



## Beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir stirling motorunun tasarımı ve performans testleri

Halit Karabulut<sup>1</sup>, Can Çınar<sup>1</sup>, Fatih Aksoy<sup>2\*</sup>, Hamit Solmaz<sup>1</sup>, Yaşar Önder Özgören<sup>2</sup>, Muhammed Arslan<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Teknikokullar Ankara, Türkiye

<sup>2</sup>Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Afyonkarahisar, Türkiye

### Ö N E Ç İ K A N L A R

- Nodal analiz metodu ile motorun termodinamik analizi
- Rhombic hareket mekanizmalı beta tipi Stirling motorunun imalatı ve performans testleri
- Deneysel ve termodinamik analiz sonuçlarının karşılaştırılması

#### Makale Bilgileri

Geliş: 17.03.2015

Kabul: 22.09.2016

#### DOI:

10.17341/gazimmfd.278443

#### Anahtar Kelimeler:

Stirling motoru,  
rhombic hareket  
mekanizması,  
motor performansı,  
alternatif enerji

#### ÖZET

Bu çalışmada, beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunun termodinamik analizi, tasarımı ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Motorun termodinamik analizi nodal analiz metodu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. 200, 300 ve 400 W/m<sup>2</sup>K ısı taşınım katsayıları için 2 bar şarj basıncında motor güçleri tahmin edilmiştir. Motorun performans testlerinde ısı kaynağı olarak LPG yakıtlı bir ısıtıcı kullanılmıştır. Çalışma maddesi olarak hava kullanılmıştır. Şarj basıncı 1-4 bar aralığında değiştirilerek motor performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Deneyler 773±5 K sıcak kaynak ve 300 K soğuk kaynak sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor gücü 2 bar şarj basıncı ve 408 dev/dk motor devrinde 158,53 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor momentini ise 3 bar şarj basıncı ve 262 dev/dk motor devrinde 4,69 Nm olarak elde edilmiştir. Maksimum motor gücünün elde edildiği koşullar, nodal analiz programında kullanılarak ısı taşınım katsayısı 268,3 W/m<sup>2</sup>K olarak elde edilmiştir.

## Design and performance tests of a beta type rhombic driven stirling engine

### H I G H L I G H T S

- The thermodynamic analysis of the engine with nodal analysis method
- The performance testing and manufacturing of a beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism
- The comparison of experimental and thermodynamic analysis results

#### Article Info

Received: 17.03.2015

Accepted: 22.09.2016

#### DOI:

10.17341/gazimmfd.278443

#### Keywords:

Stirling engine,  
rhombic drive mechanism,  
engine performance,  
alternative energy

#### ABSTRACT

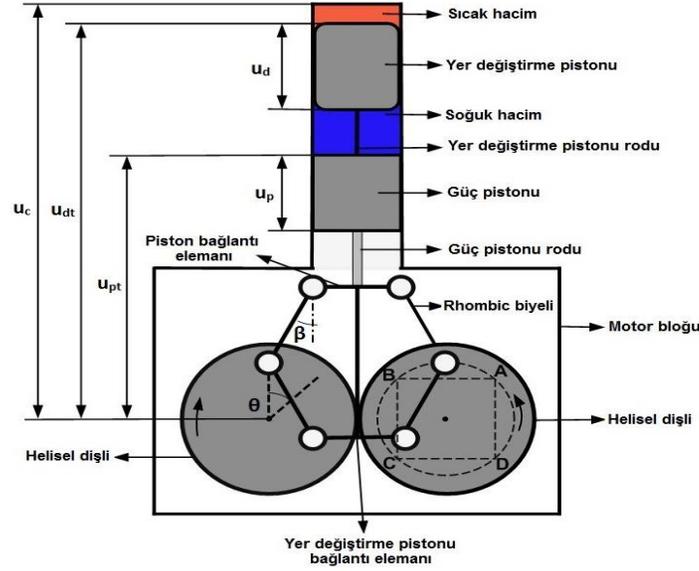
In this study, thermodynamic analysis, design and manufacturing of a beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism have been carried out. Thermodynamic analysis of the engine has been carried out using nodal analysis method. Engine powers were estimated for 200, 300 and 400 W/m<sup>2</sup>K heat transfer coefficient and 2 bar charge pressure. LPG fuel burner was used as heat source at engine performance tests. Air was used as working fluid. In the experiments, the effect of charge pressure on engine performance was investigated by varying charge pressure between 1 and 4 bar. The experiments were carried out at hot source temperature of 773±5 K and cold source temperature of 300 K. Maximum engine power was obtained as 158.53 W at 2 bar charge pressure and 408 rpm engine speed. Maximum engine torque was obtained as 4.69 Nm at 3 bar charge pressure and engine speed of 262 rpm. Heat transfer coefficient was obtained as 268.3 W/m<sup>2</sup>K by using the conditions providing maximum engine power in nodal analysis.

\* Sorumlu Yazar/Corresponding author: faksoy@aku.edu.tr / Tel: +90 272 228 1446

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Ülkelerin nüfus artışı ve ekonomik gelişimi çevreyi önemli ölçüde etkilemektedir. Enerji üretim süreçleri ekosistem için zararlı birçok emisyonu ortaya çıkarmaktadır. Fosil kaynaklı yakıtlar kullanıldığında, başta karbondioksit olmak üzere büyük miktarlarda sera gazları atmosfere yayılmaktadır. Sera gazı emisyonlarını azaltmak için güneş, rüzgar, dalga, gelgit, jeotermal ve biyokütle gibi yenilenebilir enerji kaynakları kullanılmaktadır [1]. Stirling motorları 1816 yılında İngiliz rahip Robert Stirling tarafından icat edilmiştir. Stirling motorları çalışma maddesinin farklı sıcaklık seviyelerinde çevrimsel sıkıştırılması ve genişlemesi ile kapalı rejeneratif bir termodinamik çevrim gerçekleştiren makinelerdir [2]. Stirling motorları dıştan ısı vermeli olduğu için motora ısı enerjisi güneş, jeotermal, biyokütle ve radioizotop gibi enerji kaynakları ile sağlanabilmektedir [3]. Stirling motorlarının teorik termik verimi Carnot çevriminin verimiyle aynıdır [5, 6]. İçten yanmalı motorlarla karşılaştırıldığında, gürültü ve titreşim seviyesi daha düşüktür [7]. Stirling motorları çalışma modu, motor konfigürasyonu ve hareket mekanizmalarına göre çeşitli şekillerde sınıflandırılmaktadır. Çalışma moduna göre Stirling motorlarının tek etkili, çift etkili, tek fazlı, çok fazlı gibi türleri mevcuttur [8]. Stirling motorları hareket mekanizmalarına göre kinematik ve serbest pistonlu olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Serbest pistonlu Stirling motorlarında hareketli elemanlar arasında mekanik bir bağlantı yoktur ve basınç değişimleri ile sağlanan mekanik enerji alıcıya iletilmektedir [9, 10]. Kinematik Stirling motorlarında hareket iletimde krank-biyel, rhombic-drive, swash plate ve ross-yoke gibi hareket iletim mekanizmaları kullanılmaktadır [8]. Kinematik ve serbest pistonlu Stirling motorlarında motor konfigürasyonları alfa, gama ve beta olmak üzere üç ana gruba ayrılabilir [11, 12]. Alfa tipi Stirling motorlarında sıcak ve soğuk silindirlerde hareket eden pistonlar birbirine 90° lik faz farkı olacak şekilde bağlanmaktadır [13]. Gama tipi motorlarda güç ve yer değiştirme silindiri olmak üzere iki ayrı silindir bulunmaktadır. Yer değiştirme pistonu çalışma maddesinin ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu boyunca yer değiştirme silindirinin soğuk ve sıcak hacimleri arasında hareketini gerçekleştirir. Güç pistonu çalışma maddesinin sıkıştırılmasını ve genişlemesini sağlar [14]. Beta tipi motorlarda çevrim, aynı silindir içerisinde çalışan bir piston ve bir yer değiştirme pistonu tarafından gerçekleştirilmektedir. Soğuk hacim güç pistonu ile yer değiştirme pistonu arasında, sıcak hacim ise yer değiştirme pistonunun üst kısmında bulunmaktadır [8]. Stirling motorlarında motor tipleri, hareket iletim mekanizmaları ve çalışma maddeleri gibi konularda birçok araştırmalar yapılmaktadır. Çınar ve arkadaşları gama tipi bir Stirling motorunda hava, argon ve helyum gibi farklı çalışma gazlarının motor performansına etkisini incelemişlerdir. Deneysel maksimum çıkış gücünü helyum gazı kullanarak, 4 bar şarj basıncı, 1000°C ısıtıcı sıcaklığı ve 893 dev/dk motor devrinde 128 W olarak belirlemişlerdir.

