Krank ve Scotch Yoke Mekanizmalarıyla Tahrik Edilen Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Termodinamik Performansının Karşılaştırılması

Duygu İPCİ[1]

[1]E-mail: duyguipci@gazi.edu.tr; Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Ankara / Türkiye.

Özet

Bu çalışmada, krank ve Scotch yoke mekanizmalarının bir gamma tipi Stirling motorunun termodinamik performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışma gazı olarak helyum gazı kullanılmıştır. Motorun termodinamik modeli, üçüncü dereceden bir termodinamik yöntem olan nodal analizi yaklaşımı ile oluşturulmuştur. Nodal analiz, çalışma alanını sonlu tek boyutlu kontrol hacimlerinden oluşan bir ağa ayırarak gerçekleştirilmektedir. Motorun çalışma hacmi 16 nodal hacme bölünmüştür. Aerodinamik sürtünmeden kaynaklanan basınç düşüşleri ihmal edilmiş olup gaz basıncı ideal gaz denklemi ile hesaplanmıştır. Kütlenin ve enerjinin korunumu denklemleri her bir nodal hacim sağlanmıştır. Motorun sıcak uç ve soğuk uç sıcaklıklarının sırası ile 850 K ve 350 K ‘olarak kullanılmıştır. Rejeneratör nodal hacimlerinin duvar sıcaklıkları, motorun sıcak ve soğuk uç sıcaklıkları arasında doğrusal olacak şekilde düzenlenmiş olup zamanla değişmediği kabul edilmiştir. Nodal hacimlerdeki anlık gaz sıcaklıkları, kararsız açık sistemler için verilen termodinamiğin birinci yasası ile hesaplanmıştır. Motorun simülasyonu için Fortran'da bir bilgisayar programı yazılmış olup denklemler, açık bir sonlu fark yöntemi kullanılarak sayısal olarak çözülmüştür. Simülasyonlar sonucunda Scotch yoke mekanizmasının krank mekanizmasına kıyasla motor indike gücünde %8’e ve termik verimde %20’ye kadar artış sağladığı belirlenmiştir

Anahtar Kelimeler: Gama tipi Stirling motoru, krank biyel mekanizması, nodal analiz, Scotch yoke mekanizması, termodinamik analiz,

Abstract

In this study, the effects of mechanisms of crank drive and Scotch yoke on the thermodynamic performance of a gamma type Stirling engine were investigated. Helium was used as a working gas. The engine's thermodynamic model was generated by the nodal analysis approach, which is a third-order thermodynamic method. The nodal analysis was performed by discretizing the working space into a network of finite one-dimensional control volumes. The working space of the engine was divided into 16 nodal volumes. Pressure drops due to aerodynamic friction were neglected, and gas pressure was calculated with the ideal gas equation. The conservation of mass and energy equations were provided for each nodal volume. The engine's hot end and cold end temperatures were used as 850 K and 350 K, respectively. The wall temperatures of the regenerator nodal volumes were arranged to be linear between the hot and cold end temperatures of the engine, and it was assumed that the wall temperatures did not vary with time. Momentary gas temperatures in nodal volumes are calculated with the first law of thermodynamics given for unsteady open systems. A computer program was written in Fortran to simulate the engine and the equations were solved numerically using an explicit finite difference method. As a result of simulations, it has been determined that the Scotch yoke mechanism provides an increase of up to 8% for indicated power and 20% for thermal efficiency compared to the crank mechanism.

Keywords: Gamma-type Stirling engine, crank mechanism, nodal analysis, Scotch yoke mechanism, thermodynamic analysis

GİRİŞ

Stirling motorları, güneş ısısı, atık ısı, biyoyakıt, nükleer enerji, radyoizotop vb. her türlü ısı kaynağını kullanabilmesi yönünden çevreci motorlardır. Stirling motorları yanma olayının gerçekleşmediği durumlarda çalışabilme özelliğinden dolayı uzay bilimi çalışmalarında güç kaynağı olarak kullanılma potansiyeline sahiptir (Thieme, 1999). Bu ısı kaynakları arasında güneş enerjisi sıfır emisyonlu sınırsız bir enerji kaynağı olduğu için dikkat çekmektedir. Güneş enerjisini elektrik enerjisine dönüştürmek için en pratik cihazlar fotovoltaik paneller ve Stirling motorlarıdır. Fotovoltaik panelin enerji dönüşüm verimliliği yaklaşık % 15 iken, bir Stirling motoru için yaklaşık% 30'dur.(Zou and Carbajales-Dale, 2018; Costea, Petrescu ve Harman, 1999).

