

GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI BİR STİRLİNG MOTORUNUN MATLAB-SIMULINK İLE MODELLENMESİ

*Ş. Melih AKYOL**
Muhsin KILIÇ

Özet: Sürdürülebilir bir kalkınma için yerli ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılması gereklidir. Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü (YEGM)'nin ölçümlerine göre, ülkemiz günde yeryüzüne düşen ortalama 3600 Wh/m²'lik güneş ışınımı ile önemli bir güneş enerjisi kullanım potansiyeline sahiptir. Bu çalışmada ısı kaynağı olarak güneş enerjisini kullanan beta tipi krank hareket mekanizmalı bir Stirling motoru teorik olarak Matlab-Simulink ortamında modellenmiştir. Hazırlanan model, ülkemizdeki farklı bölgeler için, yılın herhangi bir gününde, yatay veya açılı yüzeylere düşen güneş ışınımı değerlerini tahminleyen bir alt model ile desteklenmiştir. Geliştirilen model ile, Stirling motorunun farklı boyutlandırmaları için güç, çalışma frekansı, verim gibi performans özellikleri hesaplanabilmekte, iş gazının da sıcaklık basınç gibi termodinamik özelliklerinin çevrim boyunca değişimi izlenebilmektedir.

Anahtar Kelimeler: Stirling, Güneş Enerjisi, Matlab-Simulink.

Modeling of Solar Stirling Engine with Matlab-Simulink

Abstract: For sustainable development it is necessary to use native and renewable energy sources. Base on the measurements of General Directorate of Renewable Energy Administration (YEGM), daily mean solar irradiation in Turkey is 3600 Wh/m² and our country has a considerable solar energy potential. In this study theoretic modeling of solar powered beta type Stirling engine with linear crank mechanism was performed. The model was combined with the solar irradiation subsystem which is used to compute the solar irradianations on horizontal, vertical and inclined surfaces for different locations and directions and for any time of the year. Efficiency frequency and power of the Stirling engine and the thermodynamic properties of working fluid were predicted by the developed model.

Key Words: Stirling, Solar radiation, Matlab-Simulink.

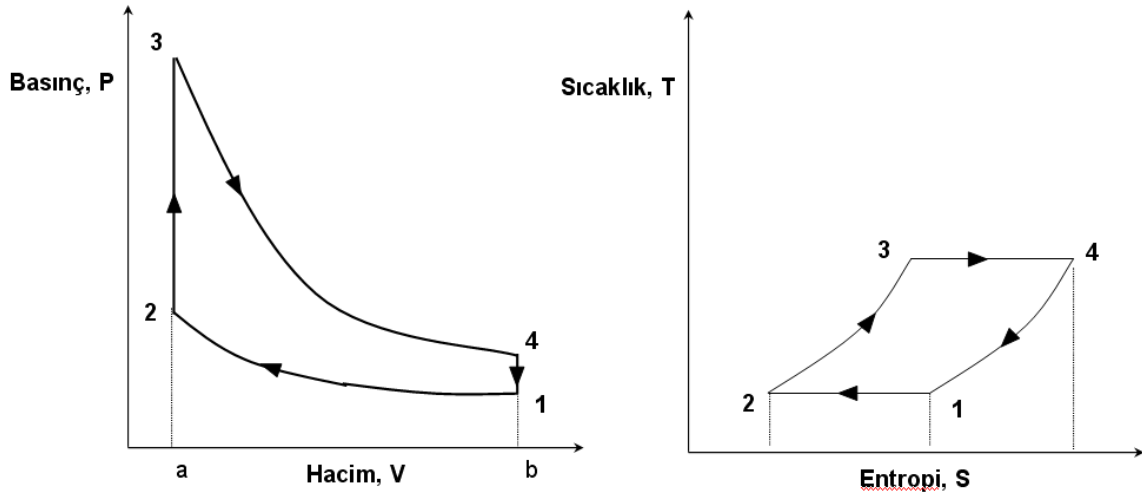
1. GİRİŞ

1973 petrol krizi sonrasında petrolün sınırsız bir enerji kaynağı olmadığına farkına varılmış ve enerjide planlama kavramının önemi anlaşılmıştır. Elektrik enerjisi üretiminde güneş, rüzgâr ve jeotermal gibi yenilenebilir enerji kaynaklarının daha etkin olarak kullanılması ve bu konudaki araştırma-geliştirme (AR-GE) çalışmalarının hızlandırılması, kayıpların azaltılması ile enerjinin daha verimli kullanılması ve enerji kaynaklarının olabildiğince ulusal sınırlar içinden sağlanması enerjide planlama kavramının temel bileşenleridir. Ayrıca enerji üretimi çevreye en az zararı verecek şekilde olmalıdır. Bu nedenlerle enerji talebinin karşılanmasında yenilenebilir enerji kaynaklarının payının artırılması kaçınılmaz olacaktır. Yenilenebilir enerji kaynaklarının yaygınlaşmasının önündeki en önemli engeller ise sürekli sabit bir güç üretimini sağlayamaması ve ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olmasıdır. Günümüzde, teknolojideki ilerlemeler sonucunda yenilenebilir enerji üretim sistemlerin termik, mekanik ve elektronik verimlerinin yükseltilmesi, satışların artması ile maliyetlerinin düşmesi, çevre kirliliğini önleyici yasaların

* Uludağ Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Görükle 16059, Bursa.
İletişim Yazarı: M. Akyol (makyol@uludag.edu.tr)

yürürlüğe girmesi ile petrole dayalı üretimin sınırlandırılması yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanan güç santrallerini gün geçtikçe daha cazip hale getirmektedir. Kolektörlü sistemlerde güneş enerjisinden elektrik enerjisi üretimi güneş ışınımının ışınım yutma katsayısı yüksek olan yüzeyler üzerine yoğunlaştırılmış biçimde düşürülmesi ile elde edilen su buharının Rankine çevrimde kullanılması ile sağlanırken güneş pili sistemlerinde ise güneş ışığından doğrudan elektrik enerjisi üretilebilmektedir. Güneş pilli sistemler ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olması ve verimlerinin diğer enerji sistemleri ile karşılaştırıldığında düşük olması nedenleriyle kolektörlü ısı sistemler kadar yaygınlaşmamıştır (Akyol ve Kılıç, 2007).

