



T.C.
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İDEAL BİR DİZEL ÇEVRİMİNİN SONLU ZAMAN TERMODİNAMİĞİ İLE ANALİZİ

BÜLENT BİRŞEY

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Şubat-2012
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

YÜKSEK LİSANS

İDEAL BİR DİZEL ÇEVRİMİNİN SONLU ZAMAN TERMODİNAMİĞİ İLE ANALİZİ

BÜLENT BİRŞEY

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Eğitim Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Ali KAHRAMAN

2012, 33 Sayfa

Jüri
Doç. Dr. Ali KAHRAMAN
Doç. Dr. Hidayet OĞUZ
Yrd. Doç. Dr. Ali ATEŞ

Bu çalışmada, ideal dizel çevrim performansı, ısı transferi ve sürtünme kayıpları da dikkate alınarak sonlu zaman termodinamiği tekniği kullanılarak analiz edilmiştir. Sıkıştırma oranı-güç ve sıkıştırma oranı-ısıl verim arasındaki ilişki ve aynı zamanda güç ile çevrimin verimi arasındaki optimal ilişkiler analitik olarak elde edilmiştir. Bu analiz sırasında çevrimin performansına ısı transferinin ve sürtünme kayıplarının etkisi parametrik değerler verilerek ayrıntılı olarak araştırılmıştır. Bu çalışmadan elde edilen değerler ile içten yanmalı motor tasarımcılarına ve uygulamacılara bazı önemli bilgiler sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Sonlu zamanlı termodinamik, ideal dizel çevrimi, güç, sıkıştırma oranı, ısıl verim

ABSTRACT

THE ANALYSIS OF AN AIR-STANDARD DIESEL CYCLE USING FINITE TIME TERMODYNAMICS

BÜLENT BİRŞEY

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Ali KAHRAMAN

Year, 2012, Pages: 33

Jury
Advisor Assoc. Prof. Dr. Ali KAHRAMAN

Assoc. Prof. Dr.Hidayet OĞUZ

Assoc. Prof. Dr. Ali ATEŞ

In this study, the performance of an air standart Diesel cycle with heat transfer loss and friction-like term loss was analyzed by using finite-time thermodynamics. The relation between the power output and compression ratio, between the thermal efficiency and the compression ratio as well as optimal relation between the power output and the efficiency of the cycle are derived. Moreever, the influences of the heat transfer loss and friction loss on the cycle performance are analyzed by detailed numerical examples. The results obtained herein include the performance characteristics of different cycles in given conditions, which have universal guidance.

Keywords: Finite time thermodynamics, air-standard Diesel cycle, power, compression ratio, thermal efficiency.

ÖNSÖZ

Günümüz otomotiv teknolojisinde motorun yakıt sarfiyatı ve yanma verimi önemli özellikler olarak göze çarpmaktadır. Yakıt miktarının düşürülmesi ve yanma veriminin maksimum seviyeye çıkarılması yeni araçlarda kaçınılmaz bir değişimdir. Bu nedenle günümüz teknolojisinde otomotiv sanayisinde değişimlerin yeterli düzeyde gerçekleşmemesi dünya üzerindeki petrol miktarındaki azalma araçların yakıt sistemleri üzerinde yeni çalışmalar yapılmasını kaçınılmaz kılmıştır.

Günümüz teknolojilerindeki yenilikler daha çok araçların ergonomik düzeneği ve kullanım koşullarındaki rahatlıklardır. Yakıt tüketimi konusunda yapılan bilimsel çalışmalar mevcut sistemden ziyade alternatif yakıtlar üzerine olduğu görülmektedir. Mevcut sistemler üzerinde yapılan yenilikler hem süreç olarak hem de bilimsel çalışma koşullarının yeterli laboratuar şartlarının oluşmamasından dolayı bir adım geri kalmaktadır.

Bu çalışmada içten yanmalı motorların performans analizi son zamanlarda sıklıkla kullanılan sonlu zaman termodinamiği yöntemi kullanılarak teorik olarak araştırılmış ve uygulamacılara faydalı bazı önemli bilgiler sunmak amaçlanmıştır.

Çalışmada; her türlü yardımını esirgemeyen değerli hocam Doç. Dr.Ali KAHRAMAN'a, program yazılımı ve formülizasyonu konularında üzerinde uzun emekler harcayan değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Ali ATEŞ'e , bu çalışmamı destekleyen başta değerli eşime ve aileme minnettarlığımı ifade ediyorum.

BÜLENT BİRŞEY
KONYA- 2012

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

İÇİNDEKİLER ..... **vii**

1. GİRİŞ **1**

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **4**

3. MATERYAL VE YÖNTEM **9**

3.1. İdeal Dizel Çevrim Analizi 9

4.ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA **19**

4.1. Parametrik değerler ve sayısal uygulama 19
4.2. Araştırma Sonuçları 19

5.SONUÇ VE ÖNERİLER **28**

5.1. Sonuçlar **28**

5.2. Öneriler **28**

KAYNAKLAR **29**

EKLER **31**

ÖZGEÇMİŞ **33**

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A : Yanma ile ilgili ortaya çıkan ısı enerjisi,(kJ/kg)

B : Yanma sırasında çevreye sızan ısı transferi miktarı, (kJ/kgK)

b : Sürtünmeden dolayı kayıp güç, (W)

C_p : Sabit basınçta özgül ısı, (kJ/kgK)

C_v : Sabit hacimde özgül ısı, (kJ/kgK)

e : Özgül toplam enerji, (kJ/kg)

E : Toplam enerji, (kJ)

fμ : Piston sürtünme gücü, (W)

h : Özgül entalpi,(kJ/kg)

H : Toplam entalpi, (kJ)

k : Özgül ısıların oranı,(C_p/C_v)

K_1 :Sıkıştırma işleminde sabit sıcaklık oranı, (s/K)

K_2 :Genişleme sürecinde sabit sıcaklık oranı, (s/K)

LHV :Alt ısıl değer, (kJ/kg yakıt)

m :Kütle, (kg)

m_a :Silindire alınan havanın miktarı, (kg)

m_f :Silindire alınan yakıtın miktarı, (kg)

μ :Pistonun yer değiştirmesi ile oluşan sürtünme katsayısı

M :Mol kütlesi, (kg/kmol)

η : Verim,

γ : Sıkıştırma oranı,

σ :Sürtünme katsayısı,

p :Basınç, (kPa)

P :Güç, (W)

P_{in} :Çıkış gücü, (W)

P_μ :Pistonun kayıp gücü, (W)

PE :Toplam potansiyel enerji, (kJ/kg)

P_{net} :Net çıkış gücü, (W)

R :İş yapan akışkanın özgül ısılara bağlı sabiti, (kJ/kgK)

R_u :Üniversal gaz sabiti, (kJ/kmolK)

r_c :Kesme oranı

r :Sıkıştırma oranı

s :Özgül entropi, (kJ/kgK)

S :Toplam entropi, (kJ/K)

Q :Toplam ısı geçişi, (kJ)

Q_{gir} :İş yapan akışkana eklenen ısı, (kJ)

$Q_{çık}$:İş yapan akışkandan çekilen ısı, (kJ)

Q_{in} :Giren ısı miktarı, (kJ)

Q_{out} :Çıkan ısı miktarı, (kJ)

Q_{LHV} : Yakıt alt ısıl değeri, (kJ)

t : Zaman, (s)

t_1 :Isıtma süresi, (ms)

t_2 :Soğurma süresi, (ms)

τ :Çevrim periyodu,

T :Mutlak sıcaklık, (K)

v :Piston hızı, (m/s)

$\bar{v}$:Pistonun ortalama hızı, (m/s)

W :Çevrimdeki toplam iş, (kJ)

W_g :Sisteme giren iş, (kJ)

$W_ç$:Sistemden çıkan iş, (kJ)

W_{net} :Sistem net işi, (kJ)

W_μ : Pistonun sürtünmesinden dolayı oluşan kayıp iş, (kJ)

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorların tarihçesi 17. yüzyıla dayanmaktadır. 1678 – 1680 yıllarında Hollandalı fizikçi Hulgenz'in ilk barutla çalışan makineyi yapmasıyla başlar. Ancak asıl dizel motorunun bulunması ve geliştirilmesi; 1824 yılında Fransız mühendis Sadi Carnot'un tasarladığı motor çevrimi ile başlar, Herbert Akroyd Stuart 1885-1890 yılları arasında tesadüfen kızgın bir yere değen gaz yağının alev almasından etkilenerek deneyler yapmıştır. 1890 yılında Alman mühendis Capitaine Akroyd'un motoruna benzeyen bir motor üzerinde deneyler yapmıştır. Aslında bu uygulama yarı dizel motorları temelini de oluşturmaktadır. Rudolf Dizel; içten yanmalı dizel motorlarının asıl mucididir. 1892 yılında içten yanmalı kuvvet makinelerinin çalışma şekli ve imalatı hakkındaki 67207 sayılı patenti almıştır.

Bugüne kadar bu motorlar üzerinde birçok değişiklikler yapılmasına rağmen, Rudolf Dizel'in koyduğu esaslar değişmediğinden bu motorlara Dizel motorları adı verilmektedir.

1918 yılında İngiltere de Royal Aircraft Establishnent firması mekanik püskürtmeli sistemi geliştirmiştir. Böylece yüksek devirli dizel motorları oluşturularak hafif taşıtlarda kullanılmaya başlanmıştır.

1892 yılında yanıcı bir karışım yerine, yanma odasına sadece hava girmesini sağlayan bir motor önerdi. Bu sayede motorda sıkıştırılmış yüksek basınç oluşacağını belirtti. Silindir içerisine alınan havanın sıcaklığını ve basıncını yükselterek belli bir noktada silindir içerisine belli bir basınçta yakıt enjekte edilirse, kıvılcım olmadan içerideki karışımın kendi kendine tutuşarak yanmaya başlatabileceğini gösterdi. Bu tür dizel motorlar sıkıştırma ateşlemeli motorlar olarak bilinir. İçten yanmalı Otto motorlarına nazaran, Dizel Motorlarında daha yüksek ısıl verim elde edildiği bilinmektedir.

Fakat dizel motorlarında zamanla görülen yanma olayındaki kayıpların fazlalığı, bu konu üzerinde araştırma yapma gereğini artırmıştır. Çünkü dizel yakıtı veriminin sadece %50'si veya daha az bir miktarı verimli işe veya güce çevrilmesi yakıt tüketimi veya gereksiz kayıpların fazlalığının bir sonucudur.

Taşıtlarda müşteri memnuniyetini arttırmak ve ekolojik çevreye verilen zararların azaltılması taşıt tasarımının ana amacını oluşturmaktadır. Daha ekonomik bir yakıt tüketimi, çevre kirliliğine etkilerin azaltılması, tüketici konfor istekleri ve maliyetlerin azaltılması doğrultusunda tasarımlar şekillendirilmektedir. Tasarım

yapılırken karşılaşılan en büyük sıkıntı amaçların birbiri ile çelişmesinden doğan belirsizliklerdir. Örneğin, yüksek performans isteğine karşılık yakıt tasarrufu ve çevre uyum yasaları veya emisyonlardaki iyileştirmeler ifade edilebilir.

Tasarımlar yapılırken teorik hesaplamaların pratikteki sonuçlara yakınlığı prototip çalışmalarını hızlandırmakla beraber, öngörüler doğrultusunda tasarım yapmayı kolaylaştırmaktadır.

İçten yanmalı motorların teorik olarak analizinde çok farklı metotlar kullanılmaktadır. Bu teorik analizler genellikle içten yanmalı motorların termodinamik çevrimlerine dayanan analitik ve nümerik metotlardır. Literatürde içten yanmalı motorların optimum çevrim parametrelerinin belirlenmesinde kullanılan tekniklerden biriside Sonlu Zaman Termodinamiği olarak adlandırılan teorik yaklaşımdır.