[15]. Çınar ve arkadaşları atmosferik basınçta çalışan beta-tipi krank hareket mekanizmalı bir Stirling motoru geliştirmişler ve maksimum motor gücünü 1000°C sıcak uç sıcaklığında 208 dev/dk motor devrinde 5,98 W olarak belirlemişlerdir. Sıcak uç sıcaklığının artırılmasının ve çalışma gazı olarak helyum ya da hidrojen kullanılmasının motor performansını arttıracaklarını belirtmişlerdir [16]. Kongtragool ve Wongwises tarafından gama tipi dört güç pistonlu düşük sıcaklık farkı ile çalışan (LTD) Stirling motorunun performansı, atmosferik basınçta ve ısı kaynağı olarak dört projeksiyon lamba ile test edilmiştir. 439 K ısıtıcı sıcaklığında yapılan deneylerde 20 dev/dk motor devrinde maksimum 6,2 W çıkış gücü ve maksimum 2,91 Nm moment elde edilmiştir [17]. Tavakolpour ve arkadaşları iki silindirli gama tipi bir LTD Stirling motorunun tasarımını, imalatını ve performans testlerini gerçekleştirmişlerdir. Maksimum motor gücü 110°C sıcak kaynak ve 25°C soğuk kaynak sıcaklığında 14 dev/dk motor devrinde 0,27 W olarak elde edilmiştir [18]. Karabulut ve arkadaşları, manivela kontrollü hareket mekanizmasına sahip beta tipi bir Stirling motorunu test etmişlerdir. Testler, LPG yakıtlı ısıtıcı kullanılarak 200°C sıcak uç sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Çalışma maddesi olarak hava kullanılmıştır. Maksimum motor gücü ve momenti 2,8 bar şarj basıncında sırası ile 51,93 W ve 1,17 Nm olarak elde edilmiştir [19]. Sripakagorn ve Srikam beta tipi scotch-yoke mekanizmalı bir Stirling motorunu 350-500°C sıcak uç sıcaklık aralıklarında test etmişlerdir. Maksimum motor gücünü 7 bar şarj basıncı, 500°C sıcak uç sıcaklığında ve 360 dev/dk motor hızında 95,4 W olarak elde etmişlerdir [20]. Chen ve arkadaşları beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunu geliştirmiş ve test etmişlerdir. İdeal olmayan adyabatik bir model kullanarak motor performansını tahmin etmişler ve deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır. 8 bar şarj basıncı ve 850°C ısıtıcı sıcaklığında 120 tel örgü yapısındaki rejeneratör kullanarak 1400 dev/dk motor hızında 390 W güç elde etmişlerdir [21]. Hachem ve arkadaşları gama tipi bir Stirling motorunda şarj basıncı, sıcak uç sıcaklığı ve motor devrinin motor performansına etkisini incelemek için nümerik bir model geliştirmişlerdir. Maksimum motor gücünü 500°C sıcaklık, 10 bar basınç ve 640 dev/dk motor devrinde 570 W olarak belirlemişlerdir [22]. Duan ve arkadaşları rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunu elektrikli bir ısıtıcı kullanarak laboratuvar koşullarında test etmişlerdir. Maksimum motor gücünü 600°C sıcaklık ve 15 bar şarj basıncında 288 W olarak belirlemişlerdir [23]. Bu çalışmada rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun nodal analiz metodu kullanılarak tasarımı, imalatı ve performans testleri gerçekleştirilmiştir. Çalışma maddesi olarak hava ve ısı kaynağı olarak LPG yakıtlı bir ısıtıcı kullanılarak sıcak kaynak sıcaklığının 773± 5 K olarak tutulduğu deneylerde farklı şarj basınçlarında motor performans karakteristikleri belirlenmiştir. Maksimum gücün elde edildiği koşullarda ısı taşınım katsayısı tahmin edilmiştir. Bu ısı taşınım katsayısı nodal analizde kullanılarak analiz sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.



**Şekil 1.** Rhombic hareket mekanizmalı beta tipi Stirling motorun şematik görünümü  
(Schematic view of the beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism)

## 2. TERMODİNAMİK MODEL: KİNEMATİK İLİŞKİLER VE NODAL ANALİZ (THERMODYNAMIC MODEL: KINEMATIC RELATIONS AND NODAL ANALYSIS)

Beta tipi Stirling motorlarında çalışma gazı sıcak hacim, rejeneratör hacmi ve soğuk hacim bölgelerinde sürekli olarak yer değiştirmektedir. Yer değiştirme pistonunun hareketi bu yer değiştirmeyi sağlarken, güç pistonu çalışma gazını sıkıştırır ve genişlemesi sırasında alt ölü noktaya doğru inerek iş üretilmesini sağlar. Kinematik ilişkilerin tanımlanmasında dişli açıları referans alınmıştır. Tasarımı yapılan motorun kinematik ilişkileri ve teknik özellikleri sırasıyla Şekil 1 ve Tablo 1’de görülmektedir.

