



Nodal thermodynamic analysis of a three-cylinder gamma-type Stirling engine and a conventional gamma-type Stirling engine and performance comparison

Halit Karabulut¹, Mesut Düzgün², Tolga Topgül*³

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

Highlights:

- A conventional and a three-cylinder gamma type Stirling engines
- Nodal thermodynamic analysis of Stirling engine
- The comparison of the engine performance

Keywords:

- Three-cylinder gamma type Stirling engine
- Nodal thermodynamic analysis
- Thermal performance parameters

Article Info:

Received: 28.05.2021

Accepted: 19.01.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.944333

Correspondence:

Author: Tolga Topgül
e-mail: topgul@gazi.edu.tr
phone: +90 312 202 8648

Graphical/Tabular Abstract

Stirling engines can operate with a wide variety of heat sources and their theoretical thermal efficiency is equivalent to the Carnot efficiency. These are important advantages and attract the attention of the researchers. In this paper, a performance comparison of two configurations of the gamma-type Stirling engines has been performed by using the nodal thermodynamic analysis. The main difference between these engines is the configuration of the hot and cold volumes. In the conventional gamma-type engine, the hot and cold volumes are in the same cylinder while these volumes are separated in the three-cylinder gamma-type Stirling engine. The configurations of these engines can be seen in Figure A.

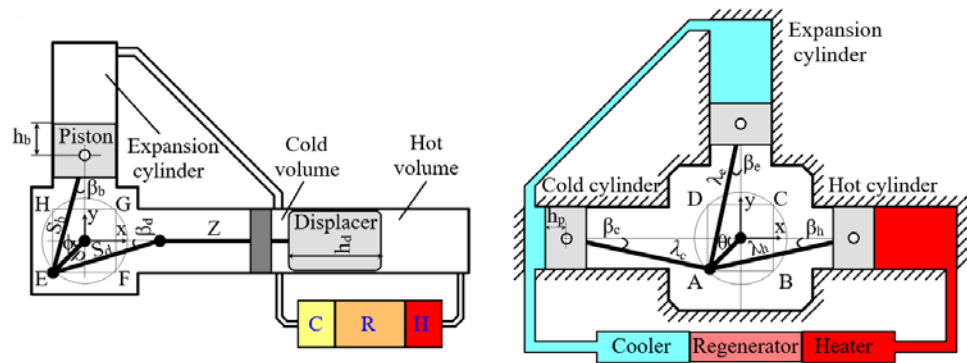


Figure A. Conventional and three-cylinder gamma-type Stirling engines

Purpose:

Since the cold and hot volumes are in the same cylinder in the conventional gamma-type engines, a significant amount of heat is lost by conduction from the hot end to the cold end. In addition, the production of the displacer is a quite cumbersome task. In order to eliminate these problems, a three-cylinder gamma-type engine model with a hot and a cold volume in separate cylinders has entered to the literature. In this study, it is aimed to compare the performances of the conventional gamma-type engine and the three-cylinder gamma-type engine by using nodal thermodynamic analysis.

Theory and Methods:

The mathematical model of the conventional gamma-type engine and the three-cylinder gamma-type engine has been established by using kinematic relations, the first law of thermodynamic, Schmidt relation and the state equation of perfect gases. A simulation program in FORTRAN language has been developed.

Results:

The compression ratios of the conventional gamma-type engine and the three-cylinder gamma-type engine have been 1.488 and 1.45, respectively. This ratio for the beta-type engine known as GPU-3 is given to be 1.5. This similarity indicates that the specific values of the gamma-type engines being compared in this article are found to be consistent with practice. Results show similar thermodynamic performances of both engines have.

Conclusion:

As long as the crank radius, piston or displacer diameters, and dead volumes are equal; the thermodynamic performances become almost the same at high velocity and high working gas pressures. In the best working conditions, the conventional gamma-type engine provides 48.2% efficiency and the three-cylinder gamma-type engine provides 46.45% efficiency, and the power of the both engines is determined to be about 3.4 kW.



Üç silindirli gama tipi bir Stirling motorunun ve geleneksel gama tipi bir Stirling motorunun nodal termodinamik analizleri ve performans kıyaslaması

Halit Karabulut^{ID}, Mesut Düzgün^{ID}, Tolga Topgül*^{ID}

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

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Geleneksel ve üç silindirli gama tipi Stirling motorları
- Stirling motorunun nodal termodinamik analizi
- Motor performans karşılaştırması

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 28.05.2021

Kabul: 19.01.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.944333

Anahtar Kelimeler:

Üç silindirli gama tipi
Stirling motoru,
nodal termodinamik analiz,
ısı performans parametreleri

ÖZ

Geleneksel gama tipi Stirling motorlarında iki silindir mevcut olup silindirlere birisi aracılığı ile çalışma gazının sıkıştırılması ve genişletilmesi işlemleri, diğeri aracılığı ile çalışma gazının sabit hacimde ısıtılması ve soğutulması işlemleri gerçekleştirilmektedir. Geleneksel gama tipi motorlarda soğuk ve sıcak hacimlerin aynı silindirde bulunması nedeni ile sıcak uçtan soğuk uca iletimle önemli bir miktarda ısı kaybı olmaktadır. Ayrıca displaysının yapımı oldukça külfetli bir iştir. Bu problemleri yok etmek için, son zamanlarda sıcak ve soğuk hacimleri ayrı ayrı silindirlere bulunan üç silindirli gama tipi bir motor modeli tanıtılmıştır. Bu motorlarda bulunan silindirlere birisi sıcak hacim olarak bir diğeri soğuk hacim olarak üçüncüsü de güç silindiri olarak görev yapmaktadır. Bu motorların termodinamik süreçleri geleneksel gama tipi motorunkine çok benzediği için bunlara üç silindirli gama tipi motor adı verilmiştir. Her üç silindirin içerisinde alışılmış tipten pistonlar çalışmaktadır. Bu çalışmada geleneksel gama tipi bir motorun ve üç silindirli gama tipi bir motorun nodal termodinamik analizleri yapılarak performansları kıyaslanmıştır. Motorların çevrimlik işlerinin ve verimlerinin birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Yüksek hızlarda ve yüksek basınçlarında geleneksel gama tipi motorun, yüksek sıkıştırma oranında ise üç silindirli gama tipi motorun az miktarda avantajlı olduğu görülmektedir.

Nodal thermodynamic analysis of a three-cylinder gamma-type Stirling engine and a conventional gamma-type Stirling engine and performance comparison

H I G H L I G H T S

- A conventional and a three-cylinder gamma-type Stirling engines
- Nodal thermodynamic analysis of Stirling engine
- The comparison of the engine performance

Article Info

Research Article

Received: 28.05.2021

Accepted: 19.01.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.944333

Keywords:

Three-cylinder gamma-type
Stirling engine,
thermodynamic analysis,
thermal performance
parameters

ABSTRACT

In conventional gamma-type Stirling engines, there are two cylinders. One of them is used for compression and expansion of working fluid while the other is performing the heating and cooling processes of the working fluid at constant volume. Due to the fact that in conventional gamma-type engines the hot and cold volumes take part in the same cylinder, a significant amount of heat is lost via the conduction through the wall of the displacer cylinder. Apart from this, the manufacturing process of the displacer is a profoundly difficult task. In order to avoid these problems, recently a novel engine configuration with three cylinders has been proposed. In this engine, one of the three cylinders functions as hot volume, the other one functions as cold volume and the third one functions as a power cylinder. Since the thermodynamic processes of these engines are similar to that of the conventional gamma-type engine, this engine is named as three-cylinder gamma-type engine. In this engine, all of the three cylinders are associated with conventional pistons. In this study, the nodal thermodynamic analyses of the conventional gamma type engine, and the three-cylinder gamma type engine were conducted and compared from the performance point of view. The cyclic works and thermal efficiencies of engines are seen to be very close to each other. At high speeds and at high pressures of the working fluid, the conventional gamma type engine was found to be a bit advantageous, but, at high compression ratios, the three-cylinder gamma type engine was found to be slightly better.

*Sorumlu Yazar/Yazarlar / Corresponding Author/Authors : halitk@gazi.edu.tr, mduzgun@gazi.edu.tr, *topgul@gazi.edu.tr /
Tel: +90 312 202 8648

1. Giriş (Introduction)

Stirling motorları içten yanmalı petrol motorlarından önce icat edilmiş olan bir enerji dönüşüm makinesi olup hâlihazırda endüstriyel kullanımı çok mevcut değildir. İçten yanmalı motorların ve fosil yakıtlar ile çalışan enerji üretim tesislerinin dünya atmosferindeki gazların kompozisyonunu değiştirmesi neticesinde ortaya çıkan çevresel ve iklimsel sorunlar Stirling motorlarına olan ilgiyi arttırmış olup hâlihazırda dünya genelinde çok sayıda araştırmacı Stirling motoru geliştirme konusunda çalışmalar yapmaktadır. Stirling motorlarının önemi daha çok bu motorların her türlü ısı kaynağını değerlendirebilme özelliğine sahip olmasından doğmaktadır. Stirling motorlarının uzay araştırmalarında kullanılabileceği düşünülmektedir. Güneş enerjisi, nükleer enerji, jeotermal enerji ve atık enerjiler Stirling motorlarının önemli uygulama alanları olarak görülmektedir. Ayrıca doğal gaz ile ısıtılan mekânlarda eş zamanlı olarak bir Stirling motoru yardımı ile güç üretimi de araştırılmaktadır [1]. Stirling motorlarının teorik termik verimi Carnot verimine denk olmasına rağmen imalatı ve testleri gerçekleştirilen Stirling motorlarının pratik verimlerinin Carnot veriminden uzak olduğu görülmektedir. Ayrıca Stirling motorlarının imalatında pahalı ve işlemesi zor olan malzemeler kullanılmaktadır [2]. Stirling motorlarının endüstriyel kullanımını engelleyen faktörlerin başında bu motorların özgül gücünün diğer motorlara göre azlığı gelmektedir. Stirling motorlarının özgül gücünün artırılması ve pratik ısı verimlerinin iyileştirilmesi için çalışmalar devam etmektedir. Son zamanlarda yapılan çalışmaların bir kısmının literatür özetleri aşağıda verilmektedir:

