



BİR DIESEL MOTORUNDA SIKIŞTIRMA ORANI ARTIŞININ PERFORMANSA ETKİSİ

Adnan PARLAK

Sakarya Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, Esentepe/Sakarya

Geliş Tarihi : 09.08.2001

ÖZET

Bu çalışmada farklı ekstrem sıcaklık oranlarında, sıkıştırma oranı değişiminin bir Diesel motorunun güç ve verimi üzerine etkisini araştırmak amacıyla teorik Diesel çevrim analizi gerçekleştirilmiştir. Optimum sıkıştırma oranını veren bağıntı çıkarılmıştır. Teorik Diesel çevrim analizi, sıkıştırma oranı sürekli arttırıldığında optimum noktadan itibaren motor performansında düşmenin olduğunu göstermektedir. Deneysel çalışmada, ön yanma odalı tek silindirli sıkıştırma oranı değiştirilebilir Ricardo E6 tipi bir Diesel motorunda sıkıştırma oranı 18.20'den 19.60'a çıkarıldığında özgül yakıt sarfiyatının % 8'e varan oranda arttığı, efektif verimin ise % 7.5'e varan oranda azaldığı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler : Sıkıştırma oranı, Çevrim analizi, Diesel motoru

THE EFFECTS OF INCREASE THE COMPRESSION RATIO ON PERFORMANCE OF A DIESEL ENGINE

ABSTRACT

An optimisation of the Diesel cycle has been performed for power output and thermal efficiency with respect to compression ratio for various extreme temperature ratio. The relation between compression ratio and extreme temperature ratio, which gives optimum performance is derived. As the compression ratio of the diesel engine is increased in comparison to the optimum value of the engine, it is shown that the performance of the engine is decreased. The experimental study agrees with these results. In this study, compression ratio of a single cylinder pre-combustion chamber variable compression ratio Ricardo E6 type engine with the optimum compression ratio of 18.20 was increased to 19.60. As a results of this increase, specific fuel consumption was increased about 8 % and brake thermal efficiency was decreased about 7.5 %.

Key Words : Compression ratio, Cycle analysis, Diesel engine

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlarda yanma sonu ürünleri dışarı atılır ve yeni dolgu motora girer; dolayısıyla iş yapan akışkan termodinamik çevrimi tamamlamaz. Bununla birlikte gerçek içten yanmalı motorlar termodinamik bakımdan incelenirken açık çevrime çok yakın bir çevrim mukayese çevrimi olarak ele alınır (Öztürk ve Kılıç, 1985). Gerçek açık

çevrimlere benzeyen mukayese çevrimlerine, ideal hava çevrimleri denir. İdeal çevrimlerin önemi, değişik parametrelerin çevrime olan tesirlerini incelemeye imkan sağlamasıdır. Bu parametreler gerçek motorda da aynı yönde tesir ederler ve motor geliştirme çalışmalarında yol gösterici olmaları nedeniyle önemlidir (Safgönül, 1981; Borat ve ark., 1995; Parlak ve Yaşar, 2001). Çevrime ısı transferi ve iç sürtünmeler gibi tersinmezlikler ilave edilerek gerçek motor verilerine daha yakın sonuçların elde

edilmesi mümkündür (Junxing et al., 1999; Bhattacharyya, 2000).

Sıkıştırma oranı, motor performansını doğrudan etkileyen önemli bir dizayn parametresidir. Dolayısıyla optimum sıkıştırma oranının tespiti güç ve verim üzerine etkisini bilmek açısından önem arz eder. Bu çalışmada, sıkıştırma oranının motor performansı üzerine etkisini incelemek amacıyla bir teorik Diesel çevrim analizi gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar deneysel bulgularla karşılaştırılmıştır.

Sıkıştırma oranının çok yükseltilmesi, çevrim veriminin azalmasına ve sürtünmeden kaynaklanan güç kayıplarının artmasına neden olmaktadır (Stone, 1989; Bhattacharyya, 2000).

