

# V-TİPİ STIRLING SOĞUTUCUSUNUN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Ö. Ercan ATAER  
Yusuf TEKİN  
Halit KARABULUT

## ÖZET

Bu çalışmada Stirling çevrimi ile çalışan bir V-tipi soğutucunun düğüm yöntemi kullanılarak termodinamik analizi yapılmıştır. Çalışma akışkanı olarak hava kullanan Stirling soğutucusu sıkıştırma ve genişleme hacimlerinin sıcaklık farkına bağlı olarak çalışır ve sıkıştırma ve genişleme hacmi pistonları, soğutucu, rejeneratör, ısıtıcı ile krank biyel mekanizmasından oluşmaktadır. Sıkıştırma ve genişleme pistonları arasındaki faz açısı  $90^\circ$  dir. Termodinamik analizde Stirling soğutucusu 14 kontrol hacmine bölünmüştür. Bu kontrol hacimleri sırasıyla sıkıştırma hacmi; 1, soğutucu; 2, 3, rejeneratör; 4 - 11, ısıtıcı; 12, 13 ve genişleme hacmi; 14 nolu kontrol hacimlerinden oluşmaktadır. Sıkıştırma ve genişleme hacimleri krank açısına bağlı olarak değişmekte, diğer 2 - 13 arasındaki kontrol hacimlerinin hacmi ise sabit kalmaktadır. Analizde her bir kontrol hacmi için enerji ve kütle korunumu denklemleri yazılmış ve temel denklemler, FORTRAN dilinde bir bilgisayar programı hazırlanarak iteratif olarak çözülmüştür. Stirling soğutucusunun verilen şarj basıncı, motor açısal hızı, ısıtıcı ve soğutucu yüzey sıcaklıkları için her bir kontrol hacminin kütle, anlık basınç ve sıcaklıkları hesaplanmıştır. Bu veriler kullanılarak çevrimin net işi, COP'si hesaplanmış ve sonuçlar diyagramlar halinde verilmiştir.

## 1. GİRİŞ

Stirling motorları, farklı sıcaklıklardaki iş akışkanının genişleme ve sıkıştırma işlemlerinin kapalı ve rejeneratif bir termodinamik çevrim olan Stirling çevrimi boyunca tekrarlandığı ısı sistemleridir. İş akışkanının hareketi, pistonlar tarafından sağlanır. Çalışma akışkanı, hacim değişiklikleri ile kontrol edildiğinden ısının işe dönüşümü veya tersi söz konusudur.

Stirling çevrimin bir bölümünde çalışma akışkanının ısı enerjisi, sistemde yer alan ve rejeneratör olarak bilinen bir ısı enerji deposuna verilir; daha sonra çevrimin bir başka bölümünde bu enerji rejeneratörden yeniden çalışma akışkanına aktarılır. Isıtıcı ve soğutucu arasında bulunan rejeneratör, gözenekli bir ortamdır.

Stirling çevrimi ile çalışan motorlar, uzun zaman sadece teorik bir ilgi alanı oluşturmuşlardır. Ancak enerji kaynaklarının giderek artan fiyatları ve artan nüfus, kirlilik ve gürültü nedeniyle alternatif motorların araştırılması gerekliliği doğmuştur. Bu cihazlardan temel olarak beklenen özellikler; verimli, çevreyi kirletmemeleri, güvenilir ve ekonomik olmalarıdır.

Stirling motorları aşağıdaki özelliklere sahip olması nedeniyle, son zamanlarda ilgi uyandırmışlardır:

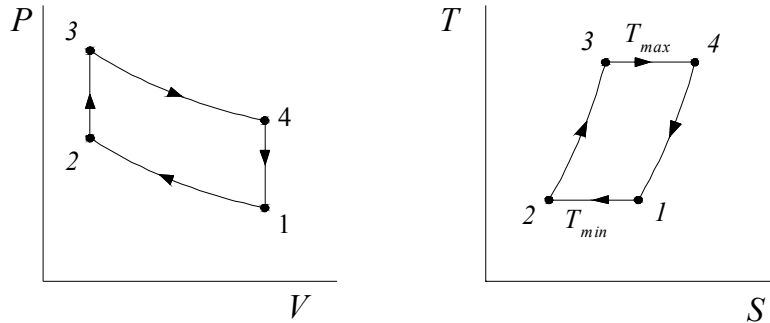
1. Düşük çevre kirliliği: Stirling motorları dıştan yanmalı motorlardır. Otto ve Diesel motorlarından farklı olarak yanma sistemin dışında oluşur.
2. Uygulamada sessiz ve titreşimsiz çalışma,
3. Daha az yakıt tüketimi: Sistemin verimi yüksektir.
4. Farklı yakıtları kullanabilme özelliği: Yanma sistemin dışında olduğundan farklı yakıtlar kullanılabilir. Stirling motorları, sıvı ve katı yakıtların yanında güneş enerjisi ile de çalışabilir.
5. Motorun sızdırmazlığının sağlanması: Motorun sızdırmazlığının temin edilmesi gerekir.
6. Mekanik basitlik,
7. Kapalı rejeneratif çevrim için yüksek özgül güç çıkışı,
8. Farklı akışkanların çalışma akışkanı olarak kullanılabilmesi.

Stirling çevrimiyle çalışan motorların ideal analizi, Gustav Schmidt tarafından 1871 yılında gerçekleştirilmiştir. Makinanın analizinde 1960 yılına kadar çok az gelişme kaydedilmiştir ve bugün hala Schmidt'in analizi, motorun ilk boyutlandırılması işleminde başvurulan yöntem olma özelliğini korumaktadır. Verim değeri Carnot çevriminde olduğu gibi sadece sıcaklığa bağlı olarak hesaplanmakta ve bu durum analizin kullanımını sınırlamaktadır [1]. Daha sonra Finkelstein Stirling motorlarının performans değerlerinin belirlenmesinde sayısal yöntemler kullanmıştır [2]. Stirling çevrimi ile çalışan motorların performansı; ideal olmayan ısı değiştirgeçlerinin kullanıldığı ve akışta meydana gelen sürtünme etkilerinin de dikkate alındığı bir analiz ile belirlenebilir.

## 2. STIRLING ÇEVİRİMİ İLE ÇALIŞAN MAKİNALAR VE BU KONUDA YAPILAN ÇALIŞMALAR

### 2.1 Stirling Çevrimi ve Stirling çevrimi ile Çalışan Soğutucular

Bir silindir içerisinde, aralarında rejeneratör bulunan iki piston düşünelim. Rejeneratör ısıyı emen bir termodinamik sünger gibi düşünülebilir. Rejeneratör gözenekli bir ortamdır. Rejeneratör ve pistonlar arasındaki yüksek sıcaklıktaki hacim genişleme hacmidir. Diğer hacim sıkıştırma hacmidir ve düşük sıcaklıktadır [13]. Rejeneratörde aksel yönde bir sıcaklık değişimi, ( $T_{max}-T_{min}$ ) vardır ve analizlerde bu yöndeki ısı iletimi ihmal edilir. Carnot çevriminde olduğu gibi pistonların sürtünmesiz hareket ettiği ve çalışma akışkanından sızıntı olmadığı kabul edilir.

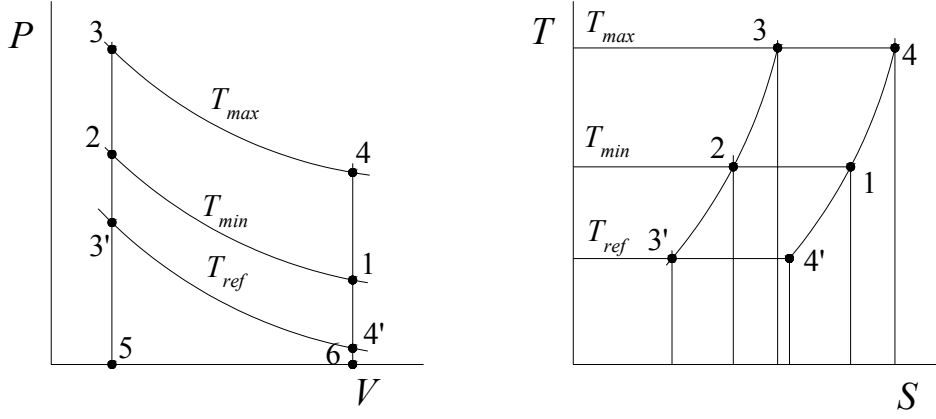


Şekil 2.1. Stirling çevrimi ile çalışan ısı makinasının P-V ve T-S diyagramları

Şekil 2.1'de Stirling çevriminin P-V ve T-S diyagramları görülmektedir. Stirling çevrimi dört süreçten oluşur :

1. Süreç 1-2: Sabit sıcaklıktaki sıkıştırma sürecinde çalışma akışkanından çevreye ısı transferi oluşur.
2. Süreç 2-3: Sabit hacimde rejeneratörden çalışma akışkanına ısı aktarımı oluşur.
3. Süreç 3-4: Sabit sıcaklıktaki genişleme sürecinde dış ortamdan çalışma akışkanına ısı aktarımı oluşur.
4. Süreç 4-1: Sabit hacimde çalışma akışkanından rejeneratöre ısı aktarımı oluşur.

Stirling çevrimi ile çalışan soğutma makinasında sıkıştırma işlemi  $T_{min}$  sıcaklığında gerçekleşir. Şekil 2.2'de aynı sabit sıcaklıkta sıkıştırma yapan bir ısı makinası ve bir soğutma makinasının P-V ve T-s diyagramları, üst üste konulmuştur. Genişleme işlemi ısı makinasında  $T_{max}$  sıcaklığında, soğutucuda ise  $T_{ref}$  sıcaklığında gerçekleşir.



**Şekil 2.2.** Isı makinası ve soğutucu olarak çalışan Stirling çevriminin P-V ve T-s diyagramlarının karşılaştırılması

Stirling çevrimi ile çalışan makina, soğutucu olarak çalıştırıldığında, genişleme işlemi (3'-4') sırasında ısı dış ortamdan çekilir. Sıkıştırma işi (1-2-5-6 alanı) ısı makinası veya soğutucu olarak çalışan makina için aynıdır. Makinanın soğutucu olarak çalışması durumunda genişleme işi (4'-3'-5-6 alanı) sıkıştırma işinden küçüktür ve 1-2-3'-4' alanına eşit bir iş, çevrim için gereklidir. 2-3' işleminde çalışma akışkanının sıcaklığı düşer ve bunu takip eden 4'-1' işleminde sıcaklıkta bir artış meydana gelir.

## 2.2. Bu Konuda Yapılan Çalışmalar

Literatürde, Tew, Jefferies ve Miao, rombik mekanizma ve serbest piston ile çalışan Stirling motorunun termodinamik analizini ve bilgisayar programlarıyla simülasyonunu yaptılar. Bu modelde çalışma ortamı, kontrol hacimleri olarak adlandırılan alt kısımlara bölünmüştür [14]. Urieli ve Kushnir, düğüm yöntemi analizinin, rejeneratör ve ısı değiştirgeçlerinin ısı transferi ve basınç kayıplarını hesaplamakta kullanılabileceğini gösterdiler [15].