Amarloo vd. [3] geleneksel gama tipi Stirling motorlarında kullanılan displeysırın yerine çift pistonlu bir mekanizma kullanarak üç silindirli yeni bir gama tipi Stirling motoru tasarımı oluşturmuşlardır. Yazarlar tasarladıkları motorun GT-3 Suit yazılımı ile bir simülasyonunu gerçekleştirdikten sonra prototipini imal etmişler ve performans testlerini yapmışlardır. Motorun ısı tüketiminin deneysel değeri ile hesaplanan değeri arasında maksimum %20 fark, güç üretiminin deneysel değeri ile hesaplanan değeri arasında maksimum %14,7 fark belirlenmiştir. Çalışma sonucunda motor hızındaki artışın verimi olumsuz yönde etkilediği, sıcak kaynak sıcaklığı ve çalışma gazı basıncının artırılmasının ise verimi olumlu yönde etkilediği rapor edilmiştir. Yazarlar 25 bar şarj basıncı, 2,4 sıcak/soğuk uç sıcaklık oranı, 1000 rpm sabit motor hızı için rejeneratörsüz şartlarda verimi yaklaşık %18 olarak tespit etmişlerdir. Khanjanpour vd. [4] gama tipi orta sıcaklık farkı ile çalışan bir Stirling (MDT) motoru tasarlamış ve prototip üretimini gerçekleştirmişlerdir. Motorun boyutlarının belirlenmesi için Sonlu Boyut Termodinamiği kullanılmıştır. Sıcak uç dış yüzey sıcaklığı 753 K, soğuk uç dış yüzey sıcaklığı 303 K alınarak motorun boyutlandırması yapılmıştır. İmal edilen motor LPG ile çalıştırılmış ve 160 rpm hızda çalışırken 5,36 W indike güç, 1,31 W shaft gücü üretmiştir. Termik verim %28, mekanik verim %24 olarak rapor edilmiştir. Qiu vd. [5] Stirling motorlarındaki yön değiştirmeli akışı göz önünde tutarak, Stirling motorları için üçüncü mertebeden bir analiz modeli geliştirmişlerdir. Bu analizde kütle korunumu denklemi, basınç gradyanı terimini içeren tek boyutlu momentum denklemi ve enerji denklemi kullanılmıştır. Silindir cidarı ile çalışma gazı arasında ısı transferi olmadığı ve akış kanalının kesitlerindeki basınç, hız ve sıcaklık dağılımlarının tek düze olduğu kabul edilmiştir. Geliştirilen analiz modeli kullanılarak GPU-3 olarak adlandırılan motorun [2] analizleri yapılmış ve motorun deneysel verileri ile kıyaslanmıştır. Hesaplanan indike güç ile deneysel indike güç arasında %10,76, hesaplanan verim ile deneysel verim arasında %5,86 fark görülmüştür. Mou vd. [6] beta tipi serbest pistonlu motorların kendi kendine harekete geçmesi ve en fazla güç üretimini sağlaması için basınç dalgası ile displeysır ve güç pistonunun anlık konumları

arasındaki faz farklarını araştırmışlardır. Yazarlar displeysırın basınç dalgasına göre 180 derecelik bir ileri faz farkı ile güç pistonunun basınç dalgasına göre 90 derecelik bir ileri faz farkı ile çalışması durumunda en mükemmel şartların oluştuğunu ifade etmişlerdir. Karabulut vd. [7] bir dizel motorunun egzoz gazı enerjisi ile çalışan bir Martini tipi Stirling motorunun performans analizlerini yapmışlardır. Yazarlar motorun sıcak uç sıcaklığını 1000 K, soğuk uç sıcaklığını 400 K kabul ederek Martini motorunun termik verimini %34 olarak hesaplamışlardır. Söz konusu motorunun bir dizel motoru ile kombine edilmesi durumunda kombine sistemin yalnız dizel motoruna göre veriminin %5, gücünün %20 artacağını ifade etmişlerdir. Hachem vd. [8], Urieli ve Berchowitz tarafından geliştirilen ve Simple olarak adlandırılan 5 hücreli nodal analizi [9] kullanarak gama tipi Stirling motorlarının performansını parametrik olarak incelemişlerdir. Muhtelif ısı ve mekanik kayıpları hesaba katarak analizin sonuçlarının deneysel bulgulara yaklaşmasını sağlamışlardır. Yapılan parametrik inceleme; motor hızı, gazın doldurma basıncı, sıcak uç sıcaklığı ve ısı değiştiricilerinin verimlerinin motor performansına etkilerini kapsamaktadır. Yazarlar motor performansına en büyük etkiyi rejeneratör veriminin yaptığını vurgulamışlardır. Alfarawi vd. [10] bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği modeli (CFD) oluşturarak faz açısı ve ölü hacmin gama tipi kinematik bir Stirling motorunun performansına etkisini incelemişlerdir. Araştırmada COMSOL yazılımı kullanılmıştır. Rejeneratör ve soğutucunun analizlerinde gözenekli ortam ısı transferi modülü, diğer kısımların analizinde laminer sıkıştırılabilir akış modülü kullanılmıştır. Yazarlar piston ile displeysır arasındaki faz açısının optimum değerinin 90 derece değil, 105 derece olduğunu ifade etmişlerdir. Ye vd. [11] gama tipi serbest pistonlu Stirling motorlarının dinamik-termodinamik analizi için bir matematik model geliştirmişler ve geliştirdikleri modeli kullanarak bir motor tasarlamışlardır. Yazarlar yaptıkları tasarımın prototipini de imal etmiş ve başarı ile çalıştırdıklarını ifade etmişlerdir. Motorun sıcak ucunu ısıtmak için elektrikli ısıtıcılar kullanılmıştır. Makalede deneysel bulgular yayınlanmamıştır. Hooshang vd. [12], ST500 olarak adlandırılan gama tipi bir motorun bileşik dinamik-termodinamik analizini yapmışlardır. Bu çalışmada gaz basıncı üçüncü mertebeye bir termodinamik analiz ile belirlenmiştir. Motorun dinamik parçalarının hareket denklemi Lagrange formülü ile türetilmiştir. Krank milinin analizden elde edilen hız profili ile deneysel olarak belirlenen hız profili karşılaştırılmış ve %6'lık bir farklılaşmanın olduğu ifade edilmiştir. Hız profillerinin genel olarak benzeştiği belirtilmiştir. Joseph vd. [13] gama tipi bir motor tasarlayarak deneysel yöntemle geliştirmeye çalışmışlardır. Yazarlar birinci prototipten bekledikleri performansı elde edememişler ve ikinci bir prototip daha yapmışlardır. İkinci prototip 180-200°C'lik bir sıcaklık farkı ile çalışmaya başlamış ve 2000 rpm civarında bir hıza ulaşmıştır. Yazarlar imal etikleri 10 cc kurs hacmi olan prototipin torkunu ve gücünü ölçememişler fakat hedefledikleri performansı gördüklerini ifade etmişlerdir. Bataineh [14] hareket mekanizması Ross Yoke olan alfa tipi bir Stirling motorunun pompalama ve rejeneratör kayıplarını da kapsayan bir termodinamik modelini geliştirmiş ve muhtelif parametrelerin motor performansına etkilerini incelemiştir. Geliştirilen termodinamik modelin doğrulamasını yapmak için GPU-3 olarak adlandırılan motorun deneysel verileri kullanılmıştır. Deneysel veriler ile termodinamik modelin sonuçları arasındaki uyumun iyi olduğu ifade edilmektedir. Chen [15], Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile gama tipi bir düşük sıcaklık motorunun performansının piston ve displeysır arasındaki faz açısı, displeysır ve displeysır silindiri arasındaki boşluğun genişliği, displeysırın uzunluğu ve güç pistonu biyelinin uzunluğu ile değişimini içeren bir çalışma yapmıştır. Yazar faz açısı 100° olduğunda indike gücün maksimum olduğunu ancak genel performans açısından 90°'lik bir faz açısının daha yararlı olduğunu ifade etmiştir. Displeysır ile