Son yıllarda yoğunlaştırılmış güneş kolektörü ile elde edilen ısının Stirling çevriminde kullanılarak faydalı güç elde edilmesine yönelik çalışmalar da hız kazanmıştır. Stirling çevriminde, güç pistonu ve yer değiştirme pistonu olarak adlandırılan iki piston arasındaki iş gazının ısıtılıp soğutulması ile faydalı güç elde edilmektedir. Isınıp genişleyen gaz güç pistonuna itme kuvveti vererek sürücü mekanizmalarını hareket ettirmektedir. Sistem ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu olmak üzere 3 ana kısımdan oluşmaktadır. İdeal Stirling çevrimi sabit sıcaklıkta sıkıştırma, sabit hacimde rejeneratörde ısıtma, sabit sıcaklıkta genişleme ve sabit hacimde rejeneratörde soğutma olarak birbirini takip eden 4 aşamada gerçekleşmektedir. Çevrimin PV ve TS diyagramları Şekil 1’de verilmiştir. İdeal Stirling çevriminin verimi Carnot verimine eşittir.



Şekil 1:
İdeal Stirling çevriminin PV ve TS diyagramları

Stirling motorlarında en önemli sorunlar, iş gazı olarak difüzyon katsayısı yüksek olan helyum, hidrojen gibi gazların yüksek basınçlarda kullanılmasından kaynaklanan sızdırmazlık problemi, yüksek soğutma gücü ihtiyacı, yüksek sıcaklıklara dayanıklı ve ısı iletim katsayısı yüksek malzemelerin kullanımı gereksinimidir. Rejeneratörün, ısıtıcı ve soğutucunun boşlukları ölü hacim olarak adlandırılmaktadır ve bu hacimlerin büyük tutulması sıkıştırma oranı ve aynı boyutlar için motor verimini ve gücünü düşürmektedir.

Gerçek Stirling çevrimlerinde sıkıştırma sürecinde soğutucunun ve genişleme sürecinde de ısıtıcının, iş gazını sabit sıcaklıkta tutabilecek ısı transferini sağlamada yetersiz kalmasından dolayı çevrim sabit sıcaklıktan daha çok adyabatik bir çevrim eğilimindedir. Çevrim boyunca silindireler arasındaki hacim, dairesel hareket mekanizmaları nedeniyle, sinüs eğrisi gibi değişim göstermektedir. Bu nedenle, Stirling motorunun hızı sabit değildir. Rejeneratör ise % 100 termik verim ile çalışmamaktadır.

Günümüzde güç pistonu sayıları bakımından farklı tiplerde (alfa, beta, gama) Stirling motorları üretilmektedir (Thombera ve Verma, 2008, Scollo ve ark.,2008). Isı kaynağı olarak güneş enerjisini kullanan kolektörlü Stirling güç sistemlerinde, ısıl veriminin yüksek olması nedeniyle rombik sürücülü beta tipi Stirling motorlarının kullanımı daha yaygındır (Karabulut ve ark., 2009). Kolektörlü Stirling motoru uygulamalarında ısıtma işlemi genellikle iş gazının silindir tavanının dış yüzeyinde bulunan ve güneş ışığının yoğunlaştırılmış bir şekilde üzerine düşürüldüğü, ışınım yutma katsayısı yüksek borular içerisinden geçirilmesi ile sağlanmaktadır (Nepveu ve ark, 2009). Fakat bu sistemde, ısıtma borularının tüm iç hacmi sıkıştırma işleminde ölü hacim olarak kalacak ve çevrimin ısıl verimini düşürecektir.

Literatürde, Stirling çevriminin teorik modelinin oluşturulması ile rejeneratör, ısıtıcı ve soğutucu gibi sistem elemanlarının farklı boyutlandırmaları için motor performansının hesaplandığı çalışmalar mevcuttur (Yücesu, 1999 – Tlili ve ark, 2008). Bu çalışmada ele alınan modelde ise Isshiki ve ark.'nın 1989 yılında geliştirdikleri motor tipi ele alınmıştır. Isshiki Stirling motorunun üst yüzeyine kuvarz bir cam yerleştirilmiştir ve yoğunlaştırılmış güneş ışınımının bu cam üzerinden geçerek sık dokulu karbon bir malzemeden tel yığını üzerine düşürülmesi sağlanmıştır. Bu şekilde sıkıştırma işlemi için ölü hacim oranı azaltılmıştır. Isshiki ve ark. yaptıkları deneysel çalışmalarında kuvarz camın 1100 °C sıcaklığa kadar dayanabildiğini ve en yüksek çalışma sıcaklığının da bu değeri geçmemesi gerektiğini, ayrıca güneş ışınımının tamamının yutulabilmesi içinde en az 5 mm'lik sıkı bir tel dokusu gereksinimi olduğunu belirlemişlerdir. Sıkı tel dokusu çevrimde ayrı bir rejeneratör görevi üstlenmektedir. Isıtıcı teller birer kanatçık olarak düşünülürse boyları arttıkça kanatçık veriminin de düşeceği açıktır. Bu sebeplerle gerekli ısıtma gücünü sağlayacak tel boyutlarının seçilmesi son derece önemlidir. Sistemde rejeneratör ile yer değiştirici piston birlikte hareket etmektedir. Rejeneratör, yer değiştirici piston vazifesini de görmektedir. İş gazı, kanatçıklı bakır borular içerisinden geçirilerek soğutulmaktadır.