Rejeneratif Stirling çevriminin etkinliği teorik olarak Carnot çevrimi verimine eşittir (Finkelstein, 1967). Stirling çeviriminin maksimum verimliliğine ulaşmak için çeşitli tipte silindir düzenlemeleri, tahrik mekanizmaları geliştirilmiştir. Stirling motorları, yer değiştirme ve güç pistonunun konumlarına göre alfa, beta ve gama olmak üzere üç farklı şeklide sınıflandırılmaktadırlar. Gama tipi Stirling motorunda yer değiştiricinin soğuk ucu bir bağlantı elemanı ile güç silindirine bağlanır ve yer değiştiricinin sıcak ucu soğuk ucuna bir rejeneratör aracılığıyla bağlanır (Çınar ve Karabulut, 2005). Stirling motorları, silindir konfigürasyonundan bağımsız olarak kapalı bir rejeneratif termodinamik döngü ile çalışmaktadır. Kapalı döngü özelliği, çeşitli çalışma sıvılarının kullanılmasına izin verir. Çalışma sıvısı olarak Stirling motorları hava, helyum, nitrojen, hidrojen veya daha yüksek ısı transfer kapasitesine sahip diğer sıkıştırılabilir sıvılar kullanır (Cheng ve Chen, 2017). Hidrojen ve helyum yüksek ısı transfer özelliklerinden dolayı diğer sıkıştırılabilir akışkanlara göre avantajlıdır.

Stirling motorları, bir tahrik mekanizması veya yay gibi enerji depolayıp ileten bir eleman aracılığıyla kinematik veya dinamik olarak çalışabilmektedir. Kinematik Stirling motorları bir tahrik mekanizması aracılığıyla çalışmaktadır. Kinematik bir Stirling motorunda, tahrik mekanizmasının amacı yer değiştirici ile güç pistonu arasında senkronizasyonu sağlamaktır. Hem yer değiştirici hem de güç pistonu hareketleri, krank açısının değişimine bağlı olarak hareket etmektedir. Rombik, ross-yoke, Scotch-yoke, eğik plaka, krank-biyel vb. Stirling motorlarında kullanılan tahrik mekanizmalarıdır (Tlili 2012; Ipci ve Karabulut 2018; Campos, Vargas ve Ordonez, 2012; Ahmadi, Ahmadi ve Pourfayaz, 2017). Alfa ve gama tipi Stirling motorları, tahrik mekanizmasının seçimi açısından daha esnektir.

Bir Stirling motorunun ısıl verimliliği ve performansı; ısı transfer direncine, akış direncine, çalışma sıvısının türüne ve kütlesine, sıcak uç ve soğuk uç sıcaklıklarına, vb. bağlıdır. Motor performansının tahmin edilmesi için literatürde çeşitli sayısal analiz çalışmaları yapılmış ve çeşitli çözüm yöntemleri geliştirilmiştir. Çözüm yöntemleri birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü dereceden modeller olarak dört kategoriye ayrılır. Nodal analiz bu yöntemlerden biridir ve literatürde üçüncü derece termodinamik analiz yöntemi kategorisinde yer almaktadır (Karabulut, Yücesu ve Çınar, 2006). Üçüncü mertebeden analizde, motorun çalışma alanı birkaç nodal hacme bölünür ve diferansiyel denklemler sayısal yöntemlerle çözülür.

