

## STİRLİNG MOTORUNDA TERMAL BARIYER KAPLAMANIN MOTOR PERFORMANSINA ETKİLERİNİN DENEYSSEL OLARAK İNCELENMESİ

Yaşar Önder ÖZGÖREN

Keçiören Anadolu Teknik Lisesi,  
Teknik Lise ve Endüstri Meslek Lisesi, Motor Bölümü, Ankara-TÜRKİYE

### Özet

Bu çalışmada, tek silindirli Beta tipi bir Stirling motoru imal edilmiştir. Motordaki yer değiştirme pistonu termal bariyer kaplama malzemesi olan Zirkonyum Oksit (Zirkonya) ile kaplanmış daha sonra termal bariyer kaplamanın etkileri motor performans testleri ile belirlenerek grafik şeklinde hazırlanmıştır. Motor performans testleri, 800–900–1000 °C fırın sıcaklığında yapılmıştır. Çalışma akışkanı helyum gazıdır. Şarj basıncı 3,0 ile 4,0 bar arasında 0,5 bar aralıklarla belirlenmiştir. Kaplamalı piston için maksimum güç, 1000 °C’de, 3,5 bar basınçta ve 900 1/min motor devrinde 83,12 W ve kaplamasız piston için maksimum güç ise, 1000 °C’de, 3,5 bar basınçta ve 800 1/min motor devrinde 55,68 W olarak ölçülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Stirling Motoru, Termal Bariyer Kaplama, Performans Testleri.

## AN EXPERIMENTAL EXAMINATION OF THE EFFECT OF THERMAL BARRIER MATERIAL ON THE PERFORMANCE OF STİRLİNG ENGINE

### Abstract

$\beta$  (Beta) type Stirling Engine which is single cylinder was manufactured. Displacer piston was covered by Zirconia, which is thermal barrier material. The effect of thermal barrier coating was determined by performance tests and the results have been presented in the form of graphics within this article. The performance tests were realized at the 800-900-1000 °C furnace temperature. Working fluid was designed as helium. The value of charge pressures have been measured from 3.0 bar to 4.0 bar with 0.5 bar increment at each test section. The test engine has been used as the operating material and covered displacer piston has been placed has obtained maximum output power at the 1000 °C heater temperature, 900 1/min engine speed and 3.5 bar charge pressure as 83.12 W and the test engine for which uncovered displacer piston has been placed has obtained maximum output power at the 1000 °C heater temperature, 800 1/min engine speed and 3.5 bar charge pressure as 55.68 W.

**Key Words:** Stirling Engine, Thermal Barrier Coating, Performance Tests.

### 1. Giriş

Robert Stirling 1816 yılında “Economiser” olarak anılan ilk Stirling motorunu yaptı ve patentini aldı. Sir George Caley ilk hava motorunu 1807 yılında yaptı. 1699 yılından o zamana kadar yapılan motorlar hava motoru olarak isimlendirilmişlerdir. Patenti 1816 yılında alınan “economiser” ya da rejeneratör, sıcak hava motorları için çok önemli bir gelişme olarak kabul edilmektedir. Aynı zamanda Robert Stirling oldukça verimli bir şekilde çalışabilen buhar motorları ile ilgili çalışmalar da yapmıştır.

Stirling motorlarında yüksek basınç uygulanmadığından 19. yüzyılda belirgin bir gelişme sağlanamamıştır [1].

1853 yılında İsveçli John Ericsson'un yaptığı motorlar 19. yüzyılda dikkate değer sayıda imal edilmiş ve kullanılmıştır. Bu motorlar, açık sistemdi ve 2200 tonluk bir gemi için yapılan dört adet Ericsson motoru o güne kadar yapılan en büyük motor olarak kabul edilmiştir [2].

1978 yılında NASA tarafından California da bulunan Jet Propulsion Laboratuvarlarında yaptırılan bir çalışmada yatay konumda karşılıklı olarak çalışan çift krank mili mekanizmalı 9 kW gücünde Stirling motoru imal edilmiştir [3].

Trukhov ve arkadaşları 1987'de Özbekistan Fizikoteknik Enstitüsü'nde güneş enerjisi ünitelerinde kullanılmak amacıyla 500 W'lık çift silindirli bir Stirling motoru geliştirmiş ve denemelerden başarılı sonuçlar almışlardır. Geliştirilen prototipin ısıtıcı sıcaklığı 873 K, soğutucu sıcaklığı 293 K ve motor devri 1000–1200 1/min. olmuştur [4].