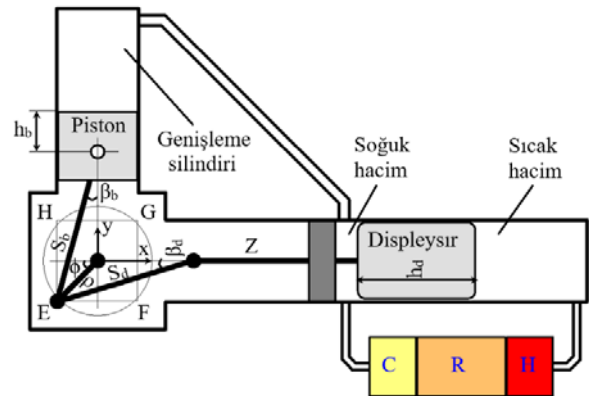
displaysız silindiri arasındaki boşluğun küçülmesi ile gerek indike gücün gerek termal verimin yükseldiğini belirtmiş fakat boşluğun optimum değeri sayısal olarak verilmemiştir. Gheith vd. [16] ST05G olarak adlandırılan gama tipi Stirling motorunu kullanarak bakır, alüminyum, paslanmaz çelik ve Monel 400 olmak üzere dört çeşit malzemeden yapılmış rejeneratörlerin oksitlenme, ısı performans ve akış sürtünmesi testlerini yapmışlardır. Gözeneklilik değeri %75, %85 ve %95 olan malzemelerden yapılmış olan rejeneratörler 500°C sıcaklık altında 15 saatlik ısı testi tabi tutulduğunda yalnız paslanmaz çeliğin rejeneratör malzemesi olarak kullanılabilmesi anlaşılmıştır. Yazarlar paslanmaz çelikten yaptıkları gözeneklilik değeri %95, %90, %85, %80 ve %75 olan beş ayrı rejeneratörü deneysel incelemeye tabi tutmuşlar ve en iyi gözenekliliğin %85 olduğunu belirlemişlerdir. Babaelahi ve Sayyaadi [17], Simple olarak adlandırılan [9] analizi modifiye ederek, Simple-II adını verdikleri yeni bir termodinamik modeli oluşturmuşlardır. Yeni model gaz kaçakları, mekik ısı transferi, ideal olmayan rejeneratör, ısıtıcı ve soğutucu arasındaki ısı transferi ve hidrodinamik sürtünmeler gibi bir takım kayıpları hesaba katmaktadır. Yazarlar geliştirdikleri yeni modelin sonuçlarını GPU-3'ün deneysel verileri ile kıyasladıklarını ve yeni modelin sonuçlarının deneysel verilerle eskilerden daha uyumlu olduğunu ifade etmişlerdir. Yazarlar en büyük kaybın ısıtıcı ile soğutucu arasındaki ısı transferinden kaynaklandığını belirtmişlerdir. Bert vd. [18], çalışma maddesi olarak hava ve helyum kullanarak, ST05G-CNC olarak adlandırılan gama tipi motorun performans testlerini yapmışlardır. Gaz basıncı, motor hızı ve sıcak kaynak sıcaklığının etkilerini incelemişlerdir. Toplam iç hacmi 1,9 dm³ olan motor, 7 bar hava dolgu basıncı ve 700°C sıcak uç sıcaklığı ile yapılan testlerde 800 rpm hızda 500 W civarında güç üretirken helyum ile yapılan testlerde 1000 rpm hızda 1000 W civarında güç üretmiştir. Bu durumda motorun özgül gücü 500 W/dm³ civarında olmaktadır. Majidniya vd. [19] beta tipi serbest pistonlu bir Stirling motorunu (Sunpower RE-1000) daimi mıknatıslı bir elektrik üretici ile birleştirerek sistemin dinamik-termodinamik modelini geliştirmişlerdir. Yazarlar geliştirdikleri modeli kullanarak sistemin performans analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Sistem 71 bar şarj basıncı, 814 K sıcak uç ve 323 K soğuk uç sıcaklığında 25 Hz frekansla çalışarak yaklaşık 260 W elektriksel güç üretmektedir. Yazarlar güç pistonunun hareket genliği ile displaysızın hareket genliğinin toplamının azami değerinde verimin en yüksek değere ulaştığını ifade etmişlerdir. Bagheri vd. [20] displaysız rotasyonel hareket yapan yeni bir Stirling motoru düzenlemesi yaparak prototipini imal etmişler ve testlerini yapmışlardır. Yazarlar faz açısı, çalışma maddesinin türü, çalışma maddesinin şarj basıncı ve motora verilen ısının performans etkilerini incelemişlerdir. Karabulut vd. [21] pistonu kinematik olarak kontrol edilen, displaysız serbest olan bir motorun (Ringbom tipi Stirling) dinamik-termodinamik analizini yapmışlardır. Yazarlar elde ettikleri bulguları serbest pistonlu, kinematik displaysız bir motorun (Martini tipi Stirling) verileri ile kıyaslayarak serbest pistonlu kinematik displaysız motorun daha avantajlı olduğunu ifade etmişlerdir. Ayrıca serbest displaysız kinematik pistonlu motorun çalışmaya başlamasının çok yüksek hızlı bir marş motoru ile mümkün olacağını vurgulamışlardır.

Stirling motorları literatüründe üç silindirli gama tipi motorların [3] termodinamik performansının nodal analiz ile incelenmesine ihtiyaç bulunmaktadır. Mevcut çalışmada Karabulut vd. tarafından geliştirilen çok hücreli nodal analiz [21-23] kullanılarak konvansiyonel gama tipi bir Stirling motorunun ve üç silindirli gama tipi bir motorun [3] termodinamik simülasyonları yapılmış ve sonuçlar kıyaslanmıştır. Mevcut makalenin kapsadığı esas yenilik üç silindirli gama tipi motora çok hücreli nodal analizin uygulanmasıdır. Kullanılan nodal analiz 31 hücreli olup; rejeneratör 24 hücre, ısıtıcı 2 hücre, soğutucu 2 hücre ve silindirler birer hücreden oluşmaktadır.

2. Geleneksel Gama Tipi ve Üç Silindirli Gama Tipi Motorların Mekanizmaları (The Mechanisms of the Conventional Gamma-Type and Three-Cylinder Gamma-Type Engines)

2.1. Geleneksel Gama Tipi Motor (A Conventional Gamma-Type Engine)

Gama tipi olarak adlandırılan geleneksel motorlarda iki adet silindir mevcut olup bunlardan birisi aracılığı ile çalışma gazının sıkıştırılması ve genişletilmesi, diğeri aracılığı ile çalışma gazının sabit hacimde ısıtılması ve soğutulması işlemleri yapılmaktadır. Şekil 1'de geleneksel türden iki silindirli gama tipi bir motor görülmektedir. Genişleme silindirinin içerisinde geleneksel türden bir motor pistonu çalışmaktadır. Bu pistonun mümkün olduğu kadar sızdırmaz olması gerekmektedir. Displaysız olarak adlandırılan parça, çalışma gazının bir soğuk hacim ile bir sıcak hacim arasında yer değiştirerek sabit hacimde ısıtma ve soğutma işlemlerine tabi tutulmasını sağlayan bir parçadır. Gama tipi motorların silindirleri 90 derecelik bir açı ile yerleştirildiği gibi yan yana da yerleştirilebilmektedir. Şekil 1'de görüldüğü üzere silindirleri 90 derecelik bir açı ile yerleştirilen motorlarda hem piston hem de displaysız bir tek krank piminden hareket almaktadır. Şekil 1'de görülen geleneksel gama tipi motorun çalışması krank piminin şekil üzerinde verilen hareket diyagramı ile izah edilebilir. Krank piminin mevcut pozisyonu genişleme sürecinin sonunu göstermektedir. Krank pimi E noktasından F noktasına giderken piston kendi silindirinin alt ölü noktası civarında sabit kalır. Displaysız kendi silindirinin alt ölü noktasından üst ölü noktasına gider ve sıcak hacimdeki gazı soğuk hacme süpürür. Gaz sıcak hacimden soğuk hacme giderken rejeneratör ve soğutucuya ısı bırakarak ortam sıcaklığına yakın bir sıcaklıkta soğuk hacme ulaşır. Bu işlem esnasında motorun iç hacmi hemen hemen sabit kalmaktadır. Bu sebeple bu süreçte çalışma gazının sabit hacimde soğutma işlemine tabi tutulduğu kabul edilmektedir. Krank pimi F'den G'ye giderken displaysız kendi silindirinin üst ölü noktası civarında sabit kalmaktadır. Bu esnada piston kendi silindirinin alt ölü noktasından üst ölü noktasına giderek, genişleme silindirindeki gazı soğuk hacme sıkıştırır. Krank pimi G'de iken çalışma gazının kütesinin ekseriyeti soğuk hacimde yer almaktadır. Motorun içerisindeki gaz basıncı bağlı olarak düşüktür. Krank pimi G'den H'ye giderken piston kendi silindirinin üst ölü noktası civarında sabit kalır. Displaysız kendi silindirinin üst ölü noktasından alt ölü noktasına giderek, soğuk hacimdeki gazı sıcak hacme süpürür. Bu süpürme işlemi esnasında motorun toplam iç hacmi yine sabit kalmaktadır. Çalışma gazı soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı üzerinden sıcak hacme geçen rejeneratör ve ısıtıcıdan ısı alarak sıcaklığını yükseltmiş olarak sıcak hacme ulaşır. Bu işlem çalışma gazının sabit hacimde ısıtılması olarak kabul edilmektedir.

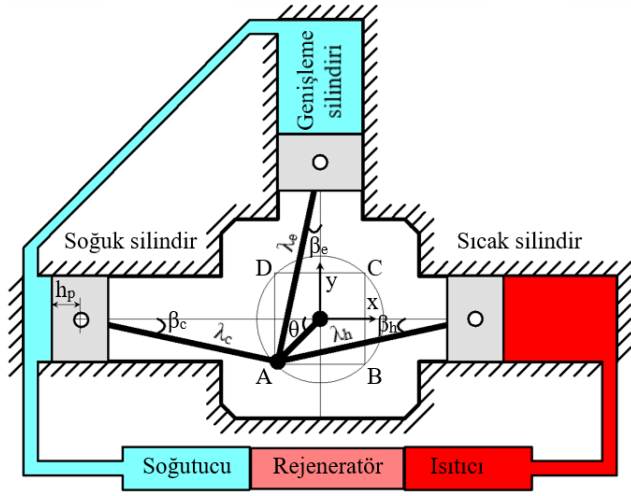


Şekil 1. Geleneksel gama tipi Stirling motorunun şematik görünümü
(A schematic view of the conventional gamma-type Stirling engine)

Krank pimi H'de iken çalışma gazının ekseriyeti sıkıştırılmış olarak sıcak hacimde bulunmaktadır. Motorun içerisindeki gaz basıncı en yüksek değerdedir. Krank pimi H'den E'ye giderken displeysır kendi silindirinin alt ölü noktası civarında sabit kalır. Piston kendi silindirinin üst ölü noktasından alt ölü noktasına giderek motorun içerisindeki gazın genişleyerek iş üretmesini sağlar. Krank pimi E noktasına vardığında çevrim tamamlanır. Şekil 1'de görülen motorda displeysır silindirinin genişleme silindirine bağlantısı soğuk hacim üzerinden yapılmıştır. Bu bağlantı sıcak hacim üzerinden de yapılabilmektedir. Displeysır silindirinin genişleme silindirine bağlantısı sıcak hacim üzerinden yapıldığında çevrimlik işin teorik hesapla belirlenen değeri kısmen büyükçe olsa da pratikte bunun tersi olmaktadır. Bunu sebebi gaz kaçaklarının artmasıdır.

