



## Investigation of thermodynamic performance of a crank-shifted stirling engine by nodal analysis

Abdullah Onur Özdemir\*<sup>ID</sup>, Halit Karabulut<sup>ID</sup>

Department of Automotive Engineering, Faculty of Technology, Gazi University, 06560, Ankara, Türkiye

### Highlights:

- Examination of work, mean pressure, power, and thermal efficiency of Alpha-type crank-shifted Stirling engine
- Creation of the kinematic model of the designed piston-rod-crank mechanism
- Nodal analysis of engine performance

### Keywords:

- Crank-shifted Stirling engine
- Engine performance
- Nodal analysis
- Thermodynamics model

### Article Info:

Research Article

Received: 24.03.2023

Accepted: 09.08.2023

### DOI:

10.17341/gazimmfd.1270104

### Correspondence:

Author: Abdullah Onur

Özdemir

e-mail:

onurozdemir@gazi.edu.tr

phone: +90 532 236 1266

### Graphical/Tabular Abstract

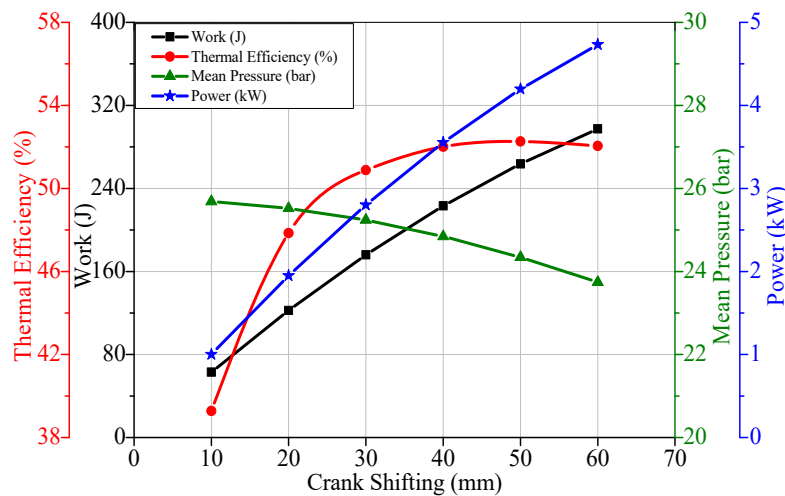


Figure A. Effect of crank shifting on engine performance

**Purpose:** Extensive use of petroleum as fuel causes some negative developments such as; variation of climate, pollution of environment, degeneration of some living things, increase of some catastrophic events etc. In order to prevent these negative developments, the use of clean and endless energies such as solar energy, nuclear energy, geothermal energy, hydrogen energy etc. is needed. For the use of these energies, the development of an engine able to convert all of the heat energies into mechanical energy is needed. Stirling engine is one of the candidate technology to enable the use of clean energies and reduce the environmental problems.

**Theory and Methods:** A thermodynamics analysis based on nodal approximation has been developed. The inner volumes of the engine has been divided into 30 cells and the thermodynamics values in these cells were determined via first law of thermodynamics, general state equation of perfect gases, conservation of mass and Schmidt relation. The work, power, mean pressure and thermal efficiency are optimized with respect to cylinder length, the amount of crank shifting, relative position of cylinders, length of connecting rods, temperature of hot end and mass of the helium used as working fluid.

**Results:** The design parameters of an engine were assigned for minimum 3 kW power generation. Heating process of the engine was found to be occurring at constant volume. Despite lower compression ratio and gas pressure, the thermodynamic efficiency of the engine was found to be better than that of the other engines. The most dominant factors effecting the thermodynamic performance of the engine were found to be the crack shifting value and heater temperature. The equal amounts of piston rod lengths were found to be advantageous. Corresponding to a crank radius of 5.65 cm, the optimum value of crank shifting was found to be about 40 mm, as seen in Figure A. Despite that larger crank shifting provides better thermodynamic performance, the crank shifting is limited by collision of cylinder wall and piston rod.

**Conclusion:** Corresponding to 3.5 g helium mass, 800 K heater temperature, 328.5 mm distance between cylinder top and crank center, 171 mm connecting rod length and 40 mm crank shifting; the analysis provided 223 J work, 24.9 bar mean pressure, 3.55 kW power and 52% thermal efficiency.



## Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi

Journal of The Faculty of Engineering  
and Architecture of Gazi University

Elektronik / Online ISSN : 1304 - 4915  
Basılı / Printed ISSN : 1300 - 1884

# Krank kaydırmalı bir stirling motorunun termodinamik performansının nodal analiz ile incelenmesi

Abdullah Onur Özdemir\*, Halit Karabulut

Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, 06560, Yenimahalle, Ankara, Türkiye

## Ö N E Ç I K A N L A R

- Alfa tipi krank kaydırmalı Stirling motorunun iş, ortalama basınç, güç ve ısı veriminin incelenmesi
- Tasarlanan piston-biyel-krank mekanizmasının kinematik modelinin oluşturulması
- Motor performansının nodal analizi

### Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 24.03.2023

Kabul: 09.08.2023

### DOI:

10.17341/gazimmfd.1270104

### Anahtar Kelimeler:

Krank kaydırmalı stirling motoru,  
motor performansı,  
nodal analiz,  
termodinamik model

### ÖZ

Petrolün yaygın biçimde enerji kaynağı olarak kullanımı iklim değişikliği, çevre ve atmosfer kirlenmesi, canlı varlıkların yaşam koşullarının yok olması gibi bir takım olumsuz gelişmeleri doğurmuştur. Bu olumsuz gelişmelerin önüne geçilebilmesi için güneş enerjisi, nükleer enerji ve jeotermal enerji gibi temiz ve tükenmez enerjilerin kullanımının yaygınlaştırılması gerekmektedir. Bu enerjilerin kullanımının yaygınlaştırılabilmesi için her türlü ısıyı mekanik enerjiye dönüştürebilen bir makinenin geliştirilmesi gerekmektedir. Bu amaçla geliştirilmeye çalışılan makinelerden birisi de Stirling motorlarıdır. Stirling motorları hâlihazırda endüstriyel boyutta kullanılan bir makine olmamakla birlikte, üzerinde en çok araştırma yapılan enerji dönüşüm makinelerinden birisidir. Bu çalışmada, krank kaydırma esasına göre çalışan alfa tipi bir Stirling motorunun termodinamik performansı; iş akışkanı olan Helyumun kütlesi, silindirlerin uzunluğu, krank kaydırmanın miktarı, silindirlerin rölatif konumu, biyelerin uzunlukları ve ısıtıcı sıcaklığına bağlı olarak incelenmiştir. Yapılan incelemede kullanılan matematik model; kinematik ilişkiler, termodinamiğin birinci kanunu, ideal gazların hal denklemi, kütlenin korunumu yasası ve Schmidt formülünden oluşmaktadır. Helyum kütlesi 3,5 g, ısıtıcı sıcaklığı 800 K, silindir tepesi ile krank merkezi arasındaki uzaklık 328,5 mm, biyel uzunluğu 171 mm ve krank kaçıklığı 40 mm olarak atandığında; iş 223 J, ortalama basınç 24,9 bar, motor gücü 3,55 kW ve ısı verim %52 olarak belirlenmiştir.

# Investigation of thermodynamic performance of a crank-shifted stirling engine by nodal analysis

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

- Examination of work, mean pressure, power, and thermal efficiency of Alpha-type crank-shifted Stirling engine
- Creation of the kinematic model of the designed piston-rod-crank mechanism
- Nodal analysis of engine performance

### Article Info

Research Article

Received: 24.03.2023

Accepted: 09.08.2023

### DOI:

10.17341/gazimmfd.1270104

### Keywords:

Crank-shifted Stirling engine,  
engine performance,  
nodal analysis,  
thermodynamics model

### ABSTRACT

Extensive use of petroleum as fuel causes some negative developments such as; variation of climate, pollution of environment, degeneration of some living things, increase of some catastrophic events etc. In order to prevent these negative developments, the use of clean and endless energies such as solar energy, nuclear energy, geothermal energy, hydrogen energy etc. is needed. For the use of these energies, the development of an engine able to convert all of the heat energies into mechanical energy is needed. One of the machines being developed for this purpose is the Stirling engine. Despite that Stirling engine is not a machine being used in industrial areas, it is one of the machines on which too much investigations are ongoing. In this study, the thermodynamic performance of an alpha type Stirling engine, having a Crank-Shifted Piston Driving Mechanism, is investigated. The work, power, mean pressure and thermal efficiency are optimized with respect to cylinder length, the amount of crank shifting, relative position of cylinders, length of connecting rods, temperature of hot end and mass of the helium used as working fluid. The mathematical model used in the study consists of kinematic relations, the first law of thermodynamics, the equation of state of ideal gases, the law of conservation of mass, and the Schmidt formula. Corresponding to 3.5 g helium mass, 800 K heater temperature, 328.5 mm distance between cylinder top and crank center, 171 mm connecting rod length and 40 mm crank shifting; the analysis provided 223 J work, 24.9 bar mean pressure, 3.55 kW power and 52% thermal efficiency.

