

**STİRLİNG MOTORUNDA
GAZ HAREKETLERİNİN ARAŞTIRILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yalın UĞURLU

DANIŞMAN

Yard. Doç. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Temmuz, 2014

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

STİRLİNG MOTORUNDA GAZ HAREKETLERİNİN
ARAŞTIRILMASI

Yahn UĞURLU

DANIŞMAN

Yrd. Doç. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Temmuz, 2014

TEZ ONAY SAYFASI

Yalın UĞURLU tarafından hazırlanan “Stirling Motorunda Gaz Hareketlerinin Araştırılması” adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 08/07/2014 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Yrd. Doç. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN

Başkan : Prof. Dr. Muhammed YÜRÜSOY İmza
AKÜ, Teknoloji Fakültesi

Üye : Doç. Dr. Fatih AKSOY İmza
AKÜ, Teknoloji Fakültesi

Üye : Yrd. Doç. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN İmza
AKÜ, Teknik Eğitim Fakültesi

Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun
...../...../..... tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

.....
Prof. Dr. Yılmaz YALÇIN
Enstitü Müdürü

BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI
Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

08/07/2014

İMZA

Yalın UĞURLU

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

STİRLİNG MOTORLARINDA GAZ HAREKETLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Yalın UĞURLU

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN

Günümüzün enerji ihtiyacı göz önünde bulundurulduğunda araştırmacılar enerji dönüşümleri ve enerji kaynaklarıyla ilgili ciddi çalışmalar yapmaktadırlar. Stirling motorları her türlü ısı enerji kaynağıyla çalışması sebebiyle birçok avantaja sahiptirler. Günümüze kadar yapılan çalışmalar rejeneratör kullanılmasıyla Stirling motorunun veriminin arttığını göstermektedir. Bu sebeple rejeneratör ve rejeneratör bölgesinin araştırılması Stirling motorlarının geliştirilmesi açısından oldukça önemlidir.

Geçmişten günümüze makine endüstrisindeki AR-GE çalışmaları teknolojinin ilerlemesine paralel olarak farklılık göstermektedir. Geçmişte mühendislik biliminde teorik ve deneysel çalışmalarla maliyeti yüksek ve zaman alıcı çalışmalar yapılmıştır. Günümüzde ise CFD gibi paket programlar sayesinde kısa sürede, düşük maliyetli araştırmalar yapılabilmektedir.

Bu çalışmada beta tipi bir Stirling motoru modellenerek çalışma gazında meydana gelen sıcaklık, basınç ve hız değişimleri gözlemlenmiştir. ANSYS FLUENT paket programı kullanılarak yapılan analizler sonucunda rejeneratör bölgelerinde sıcaklık, basınç ve hız grafikleri oluşturulmuştur. Ayrıca rejeneratör giriş noktası, rejeneratör orta noktası ve rejeneratör çıkış noktasındaki ölçümlere göre karşılaştırmalar yapılmıştır.

2014, ii + 84 sayfa

Anahtar Kelimeler: Stirling Motorları, Gaz akışı, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
(HAD)

ABSTRACT

M.Sc Thesis

INVESTIGATION OF THE GAS MOTIONS ON THE STIRLING ENGINES

Yalın UĞURLU

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asist. Prof. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN

Considering today's energy needs, researchers have been conducting significant studies investigating conversion of energy and energy resources. Stirling engines have various advantages because of their property of being able to run with thermal energy sources. The studies conducted until now have revealed that the use of regenerator increases engine efficiency. For this reason, exploring regenerator and its components is crucial in terms of improving Stirling engines.

Research-development studies conducted until now differ in parallel with the advances in technology. High costing and time-consuming studies were being conducted in theoretical and experimental aspects in the past, and nowadays, researches can be carried out with low costs and in a short time with the help of packages like CFD.

In the present study, beta type Stirling engine, heat, pressure and speed change occurring during the experiment are observed. Heat, pressure and speed graphics were drawn in the regenerator regions as a result of the analyses conducted by using ANSYS FLUENT package program. In addition, a number of comparisons were made taking the measurements in the point of entry, midpoint and endpoint of the regenerator into consideration.

