

# Altı Zamanlı Buji Ateşlemeli Bir Motorun Performans ve İdealleştirilmiş Hava-Yakıt Çevrimi Analizi

\*Yakup İÇİNGÜR, \*\*Emre ARABACI

Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Teknikokullar, ANKARA

Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi, Bucak Emin Gülmez Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Otomotiv Teknolojisi Programı, Bucak, BURDUR

## ÖZET

Birincil enerji kaynaklarının azalmasının ardından enerji verimliliği ön plana çıkmıştır. Altı zamanlı motorların da temel amacı motordaki atık ısının değerlendirilmesidir ve günümüz enerji eğilimine uygun bir düşüncedir. Bu çalışmada tek silindri, buji ateşlemeli, dört zamanlı bir motorun özellikleri referans alınarak, bu ölçüdeki motorun altı zamanlı motora dönüşümü sonrasında performansının belirlenmesi amacıyla, ideal hava-yakıt çevrimine göre analizi yapılmış ve güç, tork, ortalama basınç, ısı verim ve yakıt tüketimi gibi performans parametreleri incelenmiştir. Dört zamanlı motorun altı zamanlı motora dönüşümünde direkt su enjeksiyonlu egzoz ısı geri kazanımı kullanılmıştır. Hesaplamalarda yakıt olarak izo oktan kullanılmıştır. Sonuç olarak yapılan çalışma ile birlikte, dört zamanlı motorlardaki atık egzoz ısısının bir kısmının iş olarak motorda kullanılabileceği ve böylelikle yakıt ekonomisinin iyileştirilebileceği teorik olarak gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Buji ateşlemeli motor, altı zaman çevrimi, motor performansı, egzoz ısı geri kazanımı

# The Idealized Air-Fuel Cycle and The Performance Analyses of A Six Stroke Spark-Ignited Engine

## ABSTRACT

After the reduction of the primary energy resources, energy efficiency came into prominence. The main purpose of the six-stroke engines is to evaluate the waste heat and it is an appropriate consideration for present energy inclination. In this study, by referring to the features of a single-cylinder, spark-ignited, four-stroke engine, in attempt to determine the performance of this scale engine after the six-stroke engine conversion, ideal air-fuel cycle was analyzed and the parameters such as power, torque, mean pressure, thermal efficiency and fuel consumption were examined. Throughout the conversion of the six-stroke engine to four-stroke engine direct water injection, exhaust heat recovery is used. In the calculations, iso octane was used as the fuel. As a result, with this study, it is theoretically indicated that a certain amount of the exhaust waste heat of the four-stroke engines can be used as a work and thus the fuel economy can be recruited.

**Key Words:** Spark ignition engine, six-stroke cycle, engine performance, exhaust heat recovery

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Pistonlu, içten yanmalı motorlar, çalışma çevrimlerine göre iki ve dört zamanlı motorlar olmak üzere iki grupta incelenmektedir. İki ve dört zamanlı motorlara ek olarak 1920 yılında altı zamanlı motor düşüncesi ortaya atılmıştır. Sürekli akışlı gaz türbinlerinin bu tarihlerde ortaya çıkmış olması ve altı zamanlı motorların dört zamanlı motorlara göre daha karmaşık bir yapıda olması nedeniyle, altı zamanlı motor kavramı o dönemde ve daha sonrasında kabul görmemiştir [1, 2].

Teknolojik değişime farklı bir çerçeveden bakıldığında günümüzde kullanılan birçok motor teknolojisinin başlangıcı çok eski tarihlere dayanmaktadır. Örnek olarak buji ateşlemeli motorlardaki ilk direkt benzin püskürtme sistemi 1925 yılında kullanılmıştır. Günümüzde ise buji ateşlemeli motorlarda direkt enjeksiyon sistemi uygulaması çok

yeni bir kavram olarak karşımıza çıkmaktadır. Yine aynı şekilde otomotiv tarihinde ilk elektrikli taşıt 1835 yılında yapılmış olmasına rağmen, elektrikli taşıtlarla ilgili asıl gelişmeler son yıllarda gerçekleşmiştir [3]. Altı zamanlı motorlarla ilgili çalışmalar 1920 yılında başlamış olmasına rağmen o gün için ihtiyaç duyulmaması, gerekli teknolojik gelişimin sağlanamaması gibi nedenlerden dolayı günümüze kadar kayda değer bir bilimsel nitelikte çalışma yapılmamıştır.

Altı zamanlı motorlar genel olarak dört zamanlı içten yanmalı motor konsepti üzerine kurulmuş bir yapıya sahiptir ve günümüz iki ve dört zamanlı motorlara alternatif bir enerji dönüştürücü olarak düşünülmektedir. Genel yapı itibarıyla daha verimli ve kirlenici emisyonları daha düzenli motorlardır. Altı zamanlı motorlarla ilgili iki tür yaklaşım mevcuttur ;

- Otto ve Diesel çevrim esasına göre çalışan motorlardaki atık ısının aynı silindir içerisinde kullanılması. Buhar veya havanın genişletilip ikinci bir egzoz zamanının oluşması prensibine

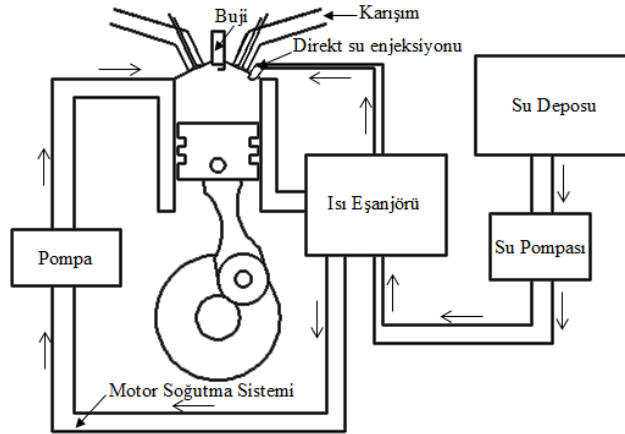
\* Sorumlu Yazar (Corresponding Author)

e-posta: icingur@gazi.edu.tr

Digital Object Identifier (DOI) : 10.2339/2012.16.1, 37-44

dayanmaktadır. Her yakıt girişi için üç krank turuna ihtiyaç duyulmaktadır. Bir çevrimde iki güç zamanı meydana gelmektedir.