1.1. Sonlu Zaman Termodinamiği

Literatürde Sonlu Zaman Termodinamiği olarak adlandırılan optimizasyon tekniği aslında Entropi Üretimi Minimizasyonu yöntemidir. Entropi üretimi minimizasyonu, gerçek araçların ısı transferi, kütle transferi ve akış tersinmezliklerinden doğan termodinamik kayıplarının modellenmesi ve optimize edilmesi metodudur (Bejan, 1996). Entropi Üretimi Minimizasyonu yöntemi, termodinamik, ısı transferi ve akışkanlar mekaniğinin en temel ilkelerini kapsamaktadır. Optimizasyon çalışmalarının amaçları bir uygulamadan diğerine göre değişebilir, örnek olarak; ısı değiştiricideki entropi üretiminin minimizasyonu, güç santrallerindeki güç üretiminin maksimizasyonu, maliyetin minimizasyonu ve içten yanmalı motorlardaki maksimum güç üretimi ve ısıl verim elde edilmesi bunların başındadır. Optimizasyon çalışmalarının ortak yanı, modeller içerisinde gerçekleşen prosesler sırasında (ısı transferi, kütle transferi ve akışkan akışı), sistemlerin sonlu boyutları, gerçek işlemlerin sonlu zamanları ve sonlu hızlarının kullanılmasıdır. Daha sonra fiziksel kısıtlayıcılara bağlı olarak, sistemin tersinmezliklerini ortaya çıkaran etkenlere optimizasyon uygulanır. Termodinamik ve ısı transferinin birleştiği model, sistemin tersinmezliğinin incelenmesini sağlar. Böyle bir modelin optimizasyonu, başka bir deyişle entropi üretiminin minimizasyonuna ilişkin bir kavram sağlar. Model içerisinde nerede, ne kadar entropi üretildiği ve bunun termodinamik performansı nasıl etkilediği incelenir. Isı makinelerinin, sonlu zaman termodinamiği analizi kullanılarak güç-optimizasyonu çalışmaları ilk olarak Chambadal (1957) ve Novikov (1957) tarafından yayınlandı ve

daha sonra Curzon ve Ahlborn (1975) tarafından devam etmiştir (Bejan, 1987). Bu çalışmalardan sonra bu metodu kullanan çok sayıda çalışma yapılmıştır. Değişik tipteki ısıl sistemlerin sonlu zaman termodinamiği ve termo-ekonomik analizi uygulamalarına yönelik yapılan çalışmalar devam etmektedir. Kaynak araştırması bölümünde içten yanmalı motorların termodinamik çevrimlerinin sonlu zaman termodinamiği kullanılarak yapılan çalışmalar özetlenmiştir.

Bu çalışmada, ideal dizel çevrim performansı, ısı transferi ve sürtünme kayıpları da dikkate alınarak sonlu zaman termodinamiği tekniği kullanılarak araştırılmıştır. Sıkıştırma oranı-güç ve sıkıştırma oranı-ısıl verim arasındaki ilişki ve aynı zamanda güç ile çevrimin verimi arasındaki optimal ilişkiler analitik olarak elde edilmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Sonlu zaman termodinamiği tekniğinin ısı makinelerinin optimum çalışma şartlarının belirlenmesi ve performans analizinde kullanan bir çok araştırmada söz konusudur. Bu bölümde özellikle bu tekniğin içten yanmalı motorların ideal çevrimlerinde kullanan araştırmalar özetlenmiştir.

Ebrahimi (2011) çalışmasında ideal Atkinson çevriminde sonlu zaman termodinamiği kullanılarak analizler yapmıştır. Modellemesinde çevrimin iş akışkanı sıcaklık arasındaki ilişki lineer olarak kabul edilmiştir. Ayrıca çevrim esansında meydana gelen sürtünme kaybnın hesabında piston hızı ve genişleme ve sıkıştırma esansında meydana gelen tersinmezlikler ve ısı kaybı dikkate alınmıştır. Analiz sınucunda güç-sıkıştırma oranı ve güç-ısıl verim arasındaki değişimi verilen sayısal örneklerle ifade edilmiştir. Ebrahimi (2011) çalışmasında sonuç olarak, eğer sıkıştırma oranı kesin bir değerin altında ise piston hızı artıkça çevrimin gücünün azaldığını, kesin değerin üstünde olduğu zaman ise gücün ilk öce arttığını ve daha sonra tekrar azaldığını bulmuştur.

Jafari ve ark. (2006) motorlardaki ısı transferinin motor verimine, egzoz emisyonuna ve motor parçalarının ısıl gerilmelerinin etkisinden dolayı çok önemli olduğunu belirtmiştir. Bundan dolayı çalışmalarında, bir kıvılcımla ateşlemeli motorda silindir cidarından transfer olan ısı üzerine yakıt tipi dönme (swirl) oranı, karışım giriş sıcaklığı, motor hızı ve ateşleme zamanı ve hava fazlalık oranı ve sıkıştırma oranı gibi farklı parametrelerin etkisini sayısal olarak araştırmışlardır. Çalışmalarında KIVA paket programını kullanarak çok-boyutlu yanma modeli ve sonlu-eleman ısı iletimi kodlarını kullanarak iteratif bir çözüm yapmışlardır.

Karamangil ve ark. (2006) benzinli bir motorda hem silindir içi ve dışında taşınım ısı katsayısı için bir parametrik çalışma yapmışlardır. Çalışmalarda yanma ürünlerinde, fazla hava katsayısının bir fonksiyonu olarak almış buna göre çözümler yapmışlardır. Silindir sıcaklığı ve basıncı termodinamiğin birinci kanununa dayanan basitleştirilmiş bir modelle hesaplamışlardır. Motor bloğu ve soğutma suyu arasındaki ısı transfer katsayısını elde etmek için Newton'un taşıma ısı transfer eşitliği kullanmışlardır.

Özsoysal (2006) Otto ve Dizel çevrim için yakıttan elde edilen enerjinin yüzde olarak ısı kaybını teorik olarak hesaplamıştır. Bunun için daha gerçekçi bir sıcaklık aralığı tarif ederek termodinamik bir analiz yapmıştır. Sonuçları hava çevrimli

motorlarda çıkış gücü ve ısıl verimin sadece sıcaklıkla alakalı olmadığı aynı zamanda yakıtın yanma sonu verimine bağlı olarak değiştiğini ifade etmiştir.

Abu-Nada ve ark.(2006) özgül ısıları sıcaklıkla değişkenli bir standart Otto çevriminin teorik bir modelini geliştirerek termodinamik analiz yapmışlar ve sabit sıcaklı çevrim ile karşılaştırmışlardır. Özellikle yüksek motor hızlarında, özgül ısıların sıcaklığa bağlı olarak değişen Otto çevriminlerinde, motor parametrelerinin daha gerçekçi olduğunu ifade etmişlerdir.

Al-Sarkhi ve ark. (2006a) sonlu-zamanlı termodinamik kullanarak, bir dizel motorda net güç, ısıl verim ve sıkıştırma oranı arasındaki ilişkileri matematiksel olarak ifade etmişlerdir. Özellikle dizel çevriminde kullanılan havanın özgül ısılarının sıcaklıkla değişimin ve sürtünmenin motor performansı üzerine etkisini araştırmışlardır. Sonuçların daha önce bu konu ile ilgili yapılmış sonuçlarla çok yakınlık gösterdiğini ve elde edilen sonuçların gerçek dizel motor tasarımında kullanılabileceği ifade etmişlerdir.

Al-Sarkhi ve ark. (2006a) sonlu-zamanlı termodinamik kullanarak, bir Miller çevriminde net güç, ısıl verim ve sıkıştırma oranı arasındaki ilişkileri matematiksel olarak ifade etmişlerdir. Özellikle Miller çevriminde kullanılan havanın özgül ısılarının sıcaklığa bağlı olan değişiminin ve sürtünmenin çevrim performansı üzerine etkisini araştırmışlardır. Sonuçların daha önce bu konu ile ilgili yapılmış sonuçlarla çok yakınlık gösterdiğini ve elde edilen sonuçların gerçek Miller motor tasarımında kullanılabileceği ifade etmişlerdir.

Ge ve ark. (2005a) tersinmez ideal Miller çevriminin performansı üzerine sürtünme ve ısı transferi gibi kayıpların etkilerini araştırmışlardır. Sonlu-zamanlı termodinamik tekniği kullanarak analizler yapmışlardır. Çevrimin sıkıştırma oranı-net güç arasında ve sıkıştırma oranı-ısıl verim arasındaki ilişkiler matematiksel olarak ifade etmişlerdir. Ayrıca sayısal örneklerle ısı transferi ve sürtünme kayıplarının çevrim performansı üzerine etkilerini detaylı bir şekilde vermişlerdir.

Ge ve ark. (2005b) yapmış oldukları ikinci bir çalışmada sonlu-zamanlı termodinamik tekniği kullanarak sıcaklıkla değişken özgül ısıya sahip akışkan kullanan ısı kayıplı bir ideal Otto çevriminin performans analizini yapmışlardır. Çevrimin sıkıştırma oranı-net güç arasında ve sıkıştırma oranı-ısıl verim arasındaki optimal ilişkiler sayısal değerler verilerek bulunmuş ve grafiksel olarak ifade edilmiştir. Ayrıca ısı transfer ve sürtünme kayıplarının çevrim performansı üzerine etkileri detaylı bir

şekilde verilmiştir. Bu çalışmadan çıkan sonuçların pratikte özellikle içten yanmalı motorların tasarımında bir rehber olabileceği konusunda görüş bildirmişlerdir.

Parlak (2005a) maksimum güç şartlarında tersinmez ikili (karma) ve dizel çevrimlerin performans analizlerini karşılaştırmıştır. Bu çalışmada maksimum güç ve maksimum termal verim kriterlerini göz önüne alarak bir termodinamik analiz yapmıştır. Çevrimlerin en yüksek sıcaklık, kesme oranı ve basınç oranı gibi tasarım ve optimum performans parametreleri analitik olarak elde edilmiş ve karşılaştırmaları yapılmıştır. Sıkıştırma ve genişleme hal değişimleri için izentropik verimlilik açısından çevrim performansı üzerine iç tersinmezliklerin etkileri incelenmiştir.

Parlak (2005b) bir dizel motoru için yanma ve ısı transferini de dikkate alarak performansı üzerine bir çalışma yapmıştır. Isı transferin etkisini sıkıştırma oranı ve kesme oranı gibi tasarım parametreleri açısından analiz etmiştir. Farklı ısı transfer ve yanma aşamaları için egzoz gazı sıcaklığı üzerine silindirden olan ısı transferin etkilerini de incelemiştir. Sabit yanma oranı ve kesme oranı için ısı transferinin azalması ile egzoz sıcaklığı ve net iş orantılı olarak arttığını gözlemlemiştir. Yapmış olduğu deneysel çalışmada ise, LHR motor ile standart motorun minimum yakıt tüketimi karşılaştırıldığında LHR motorun ateşleme zamanı krank açısı 38^{o}'den 40^{o}'ye gecikmeyle gerçekleştiğini göstermiştir. Bu ateşleme zamanında özgül yakıt tüketimindeki azalma %6'ya ulaşmış ve ısıl verimde ise %2'lik bir artışın olduğunu ifade etmiştir. Ateşleme zamanı krank açısı 38 olan LHR Dizel motorun egzoz sıcaklığı standart motordan %10.8 daha yüksek olduğunu ve diğer taraftan sıcaklık artışın krank açısı 34'de %22.8'e ulaştığını belirtmiştir. LHR motorda elde edilen enerji miktarındaki artış krank açısı 38'de %13.45 iken krank açısı 34^{o}'de ise bu oranın 38%'e ulaştığını belirtmektedir. Bütün bu sonuçlara göre Parlak (2005b)'deki çalışmasında LHR motorda egzoz gazı akışının elde edilen enerjinin önemli bir kaynağı olduğunu ve bunun farklı şekilde tekrar kazanılması gerektiği sonuca varmıştır.