2014, ii + 84 pages

Key Words: Stirling Engine, Gas Flow, Computational Fluid Dynamics (CFD)

TEŞEKKÜR

Bu araştırmanın konusu, çalışmalarımın yönlendirilmesi, sonuçların değerlendirilmesi ve yazımı aşamasında yapmış olduğu büyük katkılarından dolayı tez danışmanım Sayın Yard. Doç. Dr. Yaşar nder ÖZGÖREN'e, araştırma ve çalışmalarım süresince yardımlarını esirgemeyen Dokuz Eylül niversitesinden Sayın Arş. Gör. Dr. Mehmet Akif EZAN'a, çalışmalarım boyunca bana sürekli destek arkadaşım Arş. Gör. Vedat DEMİRTAŐ'a, her konuda öneri ve eleştirileriyle yazım sresinde yardımlarını gördüğüm hocalarıma ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Bu araştırma boyunca maddi ve manevi desteklerinden dolayı aileme teşekkür ederim.

Yalın UğURLU
AFYONKARAHİSAR, 2014

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	iii
TEŞEKKÜR	iv
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	v
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xiii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR BİLGİLERİ	2
2.1 Stirling Motor Çeşitleri	3
2.1.1 Tek Etkili Stirling Motorları.....	3
2.1.1.1 Beta (β) Tipi Motorlar.....	5
2.1.1.2 Gama (γ) Tipi Stirling Motorlar.....	7
2.1.1.3 Alfa (α) Tipi Stirling Motorlar.....	9
2.1.2 Çift Etkili Stirling Motorları.....	10
2.1.3 Düşük Sıcaklık Farkı ile Çalışan Stirling Motorları.....	11
2.1.4 Serbest Pistonlu Stirling Motorları	13
2.2 Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları	15
2.2.1 Altı Kenar (Rhombic) Hareket İletim Mekanizması	15
2.2.2 Krank-Biyel Mekanizmalı Stirling Motorları.....	16
2.2.3 Eğik Plaka Döndürme Mekanizması	17
2.2.4 Zwaiauer-Wankel Mekanizmalı Stirling Motoru	18
2.2.5. Hibrit Mekanizmalı Stirling Motorları	19
2.2.6. Sallanan Sürücü Tip Hareket Mekanizması	20

2.3 Stirling Motorlarının Uygulama Alanları	20
2.4 Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları	21
2.4.1 Stirling Motorlarının Avantajları	21
2.4.2 Stirling Motorlarının Dezavantajları	22
2.5 Stirling Motorlarında Kullanılan Çalışma Maddeleri	22
2.6 Rejeneratörlü Stirling Çevriminin Teorik Analizi	25
2.7 CFX ile Araştırılan Stirling Motorları	27
3. MATERYAL ve METOT	30
3.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD)	30
3.1.1 Korunum Denklemleri	31
3.1.1.1 Kütle Korunumu Denklemi	32
3.1.1.2 Momentum Korunum Denklemi	32
3.1.1.3 Enerjinin Korunumu Denklemi	33
3.2 Analizi Yapılan Stirling Motorunun Özellikleri	33
3.3 Model Oluşturma	35
3.3.1 Geometri Oluşturma	36
3.3.2 Mesh Oluşturma	38
3.4 Sınır Şartlarının ve Başlangıç Koşullarının Belirtilmesi	40
3.4.1 Türbülans Modeli RNG k- ϵ	43
3.4.2 Sınır Şartlarının Belirtilmesi	43
3.4.3 Basınç, Sıcaklık ve Hız Grafiklerinin Oluşturulacağı Çizgisel Bölgenin Belirlenmesi	45
3.5 Çözüm Metodunun Seçilip Analizin Gerçekleştirilmesi	46
4. BULGULAR	47
4.1 Basınç Değişimlerine Göre Karşılaştırma	47
4.1.1 Çalışma Gazı Sıcak Bölgeden Soğuk Bölgeye Doğru Geçerken İncelenmesi	