- Her silindir için karşıt bir piston kullanılması. İkinci piston, klasik supap mekanizması yerine kullanılmaktadır. Sıkıştırma ve genişleme işlemlerinde hacim değişimleri farklıdır. Altı zamanın meydana gelmesi için iki tam krank turuna ihtiyaç vardır. [1, 4]



Şekil 1. Su enjeksiyonu ile egzoz ısısı geri kazanımı (Exhaust heat recovery with water injection)

İçten yanmalı motorlarda kullanılan potansiyel yakıt enerjisinin büyük bir kısmı egzoz hattından ısı enerjisi olarak kullanılmadan doğaya atılmaktadır. Yapılan bu çalışmada su enjeksiyonlu egzoz ısısı geri kazanımı konusu referans alınmıştır. Su enjeksiyonlu altı zaman çevriminde temel olarak dört zamanlı bir sisteme ek olarak buhar çevriminin eklenmesi ve bu farklı çevrimin birleştirilmesi için egzoz gazı ısı enerjisinin kullanılması prensibine dayanmaktadır. Bu prensip altı zamanlı motorlar için geliştirilen atık ısının aynı silindir içerisinde değerlendirildiği birinci tür yaklaşıma uymaktadır.

Altı zamanlı motorlarla ilgili ilk çalışma Dyer'in 1920 tarihli patentidir. Dyer bu çalışmasında atık ısının kullanılarak verimin geliştirilebileceğinden, motordaki egzoz gazı atımının iyileştirilebileceğinden ve soğutma sisteminin basitleştirilebileceğinden söz etmiştir [5]. Dyer'in bu çalışması, içten yanmalı motorlardaki dört zamana ek olarak beşinci ve altıncı zaman kavramlarının söz edildiği ilk patenttir. Patentte, egzoz zamanı sonrası su enjeksiyonunun yapılmasından ve sıvı fazdaki suyun silindir içerisinde buhar fazına geçmesiyle silindir içerisinde bir miktar basınç artışının olacağından ve bu artış etkisiyle ek bir iş zamanı meydana geleceğinden söz edilmektedir. Dyer'in çalışması altı zamanlı motorlarla ilgili oluşturulan yaklaşımların temel kaynağıdır. 1920 yılından günümüze kadar altı zamanlı motorlarla ilgili birçok patent alınmıştır. Altı zamanlı motor kavramı ilk olarak 1975 yılında Melby tarafından kullanılmıştır. 1976 yılında ise Tibbs, altı zamanlı motorlarda suyun buharlaştırılması ile ilgili bir patent almıştır. 2000'li yıllara gelindiğinde altı zamanlı motorların bilgisayar

yardımı ile kontrolü sistemlerle ilgili çalışma Singh tarafından yapılmıştır. Altı zamanlı motorlarda ikinci tür yaklaşımın geliştirilmesi 2004 yılında Ziabazmi ile başlamıştır ve 2007 yılında Crower ile devam etmiştir. 2010 yılında Kelem altı zamanlı motorların çalışma metodu ile ilgili ve yine aynı yıl Szybist ise su enjeksiyonu ile yüksek verimli altı zamanlı motorun çalışma metodu ile ilgili çalışmalarda bulunmuşlardır. 2012 yılında Blackburn, altı zamanlı Blackburn çevrimli motor ile ilgili bir patent çalışması yapmıştır. Son olarak 2012 yılının son çeyreğinde Ericsson, Volvo şirketi adına altı zamanlı motorlar ile ilgili bir patent almıştır [4-13].

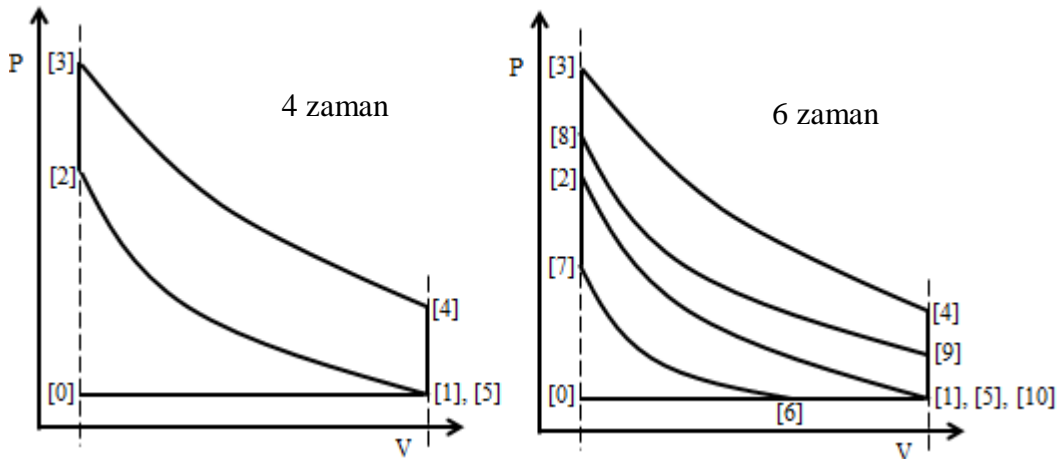
Altı zamanlı motorlarla ilgili kronolojiye bakıldığında, başlangıç olarak içten yanmalı motor çevrimleriyle birlikte buhar çevrimlerinin de kullanılması fikriyle başlayıp günümüzde egzoz ısısı geri kazanımı ile kombine bir sistem olarak devam eden bu süreç son yıllarda popüler olma yolunda büyük bir hızla ilerlemektedir.