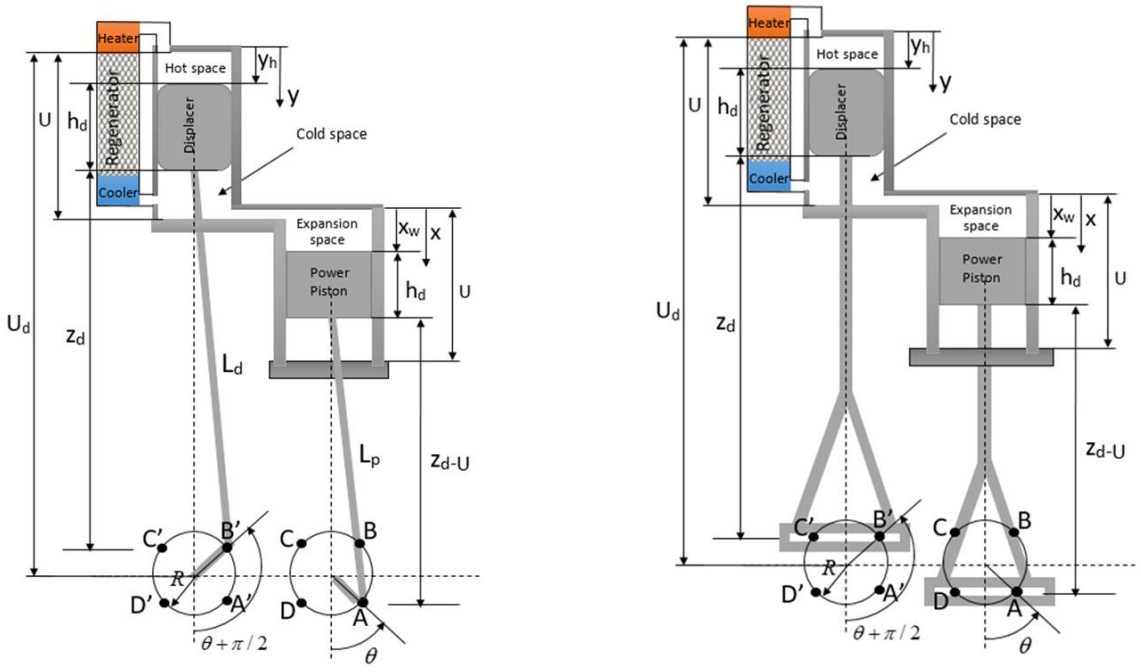
Gheith vd. (2015), gama tipi bir Stirling motor ısıtıcısını sayısal ve deneysel olarak optimize etme üzerine çalışmışlardır. Termodinamik model, motorun ısı kayıplarını dikkate almak için yeni terimler eklenerek geliştirilmiştir. Motorun teorik analizi, çalışma hacmini altı nodal hacme bölerek

gerçekleştirmişlerdir. Wang vd. (2018), bir Stirling termo-kompresörün detaylı bir termal analizini yapmışlardır. Analiz, nodal analizi yaklaşımına dayalı 1-D sonlu hacim modeli ile gerçekleştirilmiştir. Alfarawi vd. (2016), nodal analizi yöntemini kullanarak gama tipi Stirling motor prototipi olan ST05 CNC'nin deneysel verilerine dayanan bir iyileştirme termodinamik modeli geliştirmiştir. Geniş bir çalışma aralığı için geliştirilen model, ölçümlerle iyi bir uyum sağlamıştır. Stirling motor performansı, faz açısı, gaz tipi, rejeneratör matris tipi ve ölü hacim dikkate alınarak termodinamik modelden hesaplanmıştır. Yazarlar, ölü hacmi oluşturan bağlantı borusunun çapını %50 düşürdüğünde motor performansının %20 arttığını belirlediler. Motorun şaft gücünün 90° ile 110° derece arasındaki faz açısı için en verimli şekilde üretildiğini bildirmişlerdir.

Bu çalışmada, gama silindir konfigürasyonuna sahip bir Stirling motorunun termodinamik performansı Scotch yoke mekanizması ve krank biyel mekanizması için karşılaştırılmıştır. Termodinamik analizler, nodal analizi yaklaşımı kullanılarak termodinamik olarak incelenmiştir. Motorun çalışma hacmindeki her bir nodal hacimdeki gazların sıcaklıklarını hesaplamak için, nodal hacim duvarlarının sabit bir sıcaklıkta olduğu varsayılarak açık sistemler için verilen termodinamiğin birinci yasası kullanılmıştır. Her bir nodal hacmindeki gazın anlık kütlesi, ideal gaz eşitliği kullanılarak hesaplanmıştır. Nodal hacimlerdeki basınçlar birbirine eşit kabul edilmiş ve basınçlar Schmidt eşitliği ile hesaplanmıştır. Termodinamik analizi yöneten denklemler sonlu farklar yöntemi ile ayrıştırılmış olup bir FORTRAN kodu yazılarak hesaplanmıştır.