## 2. Materyal ve Metot

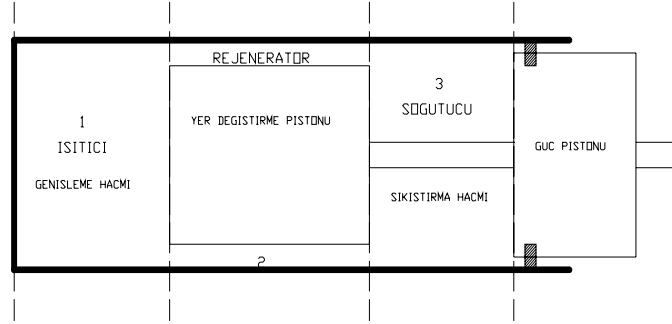
### 2.1. Nodal analiz

Bu çalışmada yapılan hesaplamalarla, belirlenmiş olan maksimum motor gücü ve devrine en verimli bir şekilde ulaşılması amaçlanmıştır. Nodal Analiz yöntemi kullanılarak, motorun çalışma şartları ile basınç-hacim değişimi incelenmiştir. Motorun boyutlandırılmasında, Termodinamiğin 1. Kanunu, kütle korunumu, ideal gazların hal denklemleri, ısı iletim prensipleri ve akış denklemleri kullanılmıştır.

Nodal analiz yönteminde izotermal işlemler incelenmekte, rejenerasyon, pompalama kayıpları, hız kayıpları, ısı kayıpları ve gaz kaçakları ihmal edilmektedir [5]. Bu çalışmada tasarlanan motorun detayları Karabulut (1998) tarafından geliştirilen bir termodinamik simülasyon programı kullanılarak belirlenmiştir [6]. Tasarlanan motor tipinin ( $\alpha, \beta, \gamma$ ), maksimum ve minimum sıcaklıklarının ve motorda kullanılacak çalışma maddesinin türünün önceden bilinmesi gerekir [7]. Bu çalışmada  $\beta$  tipi bir motor tasarlanmıştır. Bu tip motor için üç hacimli termodinamik bir inceleme yapılmış ve termodinamik incelemesi yapılan bölgeler Şekil 1'de gösterilmiştir.

Nodal analiz yönteminde aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

1. Termodinamik açıdan her bölüm açık sistem özelliği taşımakta olup, madde giriş ve çıkışı gerçekleşmektedir.
2. Çalışma maddesinin yer değiştirmesi sırasında hidrodinamik sürtünmeden doğan basınç farklılıkları termodinamik basınca kıyasla ihmal edilebilir.
3. Rejeneratör duvar kısmında sürekli lineer ve değişmeyen bir sıcaklık dağılımı vardır.
4. Çalışma maddesi hava olup, ideal gaz kabul edilmiştir.
5. Sistem içerisindeki toplam kütle değişmemektedir.
6. Isıtıcı ve sıcak silindirin cidarları sıcak kaynak sıcaklığında, soğutucu ve soğuk silindirin cidarları soğuk kaynak sıcaklığında.
7. Isıtıcı, soğutucu ve rejeneratördeki hacimler sabit, sıcak ve soğuk silindirdeki hacimler krank açısı ile değişmekte olup, yaklaşık olarak aşağıdaki bağıntılar ile hesaplanır.



Şekil 1. Termodinamik incelemesi yapılan motorun hacim bölgeleri

Basınç, sıcaklık ve yoğunluk olmak üzere üç tane bilinmeyen mevcut olup bunların belirlenmesinde kullanılacak olan bağıntılar; ideal gazların hal denklemleri, kütle korunumu ile enerjinin korunumu prensipleri olup sırası ile:

$$P = \rho RT \quad (1)$$

$$m_t = m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_n \quad (2)$$

$$dQ - dW + dH_{giriş} - dH_{çıkış} = dU \quad \text{biçiminde yazılabilir.} \quad (3)$$

Basıncın sistemin her yerinde aynı olduğu kabul edilirse (1) ile (2) eşitliklerinin birlikte değerlendirilmesi ile

$$P = \frac{m_t R}{\frac{V_1}{T_1} + \frac{V_2}{T_2} + \frac{V_3}{T_3} + \dots + \frac{V_n}{T_n}} \quad (4)$$

eşitliği elde edilir. Eşitlik (3)'de verilen enerjinin korunumu prensibi yeniden düzenlenecek olursa:

$$h_i A_i (T_{wi} - T_i) dt - PdV_i + (dH_{giriş} - dH_{çıkış}) = m_i C_v dT_i + C_v T_i dm_i \quad (5)$$