## 2. İDEALLEŞTİRİLMİŞ ALTI ZAMANLI MOTOR ÇEVİRİMİ ANALİZİ (ANALYSIS OF THE IDEALIZED SIX-STROKE ENGINE CYCLE)

Altı zamanlı motorun çevrim analizi için belirli kabullerin yapılması sistemin daha basit bir biçimde incelenmesine olanak sağlamaktadır. Bunun için çevrim iki kısımda incelenecektir. Birinci kısım klasik Otto çevrimi olarak incelenecektir. İkinci kısım ise Otto çevriminin ısı atımından sonra gerçekleşen kısım olacaktır. İki kısım arasındaki geçişte su enjeksiyonu başka bir ifade ile madde girişi olduğundan dolayı çevrimi bir bütün olarak kapalı çevrim kabul etmek mümkün değildir. Ancak kısımlar kendi içinde kapalı çevrim olarak kabul edilmektedir. Çevrim analizindeki kabuller aşağıdaki gibidir:

- Yakıt olarak izooktan ( $C_8H_{18}$ ) kullanılmıştır.
- Çevrimdeki tüm gazların ideal gazdır.
- Önceki çevrimden kalan egzoz gazı yanma odası hacmi kadardır.
- Yanma stokiometrik oranda tam olarak gerçekleşmektedir.
- Yanma sonunda adyabatik alev sıcaklığına ulaşılmaktadır.
- Enjekte edilen su distile sudur.
- Silindir ile ortam arasında herhangi bir ısı transferi yoktur.

İçten yanmalı motorlarda deneysel verilere dayalı gerçek motor çevrimi için matematiksel modeller oluşturulabilmektedir. İdealleştirilmiş hava-yakıt motor çevrimleri ise gerçek motor çevrimlerine göre daha az parametreler kullanıldığından dolayı daha basit yapılı modellerdir ve çevrimlerin karşılaştırılması için uygundur.



Şekil 2. İdeal dört ve altı zamanlı motor çevriminin PV diyagramı (PV diagram of the ideal four and six-stroke engine cycle)

Çevrim süreçleri için kritik noktalara göre inceleme yapılacaktır. Buna göre 11 kritik nokta için her çevrimde 11 süreç meydana gelmektedir. İdealleştirilmiş buji ile ateşlemeli altı zamanlı motor çevriminde gerçekleşen süreçler aşağıda gösterildiği gibidir.

Çevrimde hesaplamalar  $1^\circ$  krank açısı (CA) aralıklarla yapılmıştır. Çevrimde özgül ısıların sıcaklığa

bağlı olarak değiştiği kabul edilmiştir ve özgül ısılar amprik formüllerle hesaplanmıştır. Bir sonraki krank açısındaki değerler için önceki değerler referans alınarak hesaplanmıştır. Bu değerler ideal gazlar için hazırlanmış termodinamik tablolardan veya Fluidprop gibi mini programlar yardımıyla da elde edilebilmektedir.

Tablo 1. İdeal altı zaman motor çevrimi süreçleri ve kullanılan eşitlikler (Processes of the ideal six-stroke engine cycle and using equations) [14, 16]

Arahk	Süreçler	Hal Değişimi	Kullanılan Eşitlikler
0-1	Emme	Sabit basınç	$T_1 = \frac{(n_m T_0 + n_{res} T_{res})}{(n_m + n_{res})}$ $P_1 = P_0$
1-2	Sıkıştırma	Politropik	$T_2 = T_1 \epsilon^{\gamma_1 - 1}$ $P_2 = P_1 \epsilon^{\gamma_1}$
2-3	Ateşleme ve yanma	Sabit hacim	$T_3 = T_{ad}$ $P_3 = \frac{n_3 T_3 P_2}{n_2 T_2}$
3-4	Genişleme	Politropik	$T_4 = T_3 / \epsilon^{\gamma_2 - 1}$ $P_4 = P_3 / \epsilon^{\gamma_2}$
4-5	Puflama	Sabit hacim	$T_5 < T_4$ $P_5 = P_0$
5-6	Kısmi Egzoz	Sabit basınç	$T_6 = T_5$ $P_6 = P_5$ $n_6 < n_5$
6-7	İkinci Sıkıştırma	Politropik	$T_7 = T_6 \epsilon_2^{\gamma_3 - 1}$ $P_7 = P_6 \epsilon_2^{\gamma_3}$
7-8	Egzoz ısısı geri kazanımı	Sabit hacim	$T_8 < T_7$ $P_8 > P_7$ $n_8 > n_7$
8-9	İkinci genişleme	Politropik	$T_9 = T_8 / \epsilon^{\gamma_4 - 1}$ $P_9 = P_8 / \epsilon^{\gamma_4}$
9-10	İkinci puflama	Sabit hacim	$T_{10} < T_9$ $P_{10} = P_0$
10-0	Tam egzoz	Sabit basınç	$T_{10} = T_{res}$ $P_{10} = P_0$

Yukarıdaki eşitliklerde res alt indisi atık gazı ifade etmektedir.  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$  ve  $\gamma_4$  ile gösterilenler politropik üsler, her bir krank açısı için ayrı ayrı hesaplanarak süreçler adım adım hesaplanmıştır. Bu politropik üs değerlerini bir önceki krank açısındaki sıcaklık değeri etkilediği gibi silindir içi karışım yapısı da etkilemektedir. Gerçekte puflama ve egzoz süreçlerinin beraber değerlendirilmesi gerekmektedir. Ancak sistem idealleştirilmiş bir çevrim olduğundan dolayı ayrı ayrı değerlendirilmektedir. Bu nedenle puflama sonrasında elde edilen basınç değerinin atmosfer basıncına eşit olduğu ve sıcaklık değerinin ise bir miktar düştüğü kabul edilmiştir. Altı zamanlı motorlar için bu sıcaklık düşüşüne ait veya kullanılabilir herhangi bir literatür bilgisi olmadığından dolayı, bu sıcaklık düşüşünün değeri, puflama süreci sonrasında gerçekleşen egzoz sürecinde silindir içi gazların silindir dışına atılma miktarına göre yaklaşık olarak belirlenmiştir.