Berchowitz ve Unger, iç soğutma için tasarlanan serbest pistonlu Stirling soğutucularının performansını teorik olarak hesapladılar. Buharlı ısı makinaları ile karşılaştırıldığında, düşük gürültü seviyesine sahip ve çalışma akışkanı olarak Helyumun kullanıldığı motorun performans açısından rekabet edebileceğini gösterdiler [16]. Berchowitz ve Schonder, yakıt olarak doğal gaz ve çalışma akışkanı olarak Helyumun kullanıldığı bir Stirling soğutucusunun tasarımını gerçekleştirdiler [17]. Berchowitz, serbest pistonlu Stirling çevrimi ile çalışan soğutucuların dinamik davranışlarını inceledi. Sonuçlar, gaz pistonunun faz açısı ve strok oranının fonksiyonu olarak elde edildi. Uygulanan lineer analiz ile bir makina için kayıpların tam olarak hesaplanabileceğini gösterdi. Bu analiz, 100 K, 200 W gücündeki düşük sıcaklık soğutucuları ve küçük elektronik soğutucular da dahil olmak üzere birçok başarılı prototip makinanın tasarımında kullanıldı. Ayrıca Berchowitz, tersinmezlikleri tartışarak serbest pistonlu Stirling çevrimi ile çalışan makinanın optimizasyonunu gerçekleştirdi [18].

Ataer, Stirling çevrimi ile çalışan motorların rejeneratörlerinin analizinde Lagrange metodunu kullandı. Rejeneratörün ilgili denklemlerinin, gaz pistonunun yer değişiminin fonksiyonu olarak ifade edilmesi suretiyle zaman teriminin denklemlerde bulunmaması sağlandı. Akış yön değişimlerine bağlı olarak oluşan basınç değişimlerini ve eksenel ısı iletimini içeren denklemler, sonlu farklar metodu kullanılarak bir bilgisayar vasıtasıyla sayısal olarak çözüldü [19,20].

Ladas ve İbrahim, Stirling çevrimi ile çalışan motorun sonlu zaman termodinamik analizini yaptılar. Çevrimin, kütle ve enerji denklemlerini sayısal olarak çözdüler. Rejenerasyonun ve devir sayısının, elde edilen güç ve verime olan etkilerini araştırdılar. Çevrim oranına bağlı olarak, verilen bir motor için optimum gücü belirlediler [23].

Angelino ve Invernizzi, Stirling çevrimi ile çalışan ısı pompalarının gerçek gaz etkilerinden, akış-hal diyagramının uygun bölgesinde çalışması sağlandığı sürece, olumlu şekilde etkilendiklerini göstermiştir [24].

Wu ve arkadaşları, rejeneratöründe kayıplar olan, tersinmez, ısı makinası olarak çalışan bir Stirling motorunun optimum performansını belirlemek için teorik bir çalışma gerçekleştirdiler. Çalışmada, Stirling motorundan elde edilen net iş ile motorun ısı verimi arasında bir bağıntı buldular. Ayrıntılı, sayısal örneklerle elde edilen sonuçlar, Stirling motorunun performans ve tasarımının geliştirilmesi için kaynak oluşturmaktadır [25]. Yine Wu ve arkadaşları, Stirling çevrimi ile çalışan makinaların performansını etkileyen parametreler üzerinde çalıştılar. Sonlu zaman termodinamiğinde, performans sınırı ve optimizasyon değerleri için çevrimin analizi yapıldı. Quantum Stirling motorları, soğutucuları ve ısı pompalarının performans parametreleri için optimum bağıntılara ulaşıldı [26].

M.Costea ve M Feidt, ısı transfer katsayısının değişiminin, ısı transfer yüzeyi iletkenliğine etkisini incelediler. Analiz, Stirling motoru optimizasyonu ile gerçekleştirilmiştir. Bu metod kaynak ve kuyudaki sıcaklık farklarına bağlı olarak ısı transferinin gerçekleştiği, motorun sıcak ve soğuk uçları arasında ısı kayıplarının olduğu tersinmez bir çevrim için tasarlanmıştır. Kaynak ve kuyu olarak sonlu ısı kapasiteli termostatlar kabul edilmiştir. Yeni yaklaşım, ısı değiştirgeçlerinin ısı transfer katsayılarının bölgesel sıcaklık farklarına bağlı şekilde lineer olarak değiştiğini kabul etmiştir [27].

Kaushik ve Kumar, elde edilen gücün ve rejeneratöründe iç ısı kayıpları olan Stirling ısı pompasının veriminin artırılması için, Stirling çevrimi ile çalışan motorun sonlu zaman termodinamik analizini gerçekleştirdiler [28].

### 3. STIRLING ÇEVİRİMİ İLE ÇALIŞAN SOĞUTUCUNUN TEMEL DENKLEMLERİNİN ELDE EDİLMESİ

#### 3.1 Soğutucunun Çalışma Prensibi

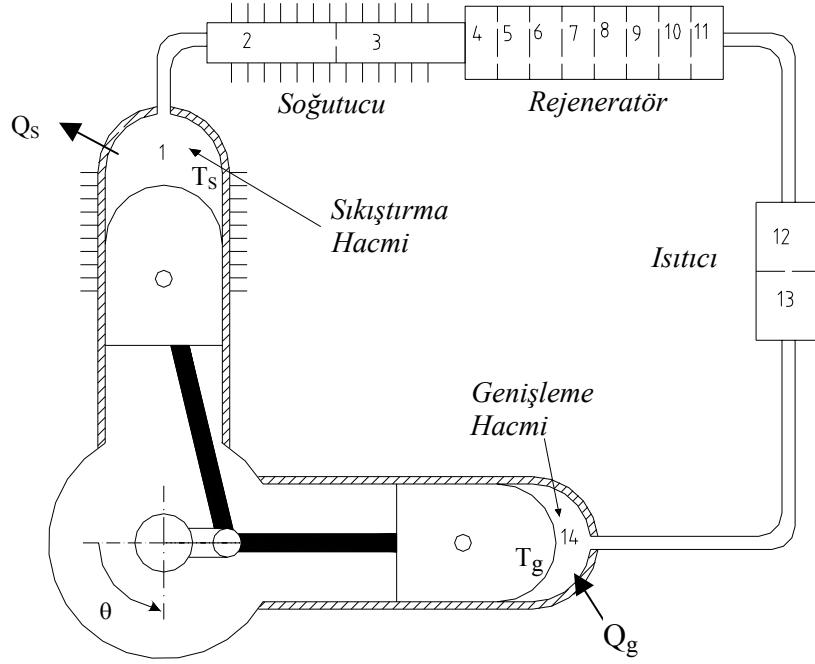
Çalışmada analizi yapılan V-tipi Stirling çevrimi ile çalışan soğutma makinası Şekil 3.1'de gösterilmiştir.

Stirling motoru sıkıştırma ve genişleme hacimlerinin sıcaklık farkına bağlı olarak çalışır ve sıkıştırma ve genişleme hacmi pistonu, soğutucu, rejeneratör, ısıtıcı ile krank mekanizmasından oluşmaktadır. Sıkıştırma pistonunun bulunduğu bölge sıcak ortam, genişleme pistonunun bulunduğu bölge ise soğuk ortam olarak kabul edilir.

Şekil 3.1'de görüldüğü gibi Stirling motoru; soğutucuda iki, rejeneratörde sekiz ve ısıtıcıda iki kontrol hacmine ayrılmıştır. Sıkıştırma ve genişleme hacimleri ise ayrı ayrı, tek kontrol hacmi olarak ele alınmıştır.

Analize, genişleme hacmi pistonu üst ölü noktada; dolayısıyla sıkıştırma hacmi pistonu üst ve alt ölü noktaların ortasındaki konumda başlanacaktır. Şekilde görülen,  $\pi$  radyan değerine sahip krank açısının  $0.5^\circ$  artırılmasıyla, sıkıştırma hacminde bulunan çalışma gazı sıkıştırılır ve basıncı artar. Çalışma gazını sıkıştırarak soğuk tarafa gitmesini sağlamak için sisteme mekanik iş verilir. Sabit sıcaklıkta,  $Q_s$  ısı, sıkıştırma hacminden çevreye atılır. Sisteme verilen mekanik iş ile sıkıştırma hacmi pistonu üst ölü noktaya doğru hareket eder.

Çalışma gazı sırasıyla; soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcıdan geçerek soğuk tarafa doğru akar. Soğutucudan geçerken, çalışma gazından dış ortama ısı transferi olur. Rejeneratör içerisinde ise çalışma gazından, rejeneratörün gözenekli metal ortamına ısı transferi gerçekleşir. Analizde rejeneratördeki sıcaklık dağılımının akış yönünde doğrusal olduğu varsayımı yapılmıştır. Rejeneratörün amacı; çalışma gazı soğuk tarafa giderken ısıyı alarak metal ortama aktarmak, sıcak tarafa geri dönerken ısıyı metal ortamdan çalışma gazına aktararak makinanın verimini artırmaktır. Çalışma gazı ısıtıcıdan geçerken, sıcaklığı azalmaya devam eder. 14 nolu genişleme hacminde sıcaklık çevrimin en düşük değerine ulaşmıştır. Genişleme hacminde,  $Q_g$  ısı dış ortamdaki çekilerek, ortamın soğuması sağlanır.



**Şekil 3.1.** Analizi yapılan soğutma makinasının şematik görünümü.

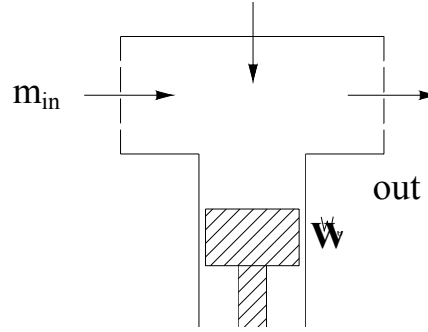
Krank açısı artırılarak sıkıştırma pistonu üst ölü noktaya doğru yaklaşır ve döngü tekrarlanır. Sıkıştırma pistonu geri dönerken soğuk gaz sıkıştırılır ve sıkıştırılan gaz ters yönde sıcak tarafa doğru ilerler.

### 3.2. Analiz Yöntemi

Bu çalışmada düğüm yöntemi kullanılarak V-tipi Stirling çevrimi ile çalışan bir soğutucunun etkinlik katsayısının (COP) şarj basıncı ve motor hızına göre değişimi incelenmiştir. Soğutucunun analizinde;

1. Çevrim boyunca sızıntının olmadığı,
2. Çalışma akışkanının ideal gaz olduğu,
3. Çalışma akışkanının kinetik ve potansiyel enerjilerinin ihmal edileceği,
4. Akışın sürtünmesiz olduğu,
5. Stirling motorunun hızının sabit olduğu,
6. Kontrol hacimleri duvar sıcaklıklarının sabit olduğu,
7. Isıtıcı, rejeneratör ve soğutucuda basınç kaybının olmadığı,
8. Rejeneratördeki sıcaklık dağılımının akış yönünde doğrusal ve rejeneratör sürecinin ideal olduğu varsayımları yapılmıştır.