Şekil 2'de beta tipi bir Stirling motorunun çalışma prensibi verilmiştir. Güç pistonu ile yer değiştirici pistonun birbirlerine 90° açı yapacak şekilde dairesel bir çember üzerinde konumlandırılmıştır. Şekillerde ve eşitliklerde 't' ısıtıcı tel uzunluğunu, 's' boşluk hacminin uzunluğunu ve 'r' ise rejeneratör ile yer değiştirici pistonun toplam uzunluğunu vermektedir. Sıkıştırma hacmi güç pistonu ile silindirin üst yüzeyi arasında kalan hacme eşittir. Sıkıştırma işleminde, rejeneratörün ve telin katı hacimleri ölü hacim olarak kabul edilmiştir. Rejeneratör ve telin ölü hacim oranları ise sırasıyla C_r ve C_t katsayıları ile tanımlanmıştır.

1 konumunda güç pistonu üst ölü noktadadır ve iş gazı sıcak bölgede T_{h1} sıcaklığında sıkıştırılmış haldedir. Sıkıştırma sonu hacmi Eşitlik 1 kullanılarak hesaplanabilir.

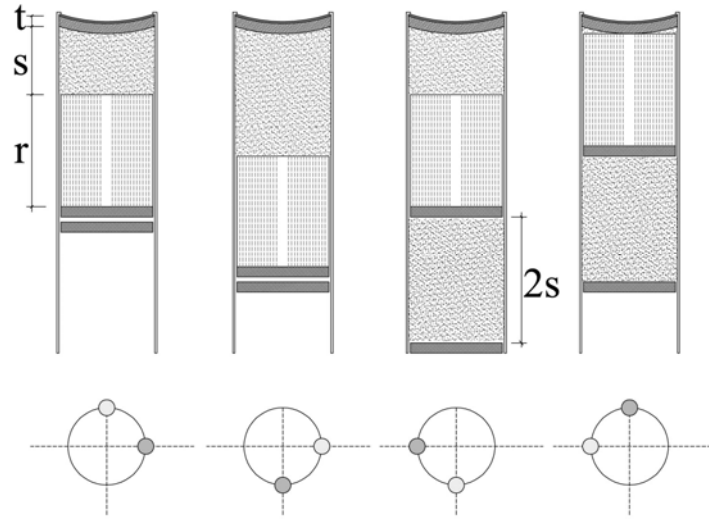
$$V_c = \frac{\pi D^2}{4} (w.C_t + s + r.C_r) \quad (1)$$

1-2 konumları arasında iş gazının ısı alıp genişmesi sonucunda, güç pistonu ve yer değiştirici piston birlikte aşağı yönde hareket etmiş ve yer değiştirici piston 2 konumunda alt ölü noktasına ulaşmıştır. Bu konumda akışkanın sıcaklığı T_{h2} 'dir Konumlar arasında çember saat yönünde 90° dönmekte ve pistonlar 's' kadar ilerlemektedir. 2-3 konumları arasında güç pistonu ile yer değiştirici piston ters yönde hareket etmektedir. Genişleme işlemi devam ederken oluşan bu ters yönde hareket ile iş gazı rejeneratör içersinden geçerek soğutma bölgesine ilerler. Bu süreçte T_{h2} sıcaklığındaki iş gazı rejeneratörün ısınmasını sağlayarak T_{c1} sıcaklığına soğur. Bu sebepten rejeneratörün ısıl kapasitesi yüksek bir malzemeden seçilmelidir. Rejeneratör içersinde akışkan hızı mümkün olduğunca yavaş olmalı fakat ısı taşınım katsayısı ise yüksek olmalıdır. 3 konumunda güç pistonu alt ölü noktaya ulaşmıştır ve genişleme süreci sona ermiştir. Genişleme sonu hacmi Eşitlik 2 kullanılarak hesaplanabilir.

$$V_e = \frac{\pi D^2}{4} (w.C_t + 3.s + r.C_r) \quad (2)$$

3-4 konumları arasında her iki piston da yukarı yönde hareket etmiş ve yer değiştirici piston üst ölü noktaya ulaşmıştır. İş gazı soğutma bölgesinde soğutularak sıkıştırılmakta ve 4 konumunda sıcaklığı T_{c2} olmaktadır. İş gazının bir kısmı da rejeneratörün ölü hacmi içerisinde kalır. 4-1 konumları arasında sıkıştırma işlemi devam ederken her iki pistonunda farklı yönde hareket etmekte ve iş gazı rejeneratör içerisinden sıcak bölgeye doğru aktarılmaktadır. İş gazı rejeneratör içerisinden geçerken 2-3 konumları arasında rejeneratör yüzeylerine verdiği ısının bir kısmını geri kazanacak ve T_{h1} sıcaklığına ulaşacaktır. Rejeneratöre verilen ve rejeneratörden alınan ısılar oranı rejeneratör etkinliği ' ϵ_r ' olarak tanımlanmıştır. Çevrimin sıkıştırma oranı Eşitlik 3 kullanılarak hesaplanabilir.

$$\frac{V_e}{V_c} = \frac{w.C_t + 3.s + r.C_r}{w.C_t + s + r.C_r} \quad (3)$$



Şekil 2:
Modellenen beta tipi Stirling motorunun çalışma prensibi

Şekil 2'den görülebildiği gibi rejeneratör uzunluğu ' r ' ve soğutucunun toplam uzunluğu, boşluk uzunluğu ' s ' in 2 katı kadar olmalıdır.