Özgül ısıların sıcaklığa bağlı olarak değişimi için aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır. Eşitlikteki katsayılar için her bir gaz çeşidi için ayrı ayrı hazırlanmış tablolar kullanılmıştır [14].

$$\frac{c_p}{R_u} = a_1 + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4 + a_5 T^5 \quad (1)$$

Politropik üs  $\gamma$  değeri  $c_p/(c_p-R_u)$  olarak ifade edilmektedir.  $c_p/R_u$  değeri hesaplandıktan sonra  $\gamma$  değeri de belirlenebilmektedir.

Altı zamanlı motor çevrimini dört zamanlı motor çevriminden farklılığı genişleme süreci sonrasında başlamaktadır. Emme, sıkıştırma, ateşleme ve yanma ve genişleme süreçleri her iki motor çevrimi için de aynıdır. Ancak altı zamanlı motor çevriminde sisteme su enjekte edildiğinden dolayı emme süreci başlangıcında silindir içerisinde kaldığı kabul edilen atık gazların konsantrasyonu iki çevrim için farklıdır. Yanma sürecinde, yanmanın tam ve stokiometrik oranda gerçekleştiği ve yanma ürünlerinin  $CO_2, N_2$  ve  $H_2O$ 'dan meydana geldiği kabul edilmiştir. Yanma sonu sıcaklığının (adyabatik alev sıcaklığı olarak kabul edilmiştir) hesaplanabilmesi için aşağıdaki enerji dengesi kullanılmıştır [14].

$$Q - W = \sum n_p (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o - P\bar{v})_p - \sum n_r (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o - P\bar{v})_r \quad (2)$$

Yanmanın sabit hacimde gerçekleştiği ve herhangi bir madde alışverişi olmadığı kabul edildiğinden dolayı eşitlik aşağıdaki gibi düzenlenebilmektedir [14].

$$\begin{aligned} \sum n_p (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o - R_u T)_p \\ = \sum n_r (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o \\ - R_u T)_r \end{aligned} \quad (3)$$

Her gaz için gerekli entalpi değerlerinin hesaplanabilmesi için aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır. Eşitlikteki katsayılar için özgül ısıların hesaplanmasında kullanılan tablolar kullanılmıştır [14].

$$\frac{h}{R_u T} = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T} \quad (4)$$

Burada başlangıç durumundaki tüm değerler bilindiği için yanma sonrasındaki toplam enerji miktarı hesaplanabilmektedir. Bilinen bu değerler yardımıyla ideal gazlar için hazırlanmış termodinamik tabloları kullanılarak iteratif yöntemlerle yanma sonu sıcaklığı hesaplanabilmektedir.

Teorik olarak pistonun alt ölü noktaya ulaşmasıyla genişleme süreci sona ermektedir. Egzoz supabının tam alt ölü noktada açıldığı kabul edildiğinde sabit hacimde bir basınç düşmesi gerçekleşmektedir. Bu basınç düşmesi süreci puflama olarak adlandırılmaktadır. Sistemdeki kapalı çevrim kabulü puflama sürecinin başlamasıyla sona ermektedir. Bu nedenle bu süreçte sıcaklığın bir miktar azaldığı ve basıncın atmosferik basınca eşitlendiği kabul edilmektedir.

Dört zamanlı motorun idealleştirilmiş çevriminde puflama sürecinin ardından silindir içerisindeki egzoz gazları silindirden atılmaktadır. Teorik kabule göre bu süreçte silindir içi basıncı ve sıcaklığı değişmemekte ve süreç tamamlandığında silindir içerisinde yanma odası hacmi kadar egzoz gazı kalmaktadır. Ancak altı zamanlı motorda puflama süreci bir çevrim boyunca iki kez gerçekleşmekte ve birinci puflama süreci sonunda kısmi egzoz süreci meydana gelmektedir. Kısmi egzoz sürecinde egzoz gazlarının bir miktarı silindirden uzaklaştırıldıktan sonra, piston üst ölü noktaya ginceye kadar politropik sıkıştırılmaktadır.

Su enjeksiyonu ile egzoz ısı geri kazanımında silindir içerisinde bırakılan sıcak egzoz gazlarının bir kısmı sıkıştırılarak basınçlandırılmaktadır. Basıncı ve sıcak durumda olan egzoz gazlarının içerisine direkt su enjekte edilerek suyun buharlaşması sağlanmaktadır. Buharlaşan su etkisi ile silindir içi basıncı artmakta ve sıcaklık azalmaktadır. Bu yöntemle genişleme sonrası egzoz gazlarındaki enerjinin bir kısmı tekrar iş olarak kullanılabilir. Su enjeksiyonu işlemi (Şekil 2'deki 7 noktası) ve enjeksiyon sonrası basınç artışı (Şekil 2'deki 8 noktası) sabit hacimde gerçekleştiği kabul edildiğinde, silindir içerisindeki su enjeksiyon öncesi ve sonrasındaki iç enerji değişimi silindir içerisine enjekte edilen suyun entalpisine eşit olmaktadır [4].