.....	48
4.1.2 Çalışma Gazı Soğuk Bölgeden Sıcak Bölgeye Doğru Geçerken İncelenmesi	51
4.2 Devir Karşılaştırması	55
4.2.1 Çalışma Gazı Sıcak Bölgeden Soğuk Bölgeye Geçerken Farklı Devirlerdeki Sıcaklık, Basınç ve Hız Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	56
4.2.2 Çalışma Gazı Soğuk Bölgeden Sıcak Bölgeye Geçerken Farklı Devirlerdeki Sıcaklık, Basınç ve Hız Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	59
4.3 Çalışma Gazı Olarak Hava-Helyum Karşılaştırması	62
4.3.1 Çalışmaz Gazı Sıcak Bölgeden Soğuk Bölgeye Geçerken Oluşturulan Sıcaklık, Basınç ve Hız Grafiklerinin Karşılaştırılması	63
4.3.2 Çalışmaz Gazı Soğuk Bölgeden Sıcak Bölgeye Geçerken Oluşturulan Sıcaklık, Basınç ve Hız Grafiklerinin Karşılaştırılması	67
4.4 Farklı Boyutlardaki Rejeneratör Bölgesinin Karşılaştırması	70
4.4.1 Çalışma Gazı Sıcak Bölgeden Soğuk Bölgeye Doğru Geçerken Farklı Boyutlardaki Rejeneratör Bölgesinin İncelenmesi.....	71
4.4.2 Çalışma Gazı Soğuk Bölgeden Sıcak Bölgeye Doğru Geçerken Farklı Boyutlardaki Rejeneratör Bölgesinin İncelenmesi.....	74
5. TARTIŞMA ve SONUÇ	78
6. KAYNAKLAR.....	80
ÖZGEÇMİŞ.....	84

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

C	Hız
h	Konvektif ısı taşınım katsayısı (W/m ² K)
L	Biyel boyu
n	Devir
R	Karakteristik gaz sabiti
r	Krank yarıçapı
Re	Reynold sayısı
S	Entropi
T	Sıcaklık
T_c	Soğuk kaynak sıcaklığı
T_h	Sıcak kaynak sıcaklığı
V	Hacim
q_s	İçeri sürülen ısı
q_R	Dışarı atılan ısı
q_{NET}	Net ısı
δ	Yer değiştirme pistonu ve silindir arasındaki boşluk (m)
η_T	Termik verim
η_{tot}	Motorun genel verimi
θ	Krank açısı
λ	Krank / biyel oranı
ω	Açısal hız
2D	İki boyutlu tasarım

Kısaltmalar

HAD	Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
CFD	Computational Fluid Dynamic
CFX	Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği Çözücüsü
UDF	Universal Disk Format
RNG	Renormalization Group Theory
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Beta(β), gama(γ), alfa(α) tipi tek etkili Stirling motorlarının şematik resmi	4
Şekil 2.2 Beta (β) tipi Stirling motorları	6
Şekil 2.3 Beta (β) tipi bir Stirling motorunun çalışma prensibi şeması	6
Şekil 2.4 Gama (γ) tipi Stirling motorlar.....	8
Şekil 2.5 Alfa (α) tipi motorlar.....	10
Şekil 2.6 Çift etkili Stirling motorları	11
Şekil 2.7 Ringbom Stirling motoru	12
Şekil 2.8 Yaylı ve yaysız yer değiştirme piston bağlantısının motor çıkış gücüne olan etkileri	13
Şekil 2.9 Serbest pistonlu Stirling motoru	15
Şekil 2.10 Altı kenar (Rhombic) hareket iletim mekanizması	16
Şekil 2.11 Krank-biyel mekanizmalı Stirling motorları.....	17
Şekil 2.12 Eğik plaka döndürme mekanizmalı Stirling motoru	18
Şekil 2.13 Zwaiauer-Wankel mekanizması.....	18
Şekil 2.14 Hibrit Stirling motoru.....	19
Şekil 2.15 Sallanan sürücü mekanizmalı Stirling motoru	20
Şekil 2.16 Farklı çalışma akışkanları ile Stirling motorunda performans değerlerinin karşılaştırılması.....	24
Şekil 2.17 Rejeneratörlü Stirling çevriminin T-S diyagramı	26
Şekil 3.1 Analizi yapılan Stirling motoru.....	34
Şekil 3.2 Model oluşturulacak bölge.....	36
Şekil 3.3 Ölçülendirilmiş geometri	37
Şekil 3.4 2D model için kullanılan triangle ve quadrilateral hücre tipleri	38
Şekil 3.5 Mesh özellikleri.....	39
Şekil 3.6 Mesh ağ yapısı	39
Şekil 3.7 Sınır şartlarının isimlendirilmesi.....	44
Şekil 3.8 Grafikleri oluşturulacak bölge.....	45
Şekil: 4.1 Ölçüm yapılacak noktalar	48
Şekil 4.2 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye doğru geçerken farklı basınçlarda sıcaklık değişimlerinin incelenmesi	49