Wang ve ark. (2005) maksimum güç ve maksimum güç yoğunluğu şartları altında farklı sıcaklıklara sahip ısıl enerji depoları arasında çalışan Atkinson çevriminin performans analizi ve karşılaştırılması üzerine bir çalışma yapmışlardır. Sıcak ve soğuk yönlü ısı değiştiricilerinin sabit verimli veya ısıl enerji depoların sabit giriş sıcaklığı oranlı maksimum güç yoğunluğuna dayanan motor tasarımında motor boyutu daha küçük olurken verimin, sıkıştırma oranının, genleşme oranının ve maksimum sıcaklığın maksimum güce dayanan motor tasarımına göre daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Bu sonuca göre motor boyutu ve verimlilik açısından maksimum güç

yoğunluğuna dayanan motor tasarımı maksimum güç şartlarına dayanan tasarıma göre daha iyi olduğunu belirtmişlerdir. Ancak çevrimin yüksek sıkıştırma oranı ve maksimum sıcaklıktan dolayı, maksimum güç yoğunluğuna dayanan motor tasarımında motor imalatı için daha dayanıklı malzemelere ihtiyaç duyulduğunu da bu çalışmada ifade etmişlerdir.

Al-Sarkhi ve ark. (2002) ideal Miller çevriminin termodinamik analizini teorik olarak yapmışlardır. Maksimum güç yoğunluğunun çevrim verimi üzerine etkisini hesaplamışlardır. Maksimum güç yoğunluğu ise çevrim gücünün maksimum çevrim özgül hacmine oranı olarak tarif etmişlerdir. Maksimum güç yoğunluğunda Atkinson ve Joule-Brayton çevrimlerinin verimi Miller çevrimine göre yüksek olmasına rağmen, Miller çevrimin basınç oranı ve toplam hacmi bu güç yoğunluğunda daha az olduğu belirtilmiştir.

Akash (2001) hava standardı ile çalışan bir dizel çevrimin performansı üzerine ısı transferinin etkisini teorik olarak incelemiştir. Bunun için ideal hava dizel çevriminin termodinamik analizini yapmıştır. Bu analize göre çevrimin verimi ve net işi üzerine ısı transferinin etkisini araştırmıştır. Silindir cidarlarındaki ısı kayıpları sisteme ısı geçişi sırasında ortalama sıcaklıkla orantılı olarak düşünülmüştür. Ayrıca, giren hava sıcaklığı ve kesme oranı gibi parametrelerin ısı geçişi üzerine etkileri hesaplanmıştır. Bütün bu teorik sonuçların Dizel motorların tasarımında faydalı olacağı yazar tarafından belirtilmiştir.

Chen ve ark. (1998) yılında yapmış oldukları çalışmada, teorik hava standardına göre çalışan bir Otto çevrimin sonlu-zamanlı (finite-time) termodinamik analizini yapmışlardır. Çevrimin net işi ve verimi arasındaki ilişkiyi matematiksel olarak ifade etmişlerdir. Maksimum güç için gerekli ısı transfer miktarını ve buna göre verim sınırını ifade etmişlerdir. Uygun sayısal değerler verilerek pratik Otto çevriminin geliştirilmesi için bazı faydalı bilgiler sunmuşlardır.

Bejan (1996); sonlu zaman termodinamiği metodunu kullanarak endüstrinin farklı alanlarında; ısı pompalarında, buzdolaplarında, araç motorlarındaki ısı ve kütle transferi ile akış tersinmezliğinden doğan termodinamik kayıplarının modellemesini optimize tekniği kullanarak analiz etmiştir. Isı transferinde enerji kaybına sebep olan tersinmezliklerin üretilen entropiden kaynaklandığını, entropiyi sıkıştırma oranı, piston hızı ve sürtünme oranlarını değiştirerek, düşürülebileceğini bu sayede ısıl verimin en yüksek seviyeye getirilebileceğini göstermiştir.

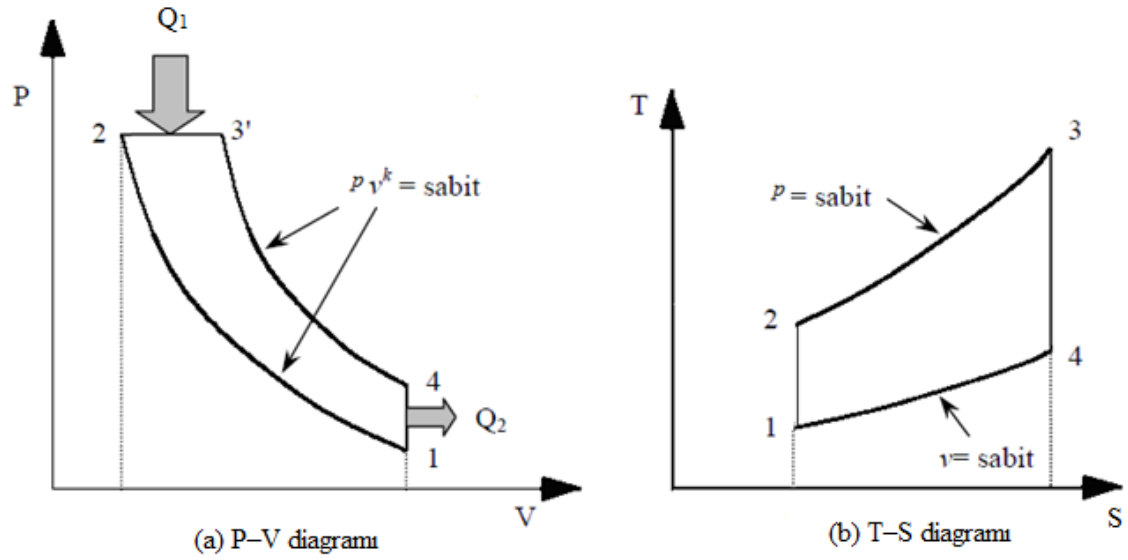
Chen ve ark. (1999 yapmış oldukları çalışmada, modellenmiş Otto, Dizel ve çift çevrimlerin sonlu zamanlı termodinamiği tekniği kullanarak sürtünme kayıplarını araştırmışlardır. Çalışmada net çalışma işi ve çevrim verimi arasındaki ilişkiler incelenmiştir. Azami net iş çıkışı ve ısı transferi arasındaki ilişkilerin karşılaştırmaları yapılarak, çevrim ile ilgili verimlilik sınırları tesbit edilmiştir. Bulunan değerler sayısal örneklerle gösterilmiştir. Bu değerler bir içten yanmalı motorların performans değerlendirmesinde ve geliştirilmesinde yol gösterici olmuştur.

Anglo-Brown ve ark. (1994) içten yanmalı motorun optimal durumdaki çalışma koşulları sayesinde, maksimum verim elde etmişlerdir. Motor eksoz supabından çıkarılan yanmış gazların silindir içine alınan karışımı ısıtarak giriş sıcaklığını artırmakla verimin yükseltileceğini belirmişler. Bu işlemdeki optimal sıkıştırma oranı ve iş yapan akışkanın enerjisinin etkilerini gözlemlemişlerdir. Ayrıca ortalama güç ve ortalama güç için sistem optimizasyon değerlerini bulmuşlardır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. İdeal Dizel Çevrim Analizi

İdeal dizel motorlarında yanma; yakıtı yüksek basınç altındaki havanın üzerine yani yanma odasına püskürtmekle gerçekleşmektedir. Bu çevrime sabit basınç altında ısı sevkine sahip termodinamik çevrim veya dizel çevrimi de denir. Şekil 3.1. P-V diyagramında görüldüğü gibi; 1–2 hal değişiminde, tersinir adyabatik (izentropik) sıkıştırma, 2–3 hal değişiminde sabit basınçta sisteme ısı girişi, 3-4 hal değişiminde tersinir adyabatik (izentropik) genişleme veya iş prosesi, son olarak 4-1 hal değişiminde sabit hacimde sistemden ısı çıkışı olmakta ve çevrimi tamamlamaktadır.



Şekil 3.1 İdeal Dizel Çevrimi P-V ve T-S diyagramları

Rudolf Dizel; yanıcı bir karışım yerine, yanma odasına sadece havanın girmesini sağlayan bir motor yaptı. Bu sayede, motorda sıkıştırılmış yüksek basıncın oluşacağını gösterdi. Silindir içerisine alınan havanın sıcaklığını ve basıncını yükselterek üzerine belirli basınçta yakıt enjekte edildiğinde, ateşleme olmadan karışımın kendiliğinden yandığı görüldü. Bu tür motorlar, sıkıştırma ateşlemeli motorlar olarak da bilinmektedir. İçten yanmalı Otto motorlarındaki uygulamalara göre, dizel Motorlarında daha yüksek ısıl verim olduğu bilinmektedir. Dizel motorlarındaki yüksek ısıl verim, daha yüksek sıkıştırma oranlarının bir sonucudur.

Gerçek çevrimler ideal çevrimlerden oldukça farklıdır. Bundan dolayı sonlu zaman termodinamiği tekniği uygulanarak çevrim performansı ve optimizasyon

analizleri yapılabilir. İdeal çevrimlerde bütün prosesler (hal değişimleri) tersinir olarak kabul edilir. Bundan dolayı çevrime ısı girişi esmasında bu tersinir hal değişimi gerçekci bir yaklaşımı göstermemektedir. Özellikle sabit basınçtaki ısı girişi ve yanma esnasındaki tersinmezlikler çevrimin net gücünü ve ısıl verimini oldukça fazla etkilemektedirler.

Bu bölümde Ge ve ark. (2005a) tarafından Miller çevrimi için yapılan çalışma esas alınarak, sonlu zaman termodinamiği yöntemiyle dizel çevrimin analizi için ifadeler çıkarılmıştır.

Şekil 3.1'de görüldüğü gibi dizel çevriminin bütün prosesleri veya hal değişimleri tersinirdir. Genellikle sonlu zaman termodinamiği tekniğinin ısı makinaları modellerine uygulamasında 1-2 ve 3-4 hal değişimleri anlık tersinirdir. İdeal dizel çevriminde çevrime ısı girişi ve çevrimden ısı çıkışı sabit sıcaklık oranlarına göre,

$$\frac{dT}{dt}=\frac{1}{K_1}\ \text{(2—3 için)}, \qquad \frac{dT}{dt}=\frac{1}{K_2}\ \text{(4—1 için)} \tag{3.1}$$

şeklinde ifade edilir. Burada T mutlak sıcaklığı, t zamanı göstermektedir, K_1 ve K_2 ısı eklemesi ve ısı çıkışı esnasındaki sabit sıcaklık oranlarını ifade etmektedir. Bu değerlerin zamana göre eşitlikleri aşağıdaki gibi yazılır;

$$t_1 = K_1\left(T_3 - T_2\right), \quad t_2 = K_2\left(T_4 - T_1\right) \tag{3.2}$$

Burada t_1 ve t_2 sırasıyla ısı girişi ve çıkışı sürelerini gösterir. Çevrim periyodu (ms), açılımı şöyle yazılır;

$$\tau = t_1 + t_2 = K_1\left(T_3 - T_2\right) + K_2\left(T_4 - T_1\right) \tag{3.3}$$

Tüm periyot boyunca iş çıkışı aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$W = C_p\left(T_3 - T_2\right) - C_v\left(T_4 - T_1\right) \tag{3.4}$$

C_p sabit basınçta özgül ısı, C_v sabit hacimde özgül ısıları belirtir. İş yapan akışkan nerede ise o bölgeyi ısıtır.