Sıkıştırma oranı artışının motor performansına etkisini incelemek amacıyla yapılan bir deneysel çalışmada, sıkıştırma oranı 18'den 19'a çıkarıldığında özgül yakıt sarfiyatında % 6.5'e varan oranda bir artmanın meydana geldiği ifade edilmiştir (Takeuchi et al., 1985).

Sıkıştırma oranındaki artış optimum noktayı geçtiğinde net güçte düşme meydana gelmektedir (Bhattacharyya, 2000; Parlak ve ark., 2001).

2. TEORİK DIESEL ÇEVİRİM ANALİZİ

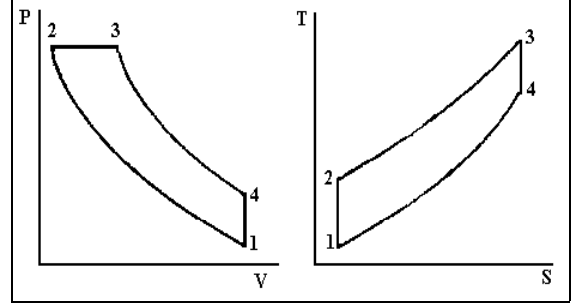
Bu çalışmada, teorik Diesel çevriminin analizi aşağıdaki kabullere göre yapılmıştır:

- Çevrimde iş yapan akışkan olarak mükemmel gaz (ideal gaz) kabul edilen hava alınmıştır,
- Yanma işlemi yerine, yüksek sıcaklıktaki bir ısı kaynağından iş yapan akışkana ısı geçişi olmaktadır,
- Çevrimin içinde cereyan ettiği kap cidarlarına ısı transferi yoktur,
- Gerçek motor çevrimindeki emme ve egzoz işlemleri yerine, iş yapan akışkandan atmosferik çevreye ısı geçişiyle termodinamik çevrim tamamlanmaktadır.
- Bütün hal değişimleri tersinirdir,
- Özgül ısılar sıcaklıkla değişmemektedir ve $k = c_p/c_v = 1.4$ alınmıştır.

Teorik Diesel çevrim analizinde maksimum güç ve bu güce karşılık gelen verimi esas alan bir kriter göz önüne alınmıştır. Çevrim analizi esnasında sıcaklık artma oranı, $\alpha = 4-7$ arasında ve sıkıştırma oranı $\varepsilon, 1-24$ arasında alınmıştır. İdeal Diesel çevriminin P-V ve T-S diyagramları Şekil 1'de görülmektedir.

Çevrimde meydana gelen olaylar şunlardır:

- 1-2: Adyabatik sıkıştırma,
- 2-3: Sabit basınçta yanma (ısı alma),
- 3-4: Adyabatik genişleme,
- 4-1: Sabit hacimde egzoz (ısı verme).



Şekil 1. Teorik diesel çevriminin P-V ve T-S diyagramı

Çevrimde dikkate alınan parametreler :

$$\alpha = \frac{T_{\text{maks}}}{T_1} \quad (\text{Ekstrem sıcaklık oranı})$$

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (\text{Sıkıştırma oranı})$$

$$\zeta = \frac{V_3}{V_2} \quad (\text{Püskürtme oranı})$$

İş gören akışkanı, sürekli akışlı ve kararlı kabul ederek, çevrimin net gücü aşağıdaki gibi yazılabilir :

$$\dot{W}_{\text{NET}} = \dot{Q}_{23} - \dot{Q}_{41} = \dot{m}[c_p(T_3 - T_2) - c_v(T_4 - T_1)] \quad (1)$$

Burada c_v ve c_p sırasıyla sabit hacim ve sabit basınçtaki özgül ısılardır. $\dot{m}=1$ kg/s ve $T_3=T_{\text{maks}}$ alınarak,

$$\dot{W}_{\text{NET}} = c_p T_{\text{maks}} \left(1 - \frac{T_2}{T_{\text{maks}}}\right) - c_v T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right) \quad (2)$$