Şekil 4.3 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye doğru geçerken farklı basınçlarda basınç değişimlerinin incelenmesi	50
Şekil 4.4 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye doğru geçerken farklı basınçlarda hız değişimlerinin incelenmesi	51
Şekil 4.5 Soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçen akışkanın genel sıcaklık dağılımı	52
Şekil 4.6 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye doğru geçerken farklı basınçlarda sıcaklık değişimlerinin incelenmesi	53
Şekil 4.7 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye doğru geçerken farklı basınçlarda basınç değişimlerinin incelenmesi	54
Şekil 4.8 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye doğru geçerken farklı basınçlarda hız değişimlerinin incelenmesi	55
Şekil 4.9 Sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçen akışkanın genel hız değişimi	56
Şekil 4.10 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken farklı devirlerdeki sıcaklık değişimleri	57
Şekil 4.11 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken farklı devirlerdeki basınç değişimleri	58
Şekil 4.12 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken farklı devirlerdeki hız değişimleri	59
Şekil 4.13 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken farklı devirlerdeki sıcaklık değişimleri	60
Şekil 4.14 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken farklı devirlerdeki basınç değişimleri	61
Şekil 4.15 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken farklı devirlerdeki hız değişimleri	62
Şekil: 4.16 Hava ve helyum gazının silindir içerisinde genel hız görünümü	63
Şekil 4.17 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken hava ve helyum çalışma gazlarının kullanıldığı durumlardaki sıcaklık değerleri	64
Şekil 4.18 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken hava ve helyum çalışma gazlarının kullanıldığı durumlardaki basınç değerleri	65
Şekil 4.19 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken hava ve helyum çalışma gazlarının kullanıldığı durumlardaki hız değerleri	66

Şekil 4.20	Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken hava ve helyum çalışma gazlarının kullanıldığı durumlardaki sıcaklık değerleri	67
Şekil 4.21	Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken hava ve helyum çalışma gazlarının kullanıldığı durumlardaki basınç değerleri	68
Şekil 4.22	Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken hava ve helyum çalışma gazlarının kullanıldığı durumlardaki hız değerleri.....	69
Şekil 4.23	Rejeneratör bölgesi	70
Şekil 4.24	Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken farklı rejeneratör boyutlarına sahip modellerdeki sıcaklık değerleri	71
Şekil 4.25	Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken farklı rejeneratör boyutlarına sahip modellerdeki basınç değerleri	72
Şekil 4.26	Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken farklı rejeneratör boyutlarına sahip modellerdeki hız değerleri	73
Şekil 4.27	Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken farklı rejeneratör boyutlarına sahip modellerdeki sıcaklık değerleri	74
Şekil 4.28	Soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçen akışkandaki genel basınç değişimi....	75
Şekil 4.29	Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken farklı rejeneratör boyutlarına sahip modellerdeki basınç değerleri.....	76
Şekil 4.30	Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken farklı rejeneratör boyutlarına sahip modellerdeki hız değerleri	77

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1 Motora ait değerler	35
Çizelge 3.2 Model ölçüleri	37
Çizelge 3.3 Çalışma gazı olarak kullanılan hava ve helyum'un özellikleri	40
Çizelge 3.4 Kaplama malzemesinin özellikleri	41
Çizelge 3.5 (Re) Reynolds Sayıları	42

1. GİRİŞ

Çağımızın en büyük ihtiyaçlarından biri olan enerji değişik yöntemlerle kullanılabilir hale gelmektedir. En çok enerji kaynağı olarak fosil yakıtların kullanılması doğa ve insan sağlığına ciddi zararlar vermesinden dolayı bilim insanları alternatif enerji kaynaklarını araştırmaya yönelmişlerdir. Stirling motorları her türlü ısı enerjisi ile çalışabilmektedir. Bu sebeple güneş enerjisi veya jeotermal enerji ile çalıştırılan bir Stirling motoru temiz enerji dönüşümünde kullanılabilir. Ayrıca fosil yakıtla çalıştırılan Stirling motorlarının içten yanmalı motorlara göre daha az emisyonu sahip oldukları bilinmektedir.

Genel olarak ısı farkı ile çalışan Stirling motorları piston hareketlerine bağlı olarak çalışma gazının sıcak bölge ile soğuk bölge arasında yer değiştirmesi ile çalışmaktadır. Teorikte Carnot çevrimine yakın bir verime sahip olmasına rağmen gerçekte bu verim elde edilememektedir. Motorun verimini silindir ve piston geometrisi, silindir ile piston arasındaki mesafe, rejeneratör bulunup bulunmaması, çalışma gazı özellikleri oldukça etkilemektedir.