2.2. Üç Silindirli Gama Tipi Motor (The Three-Cylinder Gamma-Type Engine)

Aslında üç silindirli motorlar gama tipi motor sınıfına girmektedir. Üç silindirli gama tipi motor isminin bu motora uygun görülmesinin yegâne sebebi her iki motorun termodinamik çevrimlerinin benzer olmasıdır. Üç silindirli gama tipi motorların silindirlerinin farklı şekillerde dizilmesi mümkündür. Eğer silindirler yan yana dizilecekse buna E dizilim adı verilebilir. E dizilimde krank mili üzerinde her piston için bir krank piminin bulunması zorunlu olur. Eğer pistonların hepsinin aynı krank piminden hareket alması isteniyorsa silindirlerin Şekil 2'deki gibi dizilmesi gerekir. Bu dizilime T dizilim adı verilebilir. Silindirlerin diziliminin termodinamik performans üzerinde herhangi bir etkisi beklenmemektedir. Şekil 2'de görülen T dizilim ısı değiştiricilerinin yerleştirilmesi açısından avantajlı bir dizilim olabilir.



Şekil 2. Üç silindirli gama tipi Stirling motorunun şematik görünüşü
(A schematic view of the three-cylinder gamma-type Stirling engine)

Motorun çalışması krank piminin Şekil 2'deki hareket diyagramı ile izah edilebilir. Krank piminin Şekil 2'de görülen mevcut pozisyonu iş zamanının bittiği soğutma zamanının başladığı anı göstermektedir. Krank piminin mevcut pozisyonunda genişleme silindiri ile sıcak silindirinin hacimleri maksimum civarında, soğuk silindirinin hacmi minimum civarındadır. Krank pimi A'dan B'ye giderken genişleme silindirinin hacmi sabit kalır. Sıcak silindirdeki gaz; ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu üzerinden soğuk silindire süpürülür. Bu esnada soğuk silindirinin hacmi artarken sıcak silindirinin hacmi aynı oranda azalır ve toplam hacim sabit kalır. Bu sebeple bu işlem sabit hacimde yapılmış bir soğutma işlemi olarak kabul edilebilir. Krank pimi B'ye vardığında süpürme işlemi biter ve sıcak silindirinin hacmi minimum civarında, soğuk silindirinin ve genişleme silindirinin hacimleri

maksimum civarında olur. Krank pimi B'de iken motorun içerisindeki çalışma gazının sıcaklığının kütle ortalaması düşük olduğu için basınç da düşük olur. Krank pimi B'den C'ye giderken genişleme silindirindeki gaz, soğuk silindire süpürülür. Krank pimi C'ye vardığında sıcak silindirinin hacmi yine minimum civarında, genişleme silindirinin hacmi de minimum civarında, soğuk silindirinin hacmi maksimum civarında olur. Krank pimi C'de iken çalışma gazının ekseriyeti soğuk silindirde ve sıkıştırılmış vaziyettedir. Krank pimi C'den D'ye giderken genişleme silindirinin hacmi minimum civarında kalır. Soğuk silindirdeki çalışma gazı; soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı üzerinden sıcak silindire süpürülür. Geçiş esnasında gaz rejeneratörden ve ısıtıcıdan ısı aldığı için sıcaklığı artar. Geçiş esnasında sıcak silindirinin hacmi artarken soğuk silindirinin hacmi aynı oranda azalmaktadır. Bu sebeple bu işlem sabit hacimde yapılmış bir ısıtma işlemi olarak kabul edilebilir. Krank pimi D'de iken genişleme silindiri ve soğuk silindirinin hacmi minimum civarındadır. Çalışma gazının ekseriyeti sıcak silindirde ve sıkıştırılmış vaziyettedir. Çalışma gazının basıncı maksimum civarındadır. Krank pimi D'den A'ya giderken soğuk silindirinin hacmi minimum civarında, sıcak silindirinin hacmi maksimum civarında kalır. Genişleme silindirinin hacmi minimumdan maksimuma artar. Sıcak silindirdeki gaz genişleme silindirine doğru akar ve bir genişleme işlemi görür. Krank pimi A'ya vardığında çevrim tamamlanır.

3. Kinematik İlişkiler ve Matematik Model (The Kinematic Relations and the Mathematic Model)

Tanımlanan her iki motorun termodinamik performansının analizinde nodal analiz olarak adlandırılan termodinamik model kullanılmıştır [7, 21-23]. Bu modelde motorun iç hacmi belirli sayıda hücreye (nodal hacim) ayrılarak bu hücrelerin içerisindeki basınç, sıcaklıklar ve kütleler Schmidt bağıntısı, termodinamiğin birinci yasası ve genel gaz denklemi kullanılarak diferansiyel zaman aralıkları ile hesaplanmaktadır. Mevcut çalışmada her iki motorun iç hacmi 31 adet nodal hacme ayrılmıştır. Üç silindirli motorda nodal hacimlerden birincisi sıcak silindiridir. Geleneksel gama tipi motorda nodal hacimlerden birincisi displeysır silindirinin sıcak hacmidir. İkinci ve üçüncü nodal hacimler her iki motorda ısıtıcıda bulunmaktadır. Rejeneratör 24 nodal hacme ayrılmış olup, (4-27) aralığında kalan nodal hacimler her iki motorda rejeneratörde bulunmaktadır. Her iki motorda 28 ve 29 numaralı nodal hacimler soğutucuda yer almaktadır. Üç silindirli motorda 30 ve 31 numaralı nodal hacimler soğuk silindir ve genişleme silindiridir. Geleneksel gama tipi motorda 30 ve 31 numaralı nodal hacimler displeysır silindirinin soğuk hacmi ve genişleme silindiri hacmidir. Soğuk silindir, sıcak silindir ve genişleme silindiri dışında kalan nodal hacimlerin değerleri sabit olup, ısı transferi yüzeyi gereksinimine bağlı olarak tayin edilebilmektedir. Soğuk silindir, sıcak silindir ve genişleme silindirinin hacimleri pistonların yerlerini tanımlayan kinematik ilişkiler yardımı ile motorun çalışma hızına bağlı olarak hesaplanabilmektedir. Pistonların yerlerini tanımlamada kullanılan koordinat sistemi Şekil 1 ve Şekil 2'de görülmekte olup her iki motorda krank milinin merkezi koordinat orijini olarak seçilmiştir.

Geleneksel gama tipi motorda sıcak hacmi ısıtıcıya bağlayan borunun hacmi displeysır tepesi ile silindir tepesi arasındaki boşluğa, soğuk hacmi soğutucuya bağlayan borunun hacmi displeysırın alt ucu ile silindir tabanı arasındaki boşluğa, soğuk hacim ile genişleme silindirini birbirine bağlayan borunun hacmi piston tepesi ile silindir tepesi arasındaki boşluğa dahil edilmiştir. Üç silindirli gama tipi motorda ısıtıcıyı sıcak silindire bağlayan borunun hacmi sıcak silindirinin tepesi ile piston tepesi arasındaki boşluğa, soğutucuyu soğuk silindire bağlayan borunun hacmi soğuk silindirinin tepesi ile piston tepesi arasındaki boşluğa, soğuk silindiri genişleme silindirine bağlayan borunun hacmi genişleme silindirinin tepesi ile piston tepesi arasındaki boşluğa dahil edilmiştir.

3.1. Geleneksel Gama Tipi Motorun Kinematik İlişkileri ve Hacim Hesapları

(The Kinematic Relations and Volume Calculations of the Conventional Gamma-Type Engine)

Şekil 1’de görülen koordinat sistemine göre genişleme silindiri pistonunun tepesinin yeri Eş. 1 ile tanımlanabilir.

$$y = -\rho \sin \phi + S_b \cos \beta_b + h_b \quad (1)$$

Eş. 1’de bulunan ρ geleneksel gama tipi motorun krank yarıçapını göstermektedir. β_b ile gösterilen açı biyel açısı olarak adlandırılmakta olup, Şekil 1’de gösterilmiştir. Söz konusu açının tanımlaması Şekil 1 kullanılarak Eş. 2 şeklinde yapılabilir.

$$\beta_b = \arcsin\left(\frac{\rho}{S_b} \cos \phi\right) \quad (2)$$

Geleneksel gama tipi motorun genişleme silindirinin tepesinin krank mili merkezinden uzaklığı U_b ile gösterilirse, genişleme silindirinin hacmi Eş. 3 olur.

$$V_{31} = [U_b + \rho \sin \phi - S_b \cos \beta_b - h_b] A_p \quad (3)$$

Displeysır alt ucunun yeri Eş. 4 şeklinde tanımlanabilir.

$$x_b = -\rho \cos \phi + S_d \cos \beta_d + Z \quad (4)$$

Bu eşitlikte bulunan β_d nin tanımı Şekil 1’den Eş. 5 şeklinde yapılabilir.

$$\beta_d = \arcsin\left(\frac{\rho}{S_d} \sin \phi\right) \quad (5)$$

Displeysır silindirinin tabanının krank mili merkezinden uzaklığı U_m ile gösterilirse displeysır silindirinin soğuk hacminin değeri Eş. 6 şeklinde ifade edilebilir.

$$V_{30} = [-\rho \cos \phi + S_d \cos \beta_d + Z - U_m] (A_d - A_r) \quad (6)$$

Displeysır tepesinin yeri Eş. 7 şeklinde tanımlanabilir.

$$x_t = -\rho \cos \phi + S_d \cos \beta_d + Z + h_d \quad (7)$$

Displeysır silindirinin tepesinin krank mili merkezinden uzaklığı U_n ile gösterilerek sıcak hacmin değeri Eş. 8 şeklinde hesaplanabilir.

$$V_1 = [U_n + \rho \cos \phi - S_d \cos \beta_d - Z - h_d] A_d \quad (8)$$

Motorun sabit hızla (ω) döndüğü kabul edilerek krank milinin dönme miktarı $\phi = \omega t$ şeklinde hesaplanabilir. Geleneksel gama tipi motorun diğer nodal hacimlerinin değerleri sabit büyüklükler olup ısı transferi yüzeyi gereksinimine bağlıdır.