\*Sorumlu Yazar/Yazarlar / Corresponding Author/Authors : \*onurozdemir@gazi.edu.tr, halitk@gazi.edu.tr / Tel: +90 532 236 1266

## 1. Giriş (Introduction)

Sürdürülebilirlik son yıllarda önemli bir küresel konu haline gelmiştir. Fosil yakıtlardan enerji elde etmede yan ürün olarak sera gazlarının ortaya çıkması, yaşadığımız dünyanın çevresel açıdan bozulmasına neden olmaktadır [1]. Nüfus artışı, iklim değişikliğinin hızlanması ve fosil yakıtların yakın gelecekte tükenme tehlikesi sebebiyle, alternatif ve sürdürülebilir teknolojilere gereklilik artmaktadır [2]. Stirling motorları, Güneş enerjisi gibi tamamen yenilenebilir enerji kaynaklarıyla çalışabildiği için gelecekte kullanılabilecek bir teknoloji olarak görülmektedir [3]. Ancak, Stirling motorlarının özgül gücünün içten yanmalı motorlara kıyasla çok düşük olması Stirling motorlarının endüstriyel olarak kullanımına engel olmaktadır [4]. Stirling motorlarının ısı performansları ideal Stirling çevrimi ile belirlenmektedir. Stirling çevrimi, belirli sıcaklık sınırları içinde çalışan ideal Carnot çevrimine eşdeğer teorik bir verime sahiptir ancak, uygulamada beklenen verimliliğin altında çalışmaktadır [5].

Stirling çevrimi, sabit sıcaklıkta sıkıştırma, sabit hacimde rejeneratörden ısı girişi, sabit sıcaklıkta genişleme ve sabit hacimde rejeneratörden ısı atılması olmak üzere dört süreçten oluşur. Rejeneratör, enerji depolama görevi yapan gözenekli bir ısı eşanjörüdür. Stirling motorunda iş akışkanının çevrimde dolaşımı, krank miline bağlı pistonların sinüzoidal hareketiyle sağlanır [6]. Stirling motorları, iş akışkanının geçiş yolları, hareket iletim mekanizmaları, güç pistonu, yer değiştirme pistonu ve rejeneratörün düzeni ile yerlerinin çeşitliliğine göre farklı türlere sahiptir. Stirling motorları genel olarak serbest pistonlu ve kinematik motorlar olarak iki gruba ayrılır. Serbest pistonlu motorlarda güç pistonu ile yer değiştirme pistonu ilişkileri yaylar ve gaz basıncı ile sağlanır. Kinematik Stirling motorları, krank, rhombic, manivela, ross-yoke, eğik plakalı gibi bir hareket iletim mekanizmasına sahiptir. Piston konfigürasyonlarına göre ise Stirling motorları, alfa tipi, beta tipi ve gama tipi olarak üç grupta sınıflandırılır [7,8]. Çeşitli türleri olmasının yanı sıra Stirling motorları temelde aynı prensiple çalışırlar. Dışarıdan motora harici olarak verilen ısı, çalışma gazına aktarılır ve silindir içerisindeki gazın genişlemesiyle işe dönüştürülür. Termodinamik çevrimin tamamlanması için harici olarak soğutulur ve pistonun başlangıç konumuna gelmesi sağlanır [9].

Alfa tipinde, iki güç pistonu, biri genişleme diğeri sıkıştırma için olmak üzere iki ayrı silindirde çalışır ve rejeneratör, iş akışkanı hacmini sıcak ve soğuk alanlara ayırır. Silindirlerin paralel veya karşı konumlandırılmasının yanı sıra belirli bir açıyla birleştirilmesi de mümkündür [10]. Beta tipinde, güç pistonu ile yer değiştirme pistonu olarak iki piston ortak bir silindire eş merkezli olarak yerleştirilir, rotasyonel ve simetrik olarak çalışır. Gama tipinde, her iki piston için yine iki ayrı silindir vardır ve silindirlerden biri güç pistonu vasıtasıyla iş akışkanını sıkıştırır ve soğuturken, diğeri yer değiştirme pistonu aracılığıyla genişletir ve ısıtır. Genellikle küçük ölçekli uygulamalara dâhil edilen serbest pistonlu Stirling motorunda, iki piston, diğerlerinden farklı biçimde mekanik olarak birbirine bağlanmamıştır ve bağlantıyı gaz yayları ile gaz dinamikleri oluşturur [11].

Yıllar içerisinde birçok Stirling motoru tasarımı geliştirilmiştir. Bu motorları tasarlamak ve iyileştirmek, bu alandaki araştırmacıların en önemli zorlukları arasında olmuştur. Bu zorlukların üstesinden gelmek için sayısal hesaplama ve programlama yöntemlerinin kullanılması etkili olabilmektedir. Nümerik analiz teknikleri, uzun zaman alan, çözülmez olan veya geleneksel yöntemlerle araştırılması zor olan tasarım ve optimizasyon problemleri için en uygun yaklaşımlardandır [12]. Termodinamik analizler yoluyla performans tahmini, Stirling motorunun teknolojik gelişimi için önemlidir. Günümüzde, çeşitli termodinamik modeller ve optimizasyon teknikleri üzerine çalışmalar ve bununla birlikte deneysel çalışmalar

da devam etmektedir [13]. Analiz yöntemleri, Schmidt veya izotermal analiz, adyabatik analiz ve temel analiz olmak üzere üç grupta sunulabilir. Son iki yöntem, Stirling motor tasarımı ve analizi alanında uygulama bulurken, Schmidt yöntemi çoğunlukla tasarım sentezi sırasında kullanılır. Schmidt analizi, aynı zamanda ilkendirme prosedürünü oluşturur. Adyabatik analiz, daha gerçekçi olmasına rağmen oldukça karmaşıktır. Temel analizde, akışkan sürtünmesi, pompalama kayıpları ve ideal olmayan rejenerasyon etkileri de dikkate alınır. Bu analiz yöntemleri, sadece termodinamik çevrimlerin performansına bağlı olarak motorun karakteristiğini tahmin eder ve motor konfigürasyonunun bir fonksiyonu olan motorun hareket mekanizması, motor içinde hacim değişimini ve değişim oranını elde etmek için kullanılır [14].

Gustav Schmidt, 1871'de, sinüzoidal hacim değişikliklerine ve izotermal çalışma alanı varsayımlarına bağlı olarak bir Stirling motoru modeli oluşturmuş ve motor performansını tahmin etmek için türettiği çözüm bugün hala Stirling çevrimi analizlerinde kullanılmaktadır [15, 16]. Thombare ve Verma, uygulanabilir Stirling motor teknolojilerinin gelişimi üzerine bir derleme çalışması yapmıştır. Farklı motor konfigürasyonlarını değerlendirerek, sızdırmazlık, tahrik mekanizması, iş akışkanı çeşidi, rejeneratör etkinliği, rejeneratör malzemesi gibi faktörlerin motor performansına etkilerini incelemişlerdir. Verimliliğin iyileştirilmesi içi sistem tasarımı optimizasyonunun gerekliliğini ve zorluğunu vurgulamışlardır [17]. Cheng ve Yang yaptıkları çalışmada, motor mekanizmalarının dinamik davranışlarını ve rejeneratörlerin ısı performansını incelemiş, sistem güvenilirliğini ve verimliliğini etkileyen tasarım zorluklarını değerlendirmişlerdir. Çeşitli çalışma koşulları altında yaptıkları teorik analizlere dayanarak, faz açısı ve süpürme hacmi oranının maksimum motor gücü için optimize edilmesi gerektiğini tespit etmişlerdir. Ele alınan belirli durumlar için, beta tipi Stirling motorunun en yüksek güce ulaştığı, gama tipi motorun ise güç yoğunluğunun en düşük olduğu ve alfa tipi Stirling motorun gama tipine göre daha fazla sıcaklık farkıyla çalışmasının uygun olacağı sonucuna varılmıştır [18]. Tili ve Musmar, alfa tipi Stirling motorlarının, titreşimi ve pistonlara etki eden yanıl kuvvetleri en aza indirerek mekanik kayıpları düşürmeye olanak sağladığına ve daha kompakt tasarımlar için daha avantajlı olduğuna dikkat çekmişlerdir [19].

Alberti ve Crema'nın yaptıkları çalışmada, silindirlerin bir boksör motorundaki gibi birbirine zıt olarak düzenlendiği bir Stirling motorunun mekanik bileşenlerinin tasarlanması ve bir prototipinin yapılması için, piston ölçüleri, rejeneratör borularının sayısı, uzunluğu ve çapı değiştirilmiş, termodinamik hesaplamalarıyla simülasyonlar yapılmıştır [20]. Podesva ve Poruba, alfa tipi bir Stirling motorunun etkinliğini artırmak için piston hareketi ve davranışlarını analiz etmiş ve üç farklı bağlantı mekanizmasını değerlendirmişlerdir [21]. Tihonov vd., alfa tipi Stirling motoru için biyel kollarının uzunlukları, silindir eksenlerinin konumları, pistonların bağlantı mekanizmalarına bağlı olarak parametrik denklemler türetmişler ve sayısal bir modelleme için ön çalışma yapmışlardır [22]. Islas vd. yaptıkları çalışmada, farklı tasarım parametrelerinin Stirling motoru performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Silindir çapı, faz açısı, rejeneratör çapı, soğutucu uzunluğu, hücre sayısı gibi değişkenlerin, iş akışkanının debisi, ortalama basınç, süpürme hacmi, genişleme sıcaklığı, ısı kayıpları ve net iş arasındaki ilişkilerini analiz etmişlerdir. Faz açısının 90° nin altında olduğu durumlarda, net gücün arttığını, piston uzunluğunun genişleme bölgesindeki ısı kayıpları azalttığını, piston kursunun ve silindir çapının kütle debisi üzerinde güçlü etkisi olduğunu ve dolayısıyla motor performansını diğer parametrelere göre daha fazla etkilediğini belirlemişlerdir [23]. Karabulut ve çalışma ekibi, motorun tasarımı ve optimizasyonunun motorun kinematik ilişkilerindeki değişikliklere bağlı olduğunu esas

olarak bir nodal analiz yöntemi geliştirmişler ve gerek kinematik gerek serbest pistonlu çeşitli Stirling motorlarının performans incelemelerinde kullanmışlardır [24-26].