Güç çıkışı hesabı;

$$P_{in} = \frac{W}{\tau} = \frac{C_p(T_3 - T_2) - C_v\left(T_4 - T_1\right)}{K_1\left(T_3 - T_2\right) + K_2\left(T_4 - T_1\right)} \tag{3.5}$$

Bu çevrim için sıkıştırma oranı "r" ve kesme oranı "r_c" sırasıyla aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir.

$$r = \frac{V_1}{V_2} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = r^{k-1} \tag{3.6}$$

$$T_2 = T_1 . r^{k-1} \tag{3.7}$$

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2} \tag{3.8}$$

İdeal dizel çevrimin de 1-2 arasında ki ısı girişi

$$Q_{gir} = Q_{23} = C_p \left(T_3 - T_2\right) = C_p \left(T_3 - T_1 . r^{k-1}\right) \tag{3.9}$$

olarak ifade edilmiştir. Burada r yukarıda velirtilen kesme oranını,k ise sabit basınç özgül ısısı (C_p) ile sabit hacim özgül ısı (C_v) oranı göstermektedir. Aynı zaman yanma prosesi esnasında iş akışkanına eklenen ısı enerji miktarı ise aşağıda verilen lineer değişim ile ifade edilebilir. Bu ifade daha önce sonlu zaman termodinamiği kullanarak ideal çevrim analizi yapmış olan bir çok araştırmada verilmiştir.

$$Q_{gir} = A - B(T_2 + T_3) \tag{3.10}$$

Burada A, yanma ile ortaya çıkan ısı enerjisi ile ilgili sabittir. B ise yanma sırasında çevreye sızan ısı transferi veya kayıp enerji miktarı sabitidir. Ayrıca Özsoysal (2006) yapmış olduğu çalışmada A ve B katsayısını sırasıyla aşağıdaki şekilde ifade etmiştir.

$$A = \frac{m_f}{m_a} Q_{LHV} \tag{3.11}$$

$$B = \frac{q}{m_a} \tag{3.12}$$

Burada m_f silindir içine alınan yakıtın miktarını, Q_{LHV} yakıt alt ısıl enerjisini, B ısı transferi ile sızan enerji miktarını ifade etmektedir.

Yukarıda verilen eşitlikler kullanılarak çevrimin 3 halindeki sıcaklık ifadesi ise,

$$T_3 = T_2.r_c \tag{3.13}$$

$$T_3 = \frac{A+\left(C_p - B\right)T_1.r^{k-1}}{C_p + B} \tag{3.14}$$

Şeklinde yazılabilir.

Sıkıştırma ve kesme oranlarına göre T_4 ifadesi, (3.14) eşitliğine bağlı olarak şu formülle hesaplanır.

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_3}{V_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1} \tag{3.15}$$

$$T_4 = T_3.\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1} \tag{3.16}$$

$$T_4 = \frac{A+\left(C_p - B\right)T_1.r^{k-1}}{C_p + B}\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1} \tag{3.17}$$

Eşitlik 3.10'da , eşitliklikler 3.14 ve 3.17 yerlerine yazılır ise giren ısı enerji ifadesi aşağıdaki şekli alır.

$$Q_{gir} = A - B\left[\frac{A+2.C_p.T_1.r^{k-1}}{(C_p+B)}\right] \Rightarrow Q_{gir} = \frac{\left(C_p+B\right)A - B\left(A+2.T_1.r^{k-1}\right)}{(C_p+B)} \tag{3.19}$$

Yukarıdaki denklemde gerekli düzenlemeler yapılırsa,

$$Q_{gir} = \frac{A.C_p + B.A - B.A - 2.B.C_p.T_1.r^{k-1}}{(C_p+B)} = \frac{C_p\left(A - 2.B.T_1.r^{k-1}\right)}{(C_p+B)} \tag{3.20}$$

$$Q_{gir} = A - B\left[T_1.r^{k-1} + \frac{A+(C_p-B).T_1.r^{k-1}}{(C_p+B)}\right] = A - B\left[\frac{\left(C_p+B\right).T_1.r^{k-1} + A + \left(C_p-B\right).T_1.r^{k-1}}{(C_p+B)}\right] \tag{3.21}$$

$$Q_{gir} = A - B\left[\frac{2.C_p.T_1.r^{k-1} + A}{C_p+B}\right] = \frac{A(C_p+B) - 2B.C_p.T_1.r^{k-1} - B.A}{C_p+B} \tag{3.22}$$

çevrime giren ısı enerji miktarı elde edilmiş olur.

Eşitlik 3.22 sadeleştirilirse,

$$Q_{gir} = A - B\left[\frac{2.C_p.T_1.r^{k-1} + A}{C_p + B}\right] \tag{3.23}$$

elde edilir.

Aynı şekilde sistemden çıkan ısı enerjisi de giren enerji ifadesi gibi düzenlenirse,

$$Q_{çık} = C_v\left(T_4 - T_1\right) = C_v\left(\frac{A + \left(C_p - B\right)T_1.r^{k-1}}{C_p + B}\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1} - T_1\right) \tag{3.24}$$

$$Q_{çık} = C_v\left(\frac{A + \left(C_p - B\right)T_1.r^{k-1}\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1} - \left(C_p + B\right)T_1}{C_p + B}\right) \tag{3.25}$$

elde edilir.

Çevrimin net iş ifadesi bulmak için yukarıda verilen Q_{gir} ve $Q_{çık}$ ifadelerinin fark alınır ve aşağıdaki eşitlik bulunur.

$$W = C_p\left(\frac{A+(C_p-B).T_1r^{k-1}}{(C_p+B)} - T_1.r^{k-1}\right) - C_v\left(\frac{\left[A+(C_p-B).T_1.r^{k-1}\right]}{(C_p+B)}\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1} - T_1.(C_p+B)\right) \tag{3.26}$$

Eşitlik 3.26 tekrar düzenlenirse iş ifadesi aşağıdaki şekli alır.

$$W = C_p\left(\frac{A+(C_p-B).T_1.r^{k-1} - (C_p+B).T_1.r^{k-1}}{(C_p+B)}\right) - C_v\left(\frac{\left[A+(C_p-B).T_1.r^{k-1}\right]\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1} - T_1.(C_p+B)}{(C_p+B)}\right) \tag{3.27}$$

Ve son olarak iş ifadesi eşitlik 3.28'de verilmiştir.

$$W = \frac{C_p\left[A+\left(C_p-B\right).T_1.r^{k-1} - \left(C_p+B\right).T_1.r^{k-1}\right] - C_v\left[\left(A+\left(C_p-B\right).T_1.r^{k-1}\right)\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1} - T_1(C_p+B)\right]}{C_p+B} \tag{3.28}$$

Bilindiği gibi güç, çevrimin yaptığı için çevrim zamanına bölünmesi olarak ifade edilir. Buna göre güç eşitliği,

$$P=\frac{W}{\tau}=\frac{C_p(T_3-T_2)-C_v\left(T_4-T_1\right)}{K_1\left(T_3-T_2\right)+K_2\left(T_4-T_1\right)}$$

ve

$$P=\frac{W}{\tau}=\frac{C_p\left(T_3-T_1.r^{k-1}\right)-C_v\left[T_3.\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1}-T_1\right]}{K_1\left(T_3-T_2\right)+K_2\left(T_4-T_1\right)} \tag{3.29}$$

şeklinde bulunur.

Güç ifadesinde bütün gerekli eşitlikler yerine yazılır ve düzenlemelr yapılırsa güç denkleminin ifadesi aşağıdaki eşitliklerde elde edilir ve en son hali eşitlik 3.33 ile verilir.

$$P=\frac{C_p\left[\frac{A+\left(C_p-B\right)T_1r^{k-1}}{\left(C_p-B\right)}-T_1.r_c^{\,k-1}\right]-C_v\left\{\left[A+\left(C_p-B\right)T_1r_c^{\,k-1}\right]\left(\frac{r}{r_c}\right)^{k-1}-\left(C_p+B\right).T_1\right\}}{\left(C_p+B\right)}$$
$$K_1\left(\frac{\left[A+\left(C_p-B\right)T_1.r^{k-1}\right]}{\left(C_p+B\right)}-T_1r^{k-1}\right)+K_2\left[\left(\frac{\left[A+\left(C_p-B\right)T_1.r^{k-1}\right]}{\left(C_p+B\right)}\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1}-T_1\right)\right] \tag{3.30}$$

$$P=\frac{C_p\left[A+\left(C_p-B\right)T_1.r^{k-1}-\left(C_p+B\right)T_1.r^{k-1}\right]-C_v\left\{\left[A+\left(C_p-B\right)T_1.r^{k-1}\right]\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1}-T_1.\left(C_p+B\right)\right\}}{K_1\left[A+\left(C_p-B\right)T_1.r^{k-1}-\left(C_p+B\right)T_1.r^{k-1}\right]+K_2\left[\left(A+\left(C_p-B\right)T_1.r^{k-1}\right)\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1}-\left(C_p+B\right)T_1\right]} \tag{3.31}$$

$$P=\frac{C_p\left[A+\left(C_p-B\right)T_1.r^{k-1}-(C_p+B)T_1.r^{k-1}\right]-C_v\left[\left(A+(C_p-B)T_1.\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1}-T_1(C_p+B)\right]\right.}{(C_p+B)\left\{\left[K_1\left[\left(\frac{A+(C_p-B)T_1.r^{k-1}}{(C_p+B)}\right)-T_1.r^{k-1}\right]+K_2\left[\left(\frac{A+(C_p-B)T_1.r^{k-1}}{C_p+B}\right)\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1}-T_1.(C_p+B)\right]\right]\right\}} \tag{3.32}$$

$$P = \frac{C_p\left(A - 2B.T_1.r^{k-1}\right) - C_v\left(\left(A + (C_p - B)T_1.r^{k-1}\right)\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1} - \left(C_p + B\right)T_1\right)}{K_1\left(A - 2B.T_1.r^{k-1}\right) + K_2\left(\left(A + (C_p - B)T_1.r^{k-1}\right)\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1} - \left(C_p + B\right)T_1\right)} \quad (3.33)$$

Bu çalışmada, Angulo-Brown ve ark. (1994) ve Chen ve ark. (1999)'ın Otto ve Dizel çevrimi için önerdiği sürtünme kayıpları dikkate alınmıştır. Sürtünme kuvveti piston hızının ve sürtünme katsayısının lineer bir fonksiyonu olarak aşağıdaki şekilde verilmiştir.

$$f\mu = \mu v = \mu\frac{dx}{dt} \quad (3.34)$$

Burada, μ sürtünme katsayısını ifade etmektedir ve pistonun yer değiştirmesi ve genel sürtünme kayıplarının bir sonucu olarak ortaya çıkmıştır. Pistonun sürtünmesinden kaynaklanan kayıp gücü hesabı aşağıdaki formüldeki gibi yazılır.

$$P_\mu = \frac{dW_\mu}{dt} = \mu\left(\frac{dx}{dt}\right)\left(\frac{dx}{dt}\right) = \mu v^2 \quad (3.35)$$

Çevrimin net gücü aşağıdaki formüldeki gibi hesaplanır.

$$P_{net} = P - P_\mu \quad (3.36)$$

Piston ortalama hızı $\bar{v}$ aşağıdaki formüldeki gibi yazılır.

$$\bar{v} = \frac{x_1 - x_2}{\Delta t_{12}} = \frac{x_2(r-1)}{\Delta t_{12}}, \quad (3.37)$$

$$b = \mu\frac{x_2^2}{\Delta t_{12}^2} \quad (3.38)$$

b çevrimde pistonun sürtünmesi sonucu oluşan kayıp gücüdür. Birimi W olarak gösterilmiştir.