2. MATEMATİKSEL MODELİN OLUŞTURULMASI

2.1. Stirling Motorunun Modellenmesi

Beta tipi bir Stirling motorunun genişleme ve sıkıştırma hacimlerinin çevrim boyunca değişimini veren ifadeler Shmidt tarafından 1871 yılında analiz edilmiştir (Thombera ve Verma, 2008). Bu çalışmada da çevrim modeli Shmidt'in denklemlerinden yararlanılarak her bir 90° 'lık hareket için hazırlanmıştır. Hesaplamalarda yapılan basitleştirmeler aşağıda sıralanmıştır.

1. Çevrim adyabatiktir ve duvarlardan dış ortama olan ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
2. İş gazı ideal gaz denkleminde ($PV=MRT$) uymaktadır.
3. Akışkanın ve rejeneratörün özgül ısısı sıcaklıkla değişmemektedir ve sabittir.

4. Isıtma, soğutma ve rejeneratif süreçlerdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
5. Rejeneratörde doğrusal bir sıcaklık dağılımı oluşmaktadır ve akışkan ile rejeneratör duvarları arasındaki sıcaklık farkı 1 ve 2 konumları arasında iş gazındaki sıcaklık artışının yarısına eşittir.

Matematiksel modelde, Şekil 2’de verilen konumlar arasındaki genişleme ve sıkıştırma süreçlerinin her biri için kütle ve enerjinin korunumu kanunları yazılmıştır. Hesaplamalarda gaz kaçakları ihmal edildiğinden iş gazının toplam kütlesi değişmemektedir ve ideal gaz denklemi ile hesaplanabilir. Enerjinin korunumu denklemi ise en genel halde genişleme süreci için Eşitlik 4 ile, sıkıştırma süreçleri için ise Eşitlik 5 ile hesaplanmaktadır.

$$\frac{(Q_{h,i} - Q_{rh})}{fr} - W_{e,i} = Mc_p \Delta T_i \quad (4)$$

$$W_{c,i} + \frac{(\epsilon_r Q_{rh} - Q_{c,i})}{fr} = Mc_p \Delta T_i \quad (5)$$

Eşitliklerde fr , motorun çalışma frekansıdır. $W_{e,i}$ ve $W_{c,i}$ sırasıyla genişleme sürecindeki faydalı işi ve sıkıştırma için harcanan işi vermektedir. Değerleri, Eşitlik 6 ve 7 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$W_{e,i} = MRT_h \ln\left(\frac{V_e}{V_c}\right) \quad (6)$$

$$W_{c,i} = MRT_c \ln\left(\frac{V_e}{V_c}\right) \quad (7)$$

$Q_{h,i}$, sıcak tel yüzeyleri ile iş gazı arasındaki ısı transferidir. Çevrim adyabatik kabul edildiğinden ısıtma gücü sıcak tel üzerine düşen güneş ışınımına eşit olarak alınabilir.

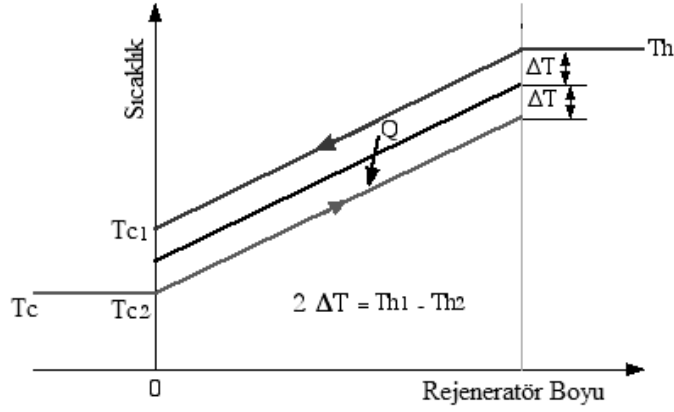
$$Q_{h,i} = h_h A_h (T_H - T_{h,i}) = \tau_{cam} \alpha_t Q_{solar} \quad (8)$$

Sıkıştırma sürecinde iş gazından çekilen ısı Eşitlik 9 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$Q_{c,i} = U_c A_c (T_{c,i} - T_a) \quad (9)$$

Eşitlik 4 ve 5’te ki Q_{rh} , 2-3 konumları arasında, sıcak iş gazından rejeneratör duvarlarına olan ısı geçişidir. 4-1 konumları arasında ise rejeneratöre verilen ısı, rejeneratörün etkenliği oranında geri kazanılmaktadır. Şekil 3’te 2-3 ve 1-4 konumları arasındaki rejeneratör boyunca olan sıcaklık dağılımları verilmiştir. Rejeneratör yüzeyleri ile soğutucu akışkan arasındaki ısı transferi Eşitlik 10 ile bulunabilir.

$$Q_{r,h} = h_r A_r \frac{\Delta T_h}{2} \quad (10)$$



Şekil 3:
Rejeneratörde sıcaklık dağılımı

Rejeneratörün etkinliği ısı kapasiteleri aynı akışkanlar için Eşitlik 11'deki gibi sadeleştirilmiş olarak ifade edilebilir.