**Tablo 1.** Test motorunun teknik özellikleri  
(Technical specifications of the test engine)

Parametre	Değer
Gaz sabiti	287 J/kgK
Soğuk uç sıcaklığı	300 K
Sıcak uç sıcaklığı	773 K
Rejeneratör hacmi	90 cm <sup>3</sup>
Rejeneratör alanı	1200 cm <sup>2</sup>
Silindir çapı	0,086 m
Silindir uzunluğu	0,655 m
Piston kolu uzunluğu	0,12 m
Yer değiştirme pistonu rod uzunluğu	0,4 m
Yer değiştirme pistonu rod kesit alanı	2,55 cm <sup>2</sup>
Yer değiştirme pistonu uzunluğu	0,285 m
Güç pistonu uzunluğu	0,12 m
Rhombic biyel uzunluğu	0,08 m
Rhombic dönme yarıçapı	0,03 m
Motor hızı	500 dev/dk

Rhombic biyel kollarının düşey eksen ile yaptığı açının belirlenebilmesi için, Eş. 1 ve Eş. 2 kullanılabilir.

$$R_r = \frac{\ell_r}{2.666} \quad (1)$$

$$\beta_r = \arcsin\left(\frac{1}{2} - \frac{R_r}{\ell_r} \sin \theta_r\right) \quad (2)$$

Burada  $\theta_r$ ,  $\beta_r$ ,  $\ell_r$  ve  $R_r$  sırasıyla dişli açısını, rhombic biyel kollarının düşey ile yaptığı açığı, rhombic biyel kol uzunluğunu ve dönme yarıçapını ifade etmektedir. Rhombic biyel kollarının ve ara bağlantı elemanlarının boyları birbirine eşit alınmıştır. Dişlilerin merkezi referans noktası olarak kabul edilerek, yer değiştirme ve güç pistonları konumları şu şekilde tanımlanabilir (Eş. 3-Eş. 5).

$$u_{pt} = R_r \cos \theta_r + \ell_r \cos \beta_r + \ell_p + \frac{h_p}{2} \quad (3)$$

$$u_{db} = R_r \cos \theta_r - \ell_r \cos \beta_r + u_{dr} \quad (4)$$

$$u_{dt} = R_r \cos \theta_r - \ell_r \cos \beta_r + u_{dr} + u_d \quad (5)$$

Burada,  $u_{pt}$ ,  $u_{db}$  ve  $u_{dt}$  sırasıyla dişli merkezi ile piston tepe noktası, yer değiştirme pistonu alt noktası ve yer değiştirme üst noktası arasında kalan mesafeleri tanımlamaktadır. Bu mesafeler kullanılarak rhombic hareket mekanizmalı motorun soğuk ve sıcak hacimleri sırasıyla Eş. 6 ve Eş. 7 ile hesaplanabilir.

$$V_{cr} = (A_c - A_r)(u_{db} - u_{pt}) \quad (6)$$

$$V_{hr} = A_c(u_c - u_{dt}) \quad (7)$$

Termodinamik analizde toplam çalışma hacmi 22 nodal bölgeye ayrılmıştır. Bu bölgeler sıcak hacim bölgesi, soğuk hacim bölgesi ve rejeneratörde yer alan yirmi adet bölgeden oluşan bir açık sistemdir. Akış kayıpları göz ardı edilerek bütün nodal hacimlerde çalışma gazının basıncı eşit kabul edilmiştir. Çalışma gazı basıncının anlık değerleri Eş. 8 ile hesaplanabilir.

$$p = \frac{m_i R_g}{\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_h}{T_h} + \sum_{i=2}^{n-1} \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}}} \quad (8)$$

Nodal hacimlerle sınır duvarları arasındaki ısı transferi Newton'un soğutma kanunu ile Eş. 9'daki gibi hesaplanabilir.

$$Q_i = h_i A_i (T_{wi} - T_i) \Delta t \quad (9)$$

Nodal hacimlerdeki sıcaklık değişimi ve kütle geçişine bağlı olan toplam iç enerji Eş. 10 ile hesaplanabilir.

$$\Delta U = m_i c_v \Delta T_i + \Delta m_i c_v T_i \quad (10)$$

Gerçekleştirilen sınır işi ise bir nodal hacim için  $p \Delta V_i$  ile belirlenebilir. Bu eşitliklerden yararlanarak nodal hacimlerdeki zamana bağlı sıcaklık değişimini hesaplayabilmek için, termodinamiğin birinci kanununun açık sistemler için verilen,

$$\Delta T_i = \frac{h_i A_i (T_{wi} - T_i) \Delta t - \Delta m_i c_v T_i + E_i - p \Delta V_i + \Delta T_i \Omega}{m_i c_v + \Omega} \quad (11)$$

şekli kullanılmıştır. Eş. 11'de bulunan  $\Omega$  keyfi bir sabittir. Eğer  $\Omega$  sıfır seçilirse eşitliklerin nümerik çözümü yakınsamaz ve çözüm elde edilemez. Anlık kütle değerleri ( $m_i$ ) ideal gazların genel hal denkleminde hesaplanabilir. Eş. 11'deki  $E_i$  nodal hacme giren ya da çıkan entalpi akışını ifade etmektedir ve Eş. 12 ile hesaplanabilir.

$$E_i = -c_p \frac{T_i + T_{i+1}}{2} (\Delta m_{i+1} + \Delta m_{i+2} + \dots + \Delta m_n) - c_p \frac{T_{i-1} + T_i}{2} (\Delta m_1 + \Delta m_2 + \dots + \Delta m_{i-1}) \quad (12)$$

Bir zaman diliminde motora verilen ve motordan atılan ısılar sırasıyla Eş. 13 ve Eş. 14 ile hesaplanabilir.

$$\Delta Q_{in} = h A_i (T_{wh} - T_h) \Delta t \quad (13)$$

$$\Delta Q_{out} = h A_{22} (T_{wc} - T_c) \Delta t \quad (14)$$

Rejeneratördeki anlık ısı değişimi ise, olarak tanımlanabilir (Eş. 15), [3].

$$\Delta Q_{rej} = h \Delta t \sum_{i=2}^{21} A_i (T_{wi} - T_i) \quad (15)$$

### 3. DENEY MOTORUNUN ÇALIŞMA PRENSİBİ VE İMALAT ÖZELLİKLERİ (WORKING PRINCIPLES AND MANUFACTURING FEATURES OF THE TEST ENGINE)