Bir düğümde oluşabilecek iş, ısı aktarımı ve kütle terimleri Şekil 3.2'de görülen genelleştirilmiş düğümde ifade edilmiştir.



**Şekil 3.2.** Genelleştirilmiş düğümün şematik görünümü.

Genelleştirilmiş kontrol hacmi; iki yüzeyinden kütle akışı, bir yüzeyinden ısı aktarımı ve gaz ile pistonlardan biri arasındaki iş alışverişi olan bir kontrol hacmini ifade etmektedir. Soğutucu ve ısıtıcıdaki iki, rejeneratördeki sekiz kontrol hacminin her birinin bir yüzeyinden ısı transferi, iki yüzeyinden de kütle akışı gerçekleşir. Ancak sabit hacimde olduklarından, bu kontrol hacimlerinde gaz tarafından iş yapılmaz.

Her düğümde mevcut çalışma gazının termodinamik modellenmesinde; kütle korunumu, enerjinin korunumu ve ideal gaz denklemleri kullanılmıştır. Bu denklemler, herhangi bir krank açısında, çalışma hacmindeki sıcaklık, kütle dağılımları ve basınç seviyelerinin belirlenmesinde kullanılmıştır.

Enerjinin korunumu denklemi, kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişim ihmal edilerek Şekil 3.2'de belirtilen genelleştirilmiş düğüm dikkate alınarak, birim zaman için yazılırsa

$$\frac{d}{dt}(MC_v T) = hA(T_w - T) + C_p(\dot{m}_{in} T_{in} - \dot{m}_{out} T_{out}) - P \frac{dV}{dt} \quad (3.1)$$

denklemini elde edilir. Yukarıdaki denklemin her terimini Stirling motorunun sabit olarak kabul edilen krank açısı artırımını  $d\theta$ 'ya karşılık gelen zaman ifadesi

$$dz = \frac{d\theta}{2\pi RPM} = \frac{60d\theta}{2\pi RPM} \quad (3.2)$$

ile çarpılırsa soğutucunun temel denklemini  $dz$  zamanı için elde edilir. Genelleştirilmiş kontrol hacmi iç enerjisinin zamana göre değişiminin ifadesi olan  $\frac{d}{dt}(MC_v T)$  terimi,  $dz$  ile çarpılırsa oluşacak

$$\Delta E = \frac{d}{dt}(MC_v T) dz = C_v M \frac{dT}{dt} dz + C_v T \frac{dM}{dt} dz = C_v M \Delta T + C_v T \Delta M \quad (3.3)$$

bağıntısı elde edilir. Eşitlik 3.3  $\theta$  krank açısından  $\theta+d\theta$  krank açısına ilerleyinceye kadar geçen süre içerisinde, genelleştirilmiş kontrol hacmi iç enerjisinde meydana gelen değişimi ifade etmektedir.

Newton'un soğutma yasasına göre  $\dot{Q} = hA(T_w - T)$  terimi, kontrol hacminin sınırlarından birim zamandaki ısı aktarımını ifade etmektedir. Bu bağıntıda,  $h$  ısı aktarım katsayısı,  $A$  ısı aktarım alanı,  $T_w$  çeper sıcaklığı ve  $T$  çalışma akışkanının sıcaklığıdır. Bağıntının her iki tarafı ( $dz$ ) ile çarpılırsa, ( $dz$ ) zamanında meydana gelen ısı aktarımı için

$$Q = \frac{dQ}{dt} dz = hA(T_w - T)dz \quad (3.4)$$

bağıntısı elde edilir.

Genelleştirilmiş düğümde birim zamanda sistem üzerinde yapılan iş;

$$\dot{W} = P \frac{dV}{dt} \quad (3.5)$$

denklemleri ile ifade edilir. Bu bağıntının her iki tarafı dz zamanı ile çarpılarak

$$W = \dot{W}dz = P \frac{dV}{dt} dz = P\Delta V \quad (3.6)$$

dz zamanında çevrim üzerinde yapılan iş elde edilir.

Soğutucu, ısıtıcı ve rejeneratördeki düğümlerin hacmi sabittir ve bu düğümlerde iş terimi yoktur. Hacim farkı ( $\Delta V$ ) sadece sıkıştırma ve genişleme hacimlerinde olduğundan, sadece 1 ve 14 nolu düğümlerde sistem üzerinde iş yapılır.

Eşitlik 3.1'de mevcut  $C_p \left( \dot{m}_{in} T_{in} - \dot{m}_{out} T_{out} \right)$  terimi kontrol hacmi sınırlarından entalpi akışını ifade eder. Bir başka deyişle

$$\frac{dE_{in}}{dt} - \frac{dE_{out}}{dt} = C_p \left( \dot{m}_{in} T_{in} - \dot{m}_{out} T_{out} \right) \quad (3.7)$$

yazılabilir. Eşitlik 3.7'nin her iki tarafı dz (s) ile çarpılarak  $\theta$  krank açısından  $\theta+d\theta$  krank açısına ilerleyinceye kadar, kontrol hacmine akışkan tarafından taşınan net enerji;

$$E_{in} - E_{out} = C_p [\Delta m_{in} T_{in} - \Delta m_{out} T_{out}] \quad (3.8)$$

şeklinde ifade edilir. Bu bağıntıdaki  $\Delta m_{in}$  ve  $\Delta m_{out}$  Stirling motoru içerisindeki çalışma akışkanının akış yönüne bağlı olarak belirlenmektedir.

Genelleştirilmiş düğüm bir kontrol hacmi gibi ele alındığında, soğutucu içerisinde akışın sıkıştırma hacminden genişleme hacmine aktığı genişleme yarım çevrimi için Eşitlik 3.1,

$$\Delta E = Q + (E_{in} - E_{out}) - W \quad (3.9)$$

şeklinde yazılabilir. Bu bağıntıdaki  $\Delta E$  Eşitlik 3.3, Q Eşitlik 3.4, W Eşitlik 3.6 ve  $(E_{in} - E_{out})$  Eşitlik 3.8 ile ifade edilmiştir. Dolayısıyla Eşitlik 3.9,

$$C_v M \Delta T + C_v T \Delta M = hA(T_w - T)dz + C_p (\Delta m_{in} T_{in} - \Delta m_{out} T_{out}) - P\Delta V \quad (3.10)$$

şeklinde yazılabilir. Bu eşitlik  $\Delta T$  için çözümlenerek;

$$\Delta T = \frac{hA(T_w - T)dz + C_p (\Delta m_{in} T_{in} - \Delta m_{out} T_{out}) - C_v T \Delta M - P\Delta V}{C_v M} \quad (3.11)$$



$\theta$  krank açısından,  $\theta+d\theta$  krank açısına ulaşıncaya kadar geçen  $dz$  zamanında sıcaklığın değişimi için kullanılacak ifade elde edilir.

Akışın pozitif yönü, sıkıştırma hacminden genişleme hacmine doğru olacak şekilde tanımlanmıştır. O halde örneğin; 4 nolu kontrol hacminin sağ yüzeyinden akan kütle için negatif değeri, ısıtıcıdan rejeneratöre doğru olan akışı belirtmektedir.

Krank açısı  $\theta$  değerinden  $\theta+d\theta$  değerine ulaştığında düğümün yeni sıcaklığı,

$$T = T + \Delta T \quad (3.12)$$

formülüyle hesaplanır.

### 3.3 Sayısal Yöntem

Analizde on dört kontrol hacminden oluşan bir sistem düşünülmüştür. Ancak kontrol hacmi sayıları daha hassas sonuçlar için artırılabilir. Analizi yapılan soğutucunun kontrol hacimlerinin şematik görünümü Şekil 3.1'de verilmiştir. Termodinamik analizde Stirling motorunun dış ortamın sıcaklığı  $T_{or}=300$  K ve açısal hızı  $RPM=500 - 3000$  (dev/dk) olarak alınmış ve

$$w = 2.0 * \pi * \frac{RPM}{60.0} \quad (3.13)$$

denklemini kullanarak "rad/s" birimi ile ifade edilmiştir.

Analize genişleme hacmi pistonu üst ölü noktada; dolayısıyla sıkıştırma pistonu üst ve alt ölü noktaların ortasındaki konumdayken başlanılmıştır ( $\theta=\pi$ ). Krank mili bir tam tur ( $360^\circ$ ) döndüğü taktirde, 720 adet  $0.5^\circ$ lik krank açısı artırımına karşılık gelen hareket sağlanmış olacaktır. Bilgisayar programı çalıştırıldığında krank milini altı tam tur döndürdüğümüzde, sistemin kararlı konumuna ulaştığı belirlendiğinden,  $720 \times 6 = 4320$  defa, krank açısı  $d\theta=0.5^\circ$  fark ile artırılmıştır. Bu artırım sonucunda krankın yeni konumu,

$$\theta = \theta + d\theta \quad (3.14)$$

eşitliği kullanılarak elde edilmiştir. Krank açısının sabit artırım değeri,

$$d\theta = 2.0 * \frac{\pi}{720.0} \quad (3.15)$$

denklemini ile radyan birimine dönüştürülmüştür.

Krank açısının  $d\theta=0.5^\circ$  artırımları sonrasında sistem parametrelerinin (anlık basınç, düğümlerin kütle ve hacimleri) yeni değerlerinin bulunması hedeflenmiştir.

Krank açısının  $\theta$  değerinden  $\theta+d\theta$  değerine ulaşması için geçen süreyi tanımlamak maksadıyla Eşitlik 3.15 ile tanımlanan krank açısının sabit artırım değeri, Eşitlik 3.13 ile belirtilen açısal hıza bölünerek,

$$dz = 60.0 * d\theta / (2.0 * RPM * \pi) \quad (3.16)$$

sabit krank açısı artırımları için geçen süre (sn) biriminden elde edilmiştir.

Stirling çevrimiyle çalışan soğutucunun çalışma akışkanı havadır ve hava, bu çalışma şartlarında ideal gaz olarak kabul edilebilir. İdeal gaz denklemi;





$$PV = MRT \quad (3.17)$$

kullanıldığında P basınç, T mutlak sıcaklık ve R gaz sabitidir. Eşitlik 3.17 düğümler için kullanılarak anlık basınç için,

$$P = \frac{M_t R}{\frac{V_1}{T_1} + \frac{V_2}{T_2} + \dots + \frac{V_n}{T_n}} \quad (3.18)$$

bağıntısı elde edilir. Eşitlik 3.18'da n değeri toplam düğüm sayısı,  $M_t$  sistemin toplam kütlesi olup,

$$M_t = \frac{P_{ch} V_{ch,t}}{RT_{or}} \quad (3.19)$$

bağıntısından hesaplanır. Analizde her düğüm bir kontrol hacmi gibi düşünülmüştür. Eşitlik 3.19'daki basınç  $P_{ch}$  sabit şarj basıncı (Pa), sıcaklık  $T_{or}$  ortalama sıcaklık (K),  $V_{ch,t}$  ise şarj edilen toplam hacimdir. Ele alınan soğutucuda gaz sızıntısı olmadığı kabul edildiğinden sistemin toplam kütlesi sabittir.