Araştırmacılar bilgisayar teknolojisinin gelişimine paralel olarak ortaya çıkan tasarım-analiz programlarıyla kısa sürede gerçeğe yakın veriler elde ederek, ciddi çalışmalar yapmaktadırlar. Bu çalışmalar ürünün geliştirilmesine ve mühendislik biliminin ilerletilmesine hız kazandırmaktadır.

Bu çalışmada ANSYS Fluent paket programıyla beta tipi bir Stirling motorunun farklı çalışma koşullarında çalışma gazının hareketleri gözlemlenmiştir. Rejeneratör bölgesi olarak adlandırılan silindir ile piston arasındaki mesafe, dört farklı boyutta olacak şekilde oluşturulan modeller ile ideal rejeneratör bölgesi belirlenmeye çalışılmıştır. Farklı basınçlarda çalıştırılan motorun rejeneratör bölgesindeki değişimlerin hangi seviyede olacağı gözlemlenip, motorun en uygun hangi basınçta çalıştırılması gerektiği belirlenip, farklı hızlarda çalıştırılan motorun karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışma gazı olarak kullanılan hava ve helyum gazının aynı model, aynı çalışma koşulları altında karşılaştırılması yapılarak en uygun çalışma gazının belirlenmesi amaçlanmıştır.

2. LİTERATÜR BİLGİLERİ

Stirling motoru ilk olarak 1816 yılında İngiliz Rahip Robert Stirling tarafından icat edilmiştir (Walker 1980). İcat edilen bu Stirling motorundan sonra, birçok araştırmacı ve üretici Stirling motorunun gelişimine katkıda bulunmuşlardır.

1853 yılında İsviçreli John Ericsson; 2200 tonluk bir gemi için yaptığı açık sistemli dört adet motor, o döneme kadar yapılmış en büyük Stirling motorları olarak kabul edilmiştir (Çetinkaya 1999).

1947 yılında Philips tarafından ısıya dayanıklı çelik alaşımlar kullanılarak imal edilen motor 1,5 kw güç üretmekteydi. O güne kadar yapılmış aynı güç üretme kapasitesindeki motorlarla karşılaştırıldığında motor hacminde önemli azalmaların olduğu görülmektedir (Walker 1980).

1960'lı yıllarda William Beale serbest pistonlu Stirling motoru teorisini ortaya atmış ve mekanik karmaşıklıkla birlikte yüksek basınç sızdırmazlık sorununu büyük oranda çözmüştür. Bu motorda birbirine mekanik olarak bağlanmayan yer değiştirme ve güç pistonu kullanılmıştır (Walker 1980).

Cummins Güç Üretim Şirketi ve Sandia Ulusal Laboratuvarları tarafından yürütülen projede güneş enerjisi ile çalışıp, 5 kw güç üreten Stirling motorlu enerji üretim merkezi kurulmuştur (Bean 1992).

Demiralp tasarlayıp imal ettiği gama tip Stirling motorunun performans testlerini 1-3 bar şarj basınç ve 500-100 °C sıcaklık aralığında gerçekleştirmiştir. 1000 °C sıcaklıkta ve 2 bar şarj basınçta 21,46 W maksimum motor gücü elde etmiştir (Demiralp 2000).

Özgören yer değiştirme pistonunu termal bariyer kaplama malzemesi zirkonyum oksit ile kaplayıp imal ettiği beta tipi bir Stirling motorunda, farklı sıkıştırma oranlarının (1,4 ve 1,8) ve termal bariyer kaplama malzemesinin motor performansına etkilerini incelemiştir. Maksimum motor gücü 3,5 bar şarj basıncında kaplamalı yer değiştirme

pistonu ve helyum gazı kullanılarak 83,12 W elde edilmiştir (Özgören 2004).

2.1 Stirling Motor Çeşitleri

Stirling motorlarını birçok yönden sınıflandırılabilir. Çalışma gazının kontrolü yönünden sınıflandıracak olursak; valf ile akış kontrollü Stirling motoru ve hacim değişimi ile akış kontrollü Stirling motoru olarak sınıflandırabiliriz.

Valf ile akış kontrollü Stirling motorlarının diğer ismi Ericsson motorlarıdır. Bu motorlarda yüksek basınç ve etkili bir akış kontrolü mümkündür. Fakat imalat zorlukları, maliyet yüksekliği ve gürültülü çalışma gibi sorunlarından dolayı kullanımı fazla yaygınlaşmamıştır.