Stirling motorlarının henüz aşılmamış sorunlarından birisi, çevrimlik net işinin ve veriminin yetersizliği nedeniyle gelişiminin endüstriyel seviyeye ulaşmamasıdır. Bu motorların net işi ve verimi, mekanizmadan mekanizmaya değişmektedir. Dünya genelinde çok sayıda çalışma grubu net iş ve verim açısından en uygun mekanizmanın geliştirilebilmesi için araştırmalarını devam ettirmektedir. Bu çalışmada, krank kaydırma esasına dayanan yenilikçi bir Stirling motoru mekanizması geliştirilerek termodinamik performans incelemesi yapılmıştır. Bir Stirling motoru için en uygun mekanizmayı seçerken üç hususa dikkat edilir. Birincisi, çalışma gazının soğuk ve sıcak silindirler arasında sirkülasyon yapmasını sağlayarak, ısı girişine bağlı olarak istenen iş çıkışını sağlayacak bir mekanizma tasarlamaktır. İkinci husus, tasarlanan mekanizmanın düşük sürtünme ve basınç kayıplarına sahip olmasıdır. Üçüncü husus, boyut, güvenilirlik ve maliyet gibi özellikler göz önünde bulundurulduğunda mekanizmanın pratik yönden uygulanabilir olmasıdır [27]. Bu çalışmada önerilen mekanizma modelinin özellikle birinci ve ikinci hususları karşılaması beklenmektedir. Bu çalışma kapsamında, motorun net iş, güç ve ısı verimi; silindirlerin uzunluğu, krank kaydırma miktarı, silindirlerin rölatif konumu ve biyel uzunluklarına bağlı olarak incelenmiştir. Bu geometrik parametreler, mevcut Stirling motorunun tasarım değişkenleri olarak kabul edilmiş ve optimum performansı sağlayan değerleri belirlenmiştir. Ayrıca, ısıtıcı sıcaklığı ve iş akışkanının kütlesinin değişiminin performansa etkileri de incelenmiştir.

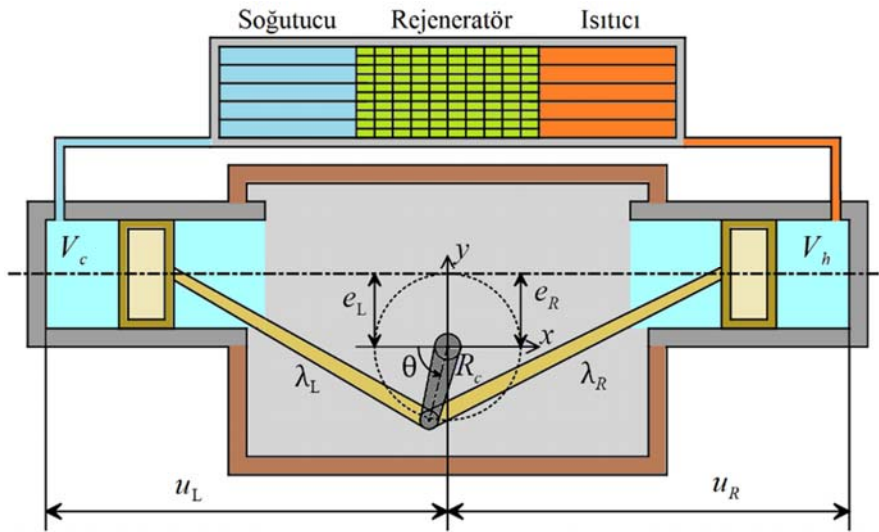
## 2. Krank Kaydırmalı Motorun Mekanizması ve Termodinamik Modeli (Mechanism and Thermodynamic Model of Crank-Shifted Engine)

Termodinamik performansı incelenen motorun şematik görünümü Şekil 1'de verilmektedir [26, 28]. Motor birbirine göre zıt yönde konumlandırılmış iki silindir, iki piston, silindir ekseninden kaçık yerleştirilmiş bir krank mili, biyel kolları, ısı eşanjörleri ve bloktan oluşmaktadır. Krank mili üzerinde her iki biyel kolunun birlikte bağlanabileceği bir kol muylusu bulunmaktadır. Motor ters saat yönünde dönmektedir. Isı iletim katsayısının yüksek olması ve patlama-yanma riskinin olmaması nedeniyle sistemde dolaşan iş akışkanı olarak ideal Helyum gazı seçilmiştir. Soğutucu ve ısıtıcı

sıcaklıkları zamanla değişmeyen sabit değerlerdir. Matematik model oluşturulurken krank milinin sabit hızla döndüğü kabul edilmiştir. Matematik modelin temel bağımsız parametresi krank milinin belirli bir referans noktasına göre dönme miktarı olup,  $\theta$  açısı ile gösterilmektedir. Krank açısı ( $\theta$ )nın başlangıcı Şekil 1'de görülmektedir. Şekil 1'de şematik olarak verilen motorda, krank yarıçapı  $R_c$ , sol biyel boyu  $\lambda_L$ , sağ biyel boyu  $\lambda_R$ , soğuk silindir hacmi  $V_c$ , sıcak silindir hacmi  $V_h$ , krank merkezinin soğuk silindirin ekseninden enine kaçıklığı  $e_L$ , krank merkezinin sıcak silindirin ekseninden enine kaçıklığı  $e_R$ , krank merkezinin soğuk silindir tepesinden boyuna uzaklığı  $u_L$ , krank merkezinin sıcak silindir tepesinden boyuna uzaklığı  $u_R$  ile gösterilmektedir. Termodinamik süreçlerin krank açısına göre piston-biyel-krank mekanizması tarafından oluşturulması aşağıdaki gibi açıklanabilir.

Şekil 1 dikkate alındığında, krank açısı  $45^\circ$  den  $135^\circ$  ye değişirken, motorun toplam iç hacmi yaklaşık olarak sabit kaldığı kabul edilebilir. Bu süreç zarfında, sıcak silindirdeki akışkan soğuk silindire gönderilmektedir. Akışkanın soğuk silindire geçişi sırasında; ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu üzerinden gerçekleşmekte olup, bu sırada gaz rejeneratöre ve soğutucuya ısı bırakarak soğuk silindire soğumuş olarak gelmektedir. Bu işlem sabit hacimde soğutma süreci olarak adlandırılmaktadır. Krank açısı  $135^\circ$  den  $225^\circ$  ye değişirken, iş akışkanının büyük bir kısmı soğuk silindirde ve soğutucuda sıkıştırma işlemine tabi tutulmaktadır. Bu esnada, iş akışkanı soğuk silindir ve soğutucu cidarlarına ısı bırakarak, sıkıştırma işlemini belirli ölçüde sabit sıcaklığa yaklaştırmaktadır. Krank açısı  $225^\circ$  den  $315^\circ$  ye değişirken, sıcak silindirin hacmi genişlemekte, soğuk silindirin hacmi daralmaktadır. İş akışkanı soğuk silindirden; soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı üzerinden sıcak silindire transfer edilmektedir. İş akışkanı ısıtma işlemine tabi tutulmaktadır. Bu süreçte, sıcak silindirin genişleme miktarı yaklaşık olarak soğuk silindirin daralma miktarına denk olup, akışkanın hacminin yaklaşık olarak sabit kaldığı kabul edilmektedir. Krank açısı  $315^\circ$  den  $405^\circ$  ye değişirken, iş akışkanının büyük bir kısmı sıcak silindirde genişleme işlemine tabi tutulmaktadır. Bu sırada, akışkan sıcak silindir ve ısıtıcı cidarlarından ısı almaya devam ettiği için bu işlem belirli ölçüde sabit sıcaklıkta gerçekleşmektedir. Krank açısı  $405^\circ$  ( $45^\circ$ ) olduğunda çevrim tamamlanmakta ve yeni bir çevrimin başlangıç zamanı gelmektedir.

Motorun çalışması bir nodal analiz modeli geliştirilerek simüle edilmiştir. Nodal analizde, iş akışkanının dolaştığı bölgeler belirli hücrelere ayrılmıştır. Genişleme silindiri bir hücre, ısıtıcı iki hücre,



Şekil 1. Krank kaydırmalı Stirling motor konfigürasyonu (Crank-shifted Stirling engine configuration)

rejeneratör yirmi dört hücre, soğutucu iki hücre ve sıkıştırma silindiri bir hücre olmak üzere motorun toplam 30 nodal hacimden oluştuğu varsayılmıştır. Krank mili açısına ( $\theta$ ) bağlı olarak pistonların hareketi ve buna bağlı olarak da soğuk ve sıcak silindirlerin hacim değişimleri sırasıyla Eş. 1 ve Eş. 2 ile yönetilmiştir [26, 28].

$$V_c = A_p \left( \frac{u_L - h_p - R_c \cdot \cos \theta}{-\lambda_L \cdot \cos \left\{ \arcsin \left[ (e_L + R_c \cdot \sin \theta) / \lambda_L \right] \right\}} \right) \quad (1)$$

$$V_h = A_p \left( \frac{u_R + h_p + R_c \cdot \cos \theta}{+\lambda_R \cdot \cos \left\{ \arcsin \left[ (e_R + R_c \cdot \sin \theta) / \lambda_R \right] \right\}} \right) \quad (2)$$