Çevrimde dikkate alınan parametreler yukarıdaki bağlntıda yerine konularak yeniden düzenlenirse

$$\dot{W}_{\text{NET}} = c_v T_1 \left[k \frac{T_{\text{maks}}}{T_1} \left(1 - \frac{T_2}{T_{\text{maks}}}\right) - \left(\frac{T_{\text{maks}}}{T_1}\right) \left(\frac{\zeta}{\varepsilon}\right)^{k-1} - 1 \right] \quad (3)$$

bulunur. (3) denkleminde gerekli düzenlemeler yapıp boyutsuz iş ifadesine dönüştürüldüğünde,

$$\bar{W}_{\text{NET}} = \frac{\dot{W}_{\text{NET}}}{c_v T_1} = k \alpha \left(1 - \frac{\varepsilon^{k-1}}{\alpha}\right) - \left(\alpha^k \varepsilon^{k(1-k)} - 1\right) \quad (4)$$

bulunur.

Diesel çevriminin termik verimi ise,

$$\eta = 1 - \frac{\alpha^k \varepsilon^{k(1-k)} - 1}{k\alpha(1 - \frac{\varepsilon^{k-1}}{\alpha})} \quad (5)$$

bulunur. (4) denklemini sıkıştırma oranı, ε 'na göre maksimize edildiğinde, maksimum boyutsuz gücü veren sıkıştırma oranı,

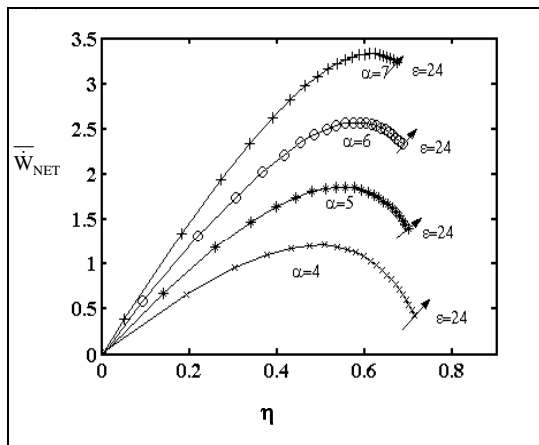
$$\varepsilon^* = \alpha^{\frac{k}{k^2-1}} \quad (6)$$

bulunur. Maksimum boyutsuz güç ve bu güce karşılık gelen verim, (6) bağıntısının sırasıyla (4) ve (5) bağıntılarında yerine konulmasıyla,

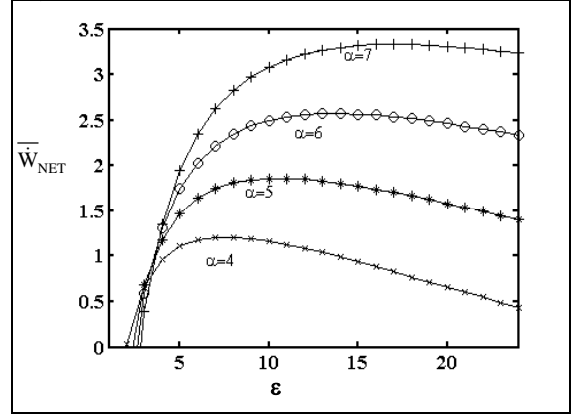
$$(\overline{W}_{NET})_{maks} = (1 + k\alpha) - (1 + k)\alpha^{\frac{k}{k+1}} \quad (7)$$

$$\eta^* = 1 - \frac{1 - \alpha^{\frac{-k}{k+1}}}{\frac{1}{k(\alpha^{\frac{k}{k+1}} - 1)}} \quad (8)$$

bulunur. Şekil 2'deki $\eta - \overline{W}_{NET}$ ve Şekil 3'deki $\varepsilon - \overline{W}_{NET}$ grafiklerine bakıldığında ekstrem sıcaklık oranı arttıkça güç ve verimin arttığı ancak, sabit ekstrem sıcaklık oranlarında, sıkıştırma oranı arttırıldıkça \overline{W}_{NET} optimum noktaya kadar artış göstermektedir. Optimum noktadan itibaren sıkıştırma oranı arttırılmaya devam edilirse \overline{W}_{NET} 'in düştüğü görülmektedir. Bu durum, sıkıştırma oranının optimum nokta civarında tutulması gerektiğini göstermektedir. Optimum noktadan sonra sıkıştırma oranı arttırıldığında verimdeki artış devam etmekte ancak; artış hızı yavaşlamaktadır.