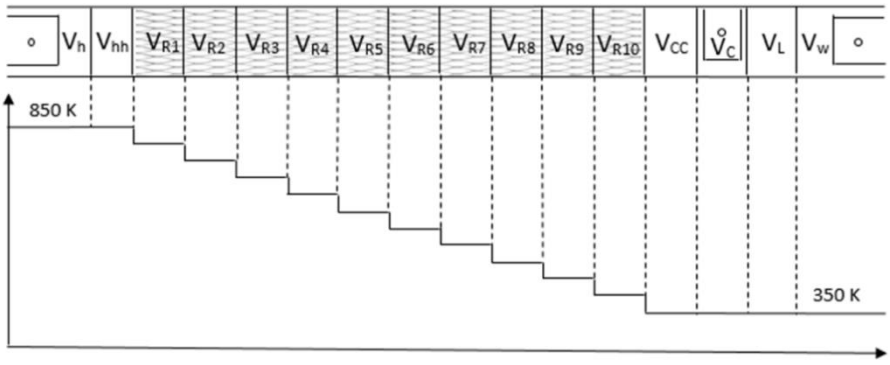
MOTORLARIN FİZİKSEL ÖZELLİKLERİ VE MATEMATİK MODEL

Şekil 1'de krank biyel mekanizmalı ve Scotch yoke mekanizmalı gama tipi Stirling motorları ve analizde kullanılan bazı adlandırmalar gösterilmektedir.



Şekil 1. *Gamma tipi Stirling motorları ve matematik modelde kullanılan semboller a)Krank biyel mekanizması b) Scotch yoke mekanizması*

Her iki motor için ana şaft merkezi, genel koordinat sisteminin merkezi olup motorların yer değiştirme silindirleri ve piston silindirleri, birbirine eş merkezli olarak yerleştirilmiştir. Yan yana konumlandırılan yer değiştirme ve güç silindirleri 90° derece faz açısıyla ana mil üzerine yerleştirilmiştir.



Şekil 2. *Motorun nodal hacimleri ve nodal hacimlerin duvar sıcaklıkları*

Motorların çalışma hacmi ve nodal hacimleri ve duvar sıcaklıkları Şekil 2'de gösterilmektedir. Çalışma hacmi, 16 nodal hacme bölünmüştür. V_h, V_{hh}, V_{cc}, V_c, V_L, V_w olarak isimlendirilen nodal hacimler sırasıyla; sıcak hacim, ısıtıcı hacmi, soğuk hacim, soğutucu hacim, bağlantı elemanı hacmi ve genleşme hacmidir. Diğerleri ise rejeneratör hacimleridir. Şekil 2 aynı zamanda nodal hacimlerin katı yüzey sıcaklıklarını da göstermektedir.

Termodinamik analizi modellerken aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Her nodal hacmin duvar sıcaklıkları sabittir ve önceden bilinmektedir.
- Rejeneratörü tanımlayan nodal hacimlerin duvar sıcaklıkları, motorun sıcak ve soğuk uç sıcaklıkları arasında doğrusal olacak şekilde olduğu azaldığı ve zamanla değişmediği varsayılmıştır.
- Çalışma alanındaki toplam gaz kütlesi değişmediği, yani sızıntının olmadığı varsayılmıştır.
- Nodal analiz modeli oluştururken motorlardaki çalışma sıvısının ideal gaz olduğu kabul edilmiştir ve ideal gaz denklemi her nodal hacmindeki anlık gaz kütlelerini hesaplamak için kullanılmıştır.
- Aerodinamik sürtünmeden kaynaklanan basınç düşüşleri ihmal edilmiştir.
- Çalışma gazının ısı transfer katsayısı, motorun çalışma alanı boyunca aynıdır.

Her iki motorun analizinde kullanılan koordinat konumu Şekil 1'de gösterilmiştir. Motorun, güç pistonu alt ölü noktada iken çalışmaya başladığı varsayılmış olup her iki mekanizma için, güç pistonunun, yer değiştirime pistonunun sıcak ve soğuk tarafının konumları aşağıdaki denklemler ile ifade edilebilir.

$$x_w = U + R\cos\theta - z_d - h_d \quad (1)$$

$$y_h = U_d + R\cos\left(\theta + \pi/2\right) - z_d - h_d \quad (2)$$

$$y_c = U - \varepsilon - h_d - y_h \tag{3}$$

Krank biyel mekanizmalı ve Scotch yoke mekanizmalı Stirling motorlarının süpürme hacimlerini eşitlemek için, yer değiştirme ve güç pistonlarının biyel uzunlukları sırası ile

$$L_d = \sqrt{z_d^2 - R^2} \tag{4}$$

$$L_p = \sqrt{\left(z_d - U\right)^2 - R^2} \tag{5}$$

olarak tanımlanmıştır. Her iki motor için sıcak, soğuk ve genişleme hacmi

$$V_h = A_p y_h \tag{6}$$

$$V_c = \left(A_p - A_{dr}\right) y_c \tag{7}$$

$$V_w = A_p x_w \tag{8}$$

ile hesaplanmaktadır. Son üç eşitlikte bulunan A_d, A_{dr} ve A_p sırası ile yer değiştirme pistonun kesit alanını, yer değiştirme çubuğunun kesit alanın ve güç pistonun kesit alanını göstermektedir.