Rhombic hareket mekanizmalı beta tipi Stirling motoru motor bloğu ve kapakları, krank milleri, krank mili yatakları, dişliler, biyel kolları ve ara bağlantı elemanları, güç pistonu, yer değiştirme pistonu ve rodu, güç silindiri, yer değiştirme silindiri, sıcak silindir ve volandan oluşmaktadır. Motor bloğu ana gövdesi 25x25 mm kalınlığında Ç1040 malzemelerden kaynakla birleştirilerek oluşturulmuş ve yüzeyleri hassas bir şekilde taşlanmıştır. Krank millerinin ve silindirinin bağlandığı kapaklar Ç1040 plakalardan, alt ve yan kapakları alüminyum 5050 malzemeden hassas bir şekilde imal edilmiştir. Çalışma maddesi kaçaklarını önlemek için kapak yüzeylerine O-ring kanalları açılmıştır. Rhombic hareket mekanizmasında yaygın olarak düz dişliler kullanılmaktadır. Ancak düz dişlere göre daha yüksek yük taşıyabilmeleri, daha sessiz ve yüksek devirlerde çalışabilmelerinden dolayı helisel dişliler lineer hareketin dairete dönüştürülmesinde kullanılmıştır. Helisel dişliler sementasyon çeliğinden imal edilmiş ve 52 Rockwell C derecesinde sertleştirilmiştir. Rhombic hareket mekanizmalı Stirling motorlarında genellikle dişliler bir mil üzerinde tek taraftan yataklarıdır. Dişlilerin tek yönden yataklarıdır. Yüksek şarj basınçlarında çalışma boşluklarından dolayı mekanizmanın bir yöne yaslanmasına ve sürtünme kayıplarının artmasına sebep olmaktadır [24]. Bu nedenle tasarımı yapılan mekanizmada helisel dişlilerin her biri bir krank mili üzerine yerleştirilmiştir. Krank mili 4140 ıslah çeliğinden tek parça halinde yapılmış ve krank mili yatakları hassas bir şekilde taşlanmıştır. Krank mili ana yatakları Ç1040 malzemeden imal edilmiştir. Krank milindeki aksel gezinti ve sürtünme kayıplarını azaltmak için krank mili ana yatakları üzerine alın ve silindirik olmak üzere ikişer adet rulman yerleştirilmiştir. Rhombic hareket mekanizmasının ara bağlantı elemanları Ç1040 malzemeden imal edilmiştir. Rhombic biyel kolları 7000 serisi alüminyum malzemeden imal edilmiştir. Rhombic biyel kolları sürtünme kayıplarını azaltmak amacı ile muylulara rulmanlar vasıtası bağlanmıştır. Güç pistonu 7000 serisi alüminyum alaşımından imal edilmiştir. Dış yüzeyi hassas olarak tornalanmış ve güç silindirine 0,09 mm boşlukla alıştırmıştır. Güç pistonu rhombic hareket mekanizmasına bağlanan rodu ile yeckpare olarak imal edilmiştir. Güç silindiri yağ çeliğinden imal edilmiş ve iç yüzeyi hassas bir şekilde taşlanarak güç pistonu ile alıştırmıştır. Yer değiştirme silindiri ASTM 304 çelik malzemeden ve yer değiştirme pistonu ise ASTM 304 çelik borudan imal edilmiştir. Yer değiştirme silindirinin alt kısmı soğuk bölgeyi üst kısmı ise sıcak bölgeyi oluşturmaktadır. Yer değiştirme silindirinin alt kısmı ile güç silindirinin üst kısmı arası su ceketini oluşturmaktadır.



**Şekil 2.** Test motoru (Test engine)

Rhombic hareket mekanizmalı beta tipi Stirling motorunda güç pistonu ile yer değiştirme pistonu alt kısmı arasında kalan bölge soğuk hacmi, yer değiştirme pistonunun üstünde kalan bölge ise sıcak hacmi oluşturmaktadır. Rejeneratör soğuk ve sıcak hacim arasında yer almakta ve harici bir rejeneratör bulunmamaktadır. Yer değiştirme silindiri iç yüzeyine 3 mm derinliğinde ve 2 mm genişliğinde kanallar açılmış ve bu kanallar rejeneratör olarak kullanılmıştır. Şekil 1’de sağ dişli üzerindeki pim A noktasından B noktasına ilerlerken sabit hacimde ısıtma işlemi gerçekleşmektedir. Bu sırada piston üst ölü nokta civarında sabit kalırken yer değiştirme pistonu aşağıya doğru hareket ederek soğuk hacimdeki çalışma gazının sıcak bölgeye geçmesini sağlar. B ve C noktaları arasında güç ve yer değiştirme pistonları birlikte aşağıya doğru hareket ederek iş zamanını oluştururlar. Sisteme bu sırada ısı verme işlemi devam ettiğinden bu durum sabit sıcaklıkta genişleme işlemidir. C-D arasında ise güç pistonu alt ölü nokta civarında sabit kalırken yer değiştirme pistonu yukarı doğru hareket eder ve sıcak hacimdeki gazın soğuk hacme geçmesini ve soğutulmasını sağlar. Bu nedenle bu durum sabit hacimde soğutma işlemidir. D-A aralığında ise güç ve yer değiştirme pistonları beraberce yukarı doğru hareket ederler ve çalışma gazının soğuk bölgede sıkışmasını sağlarlar. Dışarıya ısı atılması devam ettiğinden bu durum sabit sıcaklıkta sıkıştırma işlemi olarak adlandırılmaktadır.

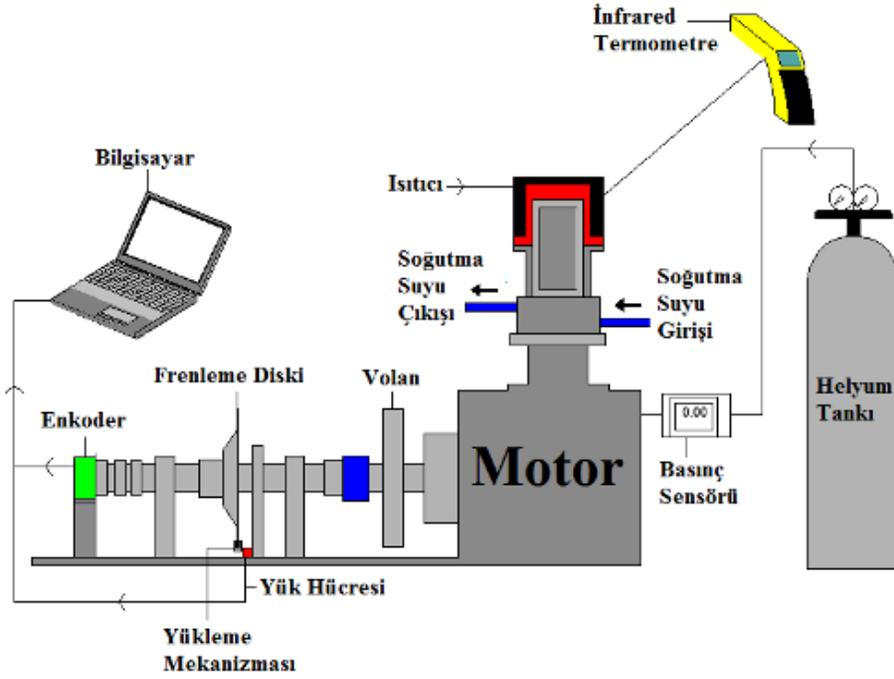
#### 4. DENEY DÜZENEGİ (EXPERIMENTAL SETUP)