Nodal hacimlerde, iş akışkanının sıcaklığı duvar sıcaklığına eşit kabul edilmiştir. Bu analiz modelinde, çalışma gazının anlık basıncı Eş. 3 te verilen Schmidt formülü ile belirlenmiştir [26, 28].

$$p = \frac{m \cdot R}{\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_{Cl.1}}{T_{Cl.1}} + \frac{V_{Cl.2}}{T_{Cl.2}} + \frac{V_{R.1}}{T_{R.1}} + \dots + \frac{V_{R.24}}{T_{R.24}} + \frac{V_{Ht.1}}{T_{Ht.1}} + \frac{V_{Ht.2}}{T_{Ht.2}} + \frac{V_h}{T_h}} \quad (3)$$

Nodal hacmin girişi ile çıkışı arasındaki entalpi farkı Eş. 4 kullanılarak hesaplanmıştır [26, 28].

$$(H_i - H_o) = -C_p \frac{T_k + T_{k+1}}{2} \sum_{j=k+1}^{j=n} \Delta m_j - C_p \frac{T_{k-1} + T_k}{2} \sum_{j=1}^{j=k-1} \Delta m_j \quad (4)$$

Son eşitlikte bulunan  $j$  nodal hacimlerin numarasını göstermekte olup,  $k$  ise  $j$  nin aldığı herhangi bir değeri göstermektedir. Nodal hacimler içerisindeki sıcaklık değişimi Eş. 5 ile hesaplanmıştır [26, 28].

$$\Delta T = \left[ \frac{\alpha \cdot A (T_w - T) \Delta t - p \cdot \Delta V}{+(H_i - H_o) - C_v \cdot T \cdot \Delta m + \Omega \cdot \Delta T} \right] / (m \cdot C_v + \Omega) \quad (5)$$

Son eşitlikte, kesrin paydasının sıfır olmaması için etkisiz bir eleman  $\Omega$  kullanılmıştır. Herhangi bir nodal hacimdeki sıcaklığın yeni değeri Eş. 6 ile belirlenmiştir [26, 28].

$$T^N = T^F + \Delta T \quad (6)$$

Son eşitlikte bulunan  $F$  ile diferansiyel zaman aralıklarının ( $\Delta T$ ) başındaki sıcaklık,  $N$  ile sonundaki sıcaklık gösterilmektedir. Nodal hacimlerdeki ısı değişiminin hesaplanmasında Eş. 7’de verilen Newton’un soğutma kanunu kullanılmıştır [26, 28].

$$\Delta Q = \alpha \cdot A (T_w - T) \Delta t \quad (7)$$

İş üretimi ise Eş. 8 kullanılarak hesaplanmıştır [26, 28].

$$\Delta W = p \cdot \Delta V \quad (8)$$

Bu eşitlikte bulunan  $\Delta V$  motorun toplam iç hacminin bir zaman adımı içerisindeki değişimidir.

Matematik modeli oluşturan denklemlerin eş zamanlı çözümü için FORTRAN yazılımı kullanılarak bir simülasyon programı

geliştirilmiştir. Simülasyon programının başlangıcında sabit girdiler tanımlanmıştır. Sabit girdileri takiben interaktif olarak belirlenecek olan parametreler için atma değerler tanımlanmıştır. Sonra, kinematik ilişkiler kullanılarak sıcak ve soğuk silindirlerin hacimleri diferansiyel aralıklarla değişen  $\theta$  açısına bağlı olarak hesaplanmış ve giriş verileri elde edilmiştir. Daha sonra, bütün nodal hacimlerin cidar sıcaklıkları ve rejeneratörün tel dokuma kısmının sıcaklıkları tanımlanmıştır. Ardından, hücrelerin alanlarının hesapları yapılmıştır. Sonra, krankın  $\theta=0$  pozisyonu için termodinamik çevrimin başlangıç değerleri hesaplanmıştır. Bunlar, motorun çalışma hacmindeki gaz basıncı, hücrelerdeki gaz kütlesi, ve hücrelerdeki gaz sıcaklığıdır. Daha sonra, bu değişken parametreler (sırasıyla gaz basıncı, kütle ve sıcaklık) iteratif olarak belirlenmiştir. Bu büyüklüklerin hesaplanması en az 3000 kere tekrarlanarak, doğru sonuçlar (tekrardan tekrara değişmeyen değerler) elde edilmiştir. Ardından, aynı şekilde  $\theta$  nın ikinci adımı için bütün bilinmeyenler hesaplanmıştır. Bu işleme devam edilerek, motorun en az 20 çevrimlik dönmesine karşılık gelen veriler elde edilmiştir. Son olarak, en son çevrimin verileri kullanılarak, çevrimlik iş, ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratördeki ısı transferi ve çevrimin verimi hesaplanmıştır.

### 3. Sonuçlar ve Tartışmalar (Results and Discussions)

Geliştirilen simülasyon programında kullanılan girdiler Tablo 1’de verilmiştir. Girdiler belirlenirken motorun en az 3 kW güç üretmesi hedeflenmiştir. Isıtıcı sıcaklığı tayin edilirken, Güneş enerjisi alanında yapılan deneysel çalışmalar dikkate alınmıştır [29]. Türkiye’nin coğrafi konumu da dikkate alınarak bu çalışmadaki ısıtıcının efektif çalışma sıcaklığı 800 K olarak kabul edilmiştir. Şarj basıncı 7 bar ile 43 bar arasında değiştirilmiştir. Çalışma gazının Helyum olduğu kabul edilmiştir. Rejeneratörün 100 gözenekli tel dokuma tabakalardan yapıldığı kabul edilerek, ısı taşınım katsayısı 2800 W/m<sup>2</sup>K olarak tayin edilmiştir [30]. Sıcak ve soğuk silindirlerdeki ısı taşınım katsayısı 170 W/m<sup>2</sup>K olarak seçilmiştir. Silindir çapları, rejeneratör, ısıtıcı ve soğutucudaki yüzey alanları 3 kW lık bir motor gücü için interaktif olarak belirlenmiştir. Optimize edilen parametrelerin değişim aralıkları Tablo 2’de verilmiştir.

**Tablo 1.** Analizde kullanılan girdiler (Inputs used in analysis)

| Girdi                                                                              | Değer  |
|------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| İş akışkanı                                                                        | Helyum |
| Gaz sabiti (J/kg K)                                                                | 2078   |
| Sabit basınçta özgül ısı kapasitesi (J/kg K)                                       | 5193   |
| Sabit hacimde özgül ısı kapasitesi (J/kg K)                                        | 3116   |
| Soğutucu ve ısıtıcı için ısı transferi katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)              | 500    |
| Sıcak silindir ve soğuk silindir için ısı transferi katsayısı (W/m <sup>2</sup> K) | 170    |
| Rejeneratör ısı transferi katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)                           | 2800   |
| Soğutucu sıcaklığı (K)                                                             | 380    |
| Rejeneratör gözeneklilik oranı                                                     | 0,75   |
| Isıtıcı ve soğutucu borularının çapı (m)                                           | 0,002  |
| Isıtıcı yüzey alanı (m <sup>2</sup> )                                              | 0,5    |
| Soğutucu yüzey alanı (m <sup>2</sup> )                                             | 0,5    |
| Rejeneratör yüzey alanı (m <sup>2</sup> )                                          | 2,4    |
| Krank yarıçapı (m)                                                                 | 0,057  |
| Pistonların çapı (m)                                                               | 0,085  |
| Pistonların yüksekliği (m)                                                         | 0,1    |
| Motor devri (rad/s)                                                                | 100    |

Sızdırmazlık ve mekanik şartlar dikkate alınarak motorun şarj basıncı 25 bar olarak seçildiğinde, Tablo 2’de verilen optimum değerler elde edilmiştir.

Şekil 2’de krank merkezinin silindir tepesinden uzaklığının motor performansına etkisi görülmektedir. Şekilde kullanılan veriler elde edilirken krank merkezinin silindir tepesinden boyuna uzaklığı 324,5 mm ile 333,5 mm aralığında 1’er mm lik mesafelerle değiştirilmiştir. Diğer girdiler Tablo 2’nin son sütununda olduğu gibi sabit tutulmuştur. Biyel uzunlukları, krank dönme merkezi ve silindirlerin konumları sabitken, her iki silindirin de uzunlukları aynı ölçüde artırılmıştır. Silindir tepesinin krank merkezinden uzaklığı 324,5 mm den 333,5 mm ye giderken, piston ile silindir tepesi arasındaki minimum boşluk mesafesi 3 mm den 12 mm ye kadar değişmiştir. Süpürme hacmi 0,34 litre olarak sabit kalmıştır. İş akışkanı kütlesi değiştirilmediği için ölü hacmin artmasıyla ortalama basınç 25,7 bar dan 23,9 bar a düşmüştür. Güç, silindir uzunluğunun artması ile 3,76 kW tan 3,33 kW a düşmüştür. Gücün bu değişimi sıkıştırma oranının azalmasından kaynaklanmaktadır. Isıl verim yaklaşık %0,7 seviyesinde azalmakta olup, %52 civarında gerçekleşmektedir. Bilindiği üzere rejeneratörlü motorlarda ısı verimin sıkıştırma oranına bağlılığı oldukça sınırlıdır. Bu analizde kullanılan rejeneratörün performansının yeterince yüksek olduğu anlaşılmaktadır.