$$n_w \bar{h}_w = n_8 \bar{u}_8 - n_7 \bar{u}_7 \quad (5)$$

Suyun enjekte edilmesiyle birlikte silindir içerisindeki dolgu miktarı enjekte edilen su miktarı kadar artmaktadır. Başka bir ifade ile 7 noktasındaki dolgu miktarı ile ( $n_7$ ) enjekte edilen su miktarı ( $n_w$ )

toplamı, 8 noktasındaki silindir içi dolgu miktarına ( $n_8$ ) eşit olmaktadır.

$$n_w \bar{h}_w = n_7 \bar{u}_{8_1} + n_w \bar{u}_{8_2} - n_7 \bar{u}_7 \quad (6)$$

Suyun enjekte edilmesiyle birlikte silindir içi sıcaklığı bir miktar düşmektedir. Bu sıcaklık ikinci genişleme sürecinde de düşeceğinden dolayı, enjeksiyon sonrasındaki silindir içi sıcaklığın aşırı düşürülmesi halinde, egzoz sürecinde su buharı sıvı faza geçecektir. Egzoz sürecinde, egzoz gazlarının sıcaklığı, süreç şartlarındaki çiy noktası sıcaklığından ( $T_{dew}$ ) yüksek olmalıdır. Çiy noktası sıcaklığının belirlenmesi için öncelikle su buharının karışım içerisindeki kısmi basıncı belirlenmektedir. Hesaplanan bu basınca karşılık gelen doyma sıcaklığı termodinamik tablolardan bulunmaktadır. Bu şartlardaki doyma sıcaklığı çiy noktası sıcaklığıdır. Enjekte edilen suyun miktarı arttıkça ikinci genişleme süreci başlangıcındaki basıncı artmaktadır. Böylelikle egzoz ısısından faydalanma oranını, başka bir ifade ile motorun ısı verimini artırmaktadır. Bu nedenle enjekte edilmesi gereken su miktarının optimizasyonu çevrim ısı verimi ve motor performansı bakımından önemlidir.

$$n_w = \frac{n_7(\bar{u}_7 - \bar{u}_{8_1})}{\bar{u}_{8_2} - \bar{h}_w} \quad (7)$$

Altı zamanlı motorlarda yakıt enerjisi ile meydana gelen genişleme sürecine ek olarak atık egzoz ısısı yardımıyla su buharlaştırılmakta, silindir içi basıncı artmakta ve tekrar bir genişleme süreci meydana gelmektedir. Bu sırada egzoz gazı enerjisi azaldığından dolayı dört zamanlı motorun egzoz gazı sıcaklığından daha düşük bir egzoz gazı sıcaklığı elde edilmektedir.

Performans analizi yapılırken çevrim başlangıcında silindir içerisinde olduğu kabul edilen atık gazların sıcaklığın belirlemek zordur. Bu nedenle başlangıçta silindir içi atık gaz sıcaklığı için atma bir değer verilerek çözüm yapılmaktadır. Daha sonra bu çözüme göre çıkan egzoz gazı sıcaklığı ilk değerdeki yerine konularak tekrar çözüm yapılmaktadır. İlk değer ile hesaplama sonucunda elde edilen sonuçlar arasında kabul edilebilir bir fark ( $\pm 1K$ ) olduğunda hesaplama durdurulmaktadır.

### 3. MOTOR PERFORMANS PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ (DETERMINATION OF THE ENGINE PERFORMANCE PARAMETERS)

Dört ve altı zamanlı motor çevrimi için basit bir analiz yapılmış ve kritik nokta değerleri hesaplanmıştır. Kritik nokta değerlerinin belirlenmesinin ardından motor için ısı verim, ortalama indike basınç, net iş, moment, güç ve yakıt tüketimi gibi performans parametreleri teorik olarak hesaplanabilmektedir.

Motora ait performans parametresini belirlenebilmesi için motorun bir çevrimi tamamlamasındaki elde edilen enerjinin belirlenmesi gerekmektedir. Dört zamanlı motor çevrimi için net iş ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$W_{net} = W_{0-1} + W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-5} + W_{5-0} \quad (8)$$

Çevrimde yalnızca 1-2 ve 3-4 aralığında sırasıyla negatif ve pozitif iş oluşumu vardır. Diğer aralıklarda süreçler sabit hacim veya sabit basınçta gerçekleştiği kabul edildiğinden dolayı, bu aralıklardaki değerler sıfır olmaktadır. Buna göre eşitlik tekrar düzenlendiğinde aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$W_{net} = W_f = W_{1-2} + W_{3-4} \quad (9)$$

Aynı şekilde altı zamanlı motor çevrimi için de net iş eşitliği aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$W_{net} = W_f + W_s = (W_{1-2} + W_{3-4})_f + (W_{6-7} + W_{8-9})_s \quad (10)$$

Net işin bulunmasının ardından ortalama indike basınç ( $P_{mi}$ ) değeri net işin kurs hacmine oranı olarak aşağıdaki genel eşitlikle hesaplanabilmektedir.

$$P_{mi} = \frac{W_{net}}{V_{disp}} \quad (11)$$

6 zamanlı motor için ortalama indike basınç hesaplanırken iş iki kısımda meydana geldiğinden dolayı ortalama bir  $P_{mi}$  değerinin elde edilmesi gerekmektedir. Bu nedenle altı zamanlı motora ait  $P_{mi}$  eşitliği aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$P_{mi,6} = \frac{1}{2} \left( \frac{W_f}{V_{disp}} + \frac{W_s}{V_{disp}} \right) = \frac{W_{net}}{2V_{disp}} \quad (12)$$

Belirli bir motor hızındaki gücün hesaplanabilmesi için aşağıdaki genel eşitlik kullanılmaktadır.