şeklinde düzenlenebilir. Son eşitlikte,  $(dH_{giriş} - dH_{çıkış})$  terimi elemanın sınırlarından giren ve çıkan enerjiyi temsil etmekte olup aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\begin{aligned} (dH_{giriş} - dH_{çıkış})_i &= C_p \left[ (m_1^t + m_2^t + \dots + m_{i-1}^t) - (m_1^{t+\Delta} + m_2^{t+\Delta} + \dots + m_{i-1}^{t+\Delta}) \right] \left[ \frac{T_{i-1}}{T_i} \right] + \\ &C_p \left[ (m_{i+1}^t + m_{i+2}^t + \dots + m_n^t) - (m_{i+1}^{t+\Delta} + m_{i+2}^{t+\Delta} + \dots + m_n^{t+\Delta}) \right] \left[ \frac{T_i}{T_{i+1}} \right] \end{aligned} \quad (6)$$

Son eşitliğin sağ tarafında yer alan birinci terim, elemanın sıcak tarafından giren ya da çıkan enerjiyi, ikinci terim ise soğuk taraftan giren ya da çıkan enerjiyi göstermektedir. Sütun matris içerisinde yer alan sıcaklıklardan üstte bulunanlar sıcak bölgeden soğuk bölgeye akışta, altta bulunanlar ise soğuk bölgeden sıcak bölgeye akışta kullanılmıştır. Eşitlik (6)' in nümerik işlemlerde kullanılan şekli aşağıdaki gibidir [6];

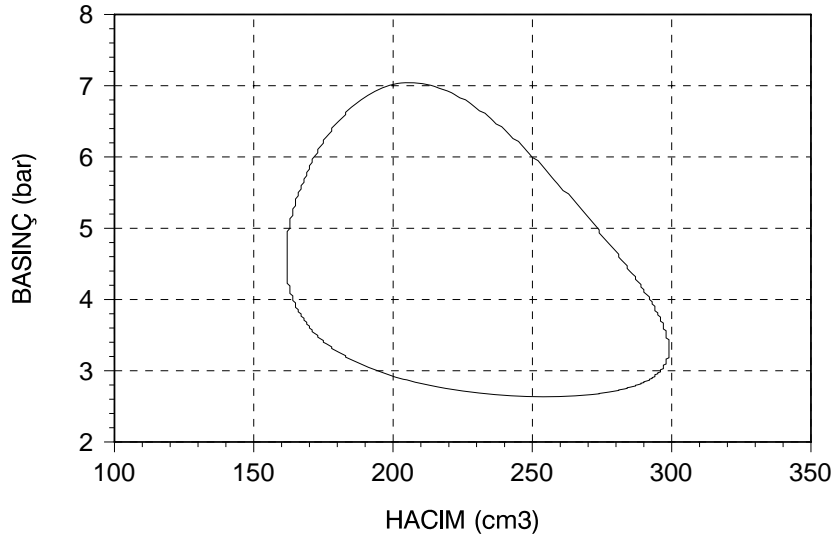
$$\Delta T_i = \left[ h_i A_i (T_{wi} - T_i) \Delta t - C_v m_i (m_i^{t+\Delta} - m_i^t) + (dH_{giriş} - dH_{çıkış})_i - P \Delta V_i \right] / C_v m_i \quad (7)$$

Bu analiz metodu kullanılarak tasarlanan ve Fortran bilgisayar programı ile elde edilen  $\beta$  tipi Stirling motoruna ait değerler Çizelge 1'de ve basınç-hacim (P-V) diyagramı da Şekil 2'de gösterilmiştir.

Çizelge 1. Bilgisayar programı ile hesaplanan motora ait değerler

ÖZELLİKLER	PROGRAM İLE ELDE EDİLEN DEĞERLER
Motor tipi	Beta ( $\beta$ )
Sıcak silindir hacmi ( $V_H$ )	*137,41 cm <sup>3</sup>
Soğuk silindir hacmi ( $V_C$ )	*137,41 cm <sup>3</sup>
Toplam ölü hacim ( $V_D$ )	28,18 cm <sup>3</sup>
Silindir çapı (D)	54 mm
Piston kursu (L)	60 mm
Faz açısı ( $\phi$ )	90 <sup>0</sup>
Soğuk kaynak sıcaklığı ( $T_C$ )	350 K
Sıcak kaynak sıcaklığı ( $T_H$ )	1273 K
Maksimum motor devri ( $n_{max}$ )	1200 1/min
Carnot çevrimi verimi ( $\eta_{Carnot}$ )	% 72
Net iş ( $W_{net}$ )	*41,77 J
Şarj basıncı (mano metrik) ( $P_{şarj}$ )	2,5 bar
Maksimum çevrim basıncı ( $P_{max}$ )	*7,044 bar
Ortalama çevrim basıncı ( $P_{ort}$ )	*4,785 bar
Çalışma maddesi	Hava
Sıkıştırma oranı ( $r_c$ )	1,8
Minimum hacim ( $V_{min}$ )	163 cm <sup>3</sup>
Maksimum hacim ( $V_{max}$ )	298 cm <sup>3</sup>

\* Bilgisayar programı ile hesaplanan değerler



Şekil 2. Bilgisayar programı ile elde edilen P-V diyagramı

Önceden belirlenen değerlere bağlı olarak bilgisayar simülasyon programında çevrimlik işi etkileyen verilere farklı değerler verilmek sureti ile optimizasyonu gerçekleştirilmiş ve motora ait temel ölçüler aşağıdaki gibi bulunmuştur.