İmalatı gerçekleştirilen motorun montaj işlemi tamamlanmış ve performans karakteristiklerinin belirlenebilmesi amacıyla deney düzeneğine bağlanmıştır. Deney düzeneği prony tip dinamometre, yük hücresi, enkoder, infrared termometre, basınç sensörü ve veri kayıt

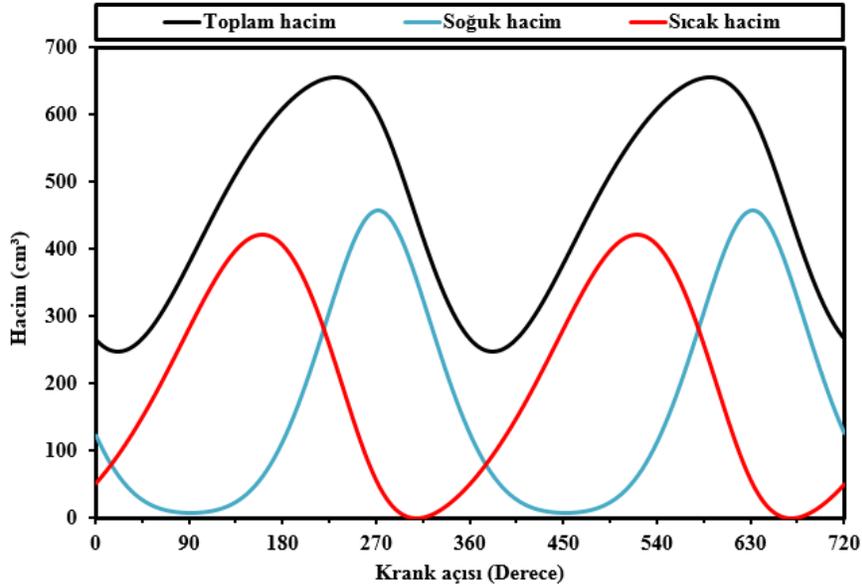
ara yüzünden oluşmaktadır. Deney düzeneğinin şematik resmi ve prony tip dinamometre Şekil 3’de görülmektedir. Prony tip dinamometre üzerinde frenleme diski bulunan bir mil, fren diskini sıkıştırarak yüklemeyi sağlayan bir hidrolik frenleme tertibatı, bir yük hücresi ve frenleme kuvvetini yük hücresine ileten bir moment kolundan oluşmaktadır. Deney düzeneğinde ESIT BB20 marka 1 gr hassasiyete sahip yük hücresi kullanılmıştır. Yük hücresinden gelen verilerin eş zamanlı olarak bilgisayara aktarılmasında ve motor devrinin ölçülmesinde Lika marka 5000 palslik bir enkoder kullanılmıştır. Sıcaklık ölçümleri 50-800 °C arasında  $\pm 1\%$  hassasiyetinde ölçüm yapabilen DT-8863 marka infrared termometre ile gerçekleştirilmiştir. Deneylede çalışma maddesi olarak hava kullanılmış ve şarj basıncı motor bloğuna uygulanmıştır. Şarj basıncı 0-10 bar arasında ölçüm yapabilen dijital bir manometre ile  $\pm 0,01$  bar hassasiyetinde ölçülmüştür. Deneyle, yer değiştirme silindirinin  $773 \pm 5$  K sıcak uç ve 300 K soğuk uç sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Yer değiştirme silindiri üzerinden üç noktadan sıcaklık ölçümü alınmış ve verilerin ortalaması ile sıcak uç sıcaklığı belirlenmiştir. Motora ısı enerjisi LPG yakıtlı ısıtıcı kullanılarak verilmiştir. Sıcak uç sıcaklığı LPG gaz akış miktarını değiştirerek sabit tutulmuştur.

#### 5. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Stirling motorlarında sıkıştırma işlemi soğuk hacimde, genişleme ve iş üretimi ise sıcak hacimde gerçekleşmektedir. Bu nedenle genel olarak soğuk hacim sıkıştırma hacmi, sıcak hacim ise genişleme hacmi olarak adlandırılır. Motorun toplam hacmi 22 nodal bölgeye ayrılmıştır. Isıtma işlemi ve genişleme işlemi ilk nodal hacimde gerçekleşirken soğutma ve sıkıştırma işlemleri son nodal hacimde gerçekleşmektedir. Diğer nodal bölgeler ise rejeneratörde yer almaktadır. Analizlerde sıcak uç sıcaklığı 773 K, soğuk uç sıcaklığı ise 300 K olarak seçilmiştir. Rejeneratör nodal bölgelerindeki sıcaklıkların ise sıcak uç ve soğuk uç sıcaklıkları arasında lineer olarak değiştiği kabul edilmiştir [3, 13]. Şekil 4’de rhombic hareket mekanizmalı motorun soğuk, sıcak ve toplam hacim değişimleri görülmektedir. Sıcak ve soğuk hacimlerin toplamı toplam hacmi oluşturmaktadır. Rhombic mekanizmalı motorun toplam hacmi  $655 \text{ cm}^3$  tür. Genişleme işlemi  $45^\circ$ - $135^\circ$  krank açısı aralığında gerçekleşmektedir. Genişleme sürecinde sıcak hacim giderek artarken, soğuk hacimde değişim miktarı az olduğu için sabit kaldığı kabul edilmektedir. Bu durum genişleme sırasında çalışma gazının neredeyse tamamının sıcak hacme geçerek ısı almasına böylece ideal çevrimdeki sabit sıcaklıkta genişleme işlemine yaklaşılmaya imkan sağlamaktadır.  $135^\circ$ - $225^\circ$  krank açısı aralığında sabit hacimde soğutma işlemi gerçekleşmektedir. Bu süreçte soğuk hacim artmakta ve sıcak hacim azalmaktadır. Ancak toplam hacmin hızla artmaya devam ettiği görülmektedir. Bu durum pistonun aşağıya doğru hareketine ve dolayısı ile faydalı iş üretmeye devam ettiğini göstermektedir.  $225^\circ$ - $315^\circ$  krank açısı aralığı sabit sıcaklıkta sıkıştırma işlemidir.