$$\varepsilon_r = \frac{1 + NTU}{NTU} \quad (11)$$

Eşitlik 11'de NTU ısı transfer birimidir ve Eşitlik 12 ile hesaplanabilir.

$$NTU = \frac{h_r A_r}{\dot{m} \times c_p} \quad (12)$$

Akışkanın kütleli debisi \dot{m} , genişleme ve sıkıştırma sonu hacimleri arasında farkın (süpürme hacmi), çalışma frekansı ve iş gazı yoğunluğu ile çarpılması ile hesaplanır.

$$\dot{m} = \rho_i \times fr(V_e - V_c) \quad (13)$$

Çevrimin termodinamik verimi ise Eşitlik 14 kullanılarak bulunabilir.

$$\eta_t = \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \quad (14)$$

Çalışmada ısı taşınım katsayıları olarak; soğutucu boruları içerisinde akan iş gazı için Dittus ve Boelter, rejeneratör ve ısıtıcı tel içinden akan iş gazı için de Urielli'nin veya Lemrani'nin ifadeleri kullanılabilir (Organ, 1997). İfadeler Tablo 1'de verilmiştir.

Modellenen sistemde rejeneratör ve ısıtıcı tel için hidrolik çaplar (D_h), gaz ile temas eden ıslak hacmin (1 - ölü hacim), toplam ıslak yüzey alanına bölünmesi ile hesaplanabilir. Rejeneratör ve ısıtıcı tel için ısı değiştiricisi kompaktlık değerleri K_r ve K_w olarak tanımlanırsa (m^2/m^3), gerekli sadeleştirmeler yapıldığında hidrolik çaplar aşağıdaki denklemlerle ifade edilebilmektedir.

$$D_{hr} = (1 - C_r) / K_r \quad (18)$$

$$D_{hw} = (1 - C_t) / K_w \quad (19)$$

Tablo 1. Isı taşınım katsayıları için verilen Nusselt ifadeleri

Dittus ve Boelter	$Nu = \frac{h_c D_{h,c}}{k} = 0.023 \left(\frac{u \cdot D_{hc}}{\nu} \right)^{0.8} Pr^{0.3}$	Eşitlik 15
Urielli	$Nu = \frac{h_h D_{h,h}}{k} = 0.46 \left(\frac{u_h \cdot D_{hh}}{\nu} \right)^{0.4}$	Eşitlik 16
Lemrani	$Nu = \frac{h_r D_{h,r}}{k} = 0.42 \left(\frac{u_r \cdot D_{hr}}{\nu} \right)^{0.46}$	Eşitlik 17

2.2. Güneş ışınımının hesaplandığı alt sistemin modellenmesi

Yatay veya açılı bir yüzeye düşen toplam güneş ışınımı, atmosferde dağılmadan doğrudan yeryüzüne düşen güneş ışınımı ile atmosferdeki tozlara, partiküllere veya bulutlara çarparak yön değiştirip bir yüzeye düşen yayılı güneş ışınımının toplamına eşittir (Kılıç ve Öztürk, 1985).

$$P_{\text{sun},j} = I_b \left(\frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \right) + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \quad (20)$$

Güneş geliş açısının (θ) ve zenith açısının (θ_z) enlem, eğim, deklinasyon ve azimuth gibi güneş açılara bağlı ifadeleri Kılıç ve Öztürk (1985) çalışmasında tanımlanmıştır. Türkiye için yatay düzleme düşen toplam, direkt ve yayılı güneş ışınimleri için ifadeler de Eşitlik 21 ve 22'de verilmiştir.

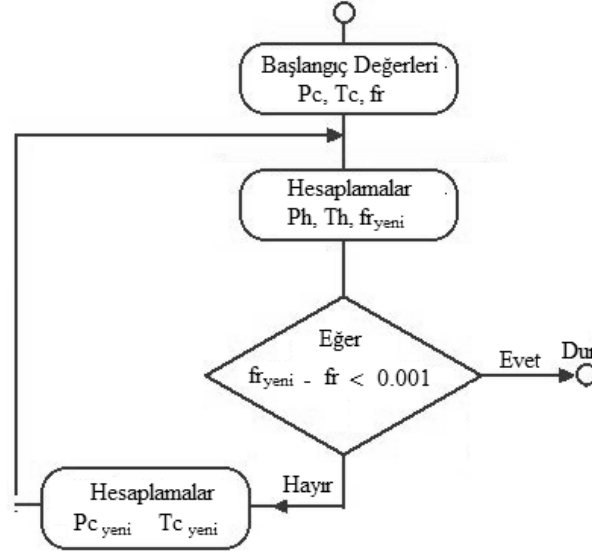
$$I = \left[\frac{\pi}{24} (a + b \times \cos(w)) \left(\frac{\cos(w) - \cos(w_s)}{\sin(w_s) - w_s \times \cos(w_s)} \right) \right] \times \left[c + d \left(\frac{15 \times \text{gs}}{2 \times w_s} \right) \right] \times H_0 \quad (21)$$

$$I_d = I - I_b = I \left[0.788 - 0.802 \left(\frac{I}{I_0} \right) \right] \quad (22)$$

Bu ifadelerdeki H_0 ve I_0 atmosfer dışına düşen güneş ışınım değerleridir. Bu değerlerin ve güneş açılarının hesaplanabilmesi için gerekli detaylı bilgiler Akyol ve Kılıç (2008) çalışmasında mevcuttur.