Yer değiştirme piston çapı=54 mm

Yer değiştirme piston boyu=176 mm

Yer değiştirme silindir çapı=56 mm

Yer değiştirme piston-silindir arasındaki boşluk ( $\delta$ )=1 mm

Ölü hacimlerin en aza indirilmesi için motor  $\beta$  tipi olarak tasarlanmıştır.

## 2.2. Çalışma akışkanının değerlendirilmesi

Çalışma akışkanının seçilebilmesi için bir gazın diğer gazlara oranla üstünlüklerinin bilinmesi gerekir. Bu sorunun yanıtı gazın nakledilme özelliklerinin bilinmesiyle verilebilir. Bu özellikler; Akışkanın viskozitesi, ısı iletimi, özgül ısı ve yoğunluk değerleridir [5].

Yoğunluk ve viskozite akışkan sürtünme kayıpları için önemlidir. Bu ise, ısıtıcı ve soğutucudan arzu edilen ısı transferini gerçekleştirmek için motor akışkanını hareket ettirmede gerekli pompa gücünün belirlenmesini sağlar. Bu akış kayıpları direkt olarak ( $\rho u^2/2$ ) ile orantılıdır. Burada,  $\rho$  gaz yoğunluğu,  $u$  ise gaz hızıdır. En iyi çalışma akışkanı pompalama kaybı düşük olan (düşük  $\rho u^2$ ) veya düşük sürtünme özelliğine ve yüksek ısı transfer katsayısına sahip olan akışkandır.

Genel olarak, nakledilme şartlarında en iyi özelliklere sahip akışkan hidrojendir. Verilen basınç ve sıcaklık değerlerinde ısı transferi özelliği bakımından en az sürtünmeye sahip olan gaz yine hidrojendir. Hidrojenden sonra helyum gazı gelmektedir. Hidrojenle çalışan bir Stirling motorunda akış kayıpları daha azdır [5].

Stirling motorlarında en iyi çalışma maddesi olan hidrojen birçok cazibesine rağmen, hidrojen ve hava karışımının %5 ve %75 oranları arasında yanıcılık özelliğinin son derece yüksek olması nedeniyle tercih edilmemektedir [5].

Yukarıdaki değerlendirmeler ışığında (ısı iletkenlik, akıcılık ve güvenlik) güvenlik çok önemli plana çıktığı için bu çalışmada çalışma akışkanı olarak helyum gazı tercih edilmiştir.

### 2.3. Isıl kayıpların değerlendirilmesi

Walker'ın (1980) yaptığı bir araştırmaya göre; Stirling motorlarında mekik ısı transferi olarak bilinen ısı kayıpların aşikâr bir şekilde motor ısı verimini düşürücü bir etkiye bulunduğu anlaşılmaktadır. Etki, silindirdeki yer değiştirme pistonunun gidip gelme eyleminden kaynaklanmaktadır. Silindir ve yer değiştirme pistonunun duvarları boyunca sıcaklık farkı vardır. Yer değiştirme pistonu daha sonra silindir duvar sıcaklığının çok az olduğu bir bölgeye hareket ettirilmiştir. Sonuç olarak, gazların kondüksiyonu ve radyasyon ile sıcak yer değiştirme pistonu duvarından soğuk silindir duvarına ısı nakledilecektir [5].