3.2. Üç Silindirli Gama Tipi Motorun Kinematik İlişkileri ve hacim hesapları

(The Kinematic Relations and Volume Calculations of the Three-Cylinder Gamma-Type Engine)

Şekil 2’de görülen koordinat sistemine göre soğuk silindirin pistonunun tepesinin yeri Eş. 9 şeklinde tanımlanabilir.

$$x_c = -R \cos \theta - \lambda_c \cos \beta_c - h_p \quad (9)$$

Bu eşitlikte bulunan β_c açısı biyel açısı olarak adlandırılmakta olup Şekil 2’de gösterilmiştir. Söz konusu biyel açısı Eş. 10’da ifade edildiği şekilde yazılabilir.

$$\beta_c = \arcsin\left(\frac{R}{\lambda_c} \sin \theta\right) \quad (10)$$

Soğuk silindirin tepesinin krank milinin merkezinden uzaklığı U_c ile gösterilerek soğuk silindirin anlık hacmi Eş. 11 şeklinde tanımlanabilir.

$$V_{30} = [U_c - R \cos \theta - \lambda_c \cos \beta_c - h_p] A_p \quad (11)$$

Sıcak silindirin pistonunun tepesinin yeri Eş. 12 ile tanımlanabilir.

$$x_h = -R \cos \theta + \lambda_h \cos \beta_h + h_p \quad (12)$$

Sıcak silindirin pistonunun biyel açısı Eş. 13 şeklinde ifade edilebilir.

$$\beta_h = \arcsin\left(\frac{R}{\lambda_h} \sin \theta\right) \quad (13)$$

Sıcak silindirin tepesinin krank milinin merkezinden uzaklığı U_h ile gösterilerek sıcak silindirin hacmi Eş. 14 ile ifade edilebilir.

$$V_1 = [U_h + R \cos \theta - \lambda_h \cos \beta_h - h_p] A_p \quad (14)$$

Genişleme silindirinin pistonunun yeri Eş. 15’te ifade edildiği şekilde yazılabilir.

$$y_e = -R \sin \theta + \lambda_e \cos \beta_e + h_p \quad (15)$$

Genişleme silindiri pistonunun biyel açısı Eş. 16 ile hesaplanabilir.

$$\beta_e = \arcsin\left(\frac{R}{\lambda_e} \cos \theta\right) \quad (16)$$

Genişleme silindirinin tepesinin krank merkezinden uzaklığı U_e ile gösterilerek genişleme silindirinin hacmi Eş. 17 şeklinde ifade edilebilir.

$$V_{31} = [U_e + R \sin \theta - \lambda_e \cos \beta_e - h_p] A_p \quad (17)$$

Motorun sabit hızla (ω) döndüğü kabul edilerek krank milinin dönme miktarı $\theta = \omega t$ şeklinde hesaplanabilir. Stirling motorlarında çalışma gazının sıcak ve soğuk hacimler arasında yaptığı gel-git hareketinin sebep olduğu viskoz akış kaybı muhtelif araştırmacılar tarafından ele alınmıştır. Yapılan çalışmalar bu kaybın göz ardı edilerek termodinamik analizlerin yapılabileceğini göstermektedir [14, 24, 25]. Bu sebeple bu çalışmada motorun nodal hacimlerinin hepsindeki anlık gaz basınçlarının birbirine eşit olduğu kabul edilmektedir. Gaz basıncının hesabında Schmidt formülü olarak bilinen Eş. 18 kullanılmaktadır.

$$p = \frac{m\mathfrak{R}}{\frac{V_1}{T_1} + \frac{V_2}{T_2} + \frac{V_3}{T_3} + \dots} \quad (18)$$

Nodal hacimlerdeki gaz sıcaklıklarının hesabında Eş. 19 kullanılmaktadır.

$$T = T^F + \Delta T \quad (19)$$

Bu eşitlikte bulunan ΔT nodal hacimlerde diferansiyel zaman aralıkları içerisindeki sıcaklık değişimi olup termodinamiğin birinci kanununun basitleştirilmiş şekli olan Eş. 20 ile hesaplanmaktadır.

$$\Delta Q - \Delta W = H_o - H_i + (\Delta U) \quad (20)$$

Birinci kanunun bu çalışmada kullanılan numerik şekli Karabulut vd. önceki yayınlarında ayrıntılı bir şekilde tanıtılmaktadır [7, 21-23].

4. Sonuçlar ve Tartışmalar (Results and Discussions)

Bu çalışmada termodinamik analizleri yapılan ve karşılaştırılan geleneksel gama tipi motorun ve üç silindirli gama tipi motorun spesifik değerleri ve analiz girdileri Tablo 1, Tablo 2 ve Tablo 3'de verilmektedir. Motorların krank yarıçapları, biyel uzunlukları, silindir çapları ve ölü hacimler eşit yapılmıştır.

Tablo 1. Geleneksel gama tipi motorun spesifik değerleri (The specific values of the conventional gamma-type engine)

Parametre	Sembol	Değer
Krank yarıçapı (mm)	ρ	40
Displeysır biyel uzunluğu (mm)	S_d	$3,5 \times \rho$
Piston biyel uzunluğu (mm)	S_b	$3,5 \times \rho$
Displeysır tepesi ile silindir tepesi arasındaki boşluk (mm)		5
Displeysır alt ucu ile displeysır silindirinin alt ucu arasındaki boşluk (mm)		5
Displeysır silindirinin kesit alanı (cm ²)	A_d	57
Displeysır kuyruğu kesit alanı (cm ²)	A_r	3
Piston alanı (cm ²)	A_p	57
Piston süpürme hacmi (cm ³)		456
Displeysır süpürme hacmi (cm ³)		2×456

Tablo 2. Üç silindirli gama tipi motorun spesifik değerleri (The specific values of the three-cylinder gamma-type engine)

Parametre	Sembol	Değer
Krank yarıçapı (mm)	R	40
Soğuk pistonun biyel uzunluğu (mm)	λ_c	3,5 X R
Sıcak pistonun biyel uzunluğu (mm)	λ_h	3,5 X R
Genişleme pistonunun biyel uzunluğu (mm)	λ_e	3,5 X R
Soğuk piston tepesi ile soğuk silindir tepesi arasındaki boşluk (mm)		5
Sıcak piston tepesi ile sıcak silindir tepesi arasındaki boşluk (mm)		5
Genişleme pistonu tepesi ile genişleme silindiri tepesi arasındaki boşluk (mm)		5
Soğuk piston alanı (cm ²)		57
Sıcak piston alanı (cm ²)		57
Genişleme pistonu alanı (cm ²)		57
Soğuk piston süpürme hacmi (cm ³)		456
Sıcak piston süpürme hacmi (cm ³)		456
Genişleme pistonu süpürme hacmi (cm ³)		456

Tablo 3. Analizin girdileri (The analysis inputs)

Parametre	Sembol	Değer
Çalışma maddesinin (Helyum) gaz sabiti (J/kg K)	\mathfrak{R}	2077
Çalışma maddesinin sabit basınç özgül ısı (J/kg K)	C_p	5193
Çalışma maddesinin sabit hacim özgül ısı (J/kg K)	C_v	3116
Rejeneratörde ısı taşınım katsayısı (W/m ² K)		2000
Isıtıcıda ısı taşınım katsayısı (W/m ² K)		500
Soğutucuda ısı taşınım katsayısı (W/m ² K)		500
Silindirlerdeki ısı taşınım katsayısı (W/m ² K)		70
Isıtıcı sıcaklığı (K)	T_H	800
Soğutucu sıcaklığı (K)	T_C	380
Isıtıcıdaki ısı transferi alanı (cm ²)		3000
Soğutucudaki ısı transferi alanı (cm ²)		3000
Rejeneratör tel çapı (mm)		0,11
Rejeneratördeki ısı transferi alanı (cm ²)		24×400
Rejeneratör tüpünün kesit alanı (cm ²)		57
Isıtıcı ölü hacmi (cm ³)		150
Soğutucu ölü hacmi (cm ³)		150
Rejeneratör ölü hacmi (cm ³)		792
Rejeneratördeki gözeneklilik oranı		%75

Yapılan kıyaslamaların birincisinde geleneksel gama tipi motor ile üç silindirli gama tipi motorun termodinamik performans parametrelerinin çalışma gazı kütlesi ile değişimi incelenmiştir. Motorların hızı 100 rad/s olarak seçilmiştir. Geleneksel gama tipi motorun çalışma gazı kütlesi 1 g'dan başlayarak 0,5 g artışlar ile 3,5 g'a kadar yükseltilmiştir. Üç silindirli gama tipi motorun çalışma gazı kütlesi 1,09 g'dan başlayarak 0,545 g artışlar ile 3,815 g'a kadar yükseltilmiştir. Üç silindirli gama motorun gaz kütlesinin bu şekilde yapılması her iki motorun ortalama çevrim basınçlarının eşit kabul edilebilecek seviyede birbirine yakın olmasını sağlamaktadır. Diğer girdiler Tablo 1, Tablo 2 ve Tablo 3'te verilmektedir. Hesaplanan termodinamik değerler Tablo 4 ve Şekil 3'te verilmektedir.