Sistemin anlık basıncı

$$p = \frac{m_t \Re}{\dfrac{V_h + V_{hh}}{T_h} + \sum_{r=1}^{10} \dfrac{V_r}{T_r} + \dfrac{V_{cc} + V_c + V_L + V_w}{T_c}} \tag{9}$$

eşitliği ile hesaplanmakta olup motor içerisindeki sürtünme kayıpları ihmal edildiğinden her bir nodal hacimdeki basınç değeridir. Nodal hacimlerdeki anlık gaz sıcaklıkları kararsız açık sistemler için verilen termodinamiğin birinci yasası ile hesaplanmış olup nodal hacimlerdeki sıcaklık değişimi

$$\Delta T_n = \begin{bmatrix} h_n A_n \left(T_n^w - T_n\right) \Delta t - \Delta m_n C_v T_n^f \\ + \left(H_n^i - H_n^o\right) - p_n \Delta V_n + \Theta \Delta T_n \end{bmatrix} / \left(m_n^f C_v + \Theta\right) \tag{10}$$

denklemi kullanılmaktadır. Son denklemde, Θ paydanın sıfır olmasını önlemek için kullanılan bir keyfi değerdir. Herhangi bir sayı değeri olarak kullanılabilir. Üst simge f, nodal hacimdeki önceki zaman adımının değerini gösterir. T_n^w terimi, zaman adımı içindeki n numaralı nodal hacminin duvar sıcaklığıdır. Bir zaman adımı sırasında nodal hacimdeki gazın entalpi değişimi aşağıdaki denklemle hesaplanabilir.

$$\left(H_n^i - H_n^o\right) = -C_p \frac{T_{n-1} + T_n}{2} \sum_{j=1}^{n-1} \Delta m_j - C_p \frac{T_n + T_{n+1}}{2} \sum_{j=n+1}^{16} \Delta m_j \tag{11}$$

Son denklemde, Δm_j nodal hacimdeki bir zaman adımı boyunca kütle değişimi olup aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\Delta m_j = m_j - m_j^f \tag{12}$$

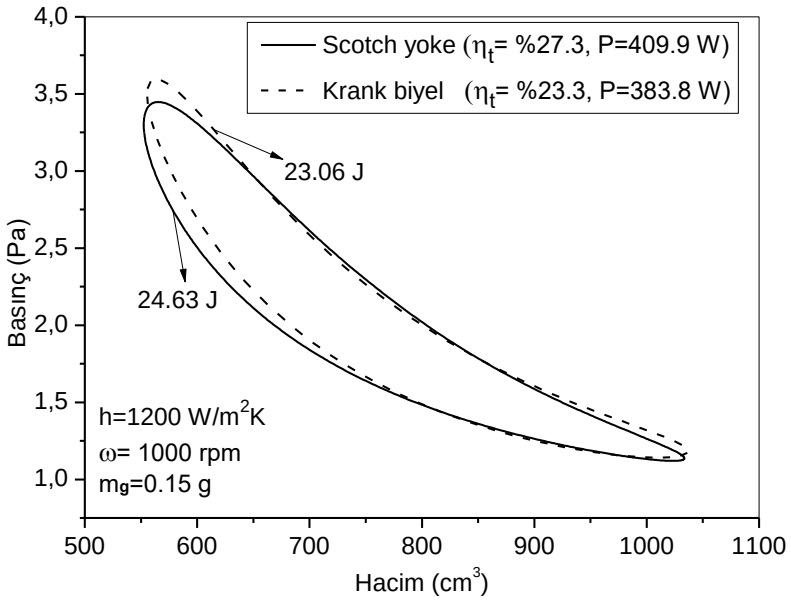
Her iki motorun simülasyonunda kullanılan değerler Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. *Motorun özellikleri ve simülasyonda kullanılan değerler*