$$P_{\mu} = b(r-1)^2 \tag{3.39}$$

Son olarak çevrimin verimi ise şöyle ifade edilir.

$$\eta = \frac{P_{net}}{\left(Q_{in} \diagup \tau\right)} \tag{3.40}$$

Gerekli eşitlikler yerine yazılır, aşağıdaki sadeleştirme ve düzenleme yapılırsa verim ifadesi elde verilir.

$$\eta = \frac{P}{\left(Q_{\text{in}} \diagup \tau\right)} = \frac{\frac{W}{\tau}}{\frac{Q_{in}}{\tau}} = \frac{W}{\tau}.\frac{\tau}{Q_{in}} = \frac{W}{Q_{in}} \tag{3.41}$$

$$\eta = \frac{\dfrac{C_p\left(A-2B.T_1.r^{k-1}\right)-C_v\left[A+\left(C_p-B\right)T_1.r^{k-1}\right]\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1}-\left(C_p+B\right)T_1}{K_1\left(A-2B.T_1.r^{k-1}\right)+K_2\left[\left(A+\left(C_p-B\right)T_1.r^{k-1}\right)\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1}-\left(C_p+B\right)T_1\right]} - b\left(r-1\right)^2}{\dfrac{A-B\left[\dfrac{A+2C_p.T_1.r^{k-1}}{C_p+B}\right]}{K_1\left(A-2B.T_1.r^{k-1}\right)+K_2\left[\left(A+\left(C_p-B\right)T_1.r^{k-1}\right)\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1}-\left(C_p+B\right)T_1\right]}} \tag{3.42}$$

$$\eta = \frac{\dfrac{\left[C_p\left(A-2B.T_1.r^{k-1}\right)-C_v\left(A+(C_p-B).T_1.r^{k-1}\right)\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1}-\left(C_p+B\right)T_1\right]}{(C_p+B)}}{\dfrac{\left[A\left(C_p+B\right)-B\left(A+2C_p.T_1.r^{k-1}\right)\right]}{\left(C_p+B\right)}} - b\left(r-1\right)^2 \dfrac{\left[K_1\left(A-2B.T_1.r^{k-1}\right)+K_2\left(\left(A+\left(C_p-B\right).T_1.r^{k-1}\right)\left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1}-\left(C_p+B\right)T_1\right)\right]}{\left(C_p+B\right)}}{\dfrac{\left[A\left(C_p+B\right)-B\left(A+2C_p.T_1.r^{k-1}\right)\right]}{\left(C_p+B\right)}} \tag{3.43}$$

$$\eta = \frac{\dfrac{C_p\left(A-2BT_1r^{k-1}\right)-C_v\left[A+\left(C_p-B\right)T_1r^{k-1}\right]\left(\dfrac{r_c}{r}\right)^{k-1}-T_1\left(C_p+B\right)}{\left(C_p+B\right)}}{\dfrac{K_1\left(A-2BT_1r^{k-1}\right)+K_2\left[\left(A+\left(C_p-B\right)T_1r^{k-1}\left(\dfrac{r_c}{r}\right)^{k-1}-\left(C_p+B\right)T_1\right)\right]}{A-B\left[\dfrac{A+2C_pT_1r^{k-1}}{\left(C_p+B\right)}\right]}}$$

$$-\frac{b\left(r-1\right)^2\dfrac{\left[K_1\left(A-2B.T_1.r^{k-1}\right)+K_2\left(\left(A+\left(C_p-B\right).T_1.r^{k-1}\right)\left(\dfrac{r_c}{r}\right)^{k-1}-\left(C_p+B\right)T_1\right)\right]}{\left(C_p+B\right)}}{\dfrac{\left[A\left(C_p+B\right)-B\left(A+2C_p.T_1.r^{k-1}\right)\right]}{\left(C_p+B\right)}} \qquad (3.44)$$

$$\eta = \frac{\dfrac{\left[C_p\left(A-2BT_1r^{k-1}\right)-C_v\left[A+\left(C_p-B\right)T_1r^{k-1}\right]\left(\dfrac{r_c}{r}\right)^{k-1}-T_1\left(C_p+B\right)\right]}{\left(C_p+B\right)}}{\dfrac{\left[\left(C_p+B\right)A-B\left(A+2C_pT_1r^{k-1}\right)\right]}{\left(C_p+B\right)}}$$

$$-\frac{b(r-1)^2\dfrac{\left[K_1(A-2BT_1r^{k-1})+K_2\left(\left(A+\left(C_p-B\right)T_1r^{k-1}\right)\left(\dfrac{r_c}{r}\right)^{k-1}-\left(C_p+B\right)T_1\right)\right]}{\left(C_p+B\right)}}{\dfrac{\left[\left(C_p+B\right)A-B\left(A+2C_pT_1r^{k-1}\right)\right]}{\left(C_p+B\right)}} \qquad (3.45)$$

Son olarak çevrimin verim ifadesi aşağıdaki halini alır.

$$\eta = \frac{\left[C_p \left(A - 2BT_1 r^{k-1} \right) - C_v \left(A + \left(C_p - B \right) T_1 r^{k-1} \right) \left(\frac{r_c}{r} \right)^{k-1} - \left(C_p + B \right) T_1 \right]}{C_p \left[A - 2BT_1 r^{k-1} \right]}$$

$$- \frac{b(r-1)^2 \left[K_1 \left(A - 2BT_1 r^{k-1} \right) + K_2 \left(\left(A + \left(C_p - B \right) T_1 r^{k-1} \right) \left(\frac{r_c}{r} \right)^{k-1} - \left(C_p + B \right) T_1 \right) \right]}{C_p \left[A - 2BT_1 r^{k-1} \right]} \quad (3.47)$$

4.ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

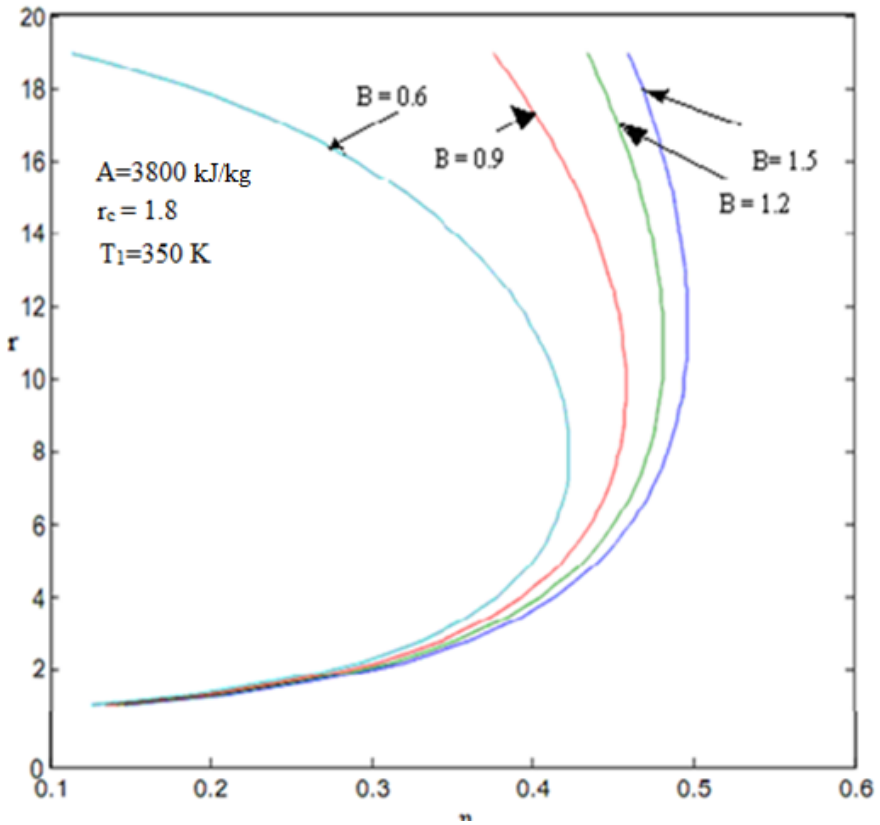
4.1. Parametrik değerler ve sayısal uygulama

Bir önceki bölümde elde edilen eşitlikler göz önüne alınarak literatürde verilen sayısal değerlere uygun olarak bu çalışmada kullanılan parametrik ve sabit değerler: Sabit hacimdeki özgül ısı C_v = 0,7165 kJ/kg.K, sabit basınçtaki özgül ısıyı C_p = 1,0031 kJ/kgK, buna göre k = C_p/C_v eşitliğinden, k = 1.4, sıkıştırma işleminde sabit sıcaklık oranı K_1 $8.128x10^{-6}$, genişleme sürecinde sabit sıcaklık oranı K_2 $18.67x10^{-6}$, piston sürtünme gücü b 32.5 W, sistemin ısı girişi ve ısı çıkış süreleri t_1= t_2= τ/2 = 16.6 ms (tolam süre τ = 33.3 ms), çevrimin ilk giriş sıcaklığı T_1 = 350 K sabit olarak alınmıştır. Ayrıca Çevrimde yanma ile ilgili ortaya çıkan ısı enerjisi A ve yanma sırasında çevreye sızan ısı transferi miktarı B sabitleri sırasıyla A = 3800 kJ/kg ve B = 0.3 – 1.8 kJ/kgK değerleri arasında alınmıştır. Kesme oranı r_c = 1.5 – 3, sıkıştırma oranı r = 17 – 27 arasındaki değerlerde hesaplamalara katılmıştır.

4.2. Araştırma Sonuçları

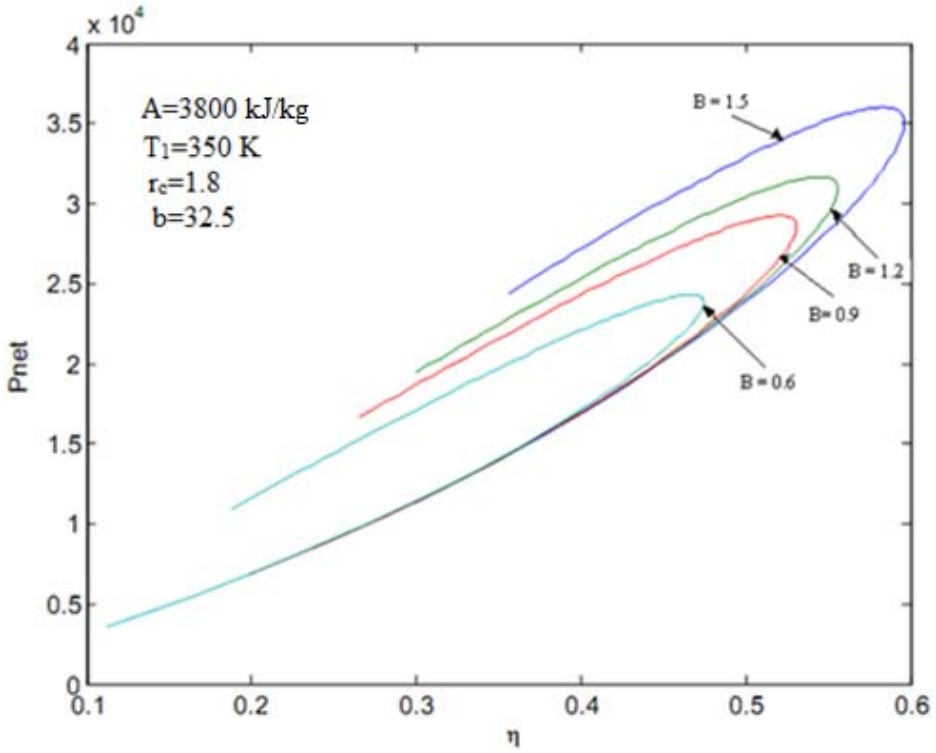
İçten yanmalı motorlardaki parametrik değişimlerin daha iyi anlaşılması ve optimum değerler ile ilgili daha sağlıklı yorumlar yapılması için bu çalışmada "çevrimsel grafik" olarak tarif edilen "loop-shaped" şeklinde grafifler verilmiştir.