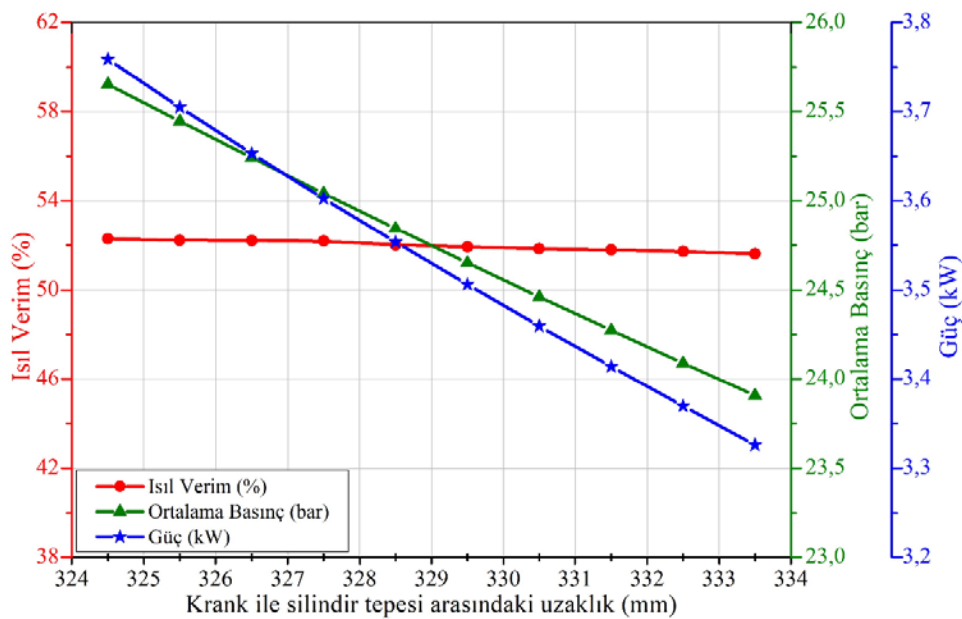
Şekil 3’te iş, güç ve ısı verimin iş akışkanı kütlesine bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekilde kullanılan veriler elde edilirken iş akışkanının kütlesi 1 g dan 6 g a kadar değiştirilmiştir. Diğer girdiler Tablo 2’nin son sütununda verildiği gibi sabit tutulmuştur. İş akışkanı kütlesi arttıkça gaz ile ısıtıcı arasında daha çok ısı alışverişi gerçekleşmiş ve iş ile güç artmıştır. Kütle 1,0 g dan 6,0 g a çıkarken, motor gücü önemli ölçüde artarak 0,97 kW tan 5,91 kW a yükselmiştir. Termodinamiğin ikinci yasasına göre bir ısı makinesinin ısı verimi Carnot verimi ile sınırlıdır [31].

Buna göre, 800 K ısıtıcı sıcaklığı ile 380 K soğutucu sıcaklığı arasında çalışan bu motorun sahip olabileceği Carnot verimi %52,5 tir. Bu çalışmada motorunun ısı verimi 3,5 g kütlede maksimum değerine ulaşmıştır. Isıtıcının ısı transferi kapasitesi sınırlı olduğundan kütle belirli bir değerin üzerine çıktığında ısı verim azalma eğilimine geçmiştir. Kütle 3,5 g iken, net iş 223 J, motor gücü 3,56 kW ve ısı verim %52 olarak belirlenmiştir. İş ve gücün iş akışkanı kütlesi ile değişimi yaklaşık lineer olup, literatürde de benzer sonuçlar görülmektedir [32].

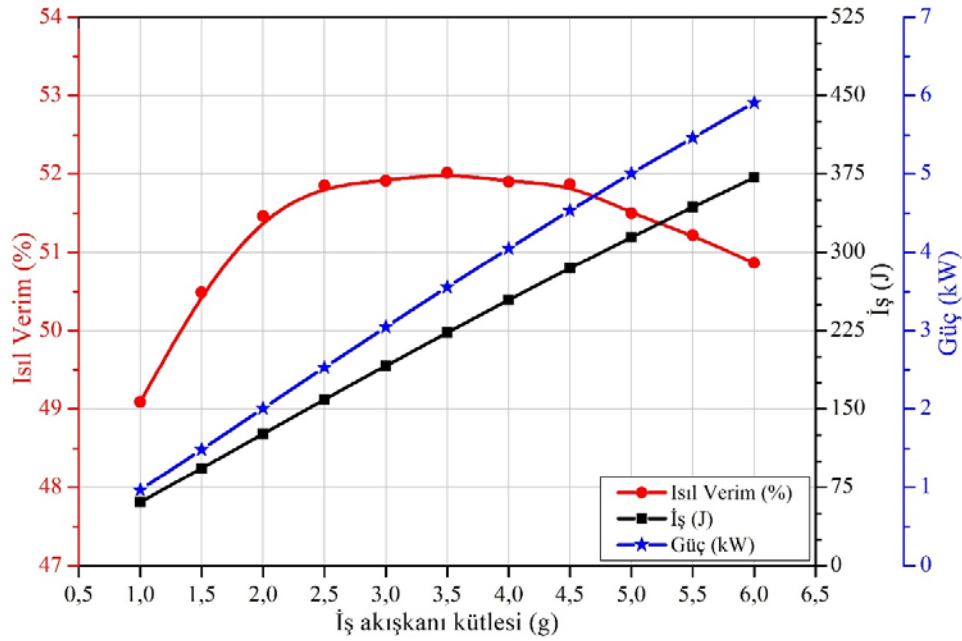
Şekil 4’te krank merkezinin silindirlerin ekseninden kaçıklığına bağlı olarak motor gücü, ortalama basınç, iş ve ısı verimindeki değişimler gösterilmektedir. Şekilde kullanılan veriler elde edilirken krank merkezinin kaçıklığı 10 mm den 60 mm ye kadar 10’ar mm aralıklarla değiştirilmiştir. Diğer girdiler Tablo 2’nin son sütununda olduğu gibi sabit tutulmuştur. Silindirler eş eksenli simetrik konumdayken, krank dönme merkezine enlemesine kaçıklık verilmiştir. Enine kaçıklık 10 mm olduğunda motor performansı en düşüktür. Kaçıklık arttıkça iş ve güç sürekli artmaktadır. Kaçıklık 60 mm olduğunda, iş 297 J ve motor gücü 4,73 kW olarak belirlenmiştir. Kaçıklığın artmasıyla ortalama basınç gittikçe artan bir eğimle azalmıştır. Ortalama basıncın azalmasına etki eden temel faktör motorun ölü hacminin artmasıdır. Bu incelemede, motorun diğer parametreleri değiştirilmediği için kaçıklık arttıkça motorun ölü hacmi artmaktadır. Isıl verim, belirli bir kaçıklık değerine kadar gittikçe azalan bir eğimle artış göstermekte ve sonra düşüşe geçmektedir. Kaçıklık 40 mm olduğunda, ısı verim %52 civarında gerçekleşmektedir. Kaçıklık 50 mm olduğunda ısı verimin az bir oranda iyileşmesine rağmen, silindirler ile biyel kollarının birbirini kesmesi nedeniyle 40 mm lik kaçıklık optimum değer olarak seçilmiştir.

**Tablo 2.** Analizde kullanılan değişkenler (Variables used in the analysis)

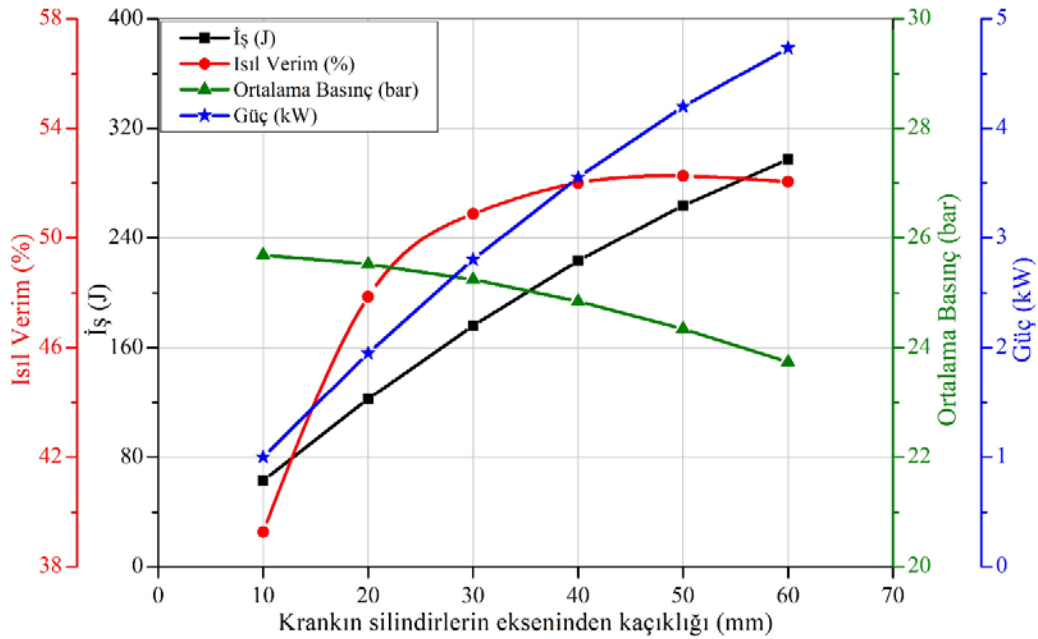
| Değişken                                                       | Değer aralığı | Optimum değerler |
|----------------------------------------------------------------|---------------|------------------|
| İş akışkanı kütlesi (g)                                        | 1 - 5         | 3,5              |
| Krank merkezinin silindir tepesinden boyuna uzaklığı (mm)      | 324,5 - 333,5 | 328,5            |
| Krank merkezinin silindirlerin ekseninden enine kaçıklığı (mm) | 10 - 60       | 40               |
| Silindir eksenlerinin birbirine göre kaçıklık mesafesi (mm)    | 0 - 60        | 0                |
| Biyel uzunlukları (mm)                                         | 143 - 171     | 171              |
| Isıtıcı sıcaklığı (K)                                          | 500 - 1000    | 800              |