Parametreler	**Değerler**
Motor tipi	Gamma
Çalışma gazı	Helyum
Gaz kütlesi (g)	0.15
Isı transfer katsayısı (W/m^2K)	1200
Motor hızı (rpm)	600
Krank yarıçapı (cm)	4
Yer değiştirme kolu uzunluğu (cm)	12
Yer değiştirme ve güç pistonlarının uzunluğu (cm)	4
Piston tepesi ile silindir tepesi arasındaki mesafe (cm)	0.2
Sıcak uç ve ısıtıcının sıcaklığı (K)	800
Soğuk uç ve soğutucunun sıcaklığı (K)	350
Yer değiştirme piston tepesinin sıcak taraftaki kesit alanı (cm^2)	60
Yer değiştirme kolunun kesit alanı (cm^2)	4
Güç pistonunun kesit alanı (cm^2)	60
Isıtıcının ısı transfer yüzey alanı (cm^2)	55
Rejeneratörün ısı transfer yüzey alanı (cm^2)	150x10
Soğutucunun ısı transfer yüzey alanı (cm^2)	150
Bağlantı elemanının ısı transfer yüzey alanı (cm^2)	80
Isıtıcı hacmi (cm^3)	5
Toplam rejeneratör hacmi (cm^3)	5x10
Soğutucu hacmi (cm^3)	5
Bağlantı elemanın hacmi (cm^3)	5

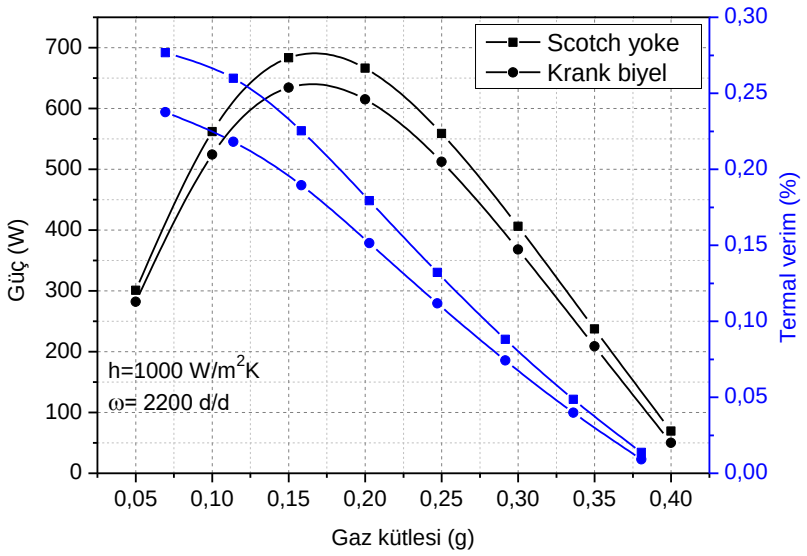
BULGULAR

Şekil 3'te krank biyel ve Scotch yoke mekanizmalarıyla tahrik edilen gama tipi Stirling motorlarını aynı süpürme hacmi ve aynı sıkıştırma oranı için elde edilen P-V diyagramı görülmektedir. Krank biyel mekanizme ile tahrik edilen Stirling motoru 23.06 J çevrimlik iş üretirken Scotch yoke mekanizmalı Stirling motoru 24.63 J çevrimlik iş üretmektedir. Scotch yoke mekanizmalı Stirling motorunu termal verimi daha fazladır. Motor hızının 1000 d/d olduğu göz önüne alındığında Scotch yoke mekanizmalı Stirling motorunun, krank biyel mekanizmalı motora kısayla güç üretiminin % 6.8 fazla olduğu hesaplanmaktadır. İki mekanizma arasındaki iş, güç ve termal verim gibi farklılıklar bir çevrimlik iş esnasında gerçekleşen sıkıştırma, ısıtma, genişleme ve soğutma süreçlerin farklı zaman aralıklarında gerçekleşmesinden kaynaklanmaktır.