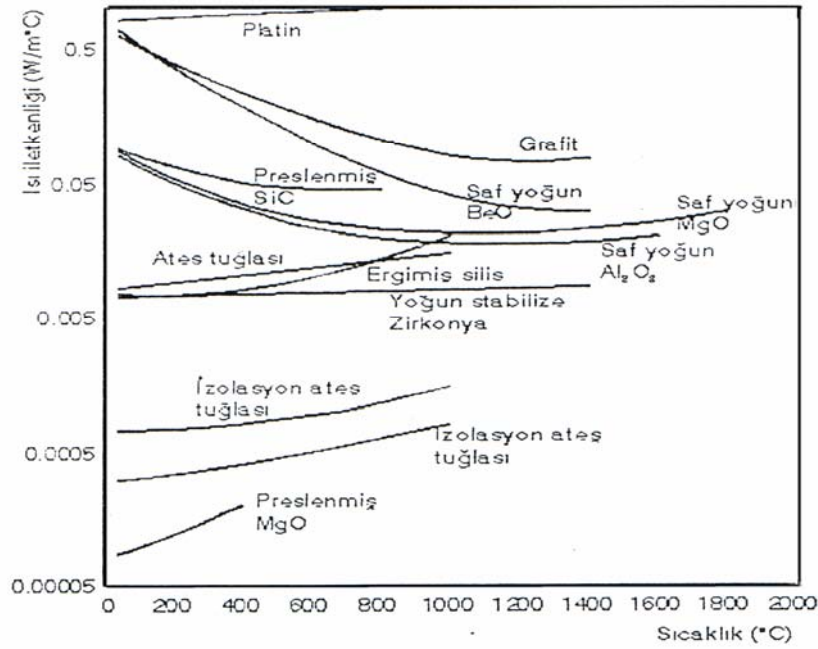
Küçük strok kullanımıyla mekik ısı transfer kayıpları minimize edilebilir. Pistonun stroğu küçültüldüğünde çapının büyümesi gerekmektedir. Böylece daha küçük strok kullanmayla, mekik ısı transferini azaltmadaki kazanç büyük oranda kondüksiyonla ısı transferindeki artışla dengelenebilir.

Walker (1980)'a göre, bir yer değiştirme pistonu, düşük atalet kuvvetlerinin oluşması için hafif bir yapıya sahip olmalı ve ısı iletim kayıpları minimum olacak şekilde imal edilmelidir. Piston hafif, içi boş, ince duvarlı, bombeli bir çatıya sahiptir ve uzunluğu çap ölçüsünün üç misli olmaktadır. Bu içi boş yapı sıcak bölgeden soğuk bölgeye yer değiştirme pistonu üzerinden geçecek ısıyı engellemek için radyasyon kalkanı oluşturmaktadır [5].

Richey (1986), yapmış olduğu çalışmada Stirling motorunun yer değiştirme pistonu içinde ısı iletimini azaltıcı bir radyasyon kalkanı kullanmıştır. Bu tasarımda, bombeli piston tepesi, düşey ve dairesel yönde kaynak bağlantıları kullanılmıştır. Radyasyon kalkanı pistonun içindeki boşlukta konumlandırılmıştır. Ayrıca sürtünmeyi azaltmak için de döner bilyeli yatak kullanmıştır [8].

Isı yalıtım çalışmaları sadece yer değiştirme pistonu üzerinde yapılmamış, Stirling motorunun ısıtıcı ve ön ısıtıcı (ısı değiştirici) gibi bölümlerinde de yapılmıştır. Simetkosky (1984), yapmış olduğu çalışmada paslanmaz çelik kullanılan bir ısı değiştiricisi tasarlamıştır. Isı değiştiricide metal bölümler yüzlerce kanaldan oluşmuştur ve bu üretimin maliyeti oldukça yüksektir [9].

İnce termal bariyer kaplamalar gaz türbinlerinde, dizel ve benzin motorlarının piston ve supaplarında kullanılmaktadır. Seramik kaplama malzemesi ana malzeme sıcaklığını 120–150 °C arasında düşürdüğünden, içten yanmalı motorların yanma odasında ve özellikle de pistonlarda kullanılmaktadır [10]. Şekil 3'de çeşitli termal bariyer kaplama malzemelerine ait ısı iletkenlik değerleri verilmiştir.



Şekil 3. Çeşitli termal bariyer kaplama malzemelerine ait ısı iletkenliği değerleri [10]

Yapılan değerlendirmeler sonucunda, piston stroğunun küçültülmesi ile yer değiştirme pistonu üzerinden sıcak bölgeden soğuk bölgeye olan mekik ısı transferi ve radyasyon kaybı belli oranda giderilebilmekte ancak, bu durumda da piston çapının büyümesi gerekmektedir. Piston çapını büyütmeden mekik ısı transferin ve radyasyon kaybını azaltmanın diğer bir yolu yer değiştirme pistonunun yüzeyini ısı iletimi düşük olan bir malzeme ile kaplamaktır. Bu çalışmada yer değiştirme pistonunun dış yüzeyleri seramik kaplama malzemesi olan zirkonyum oksit ile kaplanarak ısıl kayıpların azaltılması amaçlanmıştır.