$$N_i = \frac{P_{mi} \times V_{disp} \times n}{60i} \quad (13)$$

Burada “n” motor hızını ve “i” ise çevrim katsayısını ifade etmektedir. Bir çevrimde iş zamanının meydana gelmesi için gerekli olan krank tur sayısı, çevrim katsayısı olarak ifade edilmektedir. İki zamanlı motorlar için bu değer 1 olur iken, dört zamanlı motorlarda 2 değerini almaktadır. Altı zamanlı motorlarda çevrimin tamamlanması için üç tam krank turuna ihtiyaç vardır ve bir çevrim boyunca iki iş süreci meydana gelmektedir. Bu nedenle silindir içinde egzoz ısısı geri kazanımı yapan altı zamanlı motorlar için geçerli “i” değeri 3/2’dir. Buna göre güç eşitliği, altı zamanlı motor çevrimi için aşağıdaki gibi düzenlenmektedir [4].

$$N_{i,6} = \frac{P_{mi,6} \times V_{disp} \times n}{90} \quad (14)$$

İdealleştirilmiş çevrimde sistem içerisine alınan yakıt miktarı ( $m_f$ ) hesaplanabilmektedir. Yakıt ait alt ısı değeri ise termodinamik tablolardan elde edilebilmektedir. Çevrimin ısı verimi ve indike özgül yakıt tüketimi için aşağıdaki eşitlikler kullanılabilmektedir.

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{W_{net}}{H_u m_f} \quad (15)$$

$$b_i = \frac{m_f}{W_{net}} = \frac{1}{H_u \eta_{th,i}} \quad (16)$$

Burada  $b_i$  (özellik yakıt tüketimi) birimi g/kJ olmaktadır. Literatürde sıklıkla kullanıldığı gibi g/kWh biriminin kullanılması için yukarıdaki eşitlik 3600 ile çarpılmaktadır.

#### 4. TEK SİLİNDİRLİ BİR MOTOR İÇİN İDEALLEŞTİRİLMİŞ DÖRT VE ALTI ZAMAN ÇEVİRİMİ KARŞILAŞTIRMASI (COMPARISON OF THE FOUR- AND SIX-STROKE CYCLE FOR A SINGLE CYLINDER ENGINE)

Konu ile ilgili sayısal çözüm için aşağıda özellikleri verilmiş olan motor referans olarak kabul edilmiştir.

Tablo 2. Motor teknik özellikleri (Technical specifications of engine) [17]

Motor tipi	4 zamanlı, OHV, Tek Silindir, Benzinli
Çap/Kurs	77/58 [mm]
Silindir hacmi	270 [cm <sup>3</sup> ]
Net güç çıkışı	6,3 [kW] @ 3600 min <sup>-1</sup>
Sıkıştırma oranı	8,2:1

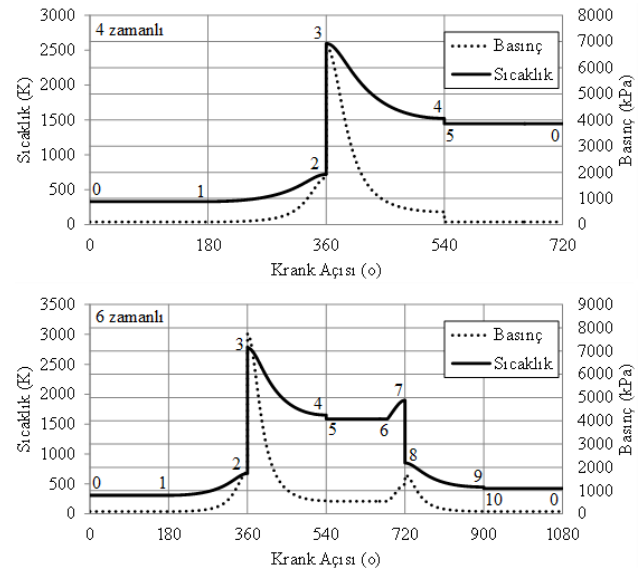
Referans motora göre dört ve altı zamanlı motor çevrimi için başlangıç şartları aşağıdaki gibi kabul edilmiştir.

Tablo 3. Çevrimler için başlangıç şartları (Initial conditions of the cycles) [15-17]

Çevrim	4 Zamanlı	6 Zamanlı
Atık Gaz Sıcaklığı ( $T_{res}$ )	1200 K (Atma değeri)	600 K (Atma Değeri)
Motor hızı (n)	3600 min <sup>-1</sup> (Maksimum güçteki motor hızı)	
Su Enjeksiyon Sıcaklığı	-	373K

Enjektörde edilecek suyun gerçek uygulamada soğutma sistemi atık ısı ile ısıtılacağı varsayımı yapıldığından dolayı sabit bir değer kabul edilmiştir. Başlangıç şartlarının belirlenmesinin ardından dört ve altı zamanlı motor çevrimine ait kritik noktalar için basınç, sıcaklık ve ortalama politropik üs değerleri belirlenebilmektedir.