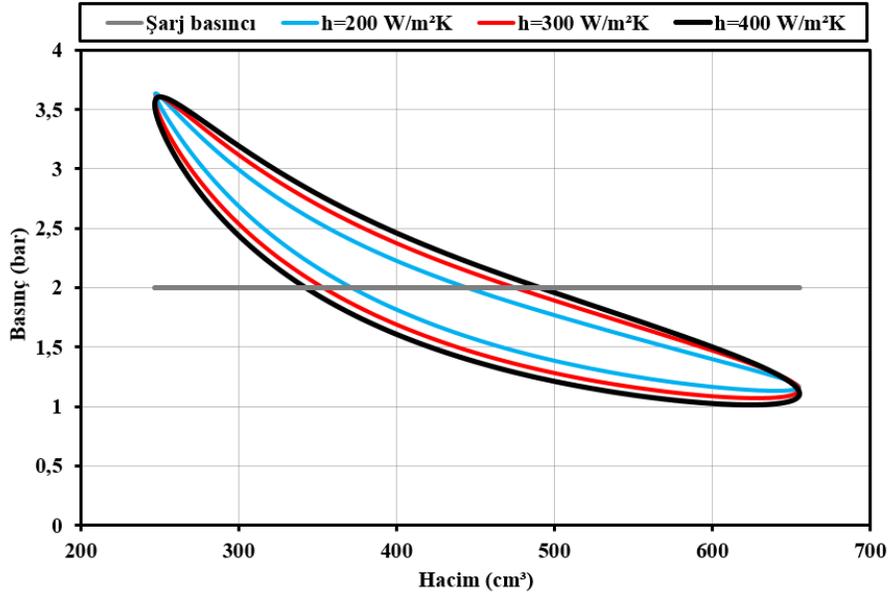
Şekil 3. Deneysel düzeneği (Experimental setup)



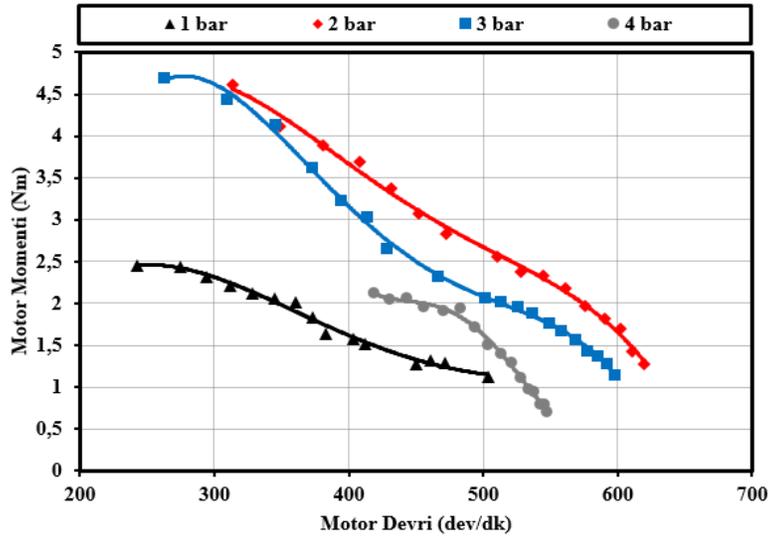
Şekil 4. Rhombic hareket mekanizmalı motorun soğuk, sıcak ve toplam hacim değişimleri (Cold, hot and total volume variations of the rhombic driven engine)

Sıkıştırma işleminin tamamen soğuk hacimde gerçekleşmesi istenmektedir. Rhombic hareket mekanizmalı motorda sıkıştırma işlemine başladığında sıcak hacim azalmaya devam etmektedir. Bu durumda sıkıştırma işi büyük olacaktır. Ancak bu sırada sıcak hacimden soğuk hacme doğru geçen çalışma maddesinin hareketi ısı transfer katsayısının artmasına neden olmakta ve akışkanın daha kolay soğutulabilmesini böylece sıkıştırma işinin bir miktar azalmasını sağlayabilmektedir [3].  $315^{\circ}$ - $45^{\circ}$  krank açısı aralığında ısıtma işlemi

gerçekleşmektedir. Teorik olarak bu işlemin sabit hacimde gerçekleşmesi istenilmektedir. Rhombic hareket mekanizmalı motorda periyodun başlangıcında motorun toplam hacminin halen azaldığı ve dolayısıyla sıkıştırma işleminin devam ettiği görülmektedir. Bu sırada soğuk hacimden sıcak hacme doğru geçen çalışma gazı ısıtma performansının düşmesine neden olmaktadır. Şekil 5'de rhombic hareket mekanizmalı motorun nodal analiz sonucu elde edilen P-V diyagramları görülmektedir. Eğriler 200, 300 ve 400  $W/m^2K$  ısı taşınım katsayıları için 2 bar şarj



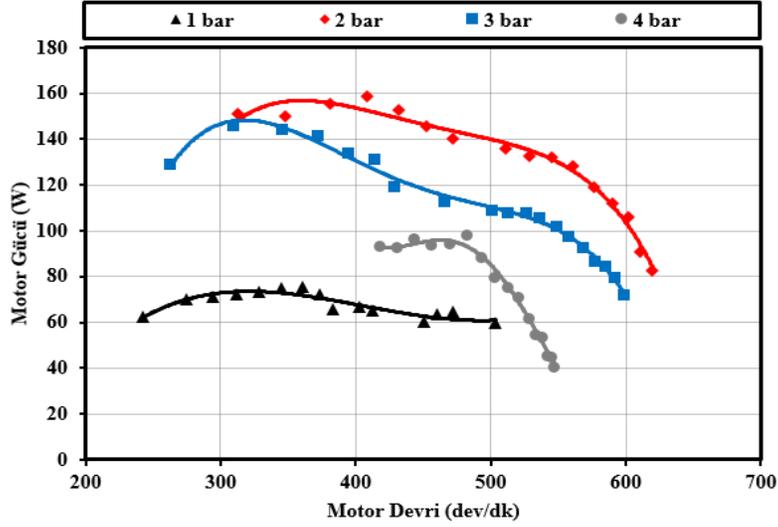
Şekil 5. 2 bar şarj basıncında farklı ısı taşınım katsayıları için P-V diyagramları (P-V diyagrams for different heat transfer coefficients at 2 bar charge pressure)



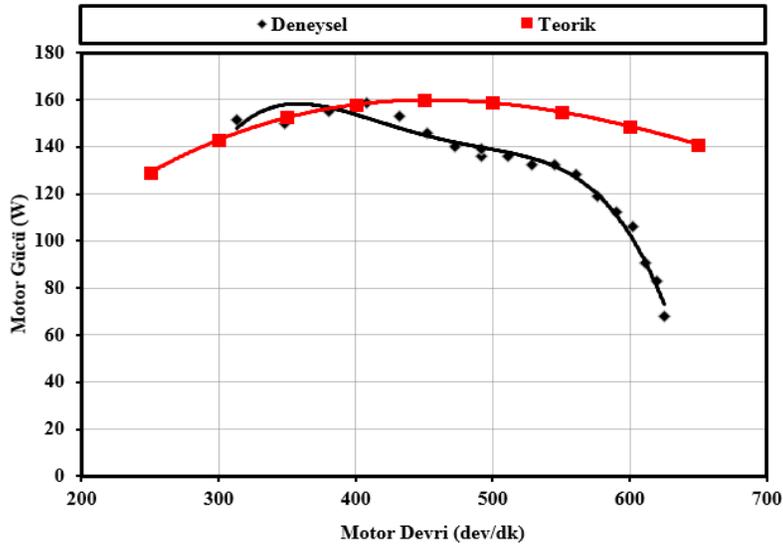
Şekil 6. Motor hızına bağlı olarak motor gücü değişimleri (Engine power variations with engine speed)