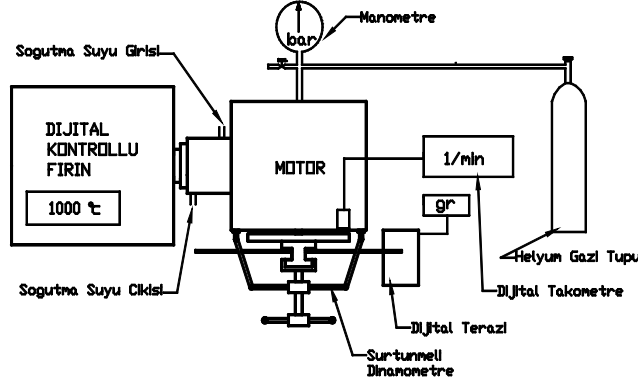
#### 2.4. Test düzeneği

Motor performans testleri, Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı laboratuvarlarında gerçekleştirilmiştir. Test düzeneğine ait şematik görünümü Şekil 4'de görülmektedir. Test düzeneğinde, motorun sıcak bölgesini ısıtmak amacıyla dijital kontrollü fırın kullanılmıştır. Motorun soğuk bölgesinde soğutma işlemi su yardımı ile gerçekleştirilmiştir. Motor şarj basınç değeri motor üzerinde bulunan manometre ve elle kumandalı supap yardımı ile ayarlanmıştır. Motor tork değerini belirlemek için sürtünmeli ve elle sıkmalı dinamometre kullanılmıştır. Motor devri dijital takometre ile ölçülmüştür.

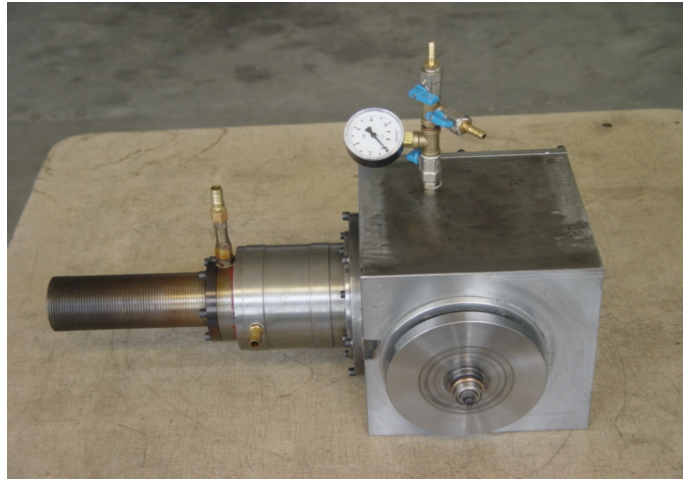
#### 2.5. Test sonuçları

Ölçümlerden önce motorun istenilen test şartlarında kararlı çalışması sağlanmış ve değişik motor devirlerinde motor torku ölçülmüş ve değişik şarj basınçlarında alınan bu değerlerle değişik şarj basınçlarına bağlı maksimum motor gücü değişimleri grafikler

çıkartılarak incelenmiştir. Şekil 6, 7 ve 8’de, şarj basıncı değişimine bağlı olarak çizilen maksimum motor gücü eğrileri görülmektedir.