Su miktarını etkileyen parametreler, kısmi egzoz sonrasındaki ikinci sıkıştırma oranı, kısmi egzoz süreci sonrası silindir içerisinde kalan dolgu miktarı ve enjektörde suyun sıcaklığıdır. Atık gaz miktarı ve ikinci sıkıştırma oranının belirlenmesinde, enjeksiyon sonrası maksimum silindir içi basıncının oluşması ve minimum su enjeksiyon miktarı parametreleri için 2-6 aralığında sıkıştırma oranı ve %20-80 aralığında atık gaz oranına göre bir optimizasyon çalışması yapılmıştır. Yapılan optimizasyon çalışması sonucunda su enjeksiyon miktarı hesaplanırken ikinci sıkıştırma oranı ( $\epsilon_2$ ) 2:1 ve su enjeksiyonu öncesinde silindir içerisinde kalan atık gaz miktarı oranı ( $\beta$ ) %75 olarak belirlenmiştir. Yapılan hesaplamalarda altı zamanlı motor çevrimi için optimize edilmiş su miktarı, bir çevrim için harcanan yakıt miktarının kütleli 16,21 katı olarak hesaplanmıştır. Atık gaz sıcaklıkları atma değerleriyle başlayan hesaplama neticesinde optimize edilmiş atık gaz sıcaklığı dört zamanlı motor çevrimi için 1440 K ve altı zamanlı motor çevrimi için 425 K olarak belirlenmiştir. Dört zamanlı motor çevriminde maksimum basınç 6817 kPa ve maksimum sıcaklık 2596 K olarak hesaplanmıştır. Altı zamanlı motor çevriminde ise maksimum basınç 7745 kPa ve maksimum sıcaklık 2775 K olarak hesaplanmıştır. Altı zamanlı motor çevriminin maksimum sıcaklık ve basınç değerleri dört zamanlı motor çevriminden daha yüksek olduğu görülmektedir. Krank mili açısına göre silindir içi basınç ve değişimleri aşağıdaki gibi olmaktadır.



Şekil 3. Krank mili açısına bağlı olarak silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi grafiği (Graphics of the in-cylinder pressure and temperature changes related crankshaft angle)

Kritik noktaların bulunmasının ardından çevrimden elde edilen net iş ( $W_{net}$ ), ortalama indike basınç ( $P_{mi}$ ), indike güç ( $N_i$ ), ısı verim ( $\eta_{th}$ ) ve indike özgül yakıt tüketimi ( $b_i$ ) değerleri hesaplanabilmektedir. Yapılan hesaplamalar neticesinde aşağıdaki değerler elde edilmiştir.

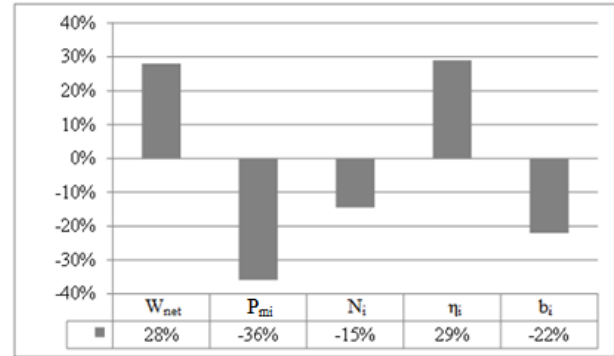
Tablo 5. Dört ve altı zamanlı motor çevrimine ait performans parametreleri (Performance parameters of the four and six stroke engine cycle)

Çevrim	$W_{net}$ (kJ/cyc)	$P_{mi}$ (kPa)	$N_i$ (kW)	$\eta_{th}$	$b_i$ (g/kWh)
4 zamanlı	0,314	1162,85	9,42	%34,42	235,42
6 zamanlı	0,373 (Yakıt)	1383,28 (Yakıt)	8,05	%44,12	183,65
	0,029 (Su)	107,38 (Su)			
	0,402 (Toplam)	745,33 (Ortalama)			

Dört zamanlı ve altı zamanlı motor çevrimine ait  $P_{mi}$  (altı zamanlı motor için yakıt  $P_{mi}$ ) değerleri karşılaştırıldığında altı zamanlı motorun  $P_{mi}$  değerini daha yüksek olduğu görülmektedir. Altı zamanlı motor çevriminde, bir önceki çevrimde gerçekleşen su enjeksiyonu neticesinde, silindir içerisinde bulunan egzoz gazının sıcaklığı azalmış ve karışımı oluşturan gazların oranları değişmiştir. Çevrimlerin hesaplanmasında çevrim sonunda yanma odası hacmi kadar atık gazın silindir içerisinde kaldığı kabul edildiği daha önce de ifade edilmişti. Sıkıştırma ve genişleme süreçlerindeki  $\gamma$  politropik üsleri silindir içi sıcaklığı ve silindir içi karışım konsantrasyonuna bağlı olarak değişmektedir. Bununla birlikte sabit hacimde yanma sonucu elde edilen adyabatik alev sıcaklığı ve buna bağlı olarak maksimum silindir içi basıncı da yine aynı etkenlere bağlı olarak değişmektedir. Bu durumda  $P_{mi}$  değerlerinde de farklılık meydana gelmektedir.

Hesaplamalarda güç için referans motorun maksimum güç hızı olan  $3600 \text{ min}^{-1}$  motor hızı kullanılmıştır. Teorik hesaplamalarda ısı transferi, yanma, hacimsel verim gibi kayıplar dikkate alınmadığından dolayı hesaplanan motor güç değerler referans motor katalog güç değerinden %30 daha fazla çıkmıştır. Bu oran bir modelleme için kötü bir değer olarak kabul edilse de motor çevrimi karşılaştırmalarında kabul edilebilir bir orandır.

Özgül yakıt tüketiminin düşük olması istenilen bir durumdur ve sisteme verilen enerjinin işe dönüştürülen kısmı konusunda bilgi vermektedir. Motorlarda asıl iş eldesi yakıtın yanmasıyla meydana gelmektedir. Altı zamanlı motorlarda yakıt ile elde edilen iş ile su buharından elde edilen iş değerleri arasında büyük farklar olduğundan dolayı çevrim boyunca yapılan iş fazla, ancak çevrime ait ortalama indike basınç düşük olmaktadır. Bunun sonucunda güç de düşmektedir. Ancak bununla birlikte egzoz ısısı geri kazanımı nedeniyle ısı verim artmaktadır. Aynı şekilde birim çevrim başına tüketilen yakıt miktarları aynı kabul edildiğinde bu motor hızındaki yakıt tüketimleri karşılaştırıldığında dört zamanlı motorun altı zamanlı motora dönüşümü ile %33 daha az yakıt tüketimi olduğu görülmektedir. Dört zamanlı motorun altı zamanlı motora dönüşümünde performans parametrelerinin yüzde değişimi aşağıdaki gibi gösterilmiştir.



