin artmasıyla $(\overline{W}_K)_{max}$ ve o güce karşılık gelen verim değeri artmaktadır. Teorik motorda β ’ nin azalması sabit hacimde silindire verilen ısının azalması demektir. Gerçek motorda püskürtülen yakıt miktarı sabit kabul edildiğinde, yanma sıcaklığı arttığında, püskürtme avansını azaltmakla benzer sonucun elde edilebileceği görülmektedir.

SİMGE VE KISALTMALAR

T_{mak}	:Yanma odası cidar sıcaklığı ($^{\circ}C$)
α	:Maksimum yanma sıcaklığın giriş sıcaklığına oranı
W_K	:Net iş veya güç (kJ)
\overline{W}_K	:Boyutsuz güç
$(\overline{W}_K)_{maks}$:Maksimum boyutsuz güç
ϵ	:Sıkıştırma oranı
β	Basınç artma oranı
β_{mp}	:Maksimum boyutsuz güç ifadesini veren basınç artma oranı
ζ	:Sabit basınçta genişleme oranı
ζ_{mp}	:Maksimum boyutsuz güç ifadesini veren genişleme oranı
η_K	:Teorik dizel çevrimi termik verimi
η_K^*	:Maksimum boyutsuz güce karşılık gelen termik verim



Şekil 3 Teorik Karma Çevrimde Farklı Genişleme Oranlarında \bar{W}_K - η İlişkisi ($\alpha=4$)



Şekil 4 Teorik Karma Çevrimde Değişen α şartlarında ve farklı β şartlarında \bar{W}_K - η ilişkisi

KAYNAKLAR

1. ASSANIS,D.N., and BADILLO,E., “Transient heat conduction in low heat rejection engine combustion chambers”,**SAE. Paper**,No. 870156,1987
2. KAMU R., BRYZIK W., “Cummins/TACOM advanced adiabatic engine”, **SAE Paper**. 840428,1984
3. SCHWARZ,E.,REID M.,BRYZIK W.,SND DANIELSON E.,C “Combustion and performance characteristics of a low heat rejection engine”, **SAE paper** No.930988
4. YOSHIMITSU,T., TOYAMA, K., SATO, F. AND. YAMAGUCHI, H., “Capabilities of Heat Insulated Diesel Engine,” **SAE Paper** No.820421,1982.
5. SUN X.,WANG W.G., BATA R:M.,GAO X., “Performance. Evaluation of Low Heat Rejection Engines”, **Transaction of the ASME , Journal Of Engineering for Gas Turbines and Power**,Vol. 116,October 1994
6. KAWAMURA H.,SEKIYAMA S.,HIRAI K., “Observation of Combustion Process in A Heat Insulated Engine”,**SAE Paper** No.910462
7. WANG Y.,YANG C.,SHU G.,JU Y,ZHAO K., “An Observation of High Temperature Combustion Phenomenon in Low-Heat Rejection Diesel Engines”,**SAE Paper**, No.940949
8. SUN, X., WENGUANG; G., WANG,G.,LYONS D.W., GAO X., “Experimental Analysis and Performance Improvment of a Single Cylinder Direct Injection Turbocharged Low Heat rejection Engine”,**SAE Papers** No. 930989.
9. ALKIDAS,A.C., “Performance and Emissions Achievement with an Uncooled DI Diesel Engine,”**SAE Paper** 890144,1989
10. SAFGÖNÜL B., **Pistonlu Motorlar, Cilt I**, Teknik Üniversite Yayınları, İstanbul,1981.
11. ÖZTÜRK, A., KILIÇ, A., “Çözümlü Problemlerle Termodinamik”, 3. baskı, Çağlayan Yayınevi, İstanbul,1993.
12. AYBERS, N., “**Mühendislik Termodinamiğinin Esasları** ”, Birsen Yayınevi, 1990.