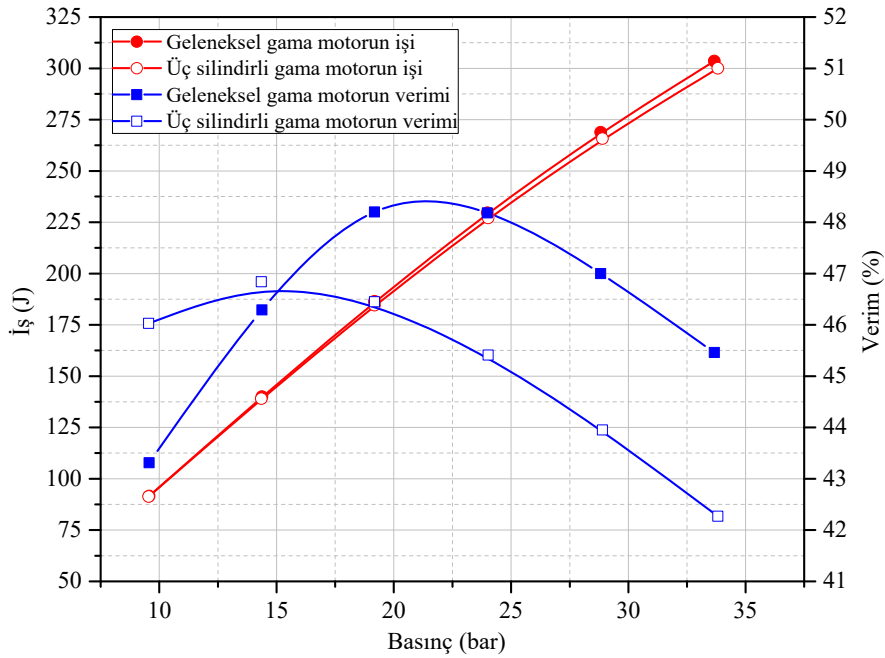
Şekil 3'ten görüldüğü üzere motorların çevrimlik işleri hemen hemen birbirine eşittir. Ortalama basıncın incelenen aralığında her iki iş eğrisinin basınçla değişimi lineere çok yakın olmakla birlikte, çok az da olsa bir aşağı yönelim görülmektedir. Bu gidışat Stirling motorlarının doğasına uygun bir davranıştır. Gaz kütlesi veya ortalama çevrim basıncı belirli bir değeri geçtiğinde, ısıtıcının, soğutucunun ve rejeneratörün kapasiteleri yetersiz kalarak, çevrimin basınç limitleri arasındaki farkı azalttığı için çevrimlik işler azalacaktır. Şekil 3'ten görüldüğü üzere 14,3 bar'ın altındaki ortalama basınçlarda üç silindirli gama motorun verimi geleneksel gama

motorun veriminden yüksektir. Ortalama gaz basıncı 14,3 bar'ı geçtiğinde geleneksel gama motor verim yönünden daha avantajlı olmaktadır. Üç silindirli gama motor azami verimi 14,3 bar basınçta sağlarken, geleneksel gama motor azami verimi 21,25 bar basınçta sağlamaktadır. Verimin yüksek basınçlarda düşüş göstermesinin sebebi yine ısıtıcının, soğutucunun ve rejeneratörün kapasitelerinin yetersiz kalarak çevrimin sıcaklık limitleri arasındaki farkı azaltmasıdır. Üç silindirli gama motorun ortalama çevrim basıncının optimum değeri 19,17 bar kabul edilebilir. Bundan sonraki incelemelerde geleneksel gama motorun gaz kütlesi 2 g, üç silindirli gama motorun gaz kütlesi 2,18 g olarak seçilecektir. Bu kütleler 19,17 bar basınca karşılık gelmektedir.

Şekil 4'te geleneksel gama ve üç silindirli gama motorun 19,17 bar ortalama basınç için elde edilmiş olan P-V diyagramlarının kıyaslaması görülmektedir. Geleneksel gama motorun çalışma gazının ısıtıcıdan aldığı ısı 386,83 J, üç silindirli gama motorun çalışma gazının ısıtıcıdan aldığı ısı 397,41 J, geleneksel motorun çevrimlik işi 186,46 J, üç silindirli gama tipi motorun çevrimlik işi 184,6 J, geleneksel motorun termik verimi %48,2 ve üç silindirli gama motorun termik verimi %46,45 olarak hesaplanmıştır. Kıyaslanan motorların 100 rad/s hız ile döndüğü dikkate alınarak, geleneksel gama tipi motorun gücü 2967 W, üç silindirli gama tipi motorun gücü 2938 W olarak belirlenmiştir. Şekilden görüldüğü üzere

Tablo 4. Geleneksel gama ve üç silindirli gama motorun termodinamik değerlerinin ortalama basınç ile değişimi
(The variation of the thermodynamic values of the conventional gamma and three-cylinder gamma engines with mean pressure)

Geleneksel gama tipi motor					Üç silindirli gama tipi motor				
Kütle (g)	P (bar)	W (J)	Q (J)	η (%)	Kütle (g)	P (bar)	W (J)	Q (J)	η (%)
1,0	9,569	91,63	211,55	43,31	1,09	9,550	91,39	198,52	46,03
1,5	14,380	140,02	302,5	46,29	1,635	14,354	138,99	296,69	46,84
2,0	19,179	186,46	386,83	48,2	2,18	19,176	184,6	397,41	46,45
2,5	23,992	229,64	476,64	48,18	2,725	24,024	227,13	500,18	45,41
3,0	28,819	268,83	571,88	47,0	3,27	28,899	265,77	604,62	43,95
3,5	33,666	303,51	667,59	45,46	3,815	33,815	300,03	709,81	42,27



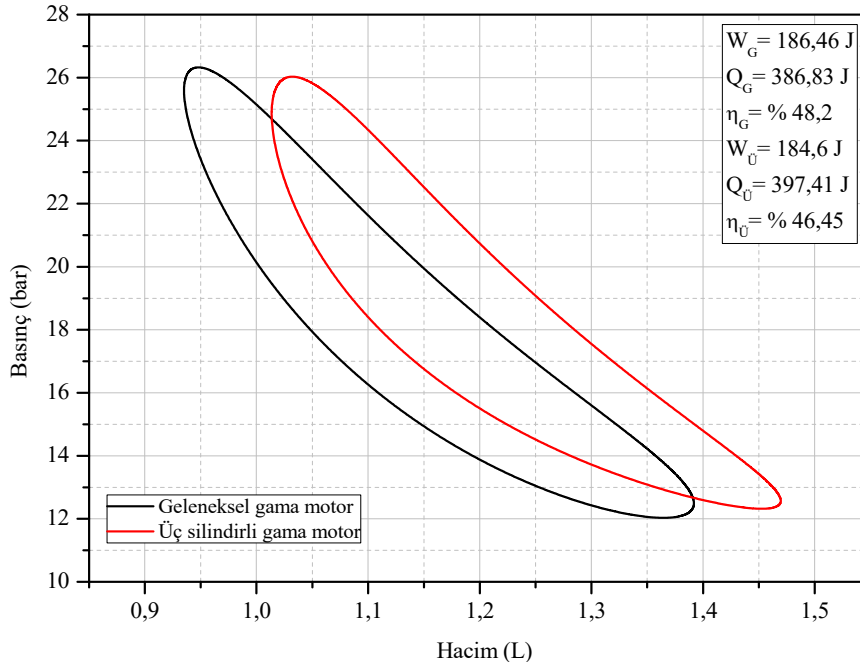
Şekil 3. Geleneksel gama ve üç silindirli gama motorun verim ve çevrimlik işlerinin kıyaslaması
(The comparison of the efficiency and the cyclic work of the conventional gamma and three-cylinder gamma engine)

termodinamik çevrimlerin ortalama hacimleri ve sıkıştırma oranları az da olsa farklılık göstermektedir. Geleneksel gama tipi motorun sıkıştırma oranı 1,488, üç silindri gamma tipi motorun sıkıştırma oranı 1,45 olarak belirlenmiştir. GPU-3 olarak bilinen beta tipi motorun sıkıştırma oranı 1,5 olarak verilmektedir. Bu durum dikkate alındığında bu makalede kıyaslaması yapılmakta olan gama tipi motorların spesifik değerlerinin pratiğe uygulanabilir değerler olduğu görülmektedir. Bu kıyaslama termodinamik açıdan her iki motorun aynı özellikleri taşıdığını göstermektedir.

Yapılan kıyaslamalardan ikincisi geleneksel gama tipi motorun ve üç silindri gamma tipi motorun termodinamik performans parametrelerinin hız ile değişimini kapsamaktadır. Bu incelemede geleneksel gama tipi motorda 2 g çalışma gazı kütlesi, üç silindri gamma tipi motorda 2,18 g çalışma gazı kütlesi kullanılmıştır. Gaz kütle için bu değerleri kullanıldığında motorların ortalama gaz basınçları birbirine eşit olmaktadır. Diğer girdiler Tablo 1, Tablo 2 ve Tablo 3'te verilmektedir. Hesaplanan termodinamik değerler Tablo 5 ve Şekil 5'te verilmektedir.

Tablo 5'ten görüldüğü üzere aynı hıza karşılık gelen basınçlar her iki motorda aynı kabul edilebilecek kadar birbirine yakındır. Ayrıca hız