basıncında elde edilmiştir. Rhombic hareket mekanizmalı motorun sıkıştırma oranı 2,65 olarak hesaplanmıştır. Analiz sonucunda 200, 300 ve 400 W/m<sup>2</sup>K ısı taşınım katsayıları için motor güçleri sırasıyla 103,81 W, 178,76 W ve 224,26 W olarak elde edilmiştir. Rhombic hareket mekanizmalı motorun genişleme sürecinde basınç azalma oranının düşük olması ve soğutma işlemi sırasında pistonun bir miktar daha genişlemeye devam etmesi çevrimlik iş üretiminde önemli bir avantaj sağlamaktadır. Şekil 6 ve Şekil 7'de 773±5 K sıcak uç ve 300 K soğuk uç sıcaklıklarında çalışma maddesi olarak hava ile gerçekleştirilen deneylerde motor devrine bağlı olarak motor gücü ve moment değişimleri farklı şarj basınçları için verilmiştir. Maksimum motor gücü 2 bar şarj basıncı ve 408 dev/dk motor devrinde 158,53 W olarak elde

edilmiştir. Maksimum motor momentini 3 bar şarj basıncı ve 262 dev/dk motor devrinde 4,69 Nm olarak elde edilmiştir. Düşük motor devirlerinde motor momentini yüksek iken, motor devrinin artması ile motor momentini azalmaktadır. Motor devri ısıtma-soğutma süresini etkilemektedir. Düşük motor devirlerinde ısıtma-soğutma süresi uzun iken, motor devrinin artması ile bu süre azalmaktadır. Bu nedenle düşük motor devirlerinde daha yüksek moment elde edilmiştir. Motor gücü, motor devri ve motor momentine bağlıdır. Motor devrinin artması ile motor gücü belirli bir değere kadar artış göstermekte ve bu değerden sonra azalmaktadır. Motor devrinin artması ile ısı değişim süresi kısalmaktadır. Bu yüzden çalışma maddesine transfer edilen ısı yetersiz kalmakta ve motor gücü azalmaktadır. Ayrıca, motor



Şekil 7. Motor hızına bağlı olarak motor momenti değişimleri (Engine torque variations with engine speed)



Şekil 8. Motor devrine bağlı olarak 2 bar şarj basıncında teorik ve deneysel motor güçlerinin karşılaştırılması (The comparisons of theoretical and experimental engine powers with engine speed at 2 bar charge pressure)

gücünün belirli bir devirden sonra azalması, motor devri ile artan mekanik kayıplara da bağlıdır. Çınar ve arkadaşları 66 mm rhombic biyel boyu, 84,5 mm güç piston çapı ve tek yönlü dişli yataklamasına sahip rhombic hareket mekanizmalı bir motor geliştirmişlerdir. 450 °C sıcak uç sıcaklığı ve çalışma maddesi olarak hava kullanılarak yapılan deneysel çalışmada motorun maksimum gücü 1 bar şarj basıncı, 356 dev/dk motor devrinde 56,19 W ve maksimum moment 290 dev/dk motor devrinde 1,65 Nm olarak elde edilmiştir [24].

Bu çalışmada Çınar ve ark. tarafından yapılan çalışmadan farklı olarak çift yönlü dişli yataklamasıyla 80 mm rhombic biyel uzunluğuna sahip bu motordan yaklaşık olarak 3 kat fazla güç elde edilmiştir. Şekil 8'de motor hızına bağlı

olarak deneysel ve teorik motor güçlerinin karşılaştırılması verilmiştir. 2 bar şarj basıncı, 300 K soğuk uç sıcaklığı ve 773 K sıcak uç sıcaklığı deney koşulları nodal analiz programında kullanılarak, 408 dev/dk motor devrinde ısı taşınım katsayısı 268,3 W/m<sup>2</sup>K olarak tahmin edilmiştir. Tahmin edilen ısı taşınım katsayısı kullanılarak 250-650 dev/dk motor hızlarında 50 dev/dk aralıklarla motor güçleri tahmin edilmiş ve deneysel koşullar ile karşılaştırılmıştır. Motor devrinin düşük olduğu koşullarda deneysel ve teorik sonuçlar birbirine yakındır. Motor devrinin artması ile ısı değişim süresi azalmakta ve çalışma maddesine aktarılan ısı enerjisi yetersiz kalmaktadır. Ayrıca motor devrinin artması ile mekanik kayıplarda artmaktadır. Bu problemler yüksek motor devirlerinde deneysel ve teorik verilerin arasındaki farkın artmasına sebep olmaktadır.

#### 4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada beta tipi rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun termodinamik analiz temelli tasarımı, imalatı ve performans testleri gerçekleştirilmiştir. Farklı şarj basınçlarında test edilen motorda çalışma maddesi olarak hava kullanılmıştır. Rhombic hareket mekanizmasında genellikle dişliler tek taraflı olarak yataklanmakta ve düz dişliler hareket iletiminde kullanılmaktadır. Dişlilerin tek taraflı yataklanması şarj basıncı uygulandığında çalışma boşlukları nedeniyle mekanizmanın bir tarafa yaslanmasına sebep olmakta ve sürtünme kayıpları artmaktadır. Tasarımı yapılan mekanizmada dişlilerin yaslanma problemini minimize etmek için dişlilerin her biri bir krank mili üzerine yerleştirilmiş ve krank milinin her iki tarafı da rulmanlarla yataklandırılmıştır. Ayrıca düz dişliye göre daha yüksek değerlerde yük taşıyabilmeleri, daha sessiz ve daha yüksek hızlarda çalışabilmeleri nedeniyle mekanizmada helisel dişliler kullanılmıştır. LPG yakıtlı bir ısıtıcının kullanıldığı deneylerde, maksimum motor gücü 2 bar şarj basıncı ve 408 dev/dk motor devrinde 158,53 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor momenti ise 3 bar şarj basıncı ve 262 dev/dk motor devrinde 4,69 Nm olarak elde edilmiştir. Maksimum gücün elde edildiği koşullar nodal analiz programında kullanılarak ısı taşınım katsayısı 268,3 W/m<sup>2</sup>K olarak elde edilmiştir.