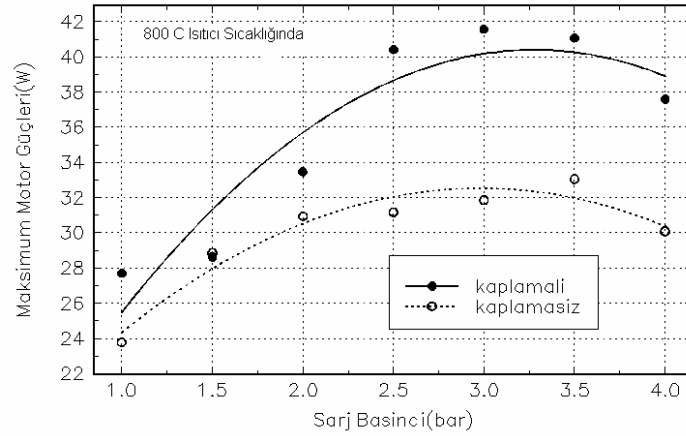
Şekil 4. Test düzeneği



Şekil 5. Yapımı gerçekleştirilen beta ( $\beta$ ) tipi Stirling motoru

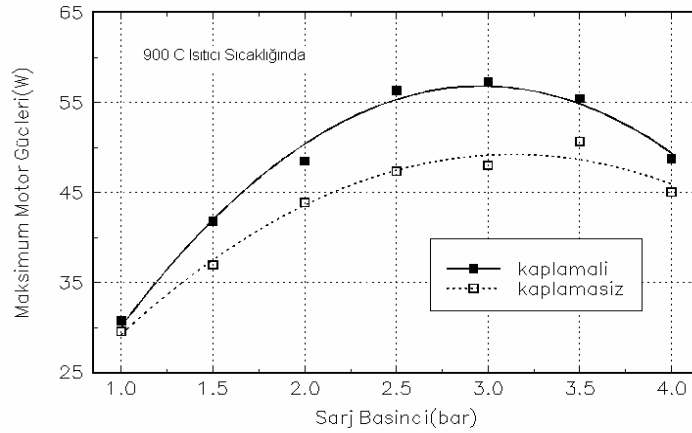
800°C ısıtıcı sıcaklığında maksimum motor gücü, kaplamalı yer değiştirme pistonunun kullanıldığı ve şarj basıncının 3,0 bar olduğu test şartlarında, 700 1/min motor devrinde 41,56 W olarak ölçülmüştür. Maksimum güç değerleri 3,0–3,5 bar şarj basıncında ve 500–800 1/min motor devri aralığında alınmıştır. 200–300 1/min motor devri aralığında kaplamalı ve kaplamasız yer değiştirme pistonlu güç değerleri birbirine çok yakın çıkmıştır. 500–1100 1/min motor devri aralığında ise aralarındaki fark artmıştır.





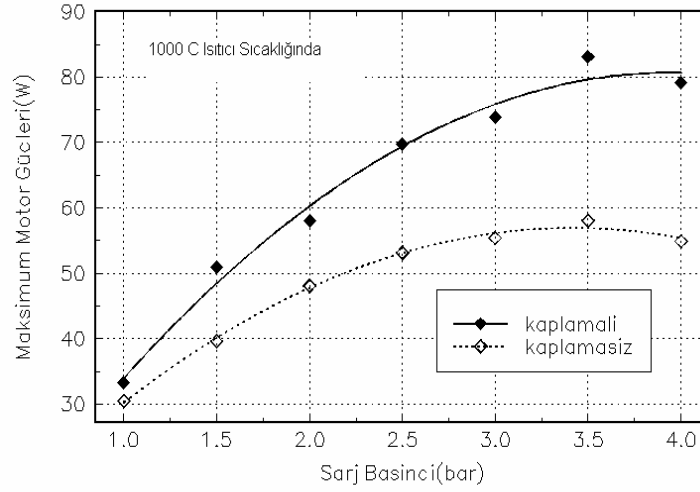
Şekil 6. 800 °C Sıcaklıkta, şarj basınç değişimlerine göre maksimum motor gücü Değişimleri

900 °C ısıtıcı sıcaklığında maksimum motor gücü kaplamalı yer değiştirme pistonlu ve şarj basıncının 3,0 bar olduğu test şartlarında; 700 1/min motor devrinde 57,26 W olarak ölçülmüştür. Maksimum güç değerleri 3,0–3,5 bar şarj basıncında ve 500–900 1/min motor devri aralığında alınmıştır. 200–300 1/min motor devri aralığında kaplamalı ve kaplamasız yer değiştirme pistonlu güç değerleri birbirine çok yakın çıkmıştır. 500–1100 1/min motor devri aralığında ise aralarındaki fark artmıştır.



Şekil 7. 900 °C Sıcaklıkta, şarj basınç değişimlerine göre maksimum motor gücü Değişimleri

Motorun 1000 °C ısıtıcı sıcaklığında maksimum motor gücü kaplamalı yer değiştirme pistonlu ve şarj basıncının 3,5 bar olduğu test şartlarında; 900 1/min motor devrinde 83,12 W olarak ölçülmüştür. Bu motor gücü aynı zamanda bütün test şartlarında elde edilen en yüksek motor gücüdür. Bütün test aşamalarında kaplamalı pistonun kullanıldığı durumlardaki güç değerleri kaplamasız pistonun kullanıldığı testlere göre daha yüksek çıkmıştır.



Şekil 8. 1000 °C Sıcaklıkta, şarj basınç değişimlerine göre maksimum motor gücü Değişimleri

### 3. Tartışma

Değişen şarj basıncına bağlı olarak maksimum güçler değerlendirildiğinde; Düşük şarj basıncında sistemde yeterince çalışma akışkanının olamaması nedeni ile maksimum basınca ulaşamamaktadır. Bu motorda 3,5 bar basınçta yeterli miktardaki akışkan en iyi çalışma şartlarının gerçekleşmesini sağlamıştır. Motorun çalışması için gerekli şarj basıncı motor karterinden sağlandığı için güç pistonunun altında motor gücünü azaltıcı bir karşı basınç oluşturmaktadır. 4,0 bar seviyesinde karşı basıncın etkisi ile motor gücü azalmıştır. Ayrıca yüksek devirlerdeki artan mekanik sürtünmeler ve titreşimler motor gücünün azalmasına neden olmuştur.