Şekil 2. Farklı α değerleri için $\eta - \overline{W}_{NET}$ değişimi (değişen sıkıştırma oranlarında)



Şekil 3. Farklı α için sıkıştırma oranına bağlı olarak $\varepsilon - \overline{W}_{NET}$ değişimi.

Güçteki düşme, düşük ekstrem sıcaklık oranlarında optimum sıkıştırma oranından sonra çok belirgin iken ($\alpha = 4$), ekstrem sıcaklık oranı arttıkça bu etki azalmaktadır ($\alpha = 7$).

Çevrim tersinmez olarak ele alındığında, sıkıştırma oranı arttırılmaya devam edilirse hem gücün hemde verimin düştüğü görülmektedir (Bhattacharya, 2000; Wang et al., 2002; Parlak ve Yasar, 2003).

Bununla birlikte, termal bariyer uygulamasıyla ekstrem sıcaklık oranı arttırılarak, motorun daha düşük sıkıştırma oranında çalıştırılması da mümkündür (Parlak ve ark., 2002).

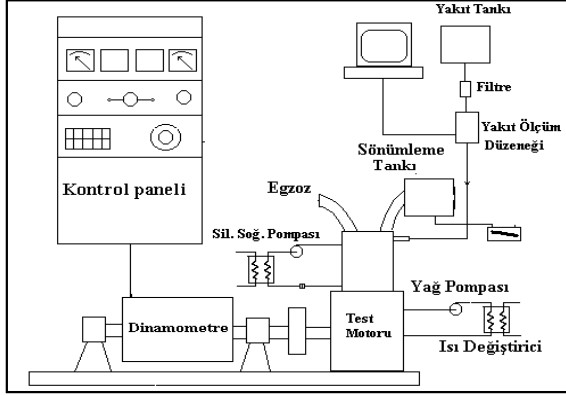
3. MATERYAL VE METOT

Çalışmada özellikleri Tablo 1'de verilen Ricardo E6-MS/128/76 tipi deney motoru kullanılmıştır. Test düzeneğinin şematik görünüşü ise Şekil 4'de görülmektedir.

Tablo 1. Deney Motoruna Ait Teknik Özellikler

MOTOR	ÖZELLİKLER
Motor tipi	E6-MS/128/76
Silindir sayısı	1
Silindir çapı (mm)	76.2
Silindir stroku(mm)	110
Silindir hacmi (cm ³)	507
Sıkıştırma oranı	4.5-20
Devir(d/d)	1000-3000
Püskürtme avansı	20-40

Deneyler esnasında supap ayarları, motor katalogunda belirtilen değerlere göre ayarlanmış, enjektör açma basıncı 150 bar'a test edilmiş, segmanlar yenilenmiştir. Emme havasının ölçümünde eğik manometre-sönümleme tank düzeneği kullanılmıştır.



Şekil 4. Motor test düzeneğinin şematik görünümü

Sıkıştırma oranı, motor gövdesine monte edilen dişli mekanizma vasıtasıyla, komple silindir gömleği ve silindir başlığının silindir motor gövdesi içerisinde yukarı veya aşağı hareketi ile değiştirilmektedir. Motor sıkıştırma oranı değişimi hareketli silindir başlığı ile sabit gövde arasında monte edilmiş 1/50 hassasiyetli bir mikrometre vasıtasıyla ölçülmüştür. Milimetre cinsinden ölçülen değerler üretici firmanın vermiş olduğu dönüşüm grafiğinden girilerek motorun sıkıştırma oranı bulunmuştur.

Deneyde kullanılan Diesel motorunun silindir kapağında Ricardo comet tipi ön yanma odası mevcuttur. Ön yanma odası küresel formdaki üst yarı ve ana yanma odasına konik bir biçimde açılan alt yarı parçadan oluşmaktadır.