Hacim değişimi ile akış kontrolünün yapıldığı Stirling motorlarının üretimi basit, maliyeti düşük ve sessiz çalışma gibi avantajları vardır. Bu motorların en büyük sorunu ise hacim değişimi ile akış kontrolü yapılmasından dolayı elde edilen işin sınırlı olmasıdır (Walker 1980).

Stirling motorları pistonun iş hacmi bakımından da sınıflandırılabilir. Bunlar;

- Tek etkili Stirling motorları
- Çift etkili Stirling motorları

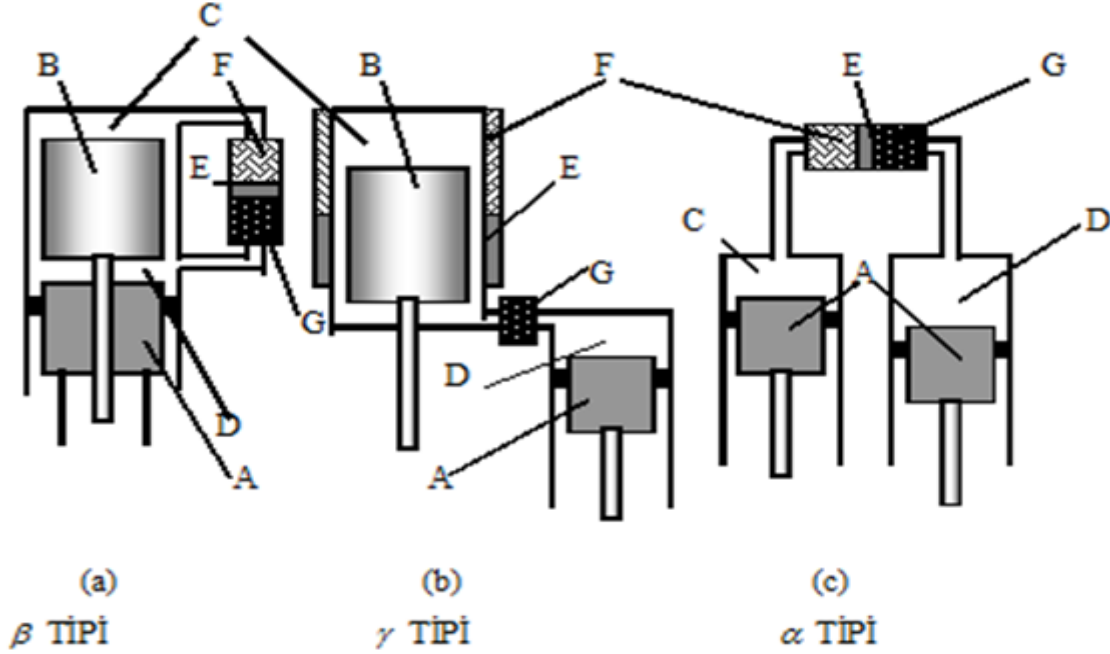
olarak sınıflandırılır.

2.1.1 Tek Etkili Stirling Motorları

Tek etkili Stirling motorlarında silindir veya silindirler içerisinde piston olabileceği gibi birinde piston diğerinde yer değiştirme pistonu (displacer) da olabilir. Bu motorlar ısı değiştiricisinden, genişleme ve sıkıştırma hacimlerinden oluşmaktadır. Tek bir krank ve değişik hareket iletim sistemleri kullanmaya uygun bir motordur (Walker 1980).

Piston-yer değiştirme pistonlu tip Stirling motorları α, β, γ olmak üzere üç ana grup

oluşturulabilir (Yücelsu 1996). Şekil 2.1’de beta, alfa ve gama tipi Stirling motorları görülmektedir.



**A-Güç pistonu, B-Yer değiştirme pistonu (displacer)
C-Genişleme bölgesi, D-Sıkıştırma bölgesi
E-Isı değiştiricisi (rejeneratör), F-Isıtıcı, G-Soğutucu**

Şekil 2.1 Beta(β), gama(γ), alfa(α) tipi tek etkili Stirling motorlarının şematik resmi (Walker 1980).