#### 5. SEMBOLLER (SYMBOLS)

$A_c$	Silindir kesit alanı (m <sup>2</sup> )
$A_i$	Isı transferi yüzeyinin nodal değerleri (m <sup>2</sup> )
$A_r$	Displacer rodunun kesit alanı (m <sup>2</sup> )
$c_p$	Sabit basınçta özgül ısı (J/kgK)
$c_v$	Sabit hacimde özgül ısı (J/kgK)
$E_i$	Nodal hacme giren ve çıkan entalpilerin toplamı (J/kg)
$h_i$	Isı taşınım katsayısının nodal değerleri (W/m <sup>2</sup> K)
$h_d$	Displacerin uzunluğu (m)
$h_p$	Piston uzunluğu (m)
$l_p$	Piston rodu uzunluğu (m)
$l_r$	Altıgen kenar uzunluğu (m)
$m_t$	Toplam çalışma gazı kütlesi (kg)
$m_i$	Çalışma gazı kütlesinin nodal değerleri (kg)
$p$	Çalışma hacmi basıncı (Pa)
$R_r$	Rhombic dişli yarıçapı (m)
$R_g$	Gaz sabiti (J/kgK)
$T_c$	Soğuk uç sıcaklığı (K)
$T_h$	Sıcak uç sıcaklığı (K)
$T_{Ri}$	Rejeneratördeki nodal sıcaklıklar (K)
$T_{wh}$	Sıcak bölge duvar sıcaklığı (K)
$T_{wc}$	Soğuk bölge duvar sıcaklığı (K)
$T_{wi}$	Rejeneratördeki nodal bölgelerdeki duvar sıcaklıkları (K)
$T_i$	Çalışma gazı sıcaklığının nodal değerleri (K)
$u_{pt}$	Dişli merkezi ile piston üst noktası arasındaki mesafe (m)
$u_{db}$	Dişli merkezi ile displacer alt ucu arasındaki mesafe (m)

$u_{dt}$	Dişli merkezi ile displacer üst ucu arasındaki mesafe (m)
$u_{dr}$	Displacer kolunun uzunluğu (m)
$u_c$	Silindir uzunluğu (m)
$u_d$	Displacerin uzunluğu (m)
$V_{cr}$	Motorun sıkıştırma hacmi (m <sup>3</sup> )
$V_{hr}$	Motorun genişleme hacmi (m <sup>3</sup> )
$V_{Ri}$	Rejeneratördeki nodal hacimler (m <sup>3</sup> )
$\beta_r$	Bakınız Şekil 1.
$\theta_r$	Motorun dişli dönme miktarı (rad)
$\Delta m_i$	Bir zaman dilimindeki nodal kütle değişimi (kg)
$\Delta T_i$	Bir zaman dilimindeki nodal sıcaklık değişimi (K)
$\Delta Q_{rej}$	Rejeneratör ve çalışma gazı arasında bir zaman dilimindeki ısı değişimi (J)
$\Delta Q_{in}$	Sıcak bölge ile çalışma gazı arasında bir zaman dilimindeki ısı değişimi (J)
$\Delta Q_{out}$	Soğuk bölge ile çalışma gazı arasında bir zaman dilimindeki ısı değişimi (J)
$\Delta t$	Zaman aralığı (s)
$\Omega$	Keyfi sabit

#### TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışma Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TUBİTAK) tarafından 113M192 numaralı proje kapsamında desteklenmiştir. Yazarlar Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumuna teşekkür eder.

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Ahmadi P., Dincer I., Rosen M.A., Development and assessment of an integrated biomass-based multi-generation energy system, *Energy*, 56, 155-166, 2013.
- Walker G., *Stirling Engines*, United States by Oxford University Press, 1980.
- Solmaz H., Karabulut H., Performance comparison of a novel configuration of beta-type Stirling engines with rhombic drive engine, *Energy Conversion and Management*, 78, 627-633, 2014.
- García Canseco E., Alvarez Aguirre A., Scherpen J.M.A., Modeling for control of a kinematic wobble-yoke Stirling engine, *Renewable Energy*, 75, 808-817, 2015.
- Cheng C.H., Yang H.S., Analytical model for predicting the effect of operating speed on shaft power output of Stirling engines, *Energy*, 36 (10), 5899-5908, 2011.
- Hooshang M., Moghadam R.A., Nia S.A., Masouleh M.T., Optimization of Stirling engine design parameters using neural networks, *Renewable Energy*, 74, 855-866, 2015.
- Glushenkov M., Sprenkeler M., Kronberg A., Kirillov V., Single-piston alternative to Stirling engines, *Applied Energy*, 97, 743-748, 2012.
- Thombare D.G., Verma S.K., Technological development in the Stirling cycle engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12 (1), 1-38, 2008.
- Çınar C., Topgül T., Yücesu H.S., Manufacturing and testing of a  $\beta$ -type Stirling cycle engine, *Journal of the*

Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 22 (2), 411-415, 2007.

10. Karabulut H., Solmaz H., Okur M., Şahin F., Dynamic and thermodynamic analysis of gamma type free piston Stirling engine, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 28 (2), 265-273, 2013.
11. Cheng C.H., Yu Y.J., Combining dynamic and thermodynamic models for dynamic simulation of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism, *Renewable Energy*, 37 (1), 161-173, 2012.
12. Shendage D.J., Kedare, S.B., Bapat, S.L., An analysis of beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism, *Renewable Energy*, 36 (1), 289-297, 2011.
13. Çınar C., Thermodynamic analysis of an alpha-type Stirling engine with variable phase angle, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 221 (8), 949-954, 2007.
14. Kongtragool B., Wongwises S., A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 7 (2), 131-154, 2003.
15. Çınar C., Koca A., Karabulut H., An experimental investigation of the effects of various working fluids on Stirling engine performance, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 20 (2), 247-250, 2005.
16. Çınar C., Yücesu S., Topgül T., Okur M., Beta-type Stirling engine operating at atmospheric pressure, *Applied Energy*, 81 (4), 351-357, 2005.
17. Kontragool B., Wongwises S., A four power-piston low-temperature differential Stirling engine powered using simulated solar energy as a heat source, *Solar Energy*, 82, 493-500, 2008.
18. Tavakolpour A.R., Zomorodian A., Golneshan A.A., Simulation, construction and testing of a two-cylinder solar stirling engine powered by a flat-plate solar collector without regenerator, *Renewable Energy*, 33 (1), 77-87, 2008.
19. Karabulut H., Yücesu H.S., Çınar C., Aksoy F., An experimental study on the development of a  $\beta$ -type Stirling engine for low and moderate temperature heat sources, *Applied Energy*, 86 (1), 68-73, 2009.
20. Sripakagorn A., Srikam C., Design and performance of a moderate temperature difference Stirling engine, *Renewable Energy*, 36 (6), 1728-1733, 2011.
21. Cheng C.H., Yang H.S., Keong L., Theoretical and experimental study of a 300-W beta-type Stirling Engine, *Energy*, 59, 590-599, 2013.
22. Hachem H., Gheith R., Aloui F., Nasrallah S.B., Numerical characterization of a  $\gamma$ -Stirling engine considering losses and interaction between functioning parameters, *Energy Conversion and Management*, 96, 532-543, 2015.
23. Duan C., Sun C., Shu S., Ding G., Jing C., Chang J., Similarity design and experimental investigation of a beta-type Stirling engine with a rhombic drive mechanism, *International Journal of Energy Research*, 39, 191-201, 2015.
24. Çınar C., Aksoy F., Okur M., Design, manufacturing and performance tests of a stirling engine with rhombic drive mechanism, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 28 (4), 795-801, 2013.