Deneyler esnasında motor, elektrik dinamometresiyle yüklenmiştir. Yükleme esnasında elde edilen elektrik enerjisi ısıtıcı dirençler üzerinden havuza verilerek harcanmıştır. Deneyler esnasında kimyasal formülü $C_{15}H_{18}$ olan Diesel yakıtı kullanılmıştır.

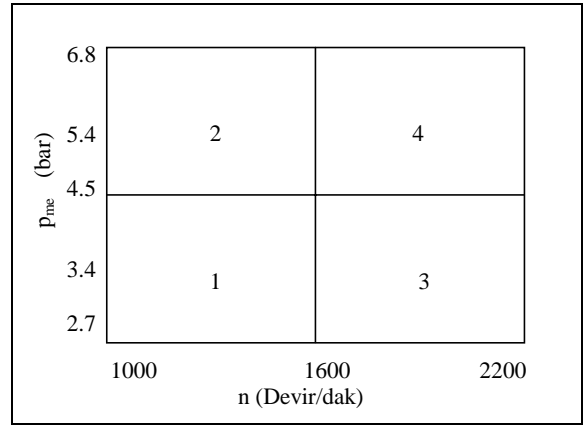
Motor devri, yük, emme manifold sıcaklığı, egzoz sıcaklığı, motor soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklıkları, yakıt tüketim zamanları her bir test noktası için kaydedilmiştir. Her ölçüm noktasında motor kararlı çalışmayı sağlayıncaya kadar yeterli bir süre beklenilmiştir. Ölçümlerde hatayı minimize etmek amacıyla 5 ölçümün ortalaması alınmıştır.

Her bir test noktasındaki yakıt tüketim süresinin tespiti önem arz etmektedir. Ölçüm hassasiyetini artırmak için, başlangıç ve bitiş sürelerinin tespitinde infrared alıcı ve vericiler kullanılmıştır. Alıcıdan alınan sinyaller bilgisayarda, assembly dilinde yazılmış program tarafından işlenmiş ve ölçüm süresi bittiğinde ölçüm durdurularak tüketim süresi 0.01 s hassasiyetle bilgisayar ekranında gösterilmiştir.

Deneylerde her bir sıkıştırma oranında motor 1000 devir/dak'dan 2200 devir/dak'a kadar 400 devir/dak. aralıkla ve 5 ayrı yük kademesinde ölçülmüştür.

4. DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Detaylı bir inceleme için yumurta eğrileri Şekil 5'de gösterilen 4 ayrı bölgede incelenmiştir. Bu bölgeler:



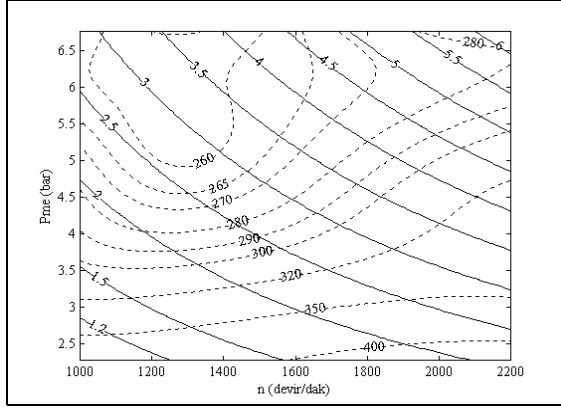
1. Bölge: Düşük yük-Düşük devir, 2. Bölge: Yüksek yük-Düşük devir, 3. Bölge: Düşük yük-Yüksek devir ve 4. Bölge: Yüksek yük-Yüksek devirdir