Krank açısının başlangıç konumu ve  $d\theta$  kadar değiştikten sonra farklılık gösteren sıkıştırma ve genişleme hacimleri sırasıyla;

$$V_s = V_{s,D} + \frac{1}{2} V_{ss} (1 + \cos(\theta - \varphi)) \quad (3.20a)$$

$$V_g = V_{g,D} + \frac{1}{2} V_{gs} (1 + \cos \theta) \quad (3.20b)$$

şeklinde ifade edilir [1]. Bu bağıntıda  $\theta$  krank açısı,  $\varphi$  ise faz açısıdır. Sıkıştırma ve genişleme hacimlerinin bir parçası olan ölü hacimler sırasıyla  $V_{s,D}$  ve  $V_{g,D}$  olarak ifade edilmiş olup, değerleri  $25 \text{ cm}^3$  ve  $20 \text{ cm}^3$  olarak alınmıştır. Eşitlik 3.20a' daki  $V_{ss}$  sıkıştırma sürecinde süpürülen hacim ve Eşitlik 3.20b' deki  $V_{gs}$  genişleme sürecinde süpürülen hacim olmak üzere; süpürülen hacimler piston kesit alanı ile kursun çarpılması ile bulunabilir.

$$V_{ss} = V_{gs} = \frac{\pi D^2}{4} x S \quad (3.21)$$

Analizi yapılan soğutucunun sıkıştırma ve genişleme pistonunun çapları birbirine eşit ve 0.05 m'dir. Her iki pistonun kursu da  $S=0.05 \text{ m}$  alınmıştır. Sabit hacme sahip 2-13 nolu hacimler ise

$$V_2 = V_3 = 25.0/1000000.0 \quad (3.22a)$$

$$V_4 = V_5 = V_6 = V_7 = V_8 = V_9 = V_{10} = V_{11} = 4.0/1000000.0 \quad (3.22b)$$

$$V_{12} = V_{13} = 20.0/1000000.0 \quad (3.22c)$$

şeklinde kabul edilmiştir. Sistemin şarj edilen toplam hacmi,

$$V_{ch,t} = 0.85V_{gs} + 0.85V_{ss} + 122/1000000 \quad (3.23)$$

denklemden hesaplanır. Buradaki  $122 \text{ cm}^3$  lük değer,  $V_2$ 'den  $V_{13}$ 'e kadar olan sabit hacimlerin toplamıdır. Piston konumuna göre  $V_1$  ve  $V_{14}$  hacimleri değişeceğinden her iki tarafta da %15'lik kayıp kabul edilerek, süpürülen hacmin % 85'i dikkate alınmıştır. Ayrıca Krank  $\theta$  konumunda toplam hacim

$$V_1 + V_2 + \dots + V_{(n-2)} + V_{(n-1)} + V_n = V_t \quad (3.24)$$

eşitliği ile ifade edilebilir.

Sıkıştırma ve genişleme hacmi ısı aktarım alanları ise krank açısına bağlı olarak;

$$A_s = \frac{\pi D^2}{4} + 0.5 \times S \times (1 + \cos(\theta - \varphi)) \times \pi \times D \quad (3.25a)$$

ve

$$A_g = \frac{\pi D^2}{4} + 0.5 \times S \times (1 + \cos \theta) \times \pi \times D \quad (3.25b)$$

denklemleriyle elde edilir. Rejeneratör ısı transfer alanı  $A_r$  ve genişleme hacmi ısı transfer alanı  $A_g$  birbirine eşit ve  $1600 \text{ cm}^2$  olarak kabul edilmiştir. Sıkıştırma hacmi ısı transfer alanı ise  $2220 \text{ cm}^2$  olarak ele alınmıştır. Hesaplamalarda söz konusu alanlar ( $\text{m}^2$ )'ye dönüştürülerek kullanılmıştır. Hesaplamalarda, 300 K için havanın sabit basınç ve hacimdeki özgül ısı değerleri kullanılmıştır. Rejeneratördeki sıcaklık değişiminin doğrusal olduğu kabul edilmiştir.

Eşitlik 3.18'de kullanılacak sıcaklıklar için sıkıştırma hacmindeki havanın sıcaklığı, sıkıştırma hacmi duvar sıcaklığına; genişleme hacmindeki havanın sıcaklığı genişleme hacmi duvar sıcaklığına eşit kabul edilecektir.

Rejeneratör içerisindeki toplam gaz kütesinin doğru olarak belirlenmesi için, aksel yöndeki gaz sıcaklığının bilinmesi gerekir. Rejeneratörler için, sıcaklık profilinin doğrusal dağılıma oldukça yakın olduğu literatürde gösterilmiştir [19]. Dolayısıyla soğutucu sıcaklığı  $T_c$  ile ısıtıcı sıcaklığı  $T_h$  arasında bir lineer sıcaklık profili kabul edilmiştir. Rejeneratörün lineer sıcaklık dağılımı için,

$$T(x) = T_c - \frac{x}{L_r} (T_c - T_h) \quad (3.26)$$

ifadesi yazılabilir. Eşitlik 3.26'da mevcut  $L_r$  rejeneratör uzunluğunu,  $x$  soğutucudan rejeneratör içerisinde belirtilen noktaya kadar olan uzaklığı,  $T_c$  soğutucunun sıcaklığını ve  $T_h$  ise ısıtıcının sıcaklığını tanımlar.

Analize başlarken soğutucu ile ısıtıcı duvar sıcaklıklarının, kendilerine komşu olan sıkıştırma ve genişleme hacmi sıcaklıklarına eşit olduğu kabulü yapıldığından;  $T_c = T_s$  ve  $T_h = T_g$  yazılabilir.

Sistem anlık basıncı Eşitlik 3.18 kullanılarak bulunduktan sonra kontrol hacimlerinin kütlesi, aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanır.

$$M_i = \frac{PV_i}{RT_i} \quad (3.27)$$

Denklem 3.27'deki 'i' indisi düğüm numarasını göstermektedir. Krank açısının  $\theta$ 'dan,  $\theta + d\theta$  değerine ulaşması sonucunda kontrol hacminin kütlesinde meydana gelen değişim miktarı, Eşitlik 3.28 kullanılarak hesaplanır.

$$\Delta M_i = M_i^{\theta + d\theta} - M_i^{\theta} \quad (3.28)$$

şeklinde yazılabilir. Eşitlikte mevcut  $\Delta M_i^{\theta+d\theta}$  simgesi, 'i' ninci kontrol hacminin  $\theta+d\theta$  krank açısındaki kütlelerini ve benzer şekilde  $\Delta M_i^\theta$  simgesi, aynı kontrol hacminin  $\theta$  krank açısındaki kütlelerini belirtmektedir.

Sıkıştırma ile genişleme hacmi ısı aktarım katsayıları sırasıyla  $h_c$  ve  $h_n$  olarak belirtilmiş olup, değerleri birbirine eşit ve  $300 \text{ (W/m}^2\text{K)}$  alınmıştır. Soğutucu ve ısıtıcıda da ısı aktarım katsayıları birbirine eşit ve değerinin  $h=150 \text{ (W/m}^2\text{K)}$  olduğu kabul edilmiştir. 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10 nolu düğümlerin bulunduğu rejeneratörün ısı aktarım katsayısı ise  $h_r=600 \text{ (W/m}^2\text{K)}$ 'dir.

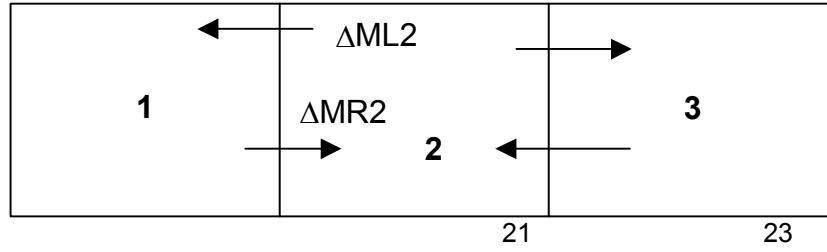
**Tablo 3.1.** Analizde kullanılacak başlangıç sıcaklıkları, kütle ve hacimler.

Düğüm No	Başlangıç Düğüm Sıcaklığı (K)	Başlangıç Düğüm Kütleleri (kg)	Başlangıç Düğüm Hacimleri (m <sup>3</sup> )
1	$T_1 = 320$	$M_1 = 21,582 \times 10^{-5}$	$V_1 = 7,4087375 \times 10^{-5}$
2	$T_2 = 320$	$M_2 = 7,282 \times 10^{-5}$	$V_2 = 25 \times 10^{-6}$
3	$T_3 = 320$	$M_3 = 7,282 \times 10^{-5}$	$V_3 = 25 \times 10^{-6}$
4	$T_4 = 316,25$	$M_4 = 1,179 \times 10^{-5}$	$V_4 = 4 \times 10^{-6}$
5	$T_5 = 308,75$	$M_5 = 1,208 \times 10^{-5}$	$V_5 = 4 \times 10^{-6}$
6	$T_6 = 301,25$	$M_6 = 1,238 \times 10^{-5}$	$V_6 = 4 \times 10^{-6}$
7	$T_7 = 293,75$	$M_7 = 1,269 \times 10^{-5}$	$V_7 = 4 \times 10^{-6}$
8	$T_8 = 286,25$	$M_8 = 1,303 \times 10^{-5}$	$V_8 = 4 \times 10^{-6}$
9	$T_9 = 278,75$	$M_9 = 1,338 \times 10^{-5}$	$V_9 = 4 \times 10^{-6}$
10	$T_{10} = 271,25$	$M_{10} = 1,375 \times 10^{-5}$	$V_{10} = 4 \times 10^{-6}$
11	$T_{11} = 263,75$	$M_{11} = 1,414 \times 10^{-5}$	$V_{11} = 4 \times 10^{-6}$
12	$T_{12} = 260$	$M_{12} = 7,170 \times 10^{-5}$	$V_{12} = 20 \times 10^{-6}$
13	$T_{13} = 260$	$M_{13} = 7,170 \times 10^{-5}$	$V_{13} = 20 \times 10^{-6}$
14	$T_{14} = 260$	$M_{14} = 7,170 \times 10^{-5}$	$V_{14} = 20 \times 10^{-6}$

Tablo 3.1'deki soğutucunun başlangıç sıcaklık, hacim ve kütleleri hesaplandıktan sonra yeni  $\theta+d\theta$  krank açısındaki sıkışma ve genişleme hacimleri Eşitlik 3.20 kullanılarak, basıncı Eşitlik 3.18 kullanılarak tekrar hesaplanacak ve elde edilen yeni basınca bağlı olarak her düğümün yeni kütlesi Eşitlik 3.27'den bulunacaktır. Eşitlik 3.18 ve 3.27'de kullanılan sıcaklıklar,  $\theta$  krank açısındaki sıcaklıklardır.

Her düğümde benzer ifadeler kullanılmakta olup, 2 nolu düğüm örnek alınarak izlenen yol açıklanmaya çalışılmıştır. Akışın sıkıştırma hacminden genişleme hacmine doğru aktığı çevrim esnasında krank mili açısının ilk defa  $d\theta$  kadar artırıldığında, iki nolu düğümün yeni sıcaklığının nasıl hesaplandığını, Şekil 3.3'deki şematik gösterimden faydalanarak açıklayalım.