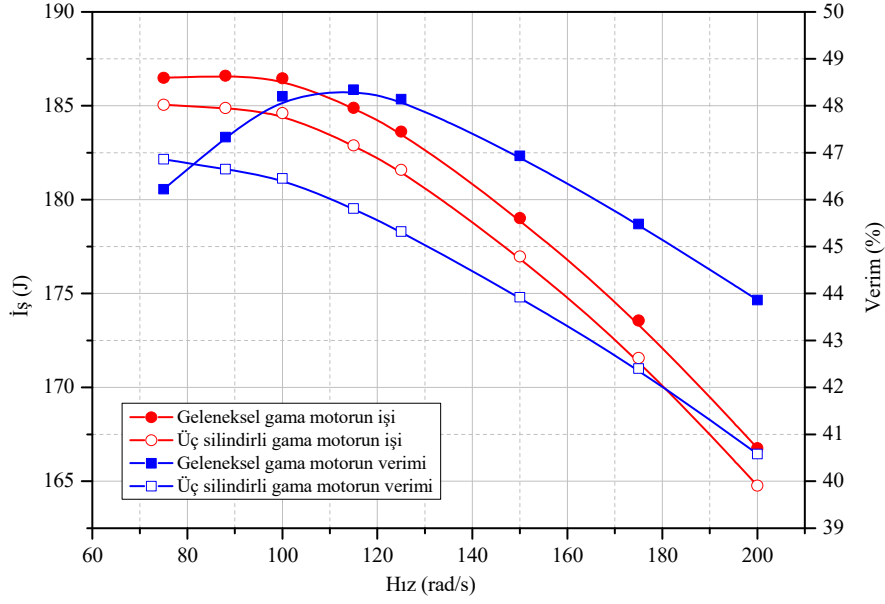
75 rad/s'den 200 rad/s'ye değişirken motorların ortalama gaz basınçlarındaki değişimler en fazla %1,25 civarındadır. Bu sebeple bu incelemede ortalama basıncın her iki motorda sabit tutulduğu söylenebilir. Şekil 5'ten görüldüğü üzere incelenen hız aralığında üç silindri gamma tipi motorun iş üretimi geleneksel gama tipi motora göre düşük kalmaktadır. Bunun sebebi üç silindri gamma tipi motorun sıkıştırma oranının az miktarda düşük olması olabilir. Aralarındaki fark göz ardı edilebilecek seviyede az olup rakamsal olarak %1 civarındadır. Hız artarken her iki motorda çevrimlik iş azalmaktadır. Çevrimlik işin azalmasını belli başlı sebebi, çalışma gazı sıcaklık limitlerinin aralığının daralmasıdır. Hız artarken doğal olarak sıcaklık limitlerinin aralığının daralması tahmin edilir. Yani ısıtma sürecinde gazın sıcaklığının istenilen seviyede artmaması; soğutma sürecinde de gazın sıcaklığının istenilen seviyede azalmaması, sıcaklık limitlerinin aralığının daralmasına ve çevrimlik işin azalmasına sebep olur. Tablo 5'ten görüldüğü üzere hız artarken geleneksel gama tipi motorda çalışma gazına verilen ısı azalmakta ancak üç silindri gamma tipi motorda ısı az miktarda artış göstermektedir. Hız artarken ısının azalması doğal bir neticedir çünkü ısının çalışma gazına transferi bir zaman meselesidir. Fakat hız artarken çalışma gazına verilen ısının artması zamanın yanı sıra başka faktörlerinde etkili olduğunu göstermektedir. Bu motorlarda çalışma gazına ısı verilmesi yalnız



Şekil 4. Geleneksel gama ve üç silindri gama motorun P-V diyagramlarının kıyaslaması
(The comparison of the P-V diagrams of the conventional gamma and three-cylinder gamma engine)

Tablo 5. Motorların termodinamik performans parametrelerinin hız ile değişimi
(The variation of the thermodynamic performance parameters of the engines with speed)

Hız (rad/s)	Geleneksel gama tipi motor				Üç silindri gama tipi motor			
	P (bar)	W (J)	Q (J)	Verim (%)	P (bar)	W (J)	Q (J)	Verim (%)
75	19,167	186,48	403,46	46,22	19,140	185,05	394,84	46,86
88	19,174	186,6	394,24	47,33	19,158	184,88	396,25	46,65
100	19,179	186,46	386,83	48,2	19,176	184,6	397,41	46,45
115	19,186	184,89	382,4	48,34	19,200	182,89	399,2	45,81
125	19,195	183,62	381,44	48,14	19,217	181,58	400,65	45,32
150	19,209	179,01	381,39	46,93	19,265	176,97	402,9	43,92
175	19,234	173,56	381,61	45,48	19,320	171,57	404,64	42,40
200	19,267	166,76	380,2	43,86	19,379	164,77	406,024	40,58



Şekil 5. Geleneksel gama ve üç silindirli gama motorların çevrimlik iş ve verimlerinin hız ile değişimleri
(The variation of the cyclic work and efficiency of the conventional gamma and three-cylinder gamma engines with speed)

ısıtma sürecinde olmamaktadır. Çalışma gazından ısı alınması da yalnız soğutma sürecinde olmamaktadır. Soğutma sürecinde çalışma gazı; ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu üzerinden soğuk silindire ulaşmaktadır. Gaz önce ısıtıcıda ısıtılmakta sonra rejeneratör ve soğutucuda soğutulmaktadır. Isıtma sürecinde gaz önce soğutucuda soğutulmakta sonra rejeneratör ve ısıtıcıda ısıtılmaktadır. Çalışma gazının ısıtma sürecinde rejeneratörden aldığı ısı ile soğutma sürecinde rejeneratöre verdiği ısının denk olması için ısıtıcının ısıtma kapasitesi ile soğutucunun soğutma kapasitesi arasında kritik bir dengenin olması gerekmektedir. Eğer bu denge yakalanamazsa soğutma işlemi esnasında ısıtıcıdan soğutucuya gaz aracılığı ile ısı taşınmaktadır. Bu kayıp enerji nedeni ile çalışma gazına verilen çevrimlik ısı motor hızı ile artış gösterebilmektedir. Ayrıca ısıtıcının kapasitesi ile soğutucunun kapasitesi arasındaki kritik denge belirli bir hızda kurulsun bile hız değiştiğinde kritik denge bozulmaktadır.

Geleneksel gama tipi motorun ve üç silindirli gama tipi motorun verimlerinin hız ile değişimi Şekil 5'te kıyaslamalı olarak gösterilmektedir. Üç silindirli gama tipi motorun maksimum verimi 75 rad/s hızın aşağısında gerçekleşmekte olup incelenen hız aralığının dışında kalmaktadır. Geleneksel gama tipi motorun maksimum verimi 115 rad/s hızda gerçekleşmektedir. Bu motorda 115 rad/s'nin altındaki hızlarda verim azalması, çalışma gazının genişleme ve sıkıştırma süreçlerinde katı yüzeyler ile yaptığı ısı alışverişi olabilir. 115 rad/s'nin yukarıdaki hızlarda verimin azalması, ısıtma ve soğutma süreçlerinde çalışma gazının yeterli düzeyde ısı alış verişini yapamaması olabilir. İki motor arasındaki verim farkı %5 civarında olmaktadır. Bu farkın kısmen sıkıştırma oranından kısmen de üç silindirli motorun gaz kütlesinin diğer motorun gaz kütlesine göre %9 kadar fazla olmasından kaynaklandığı tahmin edilmektedir. Bu incelemeden de kıyaslanan motorların termodinamik performanslarının farkının önemsiz olduğu neticesine gidilebilir. Tablo 5'ten görüldüğü üzere hız 75 rad/s'den 200 rad/s'ye yükselirken her iki motorda gerek verimin gerek çevrimlik işin sınırlı ölçüde azalması bu motorların geniş hız aralığında kullanılabileceğini göstermektedir. İncelenen hız aralığında motorların gücünün 2200 W'dan 5250 W'a kadar arttığı görülmektedir. Motorların süpürme ve ölül hacimlerinin toplamı 2,5 litre civarında olup özgül güç yaklaşık olarak 2000 W/L civarında gerçekleşmektedir. Bu değer için yanmalı

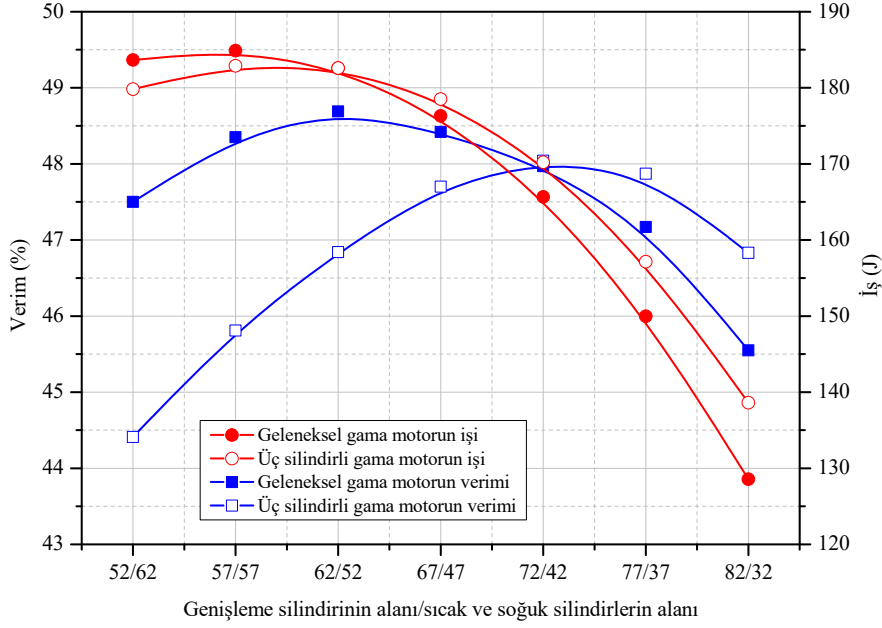
motorların özgül gücünün 1/30'u kadar olup, bu sonuç Stirling motorlarının mevcut tasarım şartlarında otomotiv sektöründe kullanımının mümkün olmadığını göstermektedir.

Üçüncü inceleme, geleneksel gama ve üç silindirli gama tipi motorların termodinamik performans değerlerinin genişleme silindiri kesit alanının sirkülasyon silindiri kesit alanına oranı (A_{31}/A_1) veya (A_{31}/A_{30}) ile değişimini ele almaktadır. Sirkülasyon silindiri tabirinin geleneksel gama tipi motordaki anlamı displesir silindiridir. Üç silindirli gama tipi motordaki anlamı sıcak ve soğuk silindirlerdir. Bu incelemede motorların hızı 115 rad/s olarak seçilmiştir. Motorların gaz kütleleri ikinci incelemedeki gaz kütlelerine denk seçilmiştir. Genişleme silindirinin kesit alanı 52 cm²'den 77 cm²'ye kadar 5 cm² aralıklarla yükseltilirken sirkülasyon silindirlerinin alanı 62 cm²'den 42 cm²'ye kadar 5 cm² aralıklarla eş zamanlı olarak azaltılmıştır. Silindirlerin alanları Tablo 6'nın birinci sütununda görülmektedir. Diğer girdiler Tablo 1, Tablo 2 ve Tablo 3'te verilmektedir. Tablo 6'dan görüldüğü üzere alan oranı değişirken her iki motorun sıkıştırma oranı artmaktadır. Sıkıştırma oranındaki artış sirkülasyon silindirlerinin hacminin küçülmesinden kaynaklanmaktadır. Tablo 6'da görülmemekle birlikte her iki motorun çevrimlerinin maksimum hacimleri sabit kalmaktadır. Çevrimlerin minimum değeri gittikçe küçülmekte ve buna bağlı olarak da sıkıştırma oranı artmaktadır. Sıkıştırma oranının artması ortalama çevrim basıncını bir miktar arttırmaktadır. Ortalama çevrim basıncının artışı sıkıştırma oranının artışına göre daha az olmaktadır. Bunun sebebi çalışma gazının soğuk ve sıcak hacimler arasında dolaşan miktarının azalmasıdır. Silindirlerin alan oranı, çevrimlerin sıkıştırma oranı ve ortalama basınçları arasındaki ilişkiler Tablo 6'da görülmektedir.