**Şekil 2.** Silindir uzunluğunun motor performansına etkisi (Effect of cylinder length on engine performance)



Şekil 3. İş akışkanı kütlesinin motor performansına etkisi (Effect of working fluid mass on engine performance)



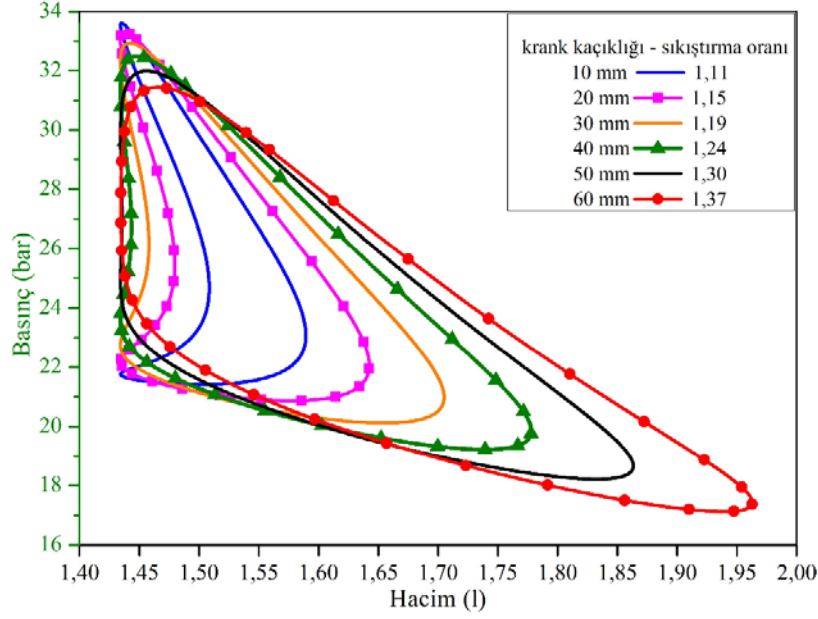
Şekil 4. Krank kaçıklığının motor performansına etkisi (Effect of crank shifting on engine performance)

Şekil 5'te krank kaçıklığı 10 mm den 60 mm ye değişirken basınç-hacim diyagramının değişimi görülmektedir. Basınç-hacim diyagramlarının minimum değerleri farklı krank kaçıklıklarında 1,43 litre civarında kalırken, maksimum değerler 1,59 litreden 1,96 litreye kadar artış göstermektedir. Bu incelemede motorun sıkıştırma oranı da değişmektedir. En düşük sıkıştırma oranı 10 mm krank kaçıklığında 1,11 ve en yüksek sıkıştırma oranı 60 mm krank kaçıklığında 1,37 oranında oluşmaktadır. Optimum kabul edilen 40 mm krank kaçıklığında, sıkıştırma oranı 1,24 olarak hesaplanmıştır. Diyagramlardan görüldüğü üzere 40 mm kaçıklığa karşılık gelen ısıtma süreci oldukça sabite yakın bir hacimde gerçekleşmekte ve süreç oldukça mükemmel bir termodinamik karakteristiktik göstermektedir. Karabulut vd. [26, 28], krank kaydırmalı bir Stirling

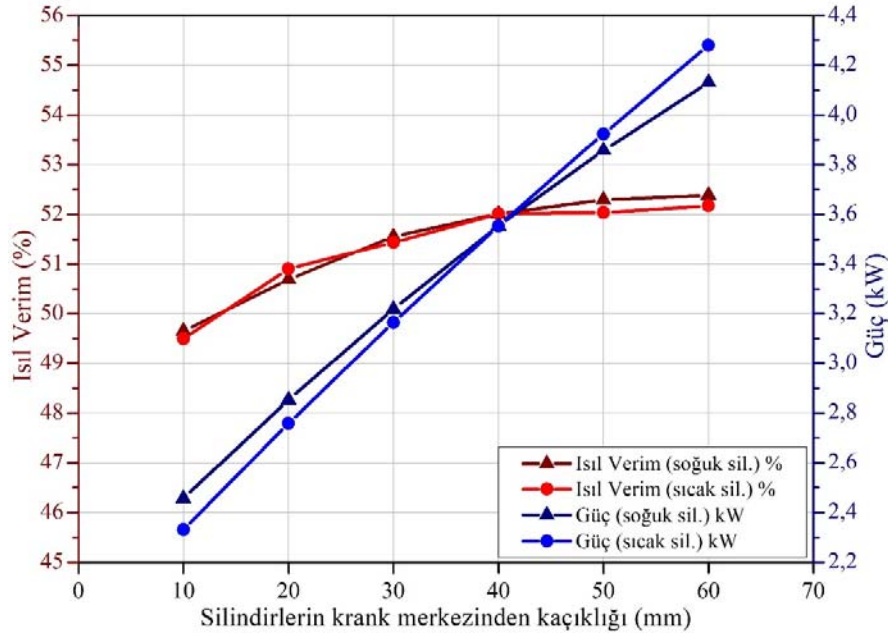
motorunun termodinamik performansını, Rhombik mekanizmalı ve geleneksel alfa tipi Stirling motorlarının performansı ile karşılaştırmışlardır. Yazarlar, krank kaydırmalı modern Stirling motorlarının daha fazla çevrimlik iş ürettiklerini raporlamışlardır. Geleneksel alfa tipi Stirling motorları, krank kaydırmalı motorların ürettiği işi ancak sıkıştırma oranı 2 olduğunda sağlamaktadır. Stirling motorlarının çözilemeyen gaz kaçağı sorunları sebebiyle yüksek basınçlarda çalışmaları istenmemektedir. Bu yüzden, krank kaydırmalı motorların avantajlı olduğu görülmektedir. Kaçıklık 50 ve 60 mm olduğunda bu motor daha da fazla iş üretmektedir. Bununla birlikte, 40 mm nin üzerindeki kaçıklıklar silindir eteği ile biyel kolu arasında çarpışmaya sebep olduğu için 40 mm kaçıklık optimum bir değer olarak kabul edilmiştir.

Şekil 6'da silindirlerin eksenlerinin birbirine göre kaçıklığının motor performansına etkileri görülmektedir. Şekilde görülen üçgen işaretli eğrilerin verileri elde edilirken, sıcak silindir ekseninin krank merkezinden uzaklığı 40 mm olarak sabit tutulmuş ve soğuk silindir eksenini ile krank merkezi arasındaki mesafe 10 mm den 60 mm ye kadar 10 mm lik aralıklar ile değiştirilmiştir. Daire işareti taşıyan eğrilerin verileri elde edilirken, soğuk silindirin kranka uzaklığı 40 mm olarak sabit tutulmuş ve sıcak silindir ile krank arasındaki mesafe 10 mm den 60 mm ye 10 mm lik aralıklar ile değiştirilmiştir. Diğer girdiler Tablo 2'nin son sütununda listelendiği gibi kullanılmıştır. Isıl verim eğrilerinin yaklaşık olarak örtüştüğü, güç eğrilerinin ise kesiştiği görülmektedir. Kesişmenin sebebi iş akışkanın kütlesinin

sıcak ve soğuk silindirlerde dolaşma miktarıyla ilgilidir. Sıcak silindirin ekseninin krank merkezinden kaçıklığı 40 mm nin üzerinde olduğunda soğuk silindire göre motor gücünde kısmi bir artış gözlenmekte ve 40 mm nin altında olduğunda ise düşüş gözlenmektedir. Genel olarak silindirlerden herhangi birisinin kaçıklığı sabit tutulup diğerinin kaçıklığı kademeli olarak arttırıldığında, hem ısı verim hem de güç kaçıklık ile orantılı olarak artmaktadır. Motor gücünün artışı lineere yakın bir gelişim göstermektedir. Soğuk silindirin krank merkezinden kaçıklığı 10 mm, sıcak silindirin kaçıklığı 40 mm iken motor gücü 2,46 kW olarak hesaplanmıştır. Sıcak silindirin krank merkezinden kaçıklığı 10 mm, soğuk silindirin kaçıklığı 40 mm iken motor gücü 2,33 kW olarak



Şekil 5. Sıkıştırma oranına göre motor p-V diyagramlarının karşılaştırması  
(Comparison of engine p-V diagrams by compression ratio)