Şekil 4. Dört zamanlı motorun altı zamanlı motora dönüşümü sonrasındaki performans parametrelerindeki % değişim (Change of the performance parameters of the conversion of the four-stroke engine to six stroke engine)

## 5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Yapılan çalışma ile ilgili deneysel veya teorik sayısal bilgiler olmadığı için piyasada bulunan tek silindirli dört zamanlı bir motorun ölçüleri referans alınarak teorik olarak idealleştirilmiş termodinamik çevrim analizi ve performans hesabı yapılmıştır. İçten yanmalı motorlarla ilgili teknolojik gelişim incelendiğinde bir motordan istenilen parametreler, yüksek güç, küçük hacim, düşük yakıt tüketimi, düşük kirletici emisyonu olarak sıralanmaktadır. Tüm bunların hepsini aynı anda sağlamak çok zordur. Motorlarda hacimsel verimi artırıcı veya egzoz emisyonlarını azaltıcı etkisi olan birçok motor aksesuarı kullanılmaktadır. Bu çalışmada ise içten yanmalı motorlarda potansiyel bir enerji olan egzoz ısısından faydalanılarak yakıt ile elde edilen enerjinin faydalı olarak kullanılabilirliği için düşünülen altı zamanlı motor konsepti incelenmiştir. Bu teorik inceleme için idealleştirilmiş yakıt-hava çevrim modeli kullanılmış ve referans bir motor özellikleri kullanılarak teorik hesaplamalar yapılmış ve elde edilen sonuçlar tartışılmıştır. Yapılan çalışma neticesinde dört zaman prensibine göre çalışan bir motora egzoz ısısı geri kazanımı uygulandığında ısı veriminin arttığı ve buna karşılık motor gücünün düştüğü görülmüştür. Bununla birlikte egzoz ısısı geri kazanımı nedeniyle atık egzoz gazlarının sıcaklığında da kayda değer bir azalma meydana gelmiştir. Gerçek bir altı zamanlı motor uygulamasında atık egzoz gazı sıcaklığının düşürülmesi ile emme zamanı başlangıcında daha düşük bir sıcaklık olacağından dolayı hacimsel verimde bir artış yaşanması

mümkündür. Egzoz ısısı geri kazanımı işlemi silindir içerisinde gerçekleştiğinden dolayı motor daha soğuk çalışacak, başka bir ifade ile daha düşük kapasiteli bir soğutma sistemine ihtiyaç duyulacaktır. Sonuç olarak içten yanmalı motorlar egzoz ısısı geri kazanımı kullanılarak altı zamanlı motora dönüştürüldüğünde yakıt tüketimi ve motor verimi artacak, ortalama motor sıcaklığı azalacaktır. Güç değerindeki düşüş ise aşırı doldurma gibi sistemler ile telafi edilebilir ölçüdedir.

## 6. KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. US. Dep. Of Energy. **Energy Efficiency and Renewable Energy Vehicle Technologies Programme, 2010 Progress Report for Advanced Combustion Engine R&D**, USDOE, ORNL, Oak Ridge, 108-118, 2010.
2. Bajulaz, R., **Internal Combustion Engine**, USPTO 4809511, Chambesy, 1989.
3. Basshuysen, R., **Internal Combustion Engine Handbook**, Ch 1, SAE International, 2004.
4. Conklin, J., Szybist, J., **A Highly Efficient Six-Stroke Internal Combustion Engine Cycle with Water Injection for in-cylinder Exhaust Heat Recovery**” Energy, Knoxville, 1658-1664, 2010.
5. Dyer, L., **Internal Combustion Engine**, USPTO, 1339176, Greenwich, 1920.
6. Melby, R., **Supercharged Six Stroke Cycle Combustion Engine**, USPTO 3896775, Hinsdale, 1975.
7. Singh, S., **Computer Controlled Six-Stroke Internal Combustion Engine and Its Method of Operation**, USPTO, 6311351 B1, 1-10, Tobago, 2001.
8. Ziabazmi, A., **Bazmi’s Six Stroke Engine with intake and Exhaust Valves**, USPTO, 6789513, Pittsburgh, 2004.
9. Crower, B., **Method and Apparatus for Operating an Internal Combustion Engine**, USPTO, US2007/0022977 A1, 1-12, Jamul, 2007.
10. Kelem, H., **Six Stroke Internal Combustion Engine and Method of Operation**, USPTO, 7726268 B2, 1-5, Delray, 2012.
11. Eriksson, S., **Six Stroke Engine**, OEB, EP2476879A1, Göteborg, 2012.
12. Blackburn, A., **Six Stroke Blackburn Cycle Engine**, WIPO, WO2012/035285A1, Merseyside, 2012.
13. Tibbs, R., **Six Cycle Combustion and Fluid Vaporization Engine**, USPTO 3964263, Cleveland, 1976.
14. Çengel, Y., **Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik**, Güven Bilimsel, İstanbul, 14-17, 910-923, 2008.
15. Szybist, J., **Highly Efficient Six-Stroke Engine Cycle with Water Injection**, USPTO, US2010/0313831 A1, 1-5, Knoxville, 2010.
16. Kolchin, A., **Design of Automotive Engines**, Mir Publishers, Moscow 24-82, (1984).
17. Honda Motor Company **Honda GX270 Shop Manual**, Honda Service Pub. Office, 40-65, Japan, 2000.