3. MODELİN MATLAB-SİMÜLİNK ORTAMINDA HAZIRLANMASI

Başlangıç şartları olarak iş gazının sıkıştırma periyodu başlangıcındaki soğuk bölgedeki basıncı, sıcaklığı ve çalışma frekansı verilmiştir. Model, iş gazının her bir 90° lik krank açısı için termodinamik özelliklerini ve motorun çalışma frekansını iteratif yöntemlerle hesaplamaktadır. Şartlı döngü içerisinde, hesaplanan yeni frekans değeri ile başlangıç frekansı arasındaki fark tolerans sınırları içinde olana kadar iterasyona devam edilir. Hazırlanan modelin akış şeması Şekil 4'te verilmiştir.



Şekil 4:
Modelin akış şeması

İş gazının termofiziksel özellikleri, Stirling motorunun geometrik özellikleri, motorun yerleştirildiği bölgenin enlemi, rakımı, yılın kaçınıcı günü için sonuçların istendiği, iterasyona başlanmadan önce sabit olarak sisteme tanıtılmaktadır. Model çıktıları olarak sistemden elde edilen faydalı gücün, sistemin termik veriminin, ısıtıcı tel sıcaklığının ve çalışma frekansının gün boyunca değişimi izlenebilmektedir.

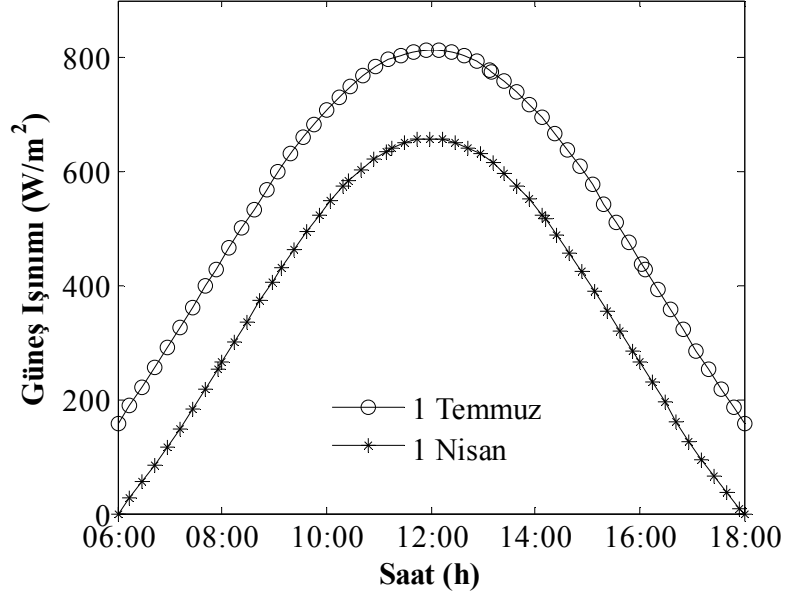
4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Teorik sonuçlar, 40.1 kuzey enleminde bulunan ve rakımı 100 m olan Bursa ili için sabah 6:00 ile akşam 18:00 saatleri arasında yatay düzleme düşen tahmini güneş ışınımı değerleri esas alınarak hesaplanmıştır. Dış ortam sıcaklığı 300 K, kanatçıklar üzerindeki ısı taşınım katsayısı ise 100 W/m²K olarak tanımlanmıştır. Çevrimde iş gazı olarak Helyum kullanılmıştır. Modellenen Stirling motorunun geometrik ölçüleri ve optik özellikleri Tablo 2’de listelenmiştir.

Tablo 2. Modellenen Stirling motorunu geometrik ölçüleri

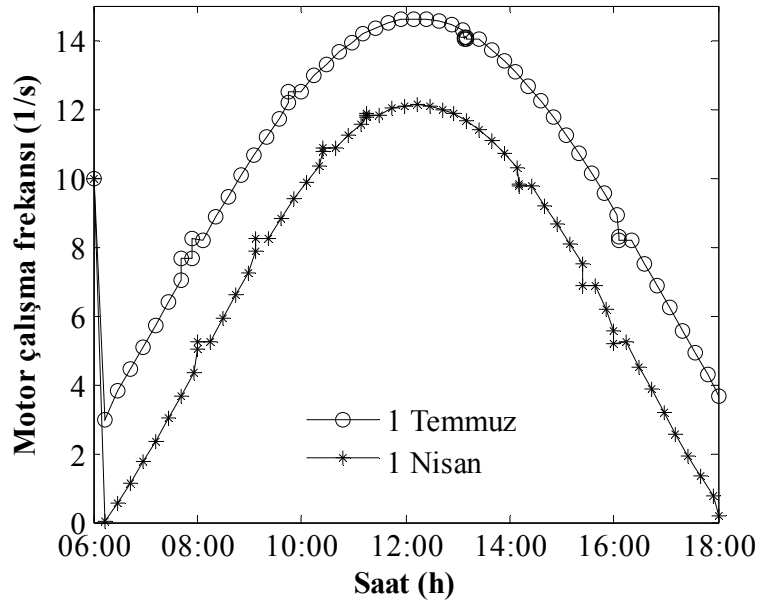
İsim	Simge	Ölçü - Birim
Rejeneratör kompaktlığı	K_r	5000 - m ³ /m ²
Isıtıcı tel kompaktlığı	K_t	2000 - m ³ /m ²
Isıtıcı tel kalınlığı	t	2 - cm
Boşluk hacminin boyu	s	12 - cm
Motor çapı	D	18 - cm
Soğutucu akışkan boru sayısı	N	20 adet
Soğutma yüzeyi	A_c	0.3 - m ²
Kanatçıklı alan yüzeyi	A_f	2 - m ²
Camın ışınım geçirme katsayısı	τ_{cam}	0.9
Telin ışınım yutma katsayısı	α_{tel}	0.85
Kollektör verimi	$\eta_{kollektör}$	0.75
Kollektör alanı	$A_{kollektör}$	30 - m ²

Şekil 5'te, 1 Temmuz günü (182. gün) ve 1 Nisan (81. Gün) günü için kolektörün birim yüzey alanına düşen güneş ışınımı miktarları gösterilmiştir. % 20 rejeneratör ölü hacmi ve 0.6 gr akışkan kütlesi için yılın farklı zamanlarında motorun çalışma frekansları Şekil 6'da, sistemden elde edilen faydalı güçler ise Şekil 7'de karşılaştırılmıştır.