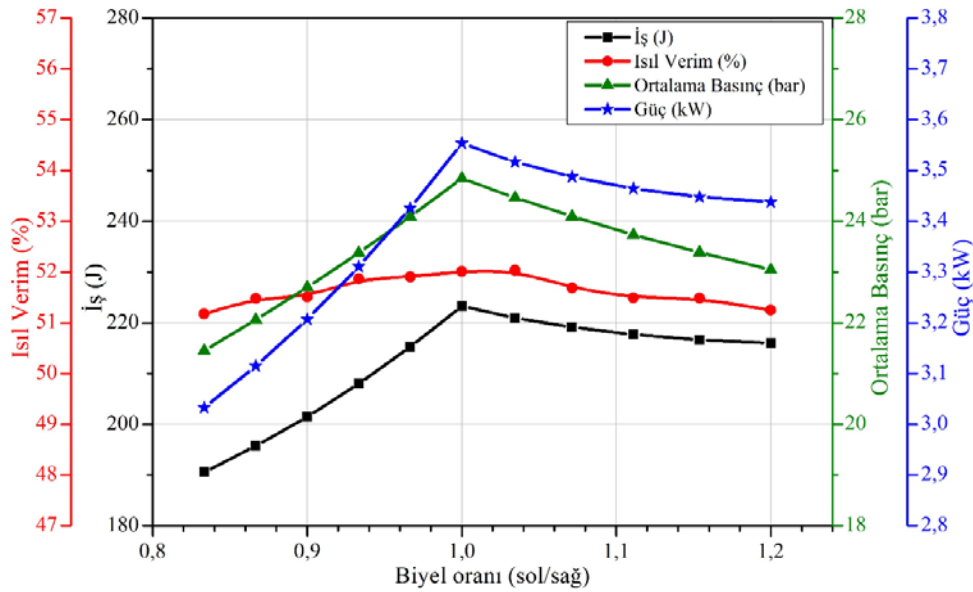
Şekil 6. Soğuk ve sıcak silindirlerin rölatif konumunun motor performansına etkisi  
(Effect of the relative position of cold and hot cylinders on engine performance)

hesaplanmıştır. Soğuk silindirin krank merkezinden kaçıklığı 60 mm, sıcak silindirin kaçıklığı 40 mm iken motor gücü 4,13 kW olarak, sıcak silindirin krank merkezinden kaçıklığı 60 mm, soğuk silindirin kaçıklığı 40 mm iken motor gücü 4,28 kW olarak hesaplanmıştır. Silindirlerden herhangi birinin kaçıklığı 40 mm olarak sabit tutulur ve diğerinin kaçıklığı 10-60 mm aralığında değiştirilirse, ısı verim azalan bir eğim ile %49,5 ten %52,3 e kadar artmaktadır.

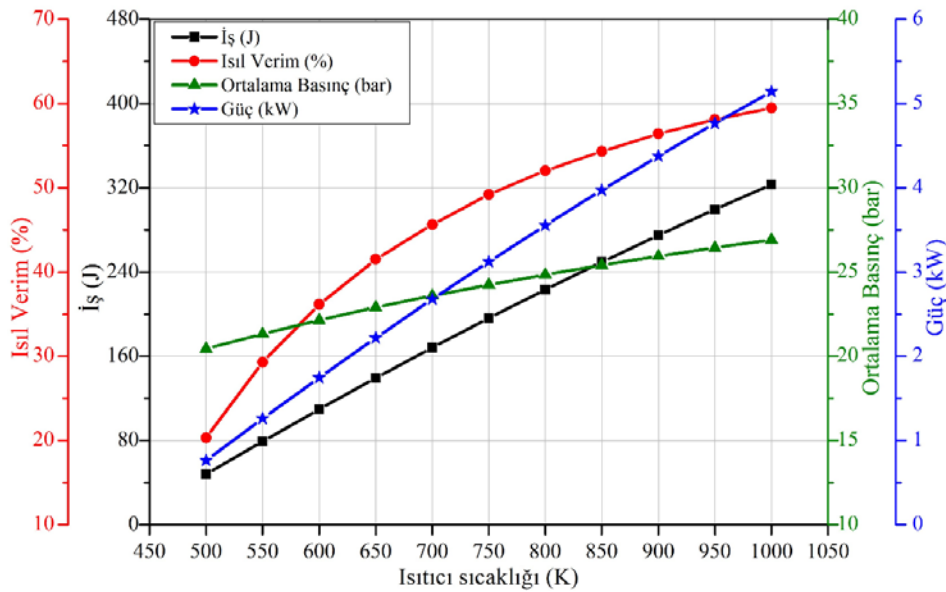
Şekil 7’de biyel uzunluklarının farklı olmasının motor performansı üzerindeki etkileri gösterilmektedir. Soğuk silindirin biyel boyu krank yarıçapının 2,5 katından 3,0 katına çıkarılırken, sıcak silindirin biyel boyu krank yarıçapının 3,0 katı olarak sabit tutulmuştur. Ardından, soğuk silindirin biyel boyu krank yarıçapının 3,0 katı olarak sabit tutulurken, sıcak silindirin biyel boyu krank yarıçapının 3,0 katından 2,5 katına kadar küçültülmüştür. Dolayısıyla, soğuk silindir biyel uzunluğunun sıcak silindir biyel uzunluğuna oranı 0,83 ile 1,2 arasında değiştirilmiştir. Diğer girdiler Tablo 2’nin son sütununda

listelendiği gibi kullanılmıştır. Biyel oranı 1,0 değerine yaklaştıkça motorun performans değerleri iyileşmektedir. Gücün en düşük değeri biyel oranının 0,83 değerine karşılık gelmekte olup, 3,03 kW olarak belirlenmiştir. Gücün en yüksek değeri ise 1,0 biyel oranında 3,55 kW olarak tespit edilmiştir. Biyel oranının 1,0 dan büyük değerlerinde motor gücü düşme eğilimi göstermektedir. Biyel oranı 1,2 olduğunda güç 3,44 kW değerine gerilemiştir. Isıl verim %51,17 ile %52,03 arasında küçük bir oranla değişmekte olup, azami değeri biyel oranının yaklaşık 1,0 olduğu duruma karşılık gelmektedir. Şekildeki iş, ortalama basınç ve güç eğrileri birbirine paralel seyretmekte ve her üçünün de en büyük değeri biyel oranının 1,0 olduğu hale karşılık gelmektedir. Mevcut tasarım şartlarında, sol biyelin kısa olması motor performansını belirgin bir şekilde olumsuz etkilerken, sağ biyelin kısa olması daha az dezavantaj oluşturmaktadır.

Şekil 8’de ısıtıcı sıcaklığına bağlı olarak motorun ürettiği iş, ortalama basınç, güç ve ısı verim değerlerindeki değişimler gösterilmektedir.



Şekil 7. Biyellerin uzunluk oranının motor performansına etkisi (Effect of connecting rods length ratio on engine performance)



Şekil 8. Isıtıcı sıcaklığının motor performansına etkisi (Effect of hot source temperature on engine performance)

Isıtıcı sıcaklığı 500 K ile 1000 K aralığında 50 K lik artışlarla değiştirilmiştir. Isıtıcı sıcaklığı haricindeki girdiler Tablo 2'nin son sütununda verilmiştir. Sıcaklık arttıkça motor performansının iyileştiği görülmektedir. Isıtıcı sıcaklığı 500 K iken, motor gücü 0,77 kW olarak belirlenmiş, sıcaklık 1000 K e çıktığında ise motor gücü 5,14 kW a yükselmiştir. Isıtıcı sıcaklığı 500 K den 1000 K e yükselirken, ortalama basınç 20,4 bar dan 26,9 bar a, iş 48 J den 323 J e, ısı verim %20 den %59 e yükselmiştir. Sıcaklığın 500 K den 1000 K e yükselmesi durumunda; ısı verim %39 artış gösterirken, motor gücü yaklaşık 6 katına çıkmıştır. Isıtıcı sıcaklığının yükselmesinin, verim artışından daha çok, güç artışı konusunda önemli katkı sağladığı anlaşılmaktadır. Isıtıcı sıcaklığı arttığında çevrimin maksimum basıncı ile minimum basıncı arasındaki fark artmakta ve çevrimlik işin büyük olmasını sağlamaktadır. Isıtıcı sıcaklığına bağlı olarak, ısı verim azalan bir eğimle artış göstermekte, iş ve güç lineere yakın bir gidişatla artış göstermektedir.

#### 4. Simgeler (Symbols)

|             |                                                                                               |
|-------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|
| $A$         | : Nodal hacimlerin ısı transferi alanı ( $m^2$ )                                              |
| $A_p$       | : Piston tepesinin alanı ( $m^2$ )                                                            |
| $C_p$       | : Gazın sabit basınçta özgül ısısı ( $J/kg K$ )                                               |
| $e_L$       | : Soğuk silindirin ekseni ile krank merkezi arasındaki kaçıklık (m), Şekil 1                  |
| $e_R$       | : Sıcak silindirin ekseni ile krank merkezi arasındaki kaçıklık (m), Şekil 1                  |
| $H_i$       | : Bir nodal hacme giren gazın taşıdığı entalpi (J)                                            |
| $H_o$       | : Bir nodal hacimden çıkan gazın taşıdığı entalpi (J)                                         |
| $h_p$       | : Piston pimi ile piston tepesi arasındaki mesafe (m)                                         |
| $m$         | : Gaz kütlesi (kg)                                                                            |
| $p$         | : Gaz basıncı (Pa), Eşitlik (3)                                                               |
| $R$         | : Gaz sabiti ( $J/kg K$ )                                                                     |
| $R_c$       | : Krank yarıçapı (m), Şekil 1                                                                 |
| $T$         | : Bir nodal hacmin sıcaklığı (K)                                                              |
| $T_w$       | : Nodal hacimlerin cidar sıcaklığı (K)                                                        |
| $u_L$       | : Krank merkezi ile soğuk silindirin tepesi arasındaki uzaklık (m), Şekil 1                   |
| $u_R$       | : Krank merkezi ile sıcak silindirin tepesi arasındaki uzaklık (m), Şekil 1                   |
| $V_{Cl}$    | : Soğutucunun hacmi ( $m^3$ )                                                                 |
| $V_c$       | : Soğuk silindir hacmi ( $m^3$ ), Şekil 1                                                     |
| $V_{Ht}$    | : Isıtıcının hacmi ( $m^3$ )                                                                  |
| $V_h$       | : Sıcak silindir hacmi ( $m^3$ ), Şekil 1                                                     |
| $V_R$       | : Rejeneratörün hacmi ( $m^3$ )                                                               |
| $\alpha$    | : Duvar ile gaz arasındaki ısı taşınım katsayısı ( $W/m^2 K$ )                                |
| $\theta$    | : Krank pozisyonunu gösteren açı (rad), Şekil 1                                               |
| $\Delta m$  | : $\Delta t$ kadarlık bir süre içerisinde bir nodal hacmin içindeki kütle değişimi (kg)       |
| $\Delta T$  | : $\Delta t$ kadarlık bir süre içerisinde bir nodal hacmin içerisindeki sıcaklık değişimi (K) |
| $\Delta t$  | : Diferansiyel zaman aralığı (s)                                                              |
| $\Delta Q$  | : Nodal hacimlerde gaz ile yüzey arasındaki ısı transferi (J)                                 |
| $\Delta V$  | : Toplam iç hacmin bir zaman adımı içerisindeki değişimi ( $m^3$ )                            |
| $\Delta W$  | : Çalışma gazının $\Delta t$ süresi içerisinde yaptığı iş (J)                                 |
| $\lambda_L$ | : Soğuk pistonun biyel kolu uzunluğu (m), Şekil 1                                             |
| $\lambda_R$ | : Sıcak pistonun biyel kolu uzunluğu (m), Şekil 1                                             |