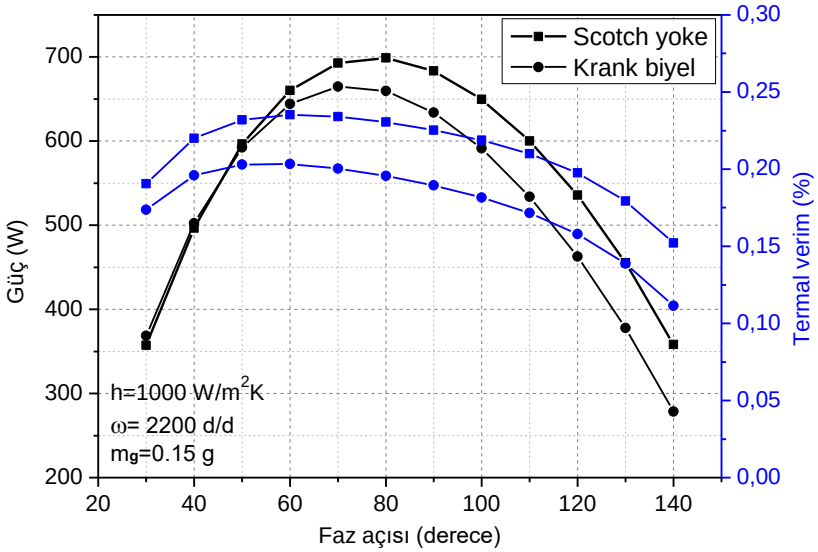
Şekil 3. *P-V diyagramı*

Gaz kütlesi değişiminin krank biyel ve Scotch yoke mekanizmalarıyla çalışan Stirling motorlarının güç üretimine ve termal verimine etkisi Şekil 4'te verilmiştir. Termal verim ve güç üretimi yönünden Scotch yoke mekanizmasının krank biyel mekanizmasına kıyasla daha üstün olduğu görülmüştür. Maksimum güç üretimi her iki mekanizma için aynı gaz kütlesi civarında olup optimum gaz kütlesi 0.175 g civarındadır. Optimum gaz kütlesi miktarı azaldıkça veya arttıkça güç üretiminde düşüş meydana gelmiştir. Düşük miktarlı gaz kütleri motordaki ısıyı tamamen alamayacak yoğunlukta olduğundan daha az güç üretimine sebep olmuştur. Gaz kütlesi optimum miktara ulaşana kadar motorlarda güç üretimi artmıştır. Gaz kütlesi optimum miktardan daha fazla olduğunda ise motorların ısı transfer yüzeyi yetersiz kaldığından güç üretiminde düşüş meydana gelmiştir. İki mekanizma için gaz miktarının artışı motorun termal verimini azalttığı görülmektedir. Bunun sebebi gaz miktarının artışı ile motorun sıcak hacmindeki gaz sıcaklığıyla ile genişleme hacminde gaz sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının azalmasından kaynaklamaktadır.

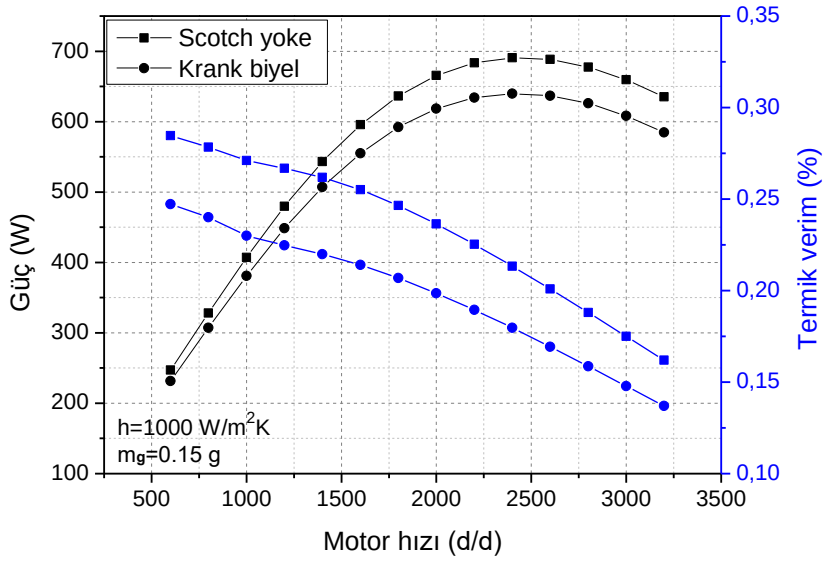


Şekil 4. *Farklı gaz kütleleri için motor gücünün ve termal verimin değişimi*

Şekil 5'te farklı faz açıları için krank biyel mekanizmalı ve Scotch yoke mekanizmalı Stirling motorlarının performansına etkisi verilmiştir. Yer değiştirme ve güç pistonunun faz açısı 70° ile 90° derece arasında iken her mekanizma için motorları yüksek güç ürettiği ve termal verimlerinin optimum seviyede olduğu görülmektedir. Faz açısı 80° için Scotch yoke mekanizması motorun gücünü % 5.8 kadar arttırmakta ve motorun termal verimini % 6 kadar iyileştirmektedir. Faz açısının artışı ile her mekanizmalı motorda bir güç ve verim düşüşü olmakta aralarında güç üretim ve termal verim miktarları arasında sapma miktarı artmaktadır.