Sıkıştırma oranının verime göre değişimi Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Çevrimin kesme oranı r_c, 1.8, yanma ile ilgili ısı transferi A, 3800 kJ/kg, çevrime giriş sıcaklığı T_1, 350 K sabit olarak alınmıştır. Yanma sırasında çevreye sızan ısı transferi miktarı B değeri; 0.6, 0.9, 1.2, 1.5 kJ/kgK arasında alınarak, verim - sıkıştırma oranı grafiği aşağıdaki gibi çizilmiştir. Grafikte ısı transferi ile ilgili olan değişken B değeri büyüdükçe, buna bağlı olarak sıkıştırma oranına karşı çevrimin veriminde değişimlerin olduğu görülmüştür. Buna göre yanma esnasında meydana gelen ısı sızması (leakage) çevrimin veriminde azalmaya neden olmuştur. Ayrıca verilen şartlarda en iyi verimi karşılık gelen sıkıştırma oranı aralığında 12-14 arasında olmaktadır.



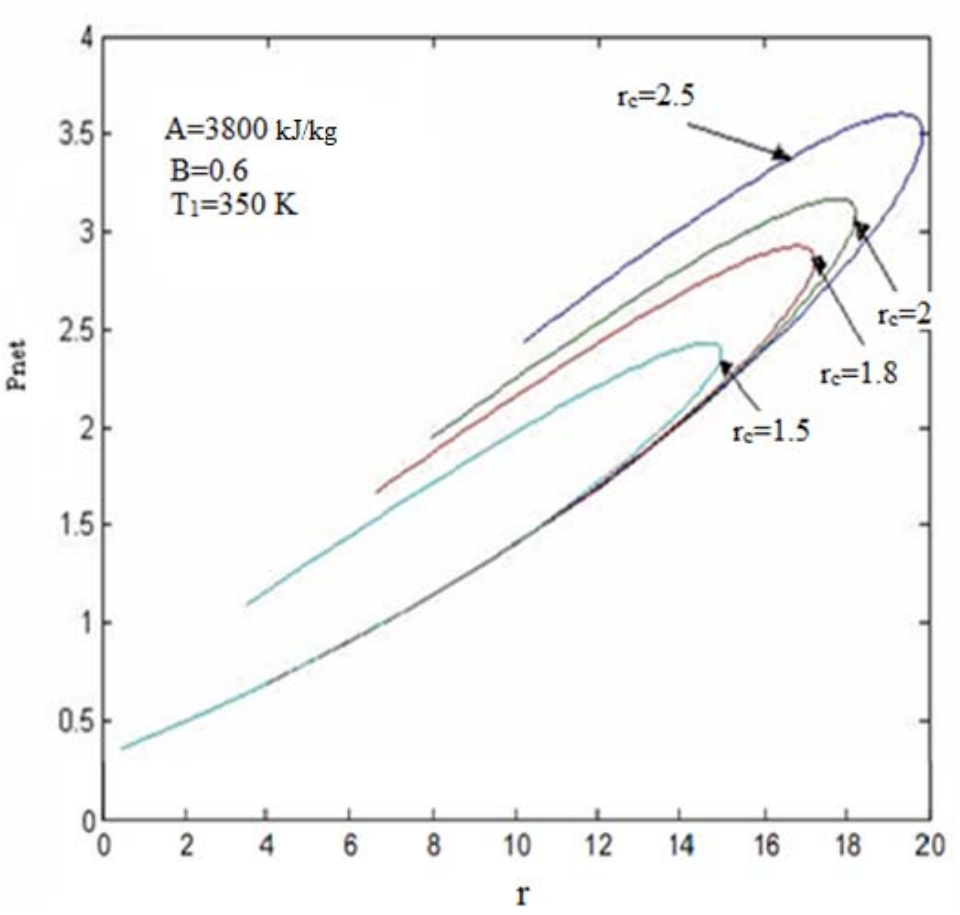
Şekil 4.1 Verimin sıkıştırma oranına göre değişimi (r_c=1.8)

Çevrimin net gücünün, verime göre değişim grafiği şekil 4.2 de verilmiştir. Yanma sırasında çevreye sızan ısı transferi miktarı B değerinin 0.6, 0.9, 1.2, 1.5 kJ/kg K arasında, kesme oranı r_c 1.8, sıkıştırma oranı r 0 – 30 değerleri arasında alınmıştır. Bu grafikte verim değerindeki artış miktarına göre net güç değerinin büyüdüğü görülmektedir.



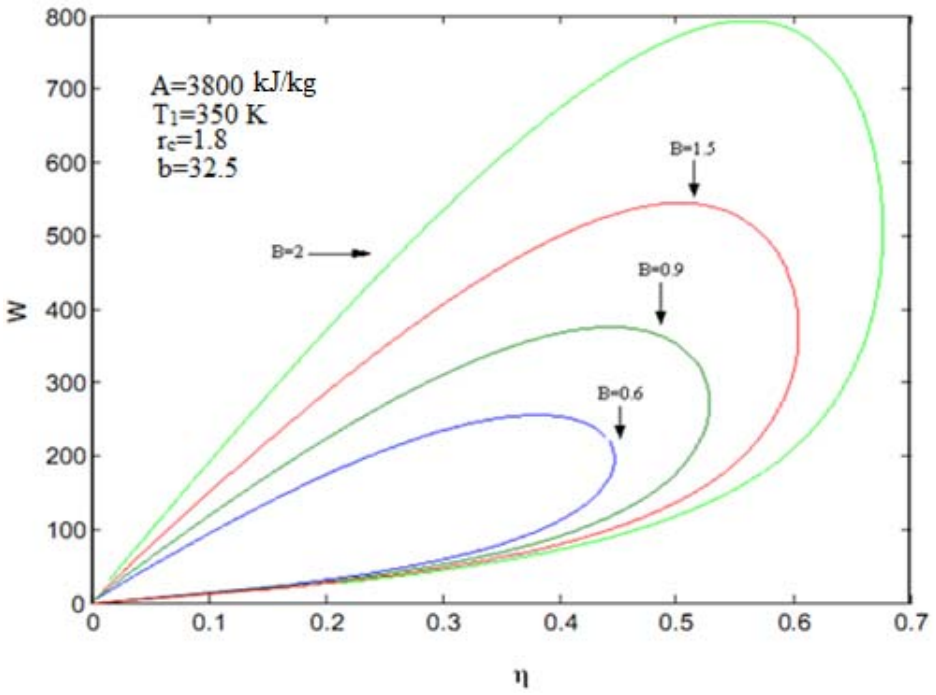
Şekil 4.2 Net gücün sıkıştırma oranına göre değişimi (r_c=1.8)

Net gücün, sıkıştırma oranı r'ye göre değişimi şekil 4.3'de görülmektedir. Burada yanma sırasında çevreye sızan ısı transferi miktarı B değerini 0.6 kJ/kg K sabitler olarak alınmıştır. Kesme oranı r_c 1.5, 1.8, 2 , 2.5 , sıkıştırma oranı r ; 0 – 30 değerleri arasında alınmıştır. Kesme değeri büyüdükçe net gücün artığı aşağıdaki grafikte görülmektedir.



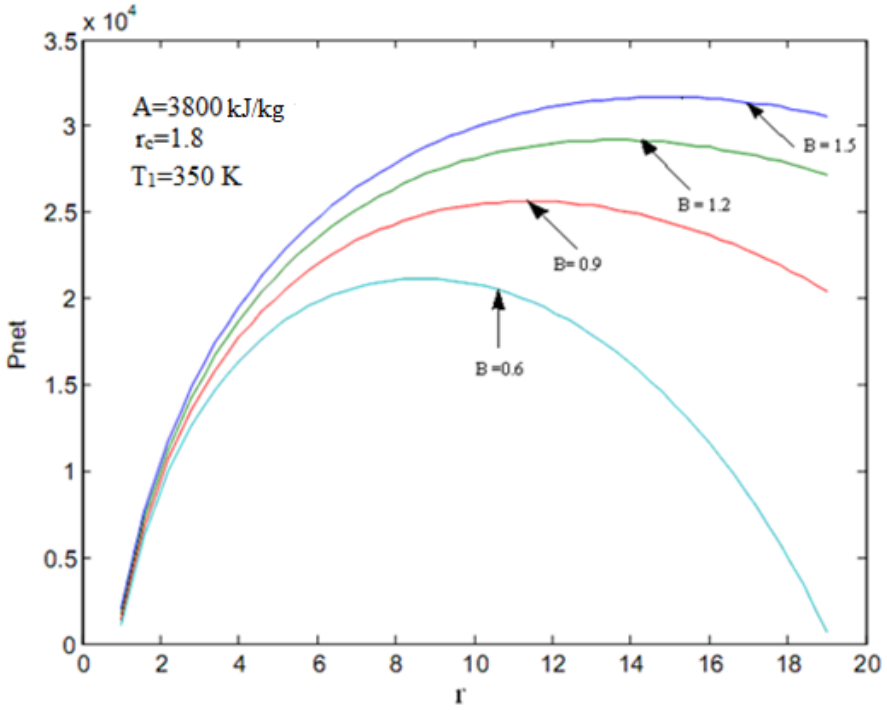
Şekil 4.3 Net gücün sıkıştırma oranına göre değişimi (B = 0.6 kJ/kg.K)

İşin verime göre değişim grafiği şekil 4.4'de gösterilmektedir. Kesme oranı r_c 1.8 sabitler olarak alınmıştır. Yanma sırasında çevreye sızan ısı transferi miktarı B değerini 0.6, 0.9, 1.5, 2 kJ/kg K, sıkıştırma oranı r 0 – 30 değerleri arasında değişken olarak alınmıştır.



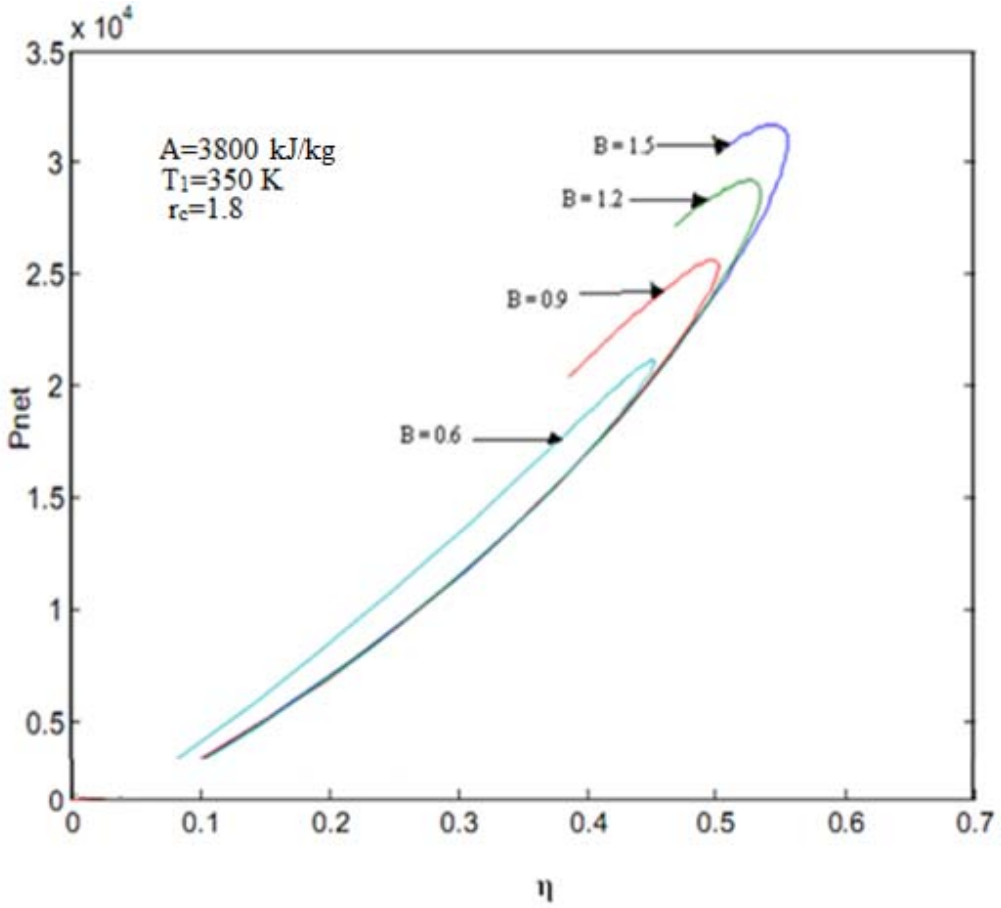
Şekil 4.4 İşin verime göre değişimi (r_c=1.8)

Net gücün, sıkıştırma oranına göre değişim grafiği şekil 4.5'de gösterilmektedir. Kesme oranı r_c; 1.8 sabit, yanma sırasında çevreye sızan ısı transferi miktarı B değerini 0.6, 0.9, 1.2, 1.5 kJ/kg K, sıkıştırma oranı r; 0 – 30 değerleri arasında değişken olarak alınmıştır. B değeri büyüdükçe net çıkış gücünün değiştiği grafikte görülmektedir.