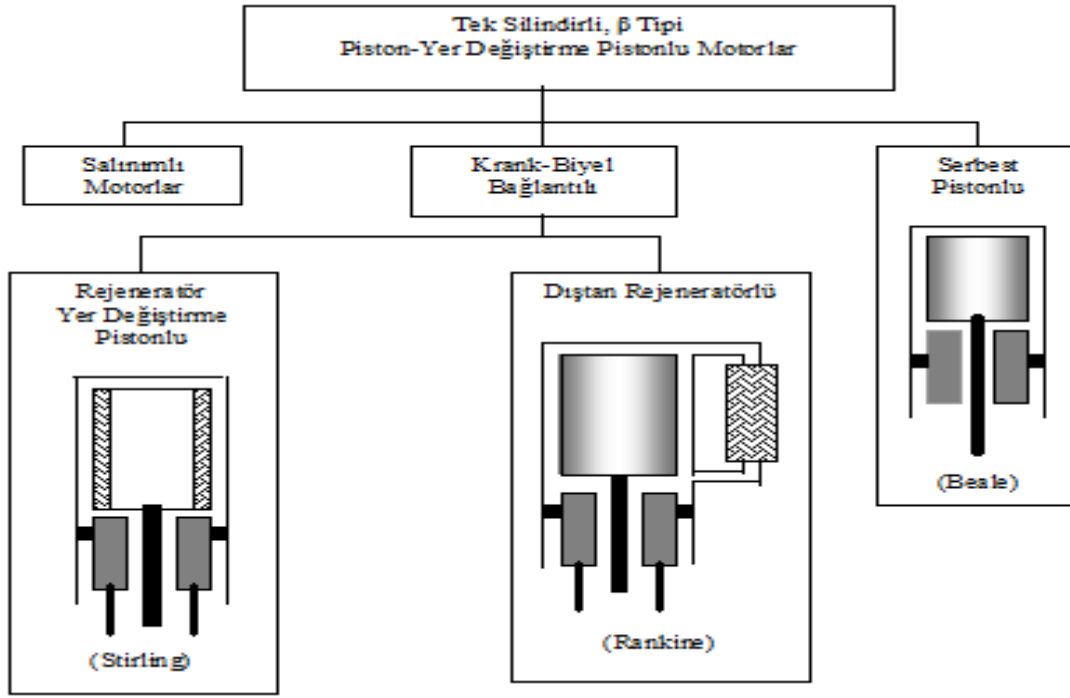
Beta (β) tipi motorlar Şekil 2.1 (a)’de görüldüğü gibi tek silindire, çift pistonlu, kapalı çevrim ile çalışan motorlardır. Yer değiştirme pistonu çalışma gazını sıcak bölgeden soğuk bölgeye gönderirken bu gazı rejeneratör bölgesinden geçirir. Çalışma gazının soğuk olduğu durumlarda güç pistonu sıkıştırma işlemi yapar. Güç pistonu, sıcak çalışma gazının etkisiyle itilerek krank mili hareket ettirilir ve ısı enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülmüş olur. Düşük basınçlı motorlarda rejeneratör güç pistonun çevresine yerleştirilirken, yüksek basınçlı gaz kütlesi fazla olan motorlarda ancak ısı transferi yüzey alanının genişletilmesi ile yerleştirilebilir (Walker 1973). Beta (β) tipi motorlarda dıştan ayrı rejeneratör kullanılması durumunda bu motorlara “Rankine Tip” motorlarda denir (Walker 1980).

Gama (γ) tipi motorlarda iki silindir vardır. Pistonun biri ısıtıcı tarafında bulunur ve çalışma gazını sıcak bölge ile soğuk bölge arasında yer değiştirir. Diğer piston ise soğuk tarafta bulunur ve sıcaklık farkından kaynaklanan basınç değişimine maruz kalarak hareket eder. İki silindir bir kanal aracılığıyla birleştirilmiştir (Walker 1980).

Alfa (α) tipi motorlarda iki ayrı silindir vardır. Soğuk silindirin bulunduğu hacim “sıkıştırma hacmi” olarak isimlendirilirken, sıcak silindirin bulunduğu hacim “genişleme hacmi” olarak isimlendirilir. Bu iki hacmi birbirine bağlayan kanalda ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör bulunmaktadır. Silindirler arasında bulunması gereken faz açısı, kapalı sistemde sıkıştırma ve genişleme işleminin gerçekleşebilmesini sağlamaktadır. Bu faz açısının 90^0 olduğu motorlara “V tipi” motorlar da denmektedir (Üstün 2000). İmalatı oldukça kolay bir motor tipidir. Sıcak silindir ve soğuk silindir birbirinden tamamen ayrı olduğu için aralarında ısı etkileşimi olmamaktadır. Bu sayede daha verimli bir ısı verme işlemi yapılabilmektedir (Hoehn 1978).