Alanların oranı 52/62'den 82/32'ye artarken her iki motorda çalışma gazına verilen çevrimlik ısı azalmaktadır. Bu azalışın en önemli sebebi, çalışma gazının sıcak sirkülasyon silindirinde sirkülasyon yapan kısmının alanların oranı ile azalmasıdır. Motorların çevrimlik iş üretimleri ve verimlerinin alan oranı ile değişimi Şekil 6'da kıyaslamalı olarak verilmektedir. Hem işler hem de verimler alanların oranına karşı artan-azalan fonksiyon özelliği göstermektedir. Geleneksel gama tipi motorda verimin en yüksek değeri, alan oranının 62/52 değerine karşılık gelmekte olup %48,69 olarak belirlenmiştir.

Tablo 6. Motorların termodinamik performans parametrelerinin silindirlerin alan oranı ile değişimi
(The variation of the thermodynamic performance parameters of the engines with the area ratio of cylinders)

A ₃₁ /A ₁	Geleneksel gama					Üç silindirli gama				
	$\frac{V_{max}}{V_{min}}$	p (bar)	W (J)	Q (J)	Verim (%)	$\frac{V_{max}}{V_{min}}$	p (bar)	W (J)	Q (J)	Verim (%)
52/62	1,424	18,778	183,66	386,64	47,50	1,391	18,846	179,82	404,90	44,41
57/57	1,488	19,186	184,89	382,4	48,35	1,450	19,200	182,89	399,2	45,81
62/52	1,556	19,615	182,57	374,92	48,69	1,514	19,624	182,59	389,77	46,84
67/47	1,63	20,069	176,3	364,1	48,42	1,584	20,112	178,51	374,22	47,70
72/42	1,714	20,553	165,65	345,25	47,97	1,663	20,660	170,21	354,3	48,04
77/37	1,805	21,076	149,97	317,96	47,17	1,751	21,282	157,14	328,27	47,87
82/32	1,908	21,665	128,56	282,21	45,55	1,849	21,978	138,61	295,98	46,83

**Şekil 6.** Geleneksel gama ve üç silindirli gama tipi motorların iş ve verimlerinin silindirlerin kesit alanlarının oranı ile değişimi
(The variation of the work and efficiency of the conventional gamma and three-cylinder gamma-type engines with the ratio of the cross-sectional area of the cylinders)

Üç silindirli gama tipi motorda verimin en yüksek değeri, alan oranının 72/42 değerine karşılık gelmekte olup %48,04 olarak belirlenmiştir. Görüldüğü üzere her iki motorun maksimum verimleri arasındaki fark göz ardı edilebilecek kadar azdır. Şekil 6'dan görüldüğü üzere alan oranının düşük değerlerinde geleneksel gama tipi motorun iş üretimi kısmen yüksek iken alan oranının yüksek değerlerinde üç silindirli gama tipi motorun iş üretimi avantajlı duruma geçmektedir. Bu inceleme alan oranının yüksek olduğu hallerde üç silindirli motorun termodinamik yönden az miktarda avantajlı olacağını göstermektedir.

5. Sonuçlar (Conclusions)

Bu çalışmada geleneksel gama tipi bir motor ile üç silindirli gama tipi bir motorun nodal termodinamik analizleri yapılarak performanslarının karşılaştırması yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar:

- Ölü hacimler ve geometrik değerler eşit alındığında, geleneksel gama tipi motorun sıkıştırma oranı üç silindirli gama tipi motora göre az miktarda yüksek olmaktadır.
- Krank yarıçapı, piston ya da displeysır çapları ve ölü hacimler aynı olduğu sürece yüksek hız ve yüksek çalışma gazı basınçlarında üç

silindirli motorun termodinamik performansı az miktarda düşük görülsede, termodinamik performanslar hemen hemen aynıdır.

- Güç silindiri ve sirkülasyon silindirlerinin kesitleri değiştirilerek motorların sıkıştırma oranı artırıldığında, yüksek sıkıştırma oranlarında üç silindirli gama tipi motorun performansının az da olsa yüksek olduğu görülmektedir.
- Tablo 1, 2 ve 3'de görülen veriler kullanıldığında motorların en iyi çalışma hızı 115 rad/s olarak, en iyi ortalama gaz basıncı 20 bar olarak hesaplanmaktadır.
- En iyi çalışma şartlarında geleneksel gama tipi motor %48,2 ve üç silindirli gama tipi motor %46,45 verim sağlamakta olup, motorların gücü 3,4 kW civarındadır.

Kaynaklar (References)

1. Schneider T., Müller D., Karl J., A review of thermochemical biomass conversion combined with Stirling engines for the small-scale cogeneration of heat and power, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 134, 110288, 2020.
2. Walker G., Stirling Engines, Clarendon Press, New York, 1980.
3. Amarloo A., Keshavarz A., Batooei A., Alizade Nia S.A.N., Thermodynamic analysis of performance parameter of a novel 3 cylinder Stirling engine configuration, Modares Mechanical Engineering, 16 (10), 448-458, 2017.

4. Khanjanpour M.H., Rahnama M., Javadi A.A., Akrami M., Tavakolpour-Saleh A.R., Iranmanesh M., An experimental study of a gamma-type MTD Stirling engine, *Case Studies in Thermal Engineering*, 24, 100871, 2021.
5. Qiu H., Wang K., Yu P., Ni M., Xiao G., A third-order numerical model and transient characterization of a β -type Stirling engine, *Energy*, 222, 119973, 2021.
6. Mou J., Li W., Li J., Hong G., Gas action effect of free piston Stirling engine, *Energy Conversion and Management*, 110, 278–286, 2016.
7. Karabulut H., Okur M., Ozdemir A.O., Performance prediction of a Martini type of Stirling engine, *Energy Conversion and Management*, 179, 1-12, 2019.
8. Hachem H., Gheith R., Aloui F., Nasrallah S.B., Numerical characterization of a γ -Stirling engine considering losses and interaction between functioning parameters, *Energy Conversion and Management*, 96, 532–543, 2015.
9. Urieli I., Berchowitz D.M., *Stirling Cycle Engine Analysis*, Adam Hilger Ltd., United Kingdom, 1984.
10. Alfarawi S., Al-Dadah R., Mahmoud S., Influence of phase angle and dead volume on gamma-type Stirling engine power using CFD simulation, *Energy Conversion and Management*, 124, 130–140, 2016.
11. Ye W., Zhang T., Wang X., Liu Y., Chen P., Parametric study of gamma-type free piston Stirling engine using nonlinear thermodynamic-dynamic coupled model, *Energy*, 211, 118458, 2020.
12. Hooshang M., Moghadam R.A., AlizadehNia S., Dynamic response simulation and experiment for gamma-type Stirling engine, *Renewable Energy*, 86, 192-205, 2016.
13. Joseph J., Louis E.M., Thomas B., Anurag K., Sankar V., Pullan T.T., Fabrication and testing of a gamma type Stirling engine, *Materials Today: Proceedings*, 46, 9641-9645, 2021.
14. Bataineh K.M., Numerical thermodynamic model of alpha-type Stirling engine, *Case Studies in Thermal Engineering*, 12, 104–116, 2018.
15. Chen W.L., Yang Y.C., Salazar J.L., A CFD parametric study on the performance of a low-temperature-differential γ -type Stirling engine, *Energy Conversion and Management*, 106, 635–643, 2015.
16. Gheith R., Hachem H., Aloui F., Nasrallah S.B., Experimental and theoretical investigation of Stirling engine heater: Parametrical optimization, *Energy Conversion and Management*, 105, 285–293, 2015.
17. Babaelahi M., Sayyaadi H., Simple-II: A new numerical thermal model for predicting thermal performance of Stirling engines, *Energy*, 69, 873-890, 2014.
18. Bert J., Chrenko D., Sophy T., Moyne L.L., Sirot F., Simulation, experimental validation and kinematic optimization of a Stirling engine using air and helium, *Energy*, 78, 701-712, 2014.
19. Majidniya M., Boileau T., Remy B., Zandi M., Performance simulation by a nonlinear thermodynamic model for a free piston Stirling engine with a linear generator, *Applied Thermal Engineering*, 184, 116128, 2021.
20. Bagheri A., Mullins W.C., Foster P.R., Bostanci H., Experimental characterization of an innovative low-temperature small-scale rotary displacer Stirling engine, *Energy Conversion and Management*, 201, 112073, 2019.
21. Karabulut H., Cinar C., Okur M., Dynamic simulation and performance prediction of free displacer Stirling engines, *International Journal of Green Energy*, 17 (7), 427-439, 2020.
22. Karabulut H., Aksoy F., Öztürk E., Thermodynamic analysis of a β type Stirling engine with a displacer driving mechanism by means of a lever, *Renewable Energy*, 34 (1), 202-208, 2009.
23. Solmaz H., Karabulut H., Performance comparison of a novel configuration of beta-type Stirling engines with rhombic drive engine, *Energy Conversion and Management*, 78, 627-633, 2014.
24. Karabulut H., Çınar C., Aksoy F., Solmaz H., Özgören Y.Ö., Arslan, M., Design and performance tests of a beta type rhombic driven Stirling engine, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 31 (4), 879-888, 2016.
25. Campos M.C., Vargas J.V.C., Ordóñez J.C., Thermodynamic optimization of a Stirling engine, *Energy*, 44 (1), 902-910, 2012.