Şekil 5. Eş NO_x eğrilerine ait bölgeler

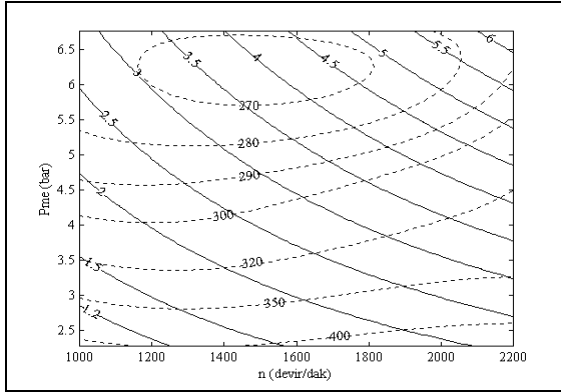
Şekil 6'da 18.20 ve 19.60 sıkıştırma oranlarındaki performans ve karşılaştırmalı performans haritaları verilmiştir. Deneyel çalışma sonucunda bulunan özgül yakıt sarfiyatı ve efektif verim değerleri sırasıyla Şekil 7 ve Şekil 8'de görülmektedir.

Şekil 7(a)'da normal motorda en avantajlı bölgenin düşük devir yüksek yük bölgesi olduğu görülmektedir. Aynı bölge baz alındığında, 19.60 sıkıştırma oranında (Şekil 7(b)), özgül yakıt sarfiyatında önemli ölçüde artmanın olduğu gözlenmektedir. Bölgelerdeki değişimleri Şekil 7(c)'de karşılaştırmalı olarak daha net bir şekilde görmek mümkündür. Şehir içerisindeki araçların daha çok düşük devir bölgelerinde çalıştığı düşünülürse, sıkıştırma oranındaki artışa neden olabilecek bir uygulamanın, doğuracağı sonucun önemi ortaya çıkar.

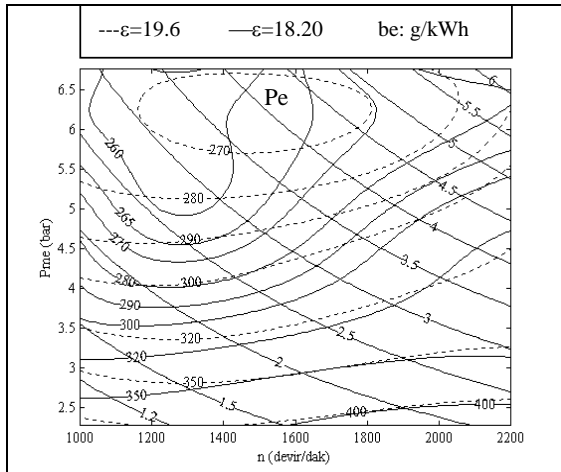
Teorik Diesel çevrim analizinden de görüleceği gibi sıkıştırma oranındaki artış optimum noktadan sonra motor performansında kötüleşmenin meydana geldiğini göstermektedir. Dolayısıyla teorik analiz sonuçları ile deneysel bulgular uygunluk arz etmektedir.



a) $\epsilon = 18.20$



b) $\epsilon = 19.6$



c)

Şekil 7. (a) 18.20, (b) 19.60 sıkıştırma oranlarındaki performans haritaları (c) Karşılaştırmalı performans haritası

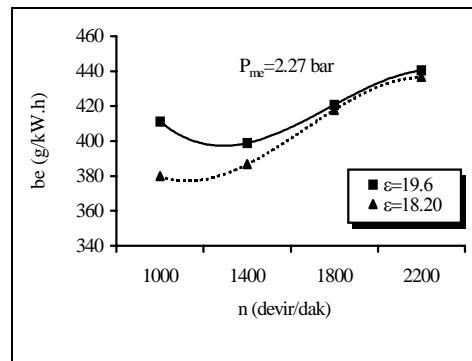
Performans haritalarına dikkat edildiğinde 18.20 sıkıştırma oranında minimum yakıt sarfiyatı 1000-1400 devir/dak. ve 5-6.81 bar çalışma aralığında (düşük devir yüksek yük bölgesi) 260 g/kWh olarak gerçekleşmektedir. 19.60 sıkıştırma oranında ise özgül yakıt sarfiyatında bariz bir artış göze çarpmaktadır. Bu sıkıştırma oranında minimum özgül yakıt sarfiyatı 1200-1800 devir/dak ve 6-6.7 bar aralığında 270 g/kWh olarak gözlenmektedir.