Şekilde iki nolu kontrol hacminin bir nolu kontrol hacmi ile komşu olduğu yüzey 21, iki nolu kontrol hacminin üç nolu kontrol hacmi ile komşu olduğu yüzey ise 23 indisleriyle gösterilmiştir. 1, 2 ve 3 indisleri kontrol hacmi numarasını belirtmektedir.



**Şekil 3.3.** İki nolu kontrol hacminde dz zamanında meydana gelen toplam kütle değişimlerinin şematik gösterimi.

$\theta$  krank açısında her bir kontrol hacminin kütlesi  $M_1, M_2, M_3, \dots, M_{14}$  ve  $\theta+d\theta$  krank açısında her bir kontrol hacminin yeni kütlesi  $M_{1N}, M_{2N}, M_{3N}, \dots, M_{14N}$  sembelleri ile gösterilmiştir.  $\theta$  krank açısında kütle korunumu,

$$M_1 + M_2 + M_3 + \dots + M_{12} + M_{13} + M_{14} = M_t \quad (3.29)$$

ve benzer şekilde  $\theta+d\theta$  krank açısında kütle korunumu için,

$$M_{1N} + M_{2N} + M_{3N} + \dots + M_{12N} + M_{13N} + M_{14N} = M_t \quad (3.30)$$

ifadeleri yazılabilir. Sistemde gaz sızıntısının olmadığı kabulü yapıldığından,  $\theta$  krank açısında sistemdeki toplam gaz kütlesinin,  $\theta+d\theta$  krank açısında sistemde mevcut toplam gaz kütlesine eşit olacağı belirtilebilir. Dolayısıyla Eşitlik 3.29 ve Eşitlik 3.30 birbirine eşit olacaktır. O halde

$$M_1 + M_2 + M_3 + \dots + M_{13} + M_{14} = M_{1N} + M_{2N} + \dots + M_{13N} + M_{14N} \quad (3.31)$$

yazılabilir. Eşitlik 3.31, 23 yüzeyinin solunda ve sağında bulunan kontrol hacimlerinde meydana gelen kütle değişimleri için düzenlenirse;

$$(M_1 - M_{1N}) + (M_2 - M_{2N}) = (M_{3N} - M_3) + (M_{4N} - M_4) + \dots + (M_{14N} - M_{14}) \quad (3.32)$$

elde edilir. Eşitlik 3.28 kullanılarak, dz zamanında üç nolu kontrol hacmi kütlesinde meydana gelen değişim,

$$\Delta M_3 = M_{3N} - M_3 \quad (3.33)$$

ile ifade edilir. Diğer kontrol hacimlerinde dz zamanında meydana gelen kütle değişimlerini bulmak için Eşitlik 3.33, sadece düğüm numarası değiştirilerek kullanılabilir.

İki nolu kontrol hacminin termodinamik analizi yapılırken Şekil 3.3'de görülen 23 yüzeyi, 2 nolu kontrol hacminin sağ iç yüzeyini temsil ettiği için, 23 yüzeyinin sağ tarafında mevcut kontrol hacimlerinde dz zamanında oluşacak toplam kütle değişimini belirtmek için  $\Delta MR_2$  simgesi kullanılmıştır. Eşitlik 3.32 yeniden düzenlenerek,

$$\Delta MR_2 = (M_{3N} + M_{4N} + \dots + M_{13N} + M_{14N}) - (M_3 + M_4 + \dots + M_{13} + M_{14}) \quad (3.34)$$

elde edilir. Üç nolu kontrol hacminin termodinamik analizi yapılırken ise Şekil 3.3'de görülen 23 yüzeyi, 3 nolu kontrol hacminin sol iç yüzeyini temsil etmektedir. Dolayısıyla 23 yüzeyinin sol tarafında kalan kontrol hacimlerinde (1 ve 2 nolu kontrol hacimleri) dz zamanında oluşacak toplam kütle değişimini belirtmek için  $\Delta ML_3$  simgesi kullanılmıştır.  $\Delta ML_3$  için,

$$\Delta ML_3 = (M_{1N} - M_1) + (M_{2N} - M_2) \quad (3.35)$$

yazılabilir. Eşitlik 3.34'den,

$$\Delta MR2 = -((M1N - M1) + (M2N - M2)) \quad (3.36)$$

bağıntısı yazılabilir. Eşitlik 3.35 kullanılarak,

$$\Delta ML3 = (-1) * \Delta MR2 \quad (3.37)$$

eşitliği bulunur. Eşitlik 3.37 düğüm numaraları değiştirilmek suretiyle birbirlerine komşu olan tüm kontrol hacimleri için geçerlidir.

2 nolu kontrol hacmine göre 21 yüzeyinin sol tarafında dz zamanında oluşacak toplam kütle değişimini belirtmek için  $\Delta ML2$  simgesi kullanılabilir. 21 yüzeyinin sol tarafında sadece 1 nolu kontrol hacmi bulunmaktadır. Dolayısıyla sadece 1 nolu kontrol hacminde oluşan kütle değişimi, 21 yüzeyinin solundaki tüm kütle değişimini ifade edecektir. Dolayısıyla Eşitlik 3.33 1 nolu kontrol hacmi için düzenlenerek

$$\Delta M1 = M1N - M1 = \Delta ML2 \quad (3.38)$$

yazılabilir.

Kontrol hacmine giren akışın entalpisi, akışın geldiği yöndeki kontrol hacminin sıcaklığını taşır. Dolayısıyla iç yüzey sıcaklıkları akış yönüne bağlı olarak şartlanır. Daha hassas sonuçlar için taşınan sıcaklığın o döngüdeki değeri ile bir önceki iterasyondaki değerinin aritmetik ortalaması alınır. Örneğin iki nolu kontrol hacminin iç yüzey sıcaklıkları için;

Eğer  $\Delta MR2 > 0$  ise akış, sıkıştırma hacminden genişleme hacmine doğrudur. Bu durumda 23 yüzey sıcaklığı için 2 nolu kontrol hacminin sıcaklığı önem taşır ve  $T_{23} = (T_2^\theta + T_2^{\theta+d\theta})/2$  denklemi ile hesaplanır. Eğer  $\Delta MR2 < 0$  ise  $T_{23} = (T_3^\theta + T_3^{\theta+d\theta})/2$  denklemi ile hesaplanır.

Eğer  $\Delta ML2 > 0$  ise akış, genişleme hacminden sıkıştırma hacmine doğrudur. Bu durumda 21 yüzeyinin sıcaklığı için 2 nolu kontrol hacminin sıcaklığı önem taşır ve  $T_{21} = (T_2^\theta + T_2^{\theta+d\theta})/2$  denklemi kullanılır.  $\Delta ML2 < 0$  ise  $T_{21} = (T_1^\theta + T_1^{\theta+d\theta})/2$  denklemi ile hesaplanır.

dz zamanında çalışma gazına transfer edilen ısının değeri Eşitlik 3.4 kullanılarak

$$Q_2 = h * (A_c / 2) (T_{WCS} - T_2) dz \quad (3.39)$$

denklemi ile hesaplanır. Burada  $A_c$  kontrol hacmi ısı aktarım alanı,  $T_{WCS}$ , kontrol hacmi yüzey sıcaklığıdır.

23 yüzeyinin sağ tarafında mevcut kontrol hacimlerinde dz zamanında oluşacak toplam kütle değişimi  $\Delta MR2$  ve 21 yüzeyinin sol tarafındaki kontrol hacimlerinde dz zamanında oluşacak toplam kütle değişimi  $\Delta ML2$  olarak tanımlanmıştır. Birim krank açısında kontrol hacmine akışkan tarafından taşınan net enerji Eşitlik 3.9 kullanılarak

$$\Delta E_2 = -\Delta ML2 * CP * T_{21} - \Delta MR2 * CP * T_{23} \quad (3.40)$$

ifadesi elde edilir.

Bulunan tüm değerler Eşitlik 3.11'de kullanılarak

$$\Delta T_2 = (Q_2 - \Delta M2 * C_V * T_2 + \Delta E_2) / (M2 * C_V) \quad (3.41)$$

dz zamanı sonrasında sıcaklığın değişimi elde edilir.

Eşitlik 3.12 kullanılarak  $\theta+d\theta$  krank açısındaki yeni sıcaklık değeri  $T_2^{\theta+d\theta}$ ,  $\theta$  krank açısındaki sıcaklık değeri  $T_2^\theta$ 'ya bağlı olarak

$$T_2^{\theta+d\theta} = T_2^\theta + \Delta T_2 \quad (3.42)$$

formülüyle ifade edilir. Analize, çalışma hacimlerinin sıcaklıkları olan  $T_i$  değerlerinin, bir önceki  $T_i$  değerleri ile yakınsadığı ana kadar devam edilir.

Ele alınan sistem altıncı çevrimde kararlı şartlara ulaştığından; krank mili beşinci turunu bitirip altıncı turuna başladığı andan itibaren çevrimde sisteme verilen iş, dış ortamdan sisteme ısı transferi ve soğutucunun etkinlik katsayısının hesaplanmaktadır.

Krank açısı  $d\theta$  kadar artırıldığında Eşitlik 3.6 kullanılarak sisteme verilen iş için,

$$W = (V_t^\theta + V_t^{\theta+d\theta}) \times \frac{(P^\theta + P^{\theta+d\theta})}{2} \quad (3.43)$$

ifadesi yazılabilir. Sistem kararlı şartlara ulaştığında, altıncı çevrimdeki  $\theta+d\theta$  krank açısında sisteme verilen toplam iş için;  $\theta$  krank açısında sisteme verilen iş ile mevcut krank açısında sisteme verilen iş toplanmalıdır. Bu durumda Eşitlik 3.43,

$$W^{\theta+d\theta} = W^\theta + (V_t^\theta + V_t^{\theta+d\theta}) \times \frac{(P^\theta + P^{\theta+d\theta})}{2} \quad (3.44)$$

şeklinde yazılabilir.

Toplam ısı aktarımı, ısıtıcı ve genişleme hacmindeki kontrol hacimlerinde gerçekleşen tüm ısı aktarımlarının toplamı olduğundan soğutucunun soğutma yükü için,

$$Q_c = Q_{12} + Q_{13} + Q_{14} \quad (3.45)$$

eşitliği yazılabilir. Soğutma yükü Eşitlik 3.4 kullanılarak ifade edilirse,

$$Q_c = h_h \frac{A_h}{2} (T_{w,h} - T_{12}) dz + h_h \frac{A_h}{2} (T_{w,h} - T_{13}) dz + h_g A_g (T_{w,g} - T_{14}) dz \quad (3.46)$$

eşitliği elde edilir. Eşitlik 3.46'da sırasıyla;  $h_h$  ve  $h_g$  ısıtıcı ve genişleme hacmi için ısı aktarım katsayısını,  $T_{w,h}$  ve  $T_{w,g}$  ısıtıcı ve genişleme hacmi duvar sıcaklığını,  $A_h$  ve  $A_g$  ise ısıtıcı ve genişleme hacminin ısı aktarım alanını tanımlamaktadır.