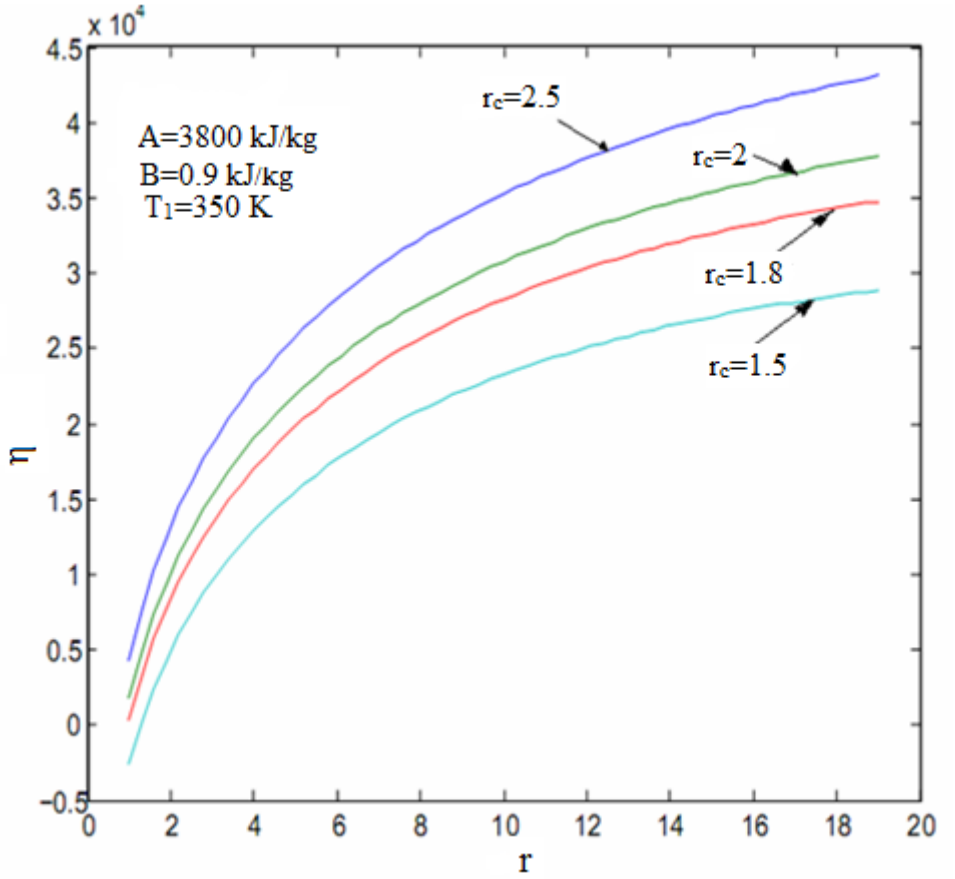
Şekil 4.5 Net gücün sıkıştırma oranına göre değişimi (r_c= 1.8)

Net gücün verime göre değişim grafiği şekil 4.6'da gösterilmektedir. Kesme oranı r_c 1.8 sabit, yanma sırasında çevreye sızan ısı transferi miktarı B değerini 0.6, 0.9, 1.2, 1.5 kJ/kg K, sıkıştırma oranı r ; 0 – 30 değerleri arasında değişen oranlar olarak alınmıştır. Buna göre net gücün - η (verim) grafiği aşağıdaki gibi çizilir. B değeri büyüdükçe net çıkış gücü eğrisinin büyüdüğü görülmektedir.



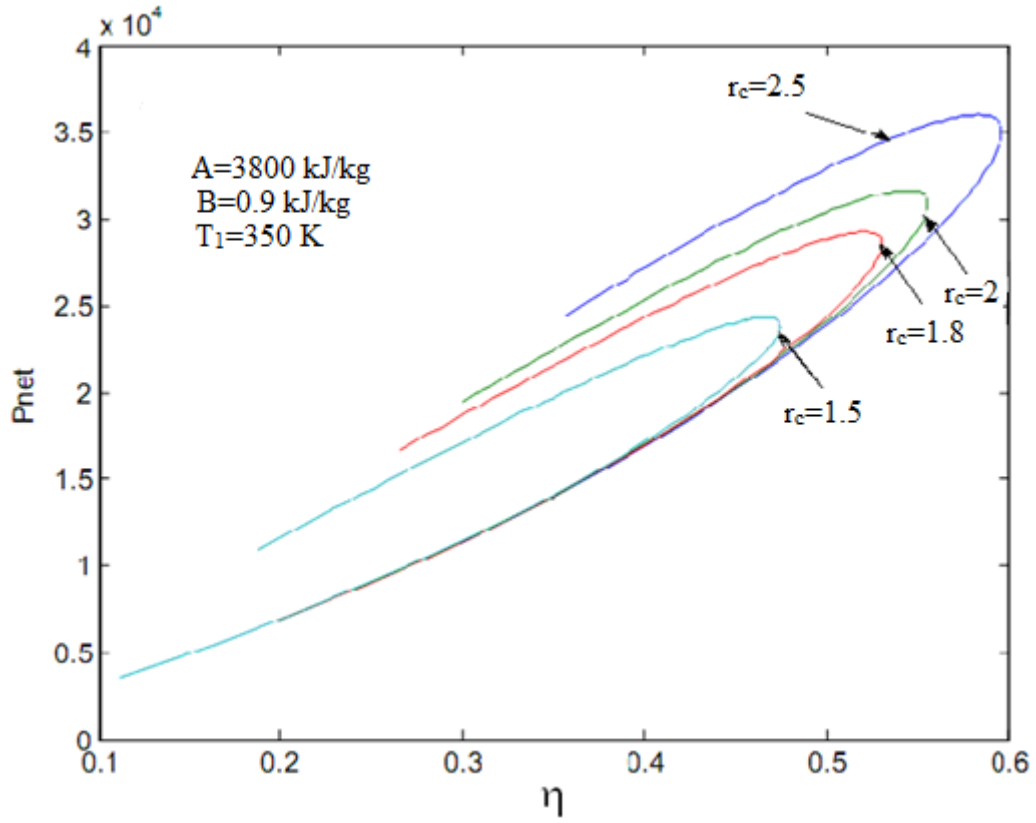
Şekil 4.6 Net gücün verime göre değişimi (r_c = 1.8)

Verim- sıkıştırma oranı grafiği şekil 4.7'de gösterilmektedir. Yanma sırasında çevreye sızan ısı transferi miktarı B; 0.9 kJ/kg K sabit olarak eşitlikte kabul edilmiştir. Kesme oranı r_c ; 1.5, 1.8, 2 , 2.5 , sıkıştırma oranı r ; 0 – 30 değerleri arasında eşitlikte değişenler olarak alınmıştır. Buna göre net çıkış gücü - η (verim) grafiği aşağıdaki gibi çizilir. Grafikte görülen r_c değeri büyüdükçe net güç eğrisinin değiştiği görülmektedir.



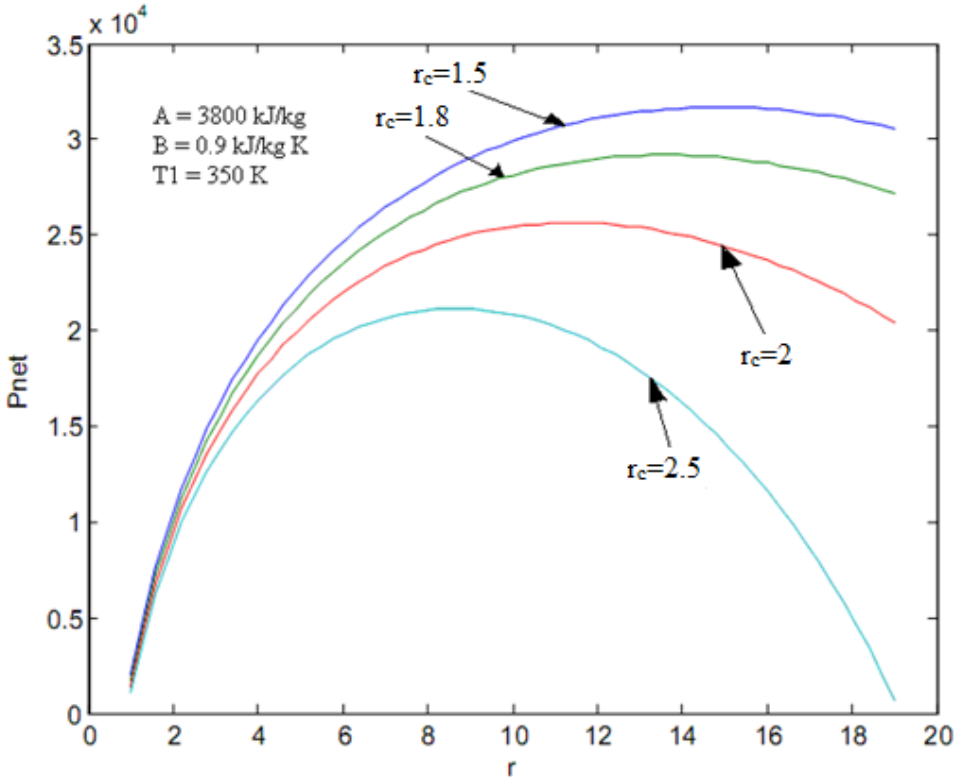
Şekil 4.7 Verimin sıkıştırma oranına göre değişimi (B = 0.6 kJ/kg.K)

Net gücün verime göre değişim grafiği şekil 4.8'de verilmektedir. Yanma sırasında çevreye sızan ısı transferi miktarı B; 0.9 kJ/kg K sabit olarak eşitlikte kabul edilmiştir. Kesme oranı r_c ; 1.5, 1.8, 2 , 2.5 , sıkıştırma oranı r; 0 – 30 değerleri arasında değişenler olarak alınmıştır.Net güç - η (verim) grafiği aşağıdaki gibi çizilir. r_c değeri büyüdükçe, net güç eğrisinin büyüdüğü görülmüştür.