19.60 sıkıştırma oranında elde edilen minimum yakıt sarfiyatı (270 g/kWh) baz alındığında 18.20 sıkıştırma oranında, aynı yakıt sarfiyat değeri çok daha geniş bir çalışma aralığında (4.3-6.8 bar ve 1000-1800 devir/dak. aralığı) elde edilmektedir. Minimum yakıt sarfiyatının elde edildiği bölgeler genellikle düşük devir yüksek yük bölgeleri olduğundan yukarıda belirtilen zararlılara ilave olarak ağır vasıta araçları şehirlerarası yolculuklarda tırmanma şeritlerinde yüksek yük ve düşük devir bölgelerinde çalıştırıldığından yakıt sarfiyatındaki artış önemli seviyelere çıkabilir.

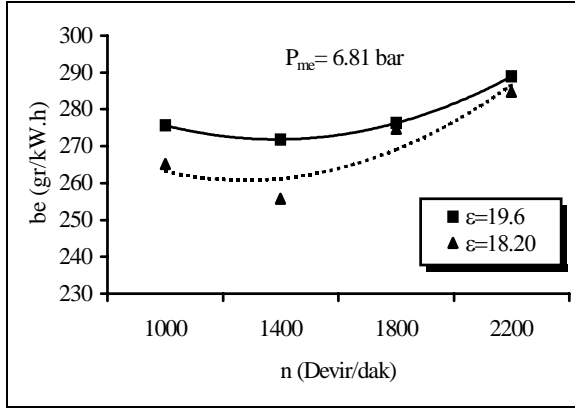
Optimum sıkıştırma oranından sonraki yüksek sıkıştırma oranlarında performanstaki düşmeye, sürtünmeye harcanan gücün artması neden olmaktadır. Sürtünmenin motor performansına etkisini dikkate alan teorik çalışmalar bunu doğrulamaktadır (Bhattacharya, 2000; Wang et al., 2002; Parlak ve ark., 2002).

Şekil 8'de Farklı sıkıştırma oranlarında motor devrine bağlı olarak özgül yakıt sarfiyatındaki değişme görülmektedir. Düşük devir ve tüm yüklerde özgül yakıt sarfiyatındaki artışın etkisi çok büyüktür. Devir arttıkça bu etkinin azaldığı görülmektedir.

Özgül yakıt sarfiyatındaki artmaya paralel olarak motor efektif veriminin belirtilen çalışma aralıklarında düştüğü Şekil 9'da görülmektedir. Grafiklerden de görüleceği gibi yük arttıkça efektif verimdeki kötüleşme belirginleşmektedir.

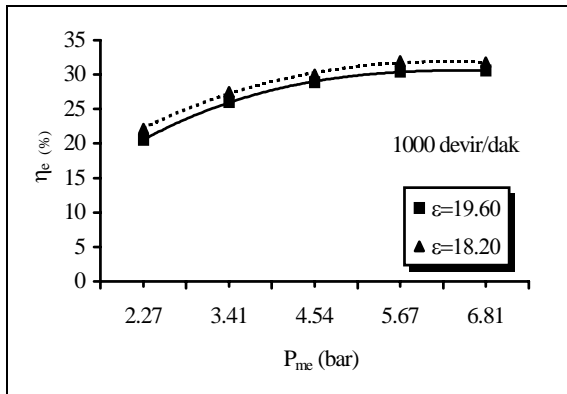


(a)

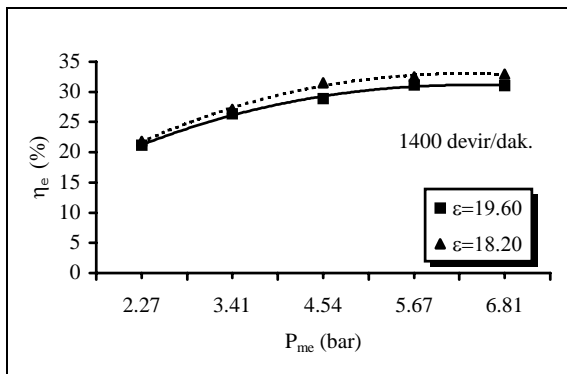


(b)