Soğutucunun performansını belirleyen etkinlik katsayısı,

$$COP = \frac{Q_c}{W} \quad (3.47)$$

denklemleri ile bulunur.

#### 4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu bölümde, Stirling çevrimi ile çalışan soğutucu için Bölüm 3'te tanımlanan düğüm yöntemi kullanılarak ve açıklanan termodinamik analizin uygulanması ile elde edilen sonuçlar grafikler halinde verilmiştir. Sonuçların değerlendirilmesi yapılarak önerilerde bulunulmuştur.

##### 4.1. Analiz Sonuçları

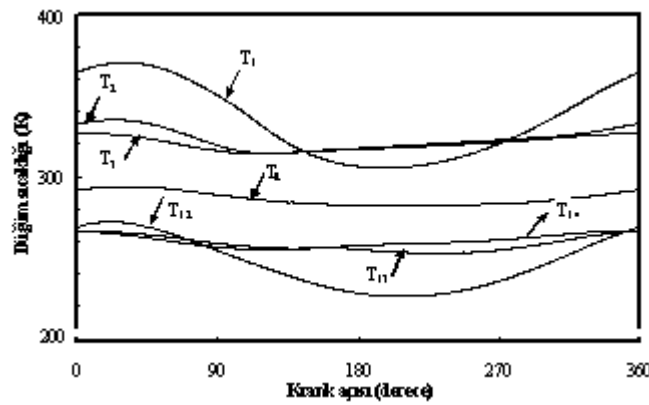
FORTRAN programlama dilinde bir bilgisayar programı hazırlanmış ve Tablo 4.1'deki veriler kullanılarak sonuçlar elde edilmiştir.

**Tablo 4.1.** Analizde kullanılan veriler.

Açısal hız, (dev/dak)	500-3250
Şarj basıncı, (bar)	1-8
Pistonların yer değiştirmesi, (cm)	5
Pistonların çapları, (cm)	5
Faz açısı, (derece)	90
Çalışma gazının toplam kütlesi, (g)	0,682
Silindirlerin taradıkları hacimler, (cm <sup>3</sup> )	98,175
Minimum toplam hacim, (cm <sup>3</sup> )	195,755
Maksimum toplam hacim, (cm <sup>3</sup> )	334,595

Her bir kontrol hacmindeki çalışma akışkanının kütle ve sıcaklığı, sistem basıncının anlık değişimiyle iteratif olarak hesaplanmıştır. Analizde beş çevrimden sonra kararlı şartlara ulaşılmıştır. Analizi yapılan Stirling çevrimi kararlı şartlara ulaştığında krank açısıyla kontrol hacmi sıcaklıkları, soğuk ve sıcak hacimlerin boyutsuz kütle ve boyutsuz hacmin değişimi incelenmiştir.

1, 2, 3, 8, 12, 13 ve 14 nolu kontrol hacimlerinin sıcaklıklarının 2 bar şarj basıncında, 1000 dev/dk açısal hızda krank açısı ile değişimi Şekil 4.1'de görülmektedir. Sıkıştırma hacmi ve ısıtıcı; sıcak hacim, genişleme hacmi ile soğutucu hacmi; soğuk hacim olarak adlandırılır. Bir başka şekilde tanımlarsak 1, 2 ve 3 nolu kontrol hacimleri sıcak hacim; 12, 13 ve 14 nolu kontrol hacimleri ise soğuk hacimlerdir.



**Şekil 4.1.** Son çevrimde 1, 2, 3, 8, 12, 13 ve 14 nolu düğümlerin sıcaklıklarının krank açısı ile değişimi

Sıcak ve soğuk hacimlerin boyutsuz kütleleri sırasıyla;

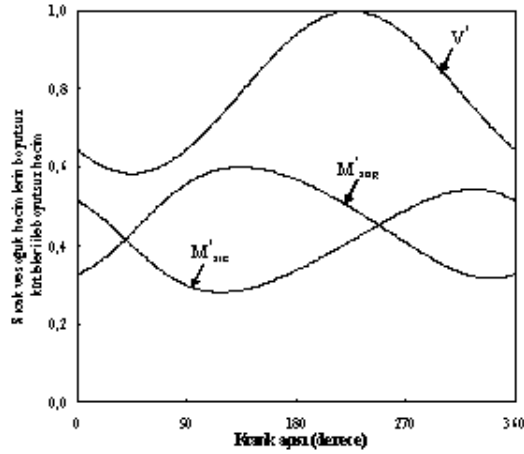
$$M_{su}^* = \frac{M_1 + M_2 + M_3}{M_t} \quad (4.1)$$

$$M_{sog}^* = \frac{M_{12} + M_{13} + M_{14}}{M_t} \quad (4.2)$$

ifadeleri ile hesaplanmıştır. Benzer şekilde boyutsuz hacim için,

$$V^* = \frac{V}{V_t} \quad (4.3)$$

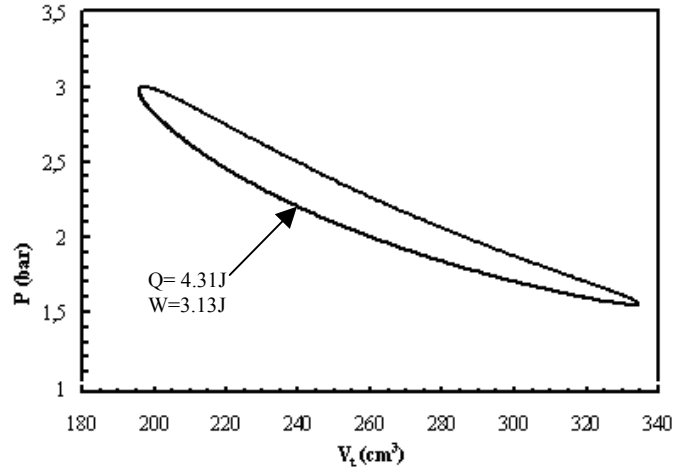
eşitliği yazılabilir. 2 bar şarj basıncında, 1000 dev/dk açısal hızda, sıcak ve soğuk hacimlerin boyutsuz kütleleri ile boyutsuz hacmin krank açısına göre değişimi Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Sıkıştırma ve genişleme hacimlerdeki kütle akış oranları eşit olmalıdır ve bu şart, sıkıştırma hacminde daha büyük bir ölü hacim gerektirir. Aksi halde Stirling çevrimi ile çalışan soğutucunun performansı düşük olacaktır. Şekil 4.2, tasarımda kabul edilen ölü hacim değerlerinin tatmin edici olduğunu göstermektedir. (Analizde sıkıştırma ve genişleme hacmindeki ölü hacim değerleri sırasıyla, 25 ve 20 cm<sup>3</sup> olarak kabul edilmiştir.)



**Şekil 4.2.** Altıncı çevrimde sıcak ve soğuk hacimlerin boyutsuz kütle ve boyutsuz hacminin krank açısıyla değişimi.

Son çevrimde soğutucunun 2 bar şarj basıncı ve 1000 dev/dk. için P-V diyagramı Şekil 4.3'te gösterilmiştir. Bu çalışmada sistem üzerinde yapılan iş miktarı ve soğutucunun soğutma yükü sırasıyla 4,31 J ve 3,13 J olarak elde edilmiştir.

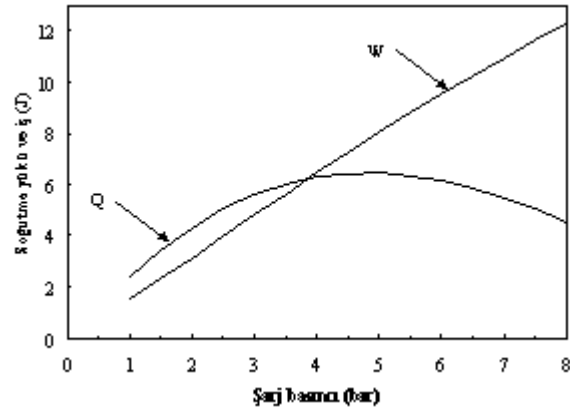




**Şekil 4.3.** Soğutucunun P-V diyagramı.

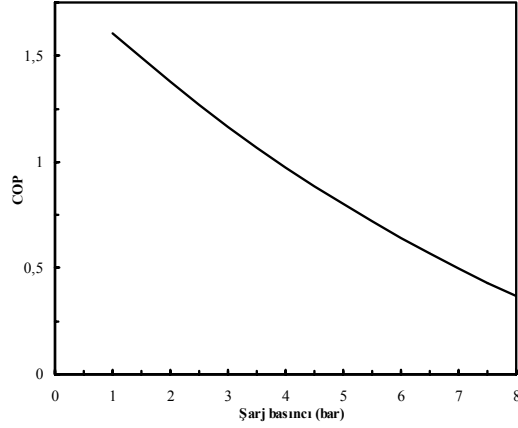
Soğutma makinesinin geometrisi ve tüm ısı transfer alanı büyüklükleri değiştirilmeden, sadece şarj basıncı değiştirilmiş ve bu durumun sistem performansını belirleyen, soğutma yükü ve iş üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Son çevrim için, soğutma yükü ve işin şarj basıncı ile değişimi Şekil 4.4'te verilmiştir. Uygulanabilecek şarj basıncı, motorun yapıldığı malzeme ve sızdırmazlık ile sınırlı olduğundan, şarj basıncı artışının yaratacağı etkilerin dikkate alınması gereklidir. Bu çalışmada şarj basıncı, pratik uygulamalarda bazı sızdırmazlık problemlerini de beraberinde getirecek olmasına rağmen, 1 bardan 8 bara kadar 0.5 barlık farklarla artırılmıştır.

Şekilde soğutma yükü ve iş, şarj basıncının artırılmasıyla birlikte yaklaşık 4 barlık şarj basıncı değerine kadar yükselmektedir. 4 bardan sonra şarj basıncı artırılmaya devam edildiğinde, sistemin soğutma yükünde azalma meydana gelmektedir. Soğutma yükü azalırken sisteme verilen işte artmaktadır. Örneğin 6,137 J'luk soğutma yükü sağlayabilmek için 6 bar şarj basıncında 9,542 J işin sisteme verilmesi gerekli iken; aynı soğutma yükü yaklaşık 3,75 barda 6 J'luk iş ile de sağlanabilir.



**Şekil 4.4.** Soğutma yükü ve işin şarj basıncı ile değişimi.

Farklı şarj basınçlarında soğutucunun etkinlik katsayısı (COP) ise Şekil 4.5'te görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi şarj basıncı arttıkça soğutucunun etkinlik katsayısı azalacaktır.