Şekil 4.8 Net gücün verime göre değişimi (B= 0.9 kJ/kg.K)

Net gücün sıkıştırma oranına göre değişim grafiği şekil 4.9'da verilmektedir. Yanma sırasında çevreye sızan ısı transferi miktarı B; 0.9 kJ/kg K değeri sabit olarak eşitlikte kabul edilmiştir. Kesme oranı r_c ; 1.5, 1.8, 2 , 2.5, sıkıştırma oranı r; 0 – 30 değerleri arasında değişken olarak alınmıştır. Buna göre net güç – r (sıkıştırma oranı) grafiği aşağıdaki gibi çizilmiş olur. r_c kesme oranı; büyüdükçe net güç eğrisinin değiştiği görülmektedir.



Şekil 4.9 Net gücün sıkıştırma oranına göre değişimi (B= 0.9 kJ/kg.K)

5.SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada, ideal dizel çevrim performansı, ısı transferi ve sürtünme kayıpları da dikkate alınarak sonlu zaman termodinamiği tekniği kullanılarak araştırılmıştır. Sıkıştırma oranı-güç ve sıkıştırma oranı-ısıl verim arasındaki ilişki ve aynı zamanda güç ile çevrimin verimi arasındaki optimal ilişkiler analitik olarak elde edilmiştir. Bu analiz sırasında çevrimin performansına ısı transferinin ve sürtünme kayıplarının etkisi parametrik değerler verilerek ayrıntılı olarak araştırılmıştır.

Araştırma sonucunda elde edilen değerler ile benzer çalışmalar arasında bir uyum sözkonusudur. Ayrıca bu çalışmalar özellikle içten yanmalı motorlar üzerine çalışan araştırmalara faydalı bilgiler sunmaktadır.

5.2. Öneriler

Bu çalışmada yapılan teorik yaklaşımlarda özellikle ideal çevrimlerin gerçek çevrime yaklaşımı için önemli bir parametre olan özgül ısıların sıcaklıkla değişimi dikkate alınmamıştır. Bundan sonraki çalışmalarda özgül ısıların sıcaklıkla değişimi göz önüne alınabilir. Ayrıca sıkıştırma ve genişleme esnasında meydana gelen tersinmezlikleri ifade edecek bir verim ile bu hal değişimleri sırasında oluşan kayıplarda analitik olarak elde edilen eşitliklere eklenebilir. Böylece gerçek çevrime daha yakın sonuçların bulunması sağlanmış olur.

KAYNAKLAR

Akash B.,2001, Effect of heat transfer on the performance of an air-standard dizel cycle. Vol. 28, No. 1, 87-95,

Al-Sarkhi A, Jaber J, Abu-Qudais M, Probert S. 2006a. Effects of friction and temperature-dependent specific-heat of the working fluid on the performance of a dizel-engine. Applied Energy 83(2):153–165.

Al-Sarkhi A, Akash BA, Jaber J O, Mohsen M S, Abu-Nada E. 2002,Efficiency of a Miller engine at maximum power-density. Int Commun Heat Mass Tran., 29 (8):1157 1159.

Angulo-Brown F, Fernandez-Betanzos J, Diaz-Pico CA. Compression ratio of an optimized Ottocycle model. Eur J Phys 1994;15(1):38–42.

Bejan A., "Entropy-generation minimization: the new thermodynamics of finite-size device and finite-time processes", J. Appl. Phys, 1996; 79(3):1191–218.

Chambadal P. Les Centrales Nucleaires. Paris: Armand Colin; 1957. 41–58.

Chen L, Wu C, Sun F, Cao S.1998, Heat-transfer effects on the net work-output and efficiency caracteristics for an air standard Otto cycle. Energ Convers Manage, 39(7):643–8.

Curzon FL, Ahlborn B. Efficiency of a Carnot-engine at maximum power-output. Am J Phys 1975;43(1):22–4.

E.Abu-Nada , I. Al-Hinti, A. Al-Sarkhi, B. Akash "Thermodynamic modeling of spark-ignition engine: Effect of temperature dependent specific heats. Department of Mechanical Engineering, Hashemite University, Zarqa, 13115, 2006.

Ebrahimi R., "Effects of mean piston speed, equivalence ratio and cylinder Wall temperature on performance of an Atkinson engine" Mathematical and Computer Modelling 53 (2011) 1289–1297

Ge Y, Chen L, Sun F, Wu C. 2005a. Effect of heat transfer and friction on the performance of an irreversible air-standard Miller cycle. International Communications in Heat and Mass Transfer 32:1045–1056.

Ge Y, Chen L, Sun F, Wu C. 2005b. Thermodynamic simulation of performance of Otto cycle with heat transfer and variable specific heats of working fluid. International Journal of Thermal Sciences 44(5):506–511.

Jafari A.,Hannani S. "Effect of fuel and engine operational characteristics on the heat loss from combustion chamber surfaces of SI engines" International Communications in Heat and Mass Transfer, 33, 122-124,2006.

Karamangil M, Kaynakli O, Surmen A. 2006. Parametric investigation of cylinder and jacket side convective heat transfer coefficients of gasoline engines. Energy Conversion and Management 47:800–816.

Novikov, I. I. (1957) The efficiency of atomic power stations (in Russian), *At. Enertg.* 3, 409. English translation in (1958) *J. Nucl. Energy II* 7, 125.

Novikov II. The efficiencies of atomic-power stations (A review). Atommaya Energiya 3;1957(11):409.

Ozsoysal, O.A.,2006, Heat loss as a percentage of fuel's energy in air Standard Otto and Dizel cycles. Energy Conversion and Management ,47 ,1051–1062

Parlak A. 2005a. Comparative performance analysis of irreversible dual and dizel cycles under maximum power conditions. Energy Conversion and Management 46(3):351–359.

Parlak A. 2005b. The effect of heat transfer on performance of the dizel cycle and exergy of the exhaust gas stream in a LHR dizel engine at the optimum injection timing. Energy Conversion and Management 46(2):167–179.

Sarkhi, A.A., J.O. Jaber, J.O., Abu, M.,-Qudais S.D. Probert, 2006,Effects of friction and temperature-dependent specific-heat of the working fluid on the performance of a Dizel-engine, 83, 153–165

Wang P, Hou S. 2005. Performance analysis and comparison of an Atkinson cycle coupled to variable temperature heat reservoirs under maximum power and maximum power density conditions. Energy Conversion and Management 46:2637–2655.

EKLER

EK-1. İdeal dizel çevrim için geliştirilmiş olan ve Matlab programı dili ile yazılmış bilgisayar programı.

```
clear;
clc;
K1=8.128*10^(-6);
K2=18.67*10^(-6);
Cp=1.0031;  Cv=0.7165;   k=1.4;
b=[32.5 32.5 32.5 32.5];
T1=350;
A=3800;
B=[0.6 0.6 0.6 0.6];
rc=[1.5 1.8 2 2.5];
% r=[0.75:0.25:35];
 jj=1;
 while jj<=4
   switch jj
      case 1
         r=[0:0.5:28];
      case 2
         r=[0:0.5:28];
      case 3
         r=[0:0.5:35];
       otherwise
         r=[1.7:0.3:30];
   end;
   display(r)
for j=1:1:length(B)
  for i=1:1:length(r)
    T2(i,j)=T1*r(i)^(k-1);
    T3(i,j)=(A+(Cp-B(j))*T1*r(i)^(k-1))/(Cp+B(j));
    T4(i,j)=(A+(Cp-B(j))*T1*r(i)^(k-1))*(rc(j)/r(i))^(k-1)/(Cp+B(j));
    To(i,j)=K1*(T3(i,j)-T2(i,j))+K2*(T4(i,j)-T1);
   Qin(i,j)=Cp*(A-2*B(j)*T1*r(i)^(k-1))/(Cp+B(j));
  Qout(i,j)=Cv*((((A+(Cp-B(j))*T1*r(i)^(k-1))*(rc(j)/r(i))^(k-1))/(Cp+B(j)))-T1);
   Tou(i,j)=(K1*(A-2*B(j)*T1*r(i)^(k-1))+K2*(((A+(Cp-B(j))*T1*r(i)^(k-
1))*(rc(j)/r(i))^(k-1))-(Cp+B(j))*T1))/(Cp+B(j));
     W(i,j)=(Cp*(A-2*B(j)*T1*r(i)^(k-1))-Cv*((A+(Cp-B(j))*T1*r(i)^(k-
1))*(rc(j)/r(i))^(k-1)-T1*(Cp+B(j))))/(Cp+B(j));
     P(i,j)=W(i,j)/Tou(i,j);
  Pout(i,j)=(Cp*(A-2*B(j)*T1*r(i)^(k-1))-Cv*((A+(Cp-B(j))*T1*r(i)^(k-
1))*(rc(j)/r(i))^(k-1)-(Cp+B(j))*T1))/(K1*(A-2*B(j)*T1*r(i)^(k-1))+K2*(((A+(Cp-
B(j))*T1*r(i)^(k-1))*(rc(j)/r(i))^(k-1))-(Cp+B(j))*T1));
    Pmu(i,j)=b(j)*(r(i)-1)^2;
  Pnet(i,j)=Pout(i,j)-Pmu(i,j);
```

```
   vrm(i,j)=((Cp*(A-2*B(j)*T1*r(i)^(k-1))-Cv*((A+(Cp-B(j))*T1*r(i)^(k-
1))*(rc(j)/r(i))^(k-1)-T1*(Cp+B(j))))/(Cp+B(j)))/(Cp*(A-2*B(j)*T1*r(i)^(k-
1))/(Cp+B(j)));
 verim(i,j)=(((Cp*(A-2*B(j)*T1*r(i)^(k-1))-Cv*((A+(Cp-B(j))*T1*r(i)^(k-
1))*(rc(j)/r(i))^(k-1)-T1*(Cp+B(j))))/(Cp+B(j)))-(b(j)*(r(i)-1)^2)*((K1*(A-
2*B(j)*T1*r(i)^(k-1))+K2*(((A+(Cp-B(j))*T1*r(i)^(k-1))*(rc(j)/r(i))^(k-1))-
(Cp+B(j))*T1))/(Cp+B(j))))/(Cp*(A-2*B(j)*T1*r(i)^(k-1))/(Cp+B(j)));
   eta(i,j)=(Cp*(A-2*B(j)*T1*r(i)^(k-1))-Cv*((A+(Cp-B(j))*T1*r(i)^(k-
1))*(rc(j)/r(i))^(k-1)-(Cp+B(j))*T1)-(b(j)*(r(i)-1)^2*(K1*(A-2*B(j)*T1*r(i)^(k-
1))+K2*(((A+(Cp-B(j))*T1*r(i)^(k-1))*(rc(j)/r(i))^(k-1))-(Cp+B(j))*T1))))/(Cp*(A-
2*B(j)*T1*r(i)^(k-1)));
  end;
end;
jj=jj+1
end;
plot(eta,Pnet);
set(gca,'XTick',0:0.1:1);
set(gca,'XTickLabel',{'0','0.1','0.2','0.3','0.4','0.5','0.6','0.7','0.8','0.9','1'});
xlabel('\eta');
ylabel('Pnet');
%display(vrm);
%display(P);
```

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı	:	BÜLENT BİRŞEY
Uyruğu	:	T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi	:	MALATYA 16.08.1974
Telefon	:	0 505 6680196
Faks	:	0-332 8131491
e-mail	:	bulentbirsey@hotmail.com

EĞİTİM

Derece	Adı İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise :	Şehit Kemal Özalper Endüstri Meslek Lisesi,Malatya	1991
Üniversite :	Marmara Üniversitesi,İstanbul	1995
Yüksek Lisans :	Selçuk Üniversitesi	2012
Doktora :		

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
1995-2012	Milli Eğitim Bakanlığı	Öğretmen

UZMANLIK ALANI
Motorlu Araçlar Teknolojisi yakıt sistemleri.

YABANCI DİLLER
Orta derecede ingilizce.