Şekil 8. Farklı sıkıştırma oranlarında a) Pme = 2.27 bar b) Pme = 6.80 bar' da motor devrine bağlı olarak özgül yakıt sarfiyatındaki değişime



(a)



(b)

Şekil 9. Ortalama efektif basınç değişimine bağlı olarak a) 1000 devir/dak. b)1400 devir/dak.'da farklı sıkıştırma oranlarında efektif verimdeki değişime

5. SİMGE VE KISALTMALAR

be	: Özgül yakıt sarfiyatı (g/kWh)
n	: Motor devri (devir/dak.)
P	: Basınç (bar)

P_e	: Efektif güç (kW)
P_{me}	: Ortalama efektif basınç (bar)
T	: Sıcaklık ($^{\circ}$ K)
S	: Entropi (kJ/kgK)
V	: Hacim (m^3)
c_p	: Sabit basınçtaki özgül ısı (kJ/kgK)
c_v	: Sabit hacimdeki özgül ısı (kJ/kgK)
T_{maks}	: Maksimum yanma sıcaklığı (K)
α	: Maksimum yanma sıcaklığının giriş sıcaklığına oranı
W_{NET}	: Net güç (kW)
\bar{W}_{NET}	: Boyutsuz net güç
$(\bar{W}_{NET})_{maks}$: Maksimum boyutsuz net güç
ϵ	: Sıkıştırma oranı
ϵ^*	: Maksimum gücü veren sıkıştırma oranı
η	: Teorik Diesel çevrim verimi
η^*	: Maksimum boyutsuz net güce karşılık gelen verim
η_e	: Efektif verim (%)

6. KAYNAKLAR

Bhattacharyya, S. 2000. Optimizing an Irreversible Diesel Cycle-fine Tuning of Compression Ratio and Cut-off Ratio. Vol. 40, p. 847-854.

Borat, O., Sürmen A., Balcı, M. 1995. İçten Yanmalı Motorlar. Cilt I, G. Ü. Teknik Eğitim Fakültesi Matbaası.

Junxing, L., Lingen, C., Chih W. and Fengriu S. 1999. Finite-Time Thermodynamic Performance of a Dual Cycle. International Journal of Energy Research. Vol. 23, p. 765-772.

Öztürk A., Kılıç A. 1993. Çözümlü Problemlerle Termodinamik, III. Baskı, Çağlayan Yayınevi, İstanbul.

Parlak, A., Yaşar H. and Kusoglu, A. 2001. An Experimental study on NO_x Emission of a Lower Compression Ratio LHR IDI Diesel Engine. IV. International Thermal Energy Congress. Cesme-Turkey.

Parlak A., Yaşar, H. 2001. Yanma Sıcaklığı-Sıkıştırma Oranı İlişkisinin Motor Performansına Etkisi Üzerine Teorik Dizel Çevrim Analizi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, Cilt: 14, Sayı: 4.

Parlak, A., Yasar, H. and Sahin, B. 2002. Performance and Exhaust Emission Characteristics of a Lower Compression Ratio LHR Diesel Engine, Nergy Conversion & Management Volume : 44, Issue: 1, Page : 163-174, 2003.

Safgönül B. 1981. Pistonlu Motorlar Cilt I, Teknik Üniversite Yayınları, İstanbul.

Stone, R. 1989. Motor Vehicle Fuel Economy. Macmillan Education Ltd., London, UK. Printed in Hong Kong.

Takeuchi, K., Kuboba, M., Konagai, M., Watanabe

and Kihara, R. 1985. The New Isuzu 2.5 lt. 4-Cylinder Direct Injection Diesel Engine, SAE 850261.

Wang, W., Chen, L., Sun, F. and Wu, C. 2002. The Effect of Friction on the Performance of an Air Standart Dual Cycle, Journal 2, p. 340-344.