#### 5. Sonuçlar (Conclusion)

Bu çalışmada, alfa tipi krank kaydırmalı bir Stirling motorunun performans optimizasyonu yapılmıştır. Motorun en az 3 kW güç üretmesi için tasarım değerleri, Helyum kütlesi 3,5 g, ısıtıcı sıcaklığı 800 K, silindir tepesi ile krank merkezi arasındaki uzaklık 328,5 mm, biyel uzunluğu 171 mm, krank kaçıklığı 40 mm ve silindir

eksenlerinin birbirine göre kaçıklık mesafesi sıfır olarak belirlenmiştir. Tasarım parametrelerinin belirlenen değerler civarında değiştirilmesinin motorun performansı üzerine etkileri aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- İş akışkan kütlesinin artmasıyla üretilen iş ve güç doğrusal olarak yükselmiş, ısı verim 3,5 g kütle değerinde maksimuma çıktıktan sonra düşüşe geçmiştir.
- İş akışkan kütlesi 3,5 g olduğunda, ortalama basınç 24,9 bar ve motor gücü 3,55 kW olarak tespit edilmiştir.
- Krank merkezinin silindirlerin ekseninden kaçıklığı arttıkça, iş ve güç artmış, ortalama basınç azalmış, ısı verim belirli bir değere kadar artmış ve sonra azalmıştır.
- Krank kaçıklığı 40 mm iken, ısı verim %52 olarak hesaplanmıştır.
- Sıkıştırma oranı 1,24 iken, basınç artışının büyük bir kısmı sabit hacimde gerçekleşmiş ve çevrimlik iş 223 J olarak belirlenmiştir.
- Silindirlerin uzunluğu arttıkça, ısı verim, ortalama basınç ve motor gücü düşmüştür.
- Silindirlerin krank merkezinden enine uzaklığı arttıkça motor gücü artmış ve ısı veriminde ise küçük değişimler olmuştur.
- Biyelerin uzunluk oranı arttıkça iş ve güç artarken, basınç önce artan sonra azalan eğim göstermiş ve ısı verim neredeyse sabit kalmıştır.
- Isıtıcı sıcaklığı yükseldikçe motor performans değerlerinde sürekli iyileşme görülmüştür.

#### Kaynaklar (References)

1. Fayyazbakhsh A., Bell M.L., Zhu X., Mei X., Koutný M., Hajinajaf N., Zhang Y., Engine emissions with air pollutants and greenhouse gases and their control technologies, Journal of Cleaner Production, 376, 134260, 1-19, 2022.
2. Holecek J.L., Geli H.M., Sawalha M.N., Valdez R., A global assessment: can renewable energy replace fossil fuels by 2050, Sustainability, 14 (8), 4792, 2022.
3. Karabulut H., Nodal thermodynamic analysis of a three-cylinder gamma-type Stirling engine and a conventional gamma-type Stirling engine and performance comparison, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 38 (1), 45-56, 2023.
4. Karabulut H., Çınar C., Aksoy F., Yücesu H.S., Improved Stirling engine performance through displacer surface treatment, International Journal of Energy Research, 34 (3), 275-283, 2010.
5. Ranieri S., Prado G.A., MacDonald B.D., Efficiency reduction in Stirling engines resulting from sinusoidal motion, Energies, 11 (11), 2887, 2018.
6. Alfarawi S., Thermodynamic analysis of rhombic-driven and crank-driven beta-type Stirling engines, International Journal of Energy Research, 44 (7), 5596-5608, 2020.
7. Çınar C., Aksoy F., Solmaz H., Yılmaz E., Uyumaz A., Manufacturing and testing of an  $\alpha$ -type Stirling engine, Applied Thermal Engineering, 130, 1373-1379, 2018.
8. Karabulut H., Okur M., Özdemir A.O. Performance prediction of a Martini type of Stirling engine, Energy Conversion and Management, 179, 1-12, 2019.
9. Jiang Z., Xu J., Yu G., Yang R., Wu Z., Hu J., Zhang L., Luo E. A Stirling generator with multiple bypass expansion for variable-temperature waste heat recovery, Applied Energy, 329, 120242, 1-13, 2023.
10. Erol D., Yaman H., Doğan B., A review development of rhombic drive mechanism used in the Stirling engines, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 78, 1044-1067, 2017.
11. Schneider T., Müller D., Karl J., A review of thermochemical biomass conversion combined with Stirling engines for the small-scale cogeneration of heat and power, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 134, 110288, 1-16, 2020.
12. Zare S., Tavakolpour-Saleh A.R., Aghahosseini A., Sangdani M.H., Mirshekari R., Design and optimization of Stirling engines using soft computing methods: a review, Applied Energy, 283, 116258, 1-20, 2021.
13. Ahmed F., Huang H., Ahmed S., Wang X., A comprehensive review on modeling and performance optimization of Stirling engine, International Journal of Energy Research, 44 (8), 6098-6127, 2020.

14. Snyman H., Harms T.M., Strauss J.M., Design analysis methods for Stirling engines, *Journal of Energy in Southern Africa*, 19 (3), 4-19, 2008.
15. Schmidt G., The theory of Lehmann's calorimetric machine, *Zeitschrift Des Vereines Deutscher Ingenieure*, 15 (1), 98-112, 1871.
16. Laazaar K., Boutammachte N., New approach of decision support method for Stirling engine type choice towards a better exploitation of renewable energies, *Energy Conversion and Management*, 223, 113326, 1-15, 2020.
17. Thombare D.G., Verma S.K., Technological development in the Stirling cycle engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12 (1), 1-38, 2008.
18. Cheng C.H., Yang H.S., Optimization of geometrical parameters for Stirling engines based on theoretical analysis, *Applied Energy*, 92, 395-405, 2012.
19. Tlili I., Sa'ed A., Thermodynamic evaluation of a second order simulation for Yoke Ross Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 68, 149-160, 2013.
20. Alberti F., Crema L., Design of a new medium-temperature Stirling engine for distributed cogeneration applications, *Energy Procedia*, 57, 321-330, 2014.
21. Podešva J., Poruba Z., The Stirling engine mechanism optimization, *Perspectives in Science*, 7, 341-346, 2016.
22. Tihonov E., Bazykin V., Mukhanov N., Gerasimova O., Soloviev S., Parameterization of the "alpha" type Stirling engine mechanism for use in the timber industry, In *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 574 (1), 012081, 1-9, 2020.
23. Islas S., Beltran-Chacon R., Velázquez N., Leal-Chávez D., López-Zavala R., Aguilar-Jimenez J.A., A numerical study of the influence of design variable interactions on the performance of a Stirling engine system, *Applied Thermal Engineering*, 170, 115039, 1-14, 2020.
24. Karabulut H., Çınar C., Öztürk E., Yücesu H.S., Torque and power characteristics of a helium charged Stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanism, *Renewable Energy*, 35 (1), 138-143, 2010.
25. 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.
26. Karabulut H., Çınar C., Topgül T., Uysal L.K. Combined dynamic and thermodynamic investigation of a crank-shifted alpha-type Stirling engine, *Arabian Journal for Science and Engineering*, 1-16, 2021.
27. 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.
28. Karabulut H., Okur M., Cinar C., Mechanical configuration and thermodynamic analysis of an alpha-type Stirling engine with crank-shifted driving mechanism, *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, 46 (2), 431-448, 2022.
29. Gholamalizadeh E., Chung J.D., Exergy analysis of a pilot parabolic solar dish-Stirling system, *Entropy*, 19 (10), 509, 2017.
30. Tanaka M., Yamashita I., Chisaka F., Flow and heat transfer characteristics of the Stirling engine regenerator in an oscillating flow, *JSME International Journal. Ser. 2, Fluids Engineering, Heat Transfer, Power, Combustion, Thermophysical Properties*, 33 (2), 283-289, 1990.
31. Duzgun M., Karabulut H., Thermal performance analysis of a Stirling engine energized with exhaust gas of a Diesel engine, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 41 (2), 249-263, 2021.
32. Karabulut H., Okur M., Halis S., Altin M., Thermodynamic, dynamic and flow friction analysis of a Stirling engine with Scotch yoke piston driving mechanism, *Energy*, 168, 169-181, 2019.