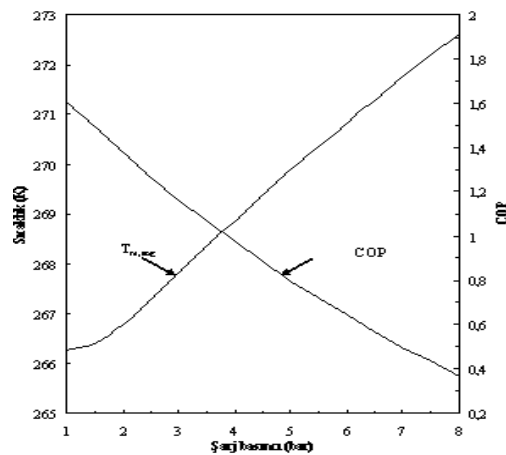


Şekil 4.5. Soğutucunun etkinlik katsayısının şarj basıncıyla değişimi

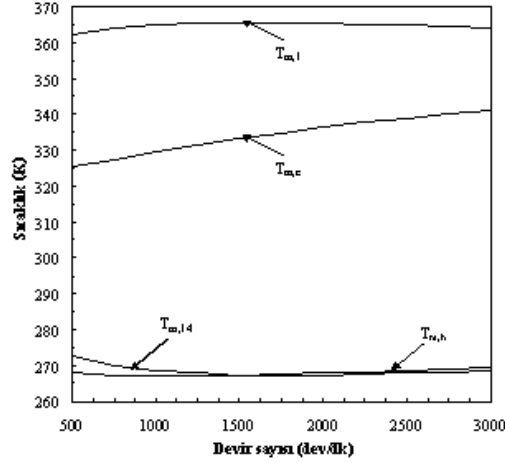
**soğuk hacimlerin ortalama sıcaklığı ( $T_{m,sog}$ ); 6. çevrimdeki genişleme hacmi ve ısıtıcının ortalama sıcaklıklarının ortalamasıdır.** Soğuk hacimlerin ortalama sıcaklığı ve soğutucunun etkinlik katsayısının şarj basıncı ile değişimi Şekil 4.6'de görülmektedir. Burada soğuk hacimlerin ortalama sıcaklıkları şarj basıncı ile artarken, soğutucunun COP'si azalmaktadır.

Stirling çevrimi ile çalışan soğutucunun devir sayısının artırılması, şarj basıncı veya makinanın boyutlarının değiştirilmesini gerektirmediğinden oldukça kolaydır ve devir sayısı, soğutucunun performansının iyileştirilmesinde önemli rol oynar. Sürekli şartlara ulaşıldığındaki son çevrim için; sıkıştırma hacmi, soğutucu, genişleme hacmi ve ısıtıcının ortalama sıcaklıklarının devir sayısı ile değişimi Şekil 4.7'de görülmektedir. Şekil 4.7'de devir sayısı arttıkça, sıcak hacimlerin ortalama sıcaklıkları (özellikle soğutucudaki) artarken, soğuk hacimlerin ortalama sıcaklıklarının ise fazla değişmediği görülmektedir.

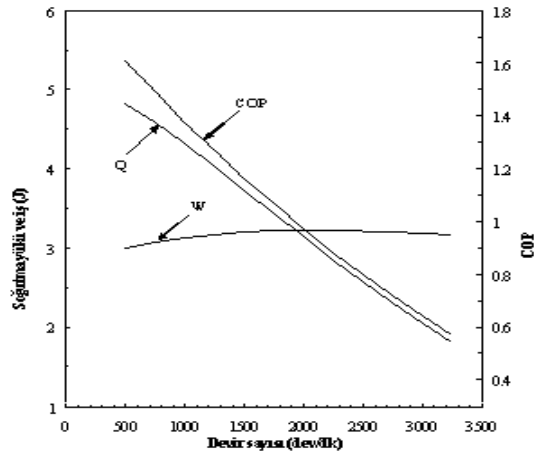
Soğutma yükü, iş ve COP'nin devir sayısı ile değişimi, Şekil 4.8'da görülmektedir. Şekilde devir sayısı arttıkça soğutma yükünün azaldığı, ancak devir sayısı artışının iş üzerinde fazla etkisinin olmadığı görülmektedir. Devir sayısının artması, soğutma yükünü azaltırken, işi fazla etkilemediğinden COP'nin azalmasına neden olmaktadır.



Şekil 4.6. Soğuk hacimlerin ortalama sıcaklıkları ve soğutucunun etkinlik katsayısının şarj basıncı ile değişimi.



**Şekil 4.7.** Sıkıştırma hacmi, soğutucu, genişleme hacmi ve ısıtıcının ortalama sıcaklıklarının devir sayısı ile değişimi.

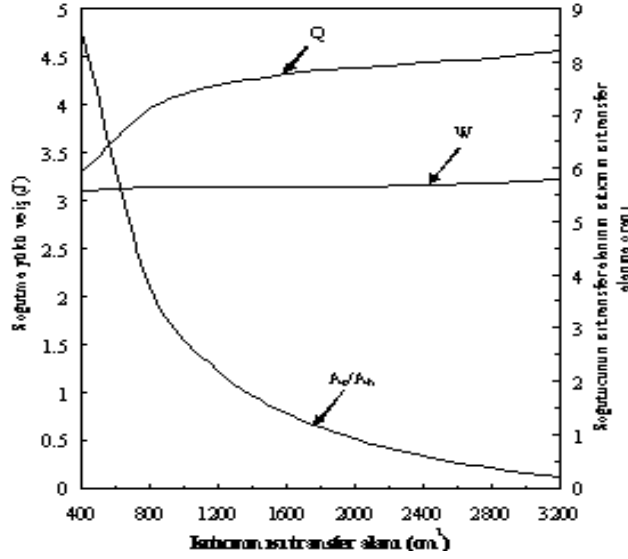


**Şekil 4.8.** Soğutma yükü, iş, ve soğutucunun etkinlik katsayısının devir sayısı ile değişimi.

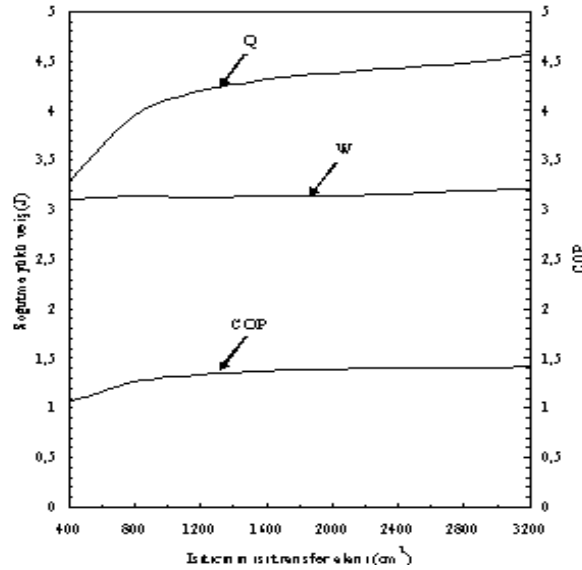
Çalışma akışkanı olarak havanın kullanıldığı termodinamik analizde, devir sayısı 1000 dev/dk olarak alınmıştır. Çalışma akışkanı olarak hava kullanılan Stirling soğutucuları, düşük devir sayılarında yüksek performans ile çalışmaktadırlar [12]. Çalışma akışkanı olarak helyum ve hidrojenin kullanılması ise, yüksek açısal hızlarda çalışacak motorlarda iyi performans için tercih edilir. Teorik analizde kabul edilen 1000 dev/dak devir sayısı değerinin uygun olduğu görülmektedir.

Soğutma yükü, iş ve soğutucunun ısı transfer alanının ısıtıcının ısı transfer alanına oranının ( $A_c / A_h$ ), ısıtıcının ısı transfer alanı ( $A_h$ ) ile değişimi Şekil 4.9'da, soğutma yükü, iş ve soğutucunun etkinlik katsayısının, ısıtıcının ısı transfer alanı ile değişimi Şekil 4.10'de görülmektedir.

Şekil 4.9 ve 4.10'da ısıtıcı ve soğutucunun ısı transfer alanları, toplam ısıtıcı ve soğutucu ısı transfer alanı sabit kalacak şekilde değiştirilmiştir.



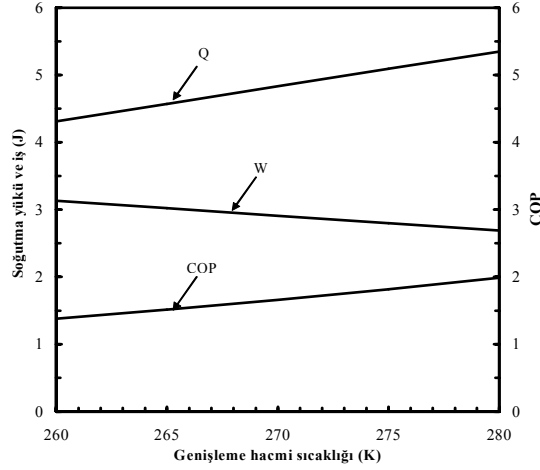
**Şekil 4.9.** Soğutma yükü, iş ve soğutucunun ısı transfer alanının ısıtıcının ısı transfer alanına oranının ( $A_c/A_h$ ) ısıtıcının ısı transfer alanı ( $A_h$ ) ile değişimi.



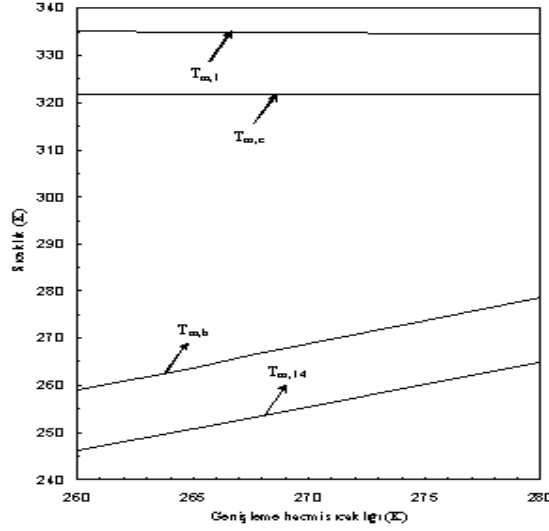
**Şekil 4.10.** Soğutma yükü, iş ve soğutucunun etkinlik katsayısının, ısıtıcının ısı transfer alanı ile değişimi

Her iki şekilde de ısıtıcının ısı transfer alanının artmasıyla, soğutma yükünün de arttığı, ancak işte fazla değişim olmadığı görülmektedir. Isıtıcının ısı transfer alanı arttıkça; Şekil 4.9'da soğutucunun ısı transfer alanının ısıtıcının ısı transfer alanına oranı ( $A_c/A_h$ ) parabolik bir eğri çizerek azalacak ve Şekil 4.10'da ise soğutucunun etkinlik katsayısı artacaktır.

Stirling çevrimi ile çalışan soğutucunun temel amacı; belirli bir sıcaklıkta, soğutulması istenilen ortamdan ne kadar ısının çekilebildiğidir. Hazırlanan bilgisayar programında başlangıçta 260 K olarak kabul edilen genişleme hacmi sıcaklığı, 5 K artırımlarla 280 K'e kadar yükseltilmiştir. Son çevrimde 2 bar şarj basıncı, 1000 dev/dk'lık açısal hızda, genişleme hacmi sıcaklığının yükseltilmesinin; soğutma yükü, iş ve COP ile sıkıştırma hacmi, soğutucu, ısıtıcı ve genişleme hacmi ortalama sıcaklıkları üzerindeki etkileri Şekil 4.11 ve 4.12'de gösterilmiştir.