Kaplamalı ve kaplamasız yer değiştirme pistonlu çalışma şartları değerlendirildiğinde; Kaplamalı pistonla ölçülen güç değerlerinin kaplamasız değerlere göre daha yüksek çıktığı görülmektedir. Yer değiştirme pistonu üzerine kaplanan zirkonyum oksit sıcak bölgeden soğuk bölgeye radyasyonla ve pistonun gidip gelmesinden kaynaklanan mekik ısı transferi nedeniyle oluşan ısı kaybını azaltmakta, sonuç olarak motor gücü yüksek çıkmaktadır.

### 4. Sonuç ve Öneriler

Bu çalışmada! beta ( $\beta$ ) tipi Stirling motorunun imalatı gerçekleştirilmiş. 800–900–1000°C lik ısıtıcı sıcaklıkları ve değişik şarj basınçlarında çalışma maddesi olarak helyum gazlarının kullanıldığı, kaplamalı ve kaplamasız yer değiştirme pistonlarının kullanıldığı durumlarda yapılan denemeler ve elde edilen sonuçlara göre motorun daha verimli çalışabilmesi ve daha yüksek güç değerlerinin elde edilebilmesi için aşağıdaki sonuçlar ortaya konulmuştur.

Motor devri ve gücü ısıtıcı sıcaklığına bağlı olarak artmıştır. Isıtıcı sıcaklığı motorun sıcak bölgesinde kullanılan malzemenin dayanım sınırına yakın değer olan 1000 °C sıcaklığına kadar yükseltilmiş ve bu sıcaklık değerindeki denemelerde en yüksek motor tork ve güç değerleri elde edilmiştir.

Motora şarj basıncı karterden verilmiştir. Daha etkili sızdırmazlık elemanlarının kullanılması ile güç pistonunun üst ve alt bölümleri tam anlamıyla birbirinden ayrıldığında ve şarj basıncı güç pistonunun üzerindeki hacme verildiğinde motor güç ve veriminde artış gözlenebilir.

Bütün denemelerden alınan değerlere göre kaplamalı pistonlu güç değerleri kaplamasız pistonlu güç değerlerine göre daha yüksek çıkmaktadır. Kaplama kalınlığı 0,30mm den daha fazla kalınlığa ulaştırılır ve kaplama yüzeyi daha gözenekli bir yapıya sahip olursa, rejeneratör etkinliği daha da artacak, aynı zamanda yer değiştirme pistonu üzerinde radyasyonla ve mekik ısı transferi ile oluşan ısı kayıpları daha da azaltılabilecektir.

### Simgeler ve Kısaltmalar

Simgeler	Açıklama	Simgeler	Açıklama
A	Alan, m <sup>2</sup>	Q	Isı, J, kJ
C	Özgül ısınma ısısı, kJ/kgK	R	Gaz sabiti, kJ/kgK
$\phi$	Faz açısı, Derece	$\rho$	Yoğunluk, kg/m <sup>3</sup>
H	Entalpi, J	T	Sıcaklık, °C, K
h	Entalpi, J/kg	t	Zaman, s
L	Piston Kursu, mm	U	İç enerji, J
m	Kütle, kg	u	Hız, m/s
$\eta$	Verim	V	Hacim, m <sup>3</sup>
P	Basınç, bar, Pa, kPa	W	İş, J, kJ

Alt İndisler	Açıklama	Alt İndisler	Açıklama
C	Soğuk	Ort.	Ortalama
D	Ölü	p	Sabit basınçta
H	Sıcak	v	Sabit hacimde
i	iç	w	Duvar

## Kaynaklar

- [1] Sesusa Org. Stirling engine history <http://www.sesusa.org/history.1816.htm>. 2002.
- [2] Çetinkaya S. Gaz Türbinleri, Ankara: Nobel Yayın Dağıtım; 1999.
- [3] Hoehn F, McDaugal A. Design of a prototype Stirling laboratory research engine, 13th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, San Diego 1978; 1–2.
- [4] Trukhov V, Tursunbaev I. A. Development and investigation of a Stirling engine for an autonomous solar energy units, Applied Solar Energy 1987; 23(4): 99, 71-75.
- [5] Walker G. Stirling Engines, Oxford: Clarendon Pres; 1980.
- [6] Karabulut H. Stirling motorlarının termodinamik simülasyonu, Türk Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi 1998; 19(1–2): 21–25.
- [7] Yücesu H. S. Küçük güçlü güneş enerjili bir Stirling motoru tasarımı, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 1996.
- [8] Richey A. Mod II. automotive Stirling engine design description and performance projections, Society of Automotive Engineers Inc. 1987; 860059: 1.370–1.373.
- [9] Simetkosky M. Mod I automotive Stirling engine mechanical development, Society of Automotive Engineers Inc. 1984; 840462: 3.383–3.390.
- [10] Yaşar H. Isıl bariyer kaplamanın dizel motorlarında uygulanması, Doktora Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 1997.