Şekil 5. *Farklı faz açıları için motor gücünün ve termal verimin değişimi*



Şekil 6. *Farklı motor hızları için motor gücünün ve termal verimin değişimi*

Şekil 6'da motor devrinin krank biyel ve Scotch yoke mekanizmaları ile tahrik edilen motorların performansına etkileri görülmektedir. Scotch yoke mekanizmasının krank biyel mekanizmasına kıyasla farklı motor hızlarında üstün olduğu görülmüştür. Belirli bir motor devrine kadar her iki motor için güç üretiminin artmakta olup optimum motor hızından daha fazla hızlar için motorlarda güç kaybı olmaktadır. Bunun sebebi motor devri artışı çevirim süresini azalmasıdır. Zaman aralığının kısalması, yetersiz ısı transfer katsayısı veya gaz kütlesi nedeniyle çalışma gazının ısınma oranını olumsuz etkiler. Böylece gazın absorbe ettiği ısı miktarı ve gaz sıcaklığı düşer. Daha yüksek motor hızlarında daha düşük çevrimsel çalışma ve termal verimliliğe neden olur.

SONUÇ VE TARTIŞMA

Scotch yoke mekanizmasının krank biyel mekanizmasına kıyasla motorun gücünü ve termal verimini arttırdığı belirlenmiştir. Gaz kütlesi, motor hızı ve faz açısı değişimlerinin Scotch yoke mekanizmasının krank biyel mekanizmasından üstünlüğünün değişmediği görülmüş olup, bazı durumlardan gücün ve termik verimlerin birbirlerine yaklaştığı tespit edilmiştir. Bu durumlar, yetersiz gaz miktarından, yetersiz ısı transfer yüzey alanından, gazın yetersiz ısı transfer katsayısından veya gazın ısınması için çevrimlik iş süresinin yetersizliğinden kaynaklanmaktadır. Motorların optimum şartlar altındaki simülasyonlar sonucunda Scotch yoke mekanizmasının krank mekanizmasına kıyasla motor indike gücünde %8'e ve termik verimde %20'ye kadar artış sağladığı belirlenmiştir.

KAYNAKÇA

Ahmadi, M. H., Ahmadi, M. A., & Pourfayaz, F. (2017). Thermal models for analysis of performance of Stirling engine: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 68*, 168-184.

Alfarawi, S., Al-Dadah, R., & Mahmoud, S. (2016). Influence of phase angle and dead volume on gamma-type Stirling engine power using CFD simulation. *Energy Conversion and Management, 124*, 130-140.

Campos, M. C., Vargas, J. V. C., & Ordonez, J. C. (2012). Thermodynamic optimization of a Stirling engine. *Energy*, *44*(1), 902-910.

Cheng, C. H., & Chen, Y. F. (2017). Numerical simulation of thermal and flow fields inside a 1-kW beta-type Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, *121*, 554-561.

Cinar, C., & Karabulut, H. (2005). Manufacturing and testing of a gamma type Stirling engine. *Renewable energy*, *30*(1), 57-66.

Costea, M., Petrescu, S., & Harman, C. (1999). The effect of irreversibilities on solar Stirling engine cycle performance. *Energy conversion and management*, *40*(15-16), 1723-1731.

Finkelstein, T. (1967). Thermodynamic analysis of Stirling engines. *Journal of spacecraft and rockets*, *4*(9), 1184-1189.

Gheith, R., Hachem, H., Aloui, F., & Nasrallah, S. B. (2015). Experimental and theoretical investigation of Stirling engine heater: Parametrical optimization. *Energy Conversion and Management*, *105*, 285-293.

Ipci, D., & Karabulut, H. (2018). Thermodynamic and dynamic analysis of an alpha type Stirling engine and numerical treatment. *Energy Conversion and Management*, *169*, 34-44.

Karabulut, H., Yücesu, H. S., & Çinar, C. (2006). Nodal analysis of a Stirling engine with concentric piston and displacer. *Renewable Energy*, *31*(13), 2188-2197.

Tlili, I. A. (2012). Numerical investigation of an Alpha Stirling engine using the Ross Yoke linkage. *J Heat Technol*, *30*, 23-36.

Thieme, L. G., Qiu, S., & White, M. A. (1999). *Technology development for a Stirling radioisotope power system for deep space missions* (No. 1999-01-2454). SAE Technical Paper.

Wang, J., Pan, C., Luo, K., Chen, L., Wang, J., & Zhou, Y. (2018). Thermal analysis of Stirling thermocompressor and its prospect to drive refrigerator by using natural working fluid. *Energy Conversion and Management*, *177*, 280-291.

Zhou, Z., & Carbajales-Dale, M. (2018). Assessing the photovoltaic technology landscape: efficiency and energy return on investment. *Energy & Environmental Science*, *11*(3), 603-608.