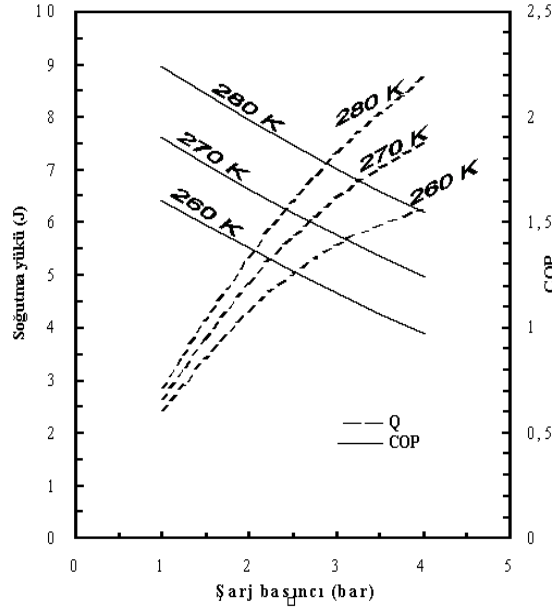
**Şekil 4.11.** Devir başına soğutma yükü ve iş ile soğutucunun etkinlik katsayısının genişleme hacmi sıcaklığı ile değişimi.



**Şekil 4.12.** Sıkıştırma hacmi, soğutucu, ısıtıcı ve genişleme hacmi ortalama sıcaklıklarının genişleme hacmi sıcaklığı ile değişimi.

Şekil 4.12'de genişleme hacmi sıcaklığının artırılmasının; soğuk hacim sıcaklıklarına ( $T_{14}$  ve  $T_h$ ) olan etkisinin, sıcak hacim sıcaklıklarına ( $T_1$  ve  $T_c$ ) olan etkisinden daha fazla olduğu görülmektedir. Kaynak sıcaklığının artışı soğuk hacim sıcaklıklarını artırırken, devir sayısının artışı ise sıcak hacim sıcaklıklarının artmasına neden olur.

Şarj basıncı ve genişleme hacmi sıcaklığının birlikte değiştirilmesi sonucunda 1000 dev/dk'lık dönüş hızında, soğutucunun soğutma yükü ve etkinlik katsayısının değişimi Şekil 4.13'te verilmiştir. Şekilde şarj basıncı artışı ile soğutma yükünün arttığı görülmektedir. Genişleme hacmi sıcaklığı artarken de sistemin soğutma yükü artmaktadır. COP' nin değişimi incelendiğinde; şarj basıncı artması veya genişleme hacmi sıcaklığının azalması ile COP' nin de azaldığı görülmektedir.



**Şekil 4.13.** Soğutucunun soğutma yükü ve etkinlik katsayısının, farklı genişleme hacmi sıcaklıklarında şarj basıncı ile değişimi.

#### 4.2. Öneriler

Kontrol hacmi analizi, Stirling çevrimi ile çalışan soğutucunun pek çok durumunun karşılaştırılması için gerekli bilgileri sağlar. Bu analizde 14 kontrol hacmi ele alınmış ve bu hacimlerin krank açısına göre değişimleri dikkate alınmıştır. Daha hassas sonuçlar için Stirling çevrimi ile çalışan soğutucunun kontrol hacmi sayısı artırılmalıdır.

Bu çalışmada çalışma gazı olarak hava kullanılmıştır. Nitrojen veya hidrojenin çalışma gazı olarak kullanılması, termal özelliklerinin daha iyi olmasına bağlı olarak performansın iyileşmesini sağlayacaktır. Fakat bu etkiyi, yapılan bu analiz ile görmek mümkün değildir. Çünkü bu çalışmada ısı aktarım katsayıları sabit alınmıştır.

Sıkıştırma hacminin duvar sıcaklığı sabit ve 320 K olarak alınmıştır. Çevre sıcaklığına yakın sıcaklıklardaki soğutma şartlarında, V tipi Stirling çevrimi ile çalışan soğutucunun etkinlik katsayısı, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin COP'si ile yarışabilir durumdadır.

**KAYNAKLAR**

- [1] Urieli, I., Berchowitz, D.M, Stirling cycle engine analysis, Adam Hilger Ltd., Bristol., 1984.
- [2] Finkelstein, T., Generalized Thermodynamic Analysis of Stirling Engine, SAE, Paper No.118b, 1960.
- [3] Meijer, R.J., Prospects of the Stirling engine for vehicular propulsion, Philips Techn. Rev., 31, 168-85, 1970.
- [4] Donkin, B., Gas, oil and air engines, Griffin 2nd Edition, London, 1896.
- [5] Rogers, G.F.C. and Mayhew, Y.R., Work and heat transfer, Longman 2nd Edition, London, 1967.
- [6] Beale, W.T., Wood , J.G. and Chagnot, B.J., Stirling engines for developing countries, Proceedings of 15th IECEC Seattle, pp 1971-5, Washington, 1980.
- [7] Cooke-Yarborough, E.H., A Proposal for a heat powered non-rotating electrical alternator, AERE, M-1881, 1967.
- [8] Cooke-Yarborough, E.H., Franklin., E., Gesow, T., Howlett., R. and West, C.D., Thermomechanical generator-an efficient means of converting heat to electricity at low power levels, Proceedings of IEE 121, 749-51, 1974.
- [9] Pons, R.L., The Performance of solar thermal electric power systems employing small heat engines, ASME, Paper No. 80, Pet. 25, 1980.
- [10] Pons, R.L. and Percival, W., A Stirling cycle engine for use with solar thermal-electric systems, ASME, Paper No. 80, Pet. 32, 1980.
- [11] Kolin, I., The evolution of the heat engine in thermodynamics, Atlas 2, Longman, London, 1972.
- [12] Biao, L., Air Stirling engine, Proceedings of ISEC 26-28 May, Paper No. 93004, pp.19-23, Eindhoven, 1993.
- [13] Walker, G., Stirling cycle machines, Oxford University Pres., London, 1973.
- [14] Tew, R., Jefferies, K. and Miao, D., A Stirling engine computer model for performance calculations, Prepared for U.S. Department of Energy, DOE/NASA/1011-78/24, USA, 1978.
- [15] Urieli, I. and Kushnir, M., The ideal adiabatic cycle - A rational basis for Stirling engine analysis, 17<sup>th</sup> IECEC 8-12 August, pp 162-168, 1982.
- [16] Berchowitz, D.M. ve Unger, R., Experimental performance of a free-piston Stirling cycle cooler for non-CFC domestic refrigeration applications, XVIIIth International Congress of Refrigeration August 10-17, Paper No. 144, IIF-IIR, pp 10, Montreal, 1991.
- [17] Berchowitz, D.M. and Shonder, J., Estimated size and performance of a natural gas fired duplex Stirling for domestic refrigeration applications, XVIIIth International Congress of Refrigeration August 10-17, Paper No. 144, IIF-IIR, pp 11, Montreal, 1991.
- [18] Berchowitz, D.M., Free-piston Stirling coolers, International Refrigeration Conference- Energy Efficiency and New Refrigerants 14-17 July, Purdue University, pp 10, 1992.
- [19] Ataer, Ö.E., An Approach to the analysis of regenerators of Stirling-cycle machines, International Journal of Refrigeration, 15, 263-269, 1992.
- [20] Ataer, Ö.E., Numerical analysis of regenerators of free-piston type Stirling engines using Lagrangian formulation, International Journal of Refrigeration, 25, 640-652, 2002.
- [21] Berchowitz, D.M., Free-piston Stirling coolers for intermediate lift temperatures, Proceedings of ISEC 3-7 August, Paper No. 929039, pp. 5.115-5.121., San Diego, 1992.
- [22] Walker, G., Reader, G., Fauvel, R. and Bingham, E. R., Stirling near-ambient temperature refrigerators: innovative compact designs, Proceedings of ISEC 3-7 August, Paper No. 929035, pp.5.93-5.96, San Diego, 1992.
- [23] Ladas, H.G. and Ibrahim, O.M., Finite-time view of the Stirling engine, Energy, 19, 637-843.
- [24] Angelino, G. and Invernizzi, C., 1996, Potential performance of real gas Stirling cycle heat pumps, International Journal of Refrigeration, 19, 390-399, 1994.
- [25] Wu, F., Chen, L., Wu C. and Sun, F., Optimum performance of irreversible Stirling engine with imperfect regeneration, Energy Convers. Mgmt., Vol. 39, No 8, pp 727 –732, 1998.
- [26] Wu, F., Chen, L., Sun, F., Wu C. And Zhu, Y., Performance and optimization criteria for forward and reversible Quantum Stirling cycles, Energy Convers. Mgmt., Vol. 39, No 8, pp 733-739, 1998.
- [27] Costea, M. and Feidt, M., The effect of the overall heat transfer coefficient variation on the optimal distribution of the heat transfer surface conductance or area in a Stirling engine, Energy Convers. Mgmt., Vol. 39, No.16-18, pp 1753-1761, 1998.
- [28] Kaushik, S.C. and Kumar, S., Finite time thermodynamic analysis of endoreversible Stirling heat engine with regenerative losses, Energy, 25, 989-1003, 2000.



## ÖZGEÇMİŞ

### Ö. Ercan ATAER

Gazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü Öğretim Üyesi. B.Sc. Makina Mühendisliği Bölümü, Orta doğu Teknik Üniversitesi, 1970, M.Sc. Lancaster Üniversitesi, 1974, Ph.D. Lancaster Üniversitesi, 1977 yılında tamamladı. Yurt içi ve dışında değişik görevlerde bulundu. Isı ve kütle aktarımı, termodinamik, akışkanlar mekaniği, sınır tabaka teorisi, soğutma konularında çalışmaktadır. Çeşitli kurumların üyesi, ısı ve enerji konusunda çok sayıda projede görev aldı. Isı, enerji ve tesisat konusunda 100'ün üzerinde yayını var.

### Yusuf TEKİN

1974 yılı Kayseri doğumludur. 1997 yılında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği bölümünde lisans öğrenimini, 1999 yılında da Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Ana Bilim Dalında yüksek lisans öğrenimini tamamlamıştır. 1999 yılında Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında doktora öğrenimine başlamış ve halen devam etmektedir. 1998-2002 yılları arasında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği bölümünde araştırma görevlisi ve aynı zamanda 1997-2001 yılları arasında Erciyes Üniversitesi Yapı İşleri ve Teknik Daire Başkanlığında Makina Mühendisi olarak görev yapmıştır. 2002 yılından beri Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde araştırma görevlisi olarak görev yapmaktadır.

### Halit KARABULUT

Lisans öğrenimini Yüksek Teknik Öğretmen Okulunda motor alanında 1980 yılında tamamladı. Yüksek Lisans öğrenimini Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde 1987 yılında ve Doktora öğrenimini ise 1991 yılında Heriot-Watt Üniversitesinde tamamladı. Şu an Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır. Çalışma Alanları Akışkanlar Mekaniği, Isı Transferi, Güneş Enerjisi, Stirling Motorlarıdır.