Şekil 5:

Bursa ilinde Temmuz ve Nisan aylarında birim metrekareye düşen tahmini güneş ışınımı değerlerinin zamanla değişimi

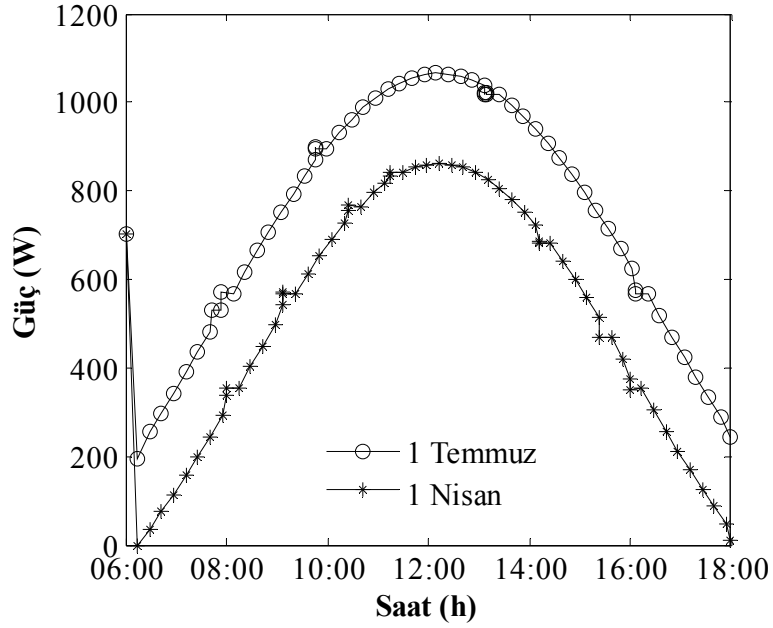


Şekil 6:

Bursa ilinde Temmuz ve Nisan aylarında motor çalışma frekansının zamanla değişimi

Şekil 6 ve Şekil 7'den de görüldüğü gibi çalışma frekansı ve sistemin faydalı gücü, kolektör üzerine düşen güneş ışınımı miktarı ile orantılıdır. Sistemden, Temmuz ayında gün içerisinde en fazla 1 kW faydalı güç elde edilirken bu değer Nisan ayında 0.8 kW'a kadar düşmektedir. Alanı 30 m² olan bir kolektör kullanılması durumunda, Temmuz ayında 18

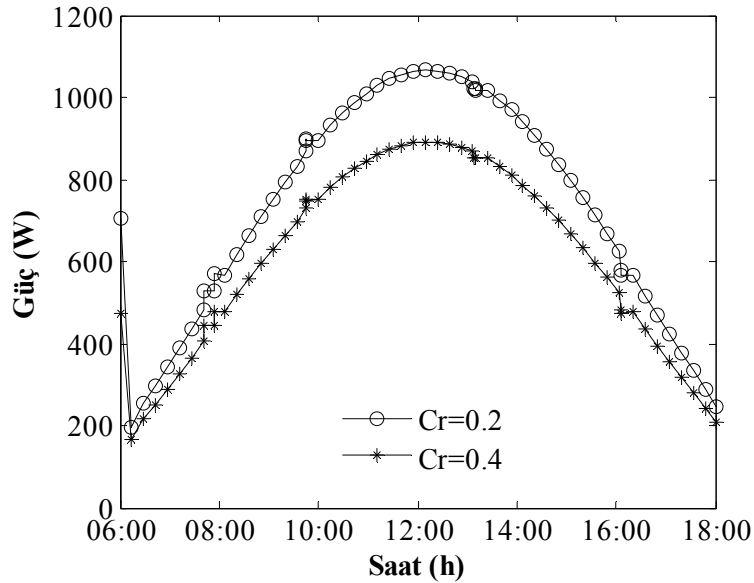
kW'lık güneş ışınımı ısıtıcı teller üzerine düşürülebilmektedir. Bu değer sistemden elde edilen 1 kW'lık faydalı güç ile karşılaştırıldığında toplam güneş ışınımının % 5.5' inin değerlendirilebildiği görülmektedir.



Şekil 7:

Bursa ilinde Temmuz ve Nisan ayları için sistemdeki faydalı gücün zamanla değişimi

Stirling çevriminin veriminin artırılması için ısı transferi yüzey alanı büyük, kapladığı hacmi küçük olan yani kompaktlık derecesi yüksek rejeneratörler kullanılmalıdır. Rejeneratörün kapladığı hacim sıkıştırma oranını azaltacağından elde edilen güç düşecektir. Şekil 8' de rejeneratörün ölü hacim oranının % 40'a çıkmasının sistem performansına olan etkisi incelenmiştir. Temmuz ayı için alınan sonuçlar karşılaştırıldığında maksimum faydalı gücün % 20 oranında azaldığı gözlenmektedir.



Şekil 8:

% 20 ve % 40 rejeneratör ölü hacimleri için motordan çekilen gücün zamanla değişimi

5. SONUÇ

Bu çalışmada, ilk kez Isshiaki tarafından geliştirilen, ısı kaynağı olarak güneş enerjisini kullanan beta tipi bir Stirling motorunun modeli Matlab – Simulink ortamında hazırlanmıştır. Hazırlanan model ile faydalı gücün yılın farklı günlerinde ve gün boyunca olan değişimi tahmin edilebilmektedir. Modelde, farklı iş gazlarının kullanılmasının ve çevrimdeki toplam akışkan miktarının da sistem performansına olan etkileri incelenebilmektedir.

Güneş enerjisi ile çalışan Stirling motorlarının performansının çok yüksek olmamasına rağmen, egzoz gaz emisyonunun olmaması, ısı kaynağının sınırsız ve işletme maliyetinin düşük olması sürdürülebilir kalkınmaya önem veren ülkeler tarafından bu sistemlere olan ilgiyi her geçen gün daha fazla arttırmaktadır. Sistemin ilk yatırım maliyetinin büyük bir kısmını kolektörler oluşturmaktadır. ARGE çalışmalarının artması ile daha verimli sistemlerin işleme geçirilmesi ve artan satışlar ile de maliyetlerin düşmesi, enerji talebinin karşılanmasında güneş enerjisi kaynaklı Stirling motorlarının kullanımını arttıracaktır.

SEMBOLLER

Ac:	Soğutucu iş gazı tarafı yüzey alanı (m^2)
C:	Ölü hacim oranı
c_p :	Özgül ısı (J/kgK)
D:	Motor çapı (m)
Dh:	Hidrolik çap (m)
fr:	Motor çalışma frekansı (1/s)
h:	Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
H_0 :	Atmosfer dışına düşen günlük güneş ışıınımı (W/m^2)
I_0 :	Atmosfer dışına düşen anlık güneş ışıınımı (W/m^2)
I_b :	Direkt güneş ışıınımı (W/m^2)
I_d :	Yayıllı güneş ışıınımı (W/m^2)
k:	İş gazı ısı iletim katsayısı (W/mK)
K_r :	Rejeneratör kompaktlığı (m^3/m^2)
K_t :	Isıtıcı tel kompaktlığı (m^3/m^2)
\dot{m} :	Akışkanın kütleli debisi (kg/s)
M:	Motor içindeki soğutucu akışkan kütlesi (kg)
N:	Soğutucu kanal sayısı
NTU:	Isı transferi birim sayısı
P:	Basınç (Pa)
Q:	Isı transferi gücü (W)
r:	Rejeneratör boyu (m)
R:	İdeal gaz sabiti ($2080 J/kgK$)
s:	Sıkıştırma boşluğu boyu (m)
t:	Isıtıcı tel boyu (m)
T:	Sıcaklık(K)
U:	Toplam ısı transfer katsayısı (W/m^2K)
V:	Hacim (m^3)
α_t :	Telin ışıınım yutma katsayısı
β :	Eğim açısı ($^\circ$)
θ :	Güneş geliş açısı ($^\circ$)
θ_z :	Zenith açısı ($^\circ$)
η_t :	Termik verim

- ρ : Yoğunluk (kg/m^3)
 τ_c : Camın ışınlam geçirme katsayısı
 ω : Saat açısı ($^\circ$)
 ω_s : güneş batış açısı ($^\circ$)

KAYNAKLAR

1. Akyol, Ş.M., Kılıç, M. (2007). Konutların enerji talebinin güneş pilleri ile karşılanması ve ekonomik yönden jeneratörlerle karşılaştırılması, *Yeni ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu*, Kayseri, 54.
2. Akyol, Ş.M., Kılıç, M. (2008). Otomobil kabininde farklı koşullarda iç hava kalitesinin değişiminin deneysel incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Bursa, 142 s.
3. Isshiki, N., Hashimoto, K., Watanabe, L.H., Shehido, K., Kikuchi, S., Watanabe, K. (1989). New solar stirling engine TNT-1 with direct internal radiation heating,
4. Karabulut, H., Aksoy, F., Öztürk, E. (2009). Thermodynamic analysis of a Beta type Stirling engine with a displacer driving mechanism by means of a lever, *Renewable Energy*, 34, 202-208.
5. Kılıç, A., Öztürk, A. (1985). Güneş Enerjisi. Kipaş Dağıtımçılık, Çağaloğlu-İstanbul, 331s.
6. Kılıç, M., Yiğit, A., (2008). Isı Transferi. 3. Baskı, Bursa: Alfa Aktüel.
7. Nepveu, F., Ferriere, A., Bataille, B. (2009). Thermal model of a dish/Stirling systems, *Solar Energy*, 83, 81-89.
8. Organ, A.J. (1997). The Regenerator and the Stirling Engine. Wiley
9. Scollo, L., Valdez, P., Baro'n, J. (2008). Design and construction of a Stirling engine prototype, *International Journal of Hydrogen Energy*, 33, 3506 – 3510.
10. Thombare, D.G., Verma, S.K. (2008). Technological development in the Stirling cycle engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12, 1-38.
11. Tlili, I., Timoumi, Y., Nasrallah, S.B. (2008). Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application, *Renewable Energy* , 33, sf: 1911–1921.
12. Yücesu, H.S. (1999). Bir Stirling motorunda ısıtıcı ve soğutucu boyutlarının belirlenmesi için bir matematik model, *Tr. J. of Engineering and Environmental Science*, 23, sf: 105-120.

Makale 02.12.2011 tarihinde alınmış, 16.04.2012 tarihinde düzeltilmiş, 16.04.2012 tarihinde kabul edilmiştir.