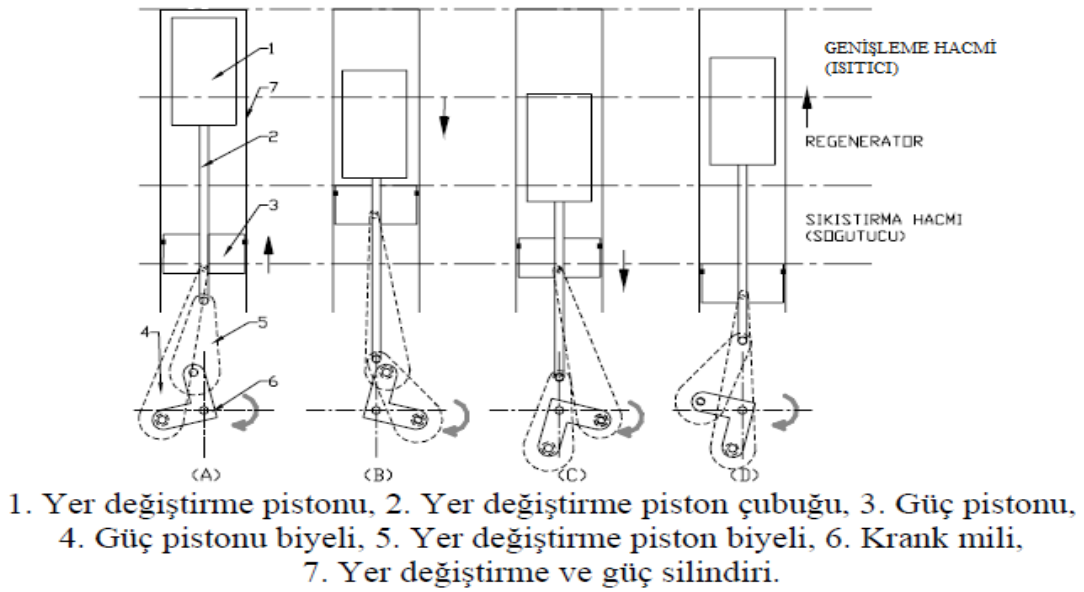
2.1.1.1 Beta (β) Tipi Motorlar

Beta tipi olarak adlandırılan Stirling motorları tek etkili ve tek silindirli bir yapıya sahiptir. Bu motorlar Şekil 2.2’de görülmektedir. Tek etkili beta (β) tipi motorlarda tek silindir içerisinde çalışan güç ve yer değiştirme pistonu cevrim oluşumunu sağlamaktadır. Beta tipi Stirling motorlarında güç iletimi, krank biyel mekanizması sayesinde oluşmaktadır. Stirling motorlarını rejeneratör yer değiştirme pistonlu (Stirling) ve dıştan rejeneratörlü (Rankine-Napier) olarak iki sınıflandırma yapılabilir. Rejeneratörlü ve yer değiştirme pistonlu olan Stirling motoru 1816’da Robert Stirling tarafından tasarlanmış olan motordur. Rankine-Napier tipi olarak adlandırılan Stirling motorunda ayrı bir rejeneratör kullanılmasından dolayı ölü hacim artmıştır (Walker 1980).



Şekil 2.2 Beta (β) tipi Stirling motorları (Walker 1980).

Şekil 2.3’de beta (β) tipi bir Stirling motorunun çalışma prensibini gösteren şematik resim görülmektedir.



Şekil 2.3 Beta (β) tipi bir Stirling motorunun çalışma prensibi şeması (Özgören 2004).

Şekil 2.3 (A) sabit sıcaklıkta çalışma gazından ısı alma işlemidir. Güç pistonu AÖN'den ÜÖN'ye doğru ilerlerken çalışma gazını sıkıştırır, çalışma gazı sıkışırken sıkıştırma hacminin dış cidarında bulunan yüzeyde ısı transferi gerçekleştiğinden çalışma gazının sıcaklığının sabit kaldığı kabul edilir.

Şekil 2.3 (B) sabit hacimde çalışma gazına ısı verme işlemidir. Bu durumda güç pistonunun ÜÖN'de sabit kaldığı, başka bir ifadeyle hacmin değişmediği kabul edilir. Yer değiştirme pistonu ÜÖN'den AÖN'ye doğru hareket ederken sıkıştırma hacminde bulunan çalışma gazını yer değiştirme pistonu ile silindir arasındaki boşluktan (rejeneratör) genişleme bölgesine gönderir. Çalışma gazı genişleme bölgesine doğru geçerken dış cidarlardan ısı alır ve basıncı ile sıcaklığı yükselir.

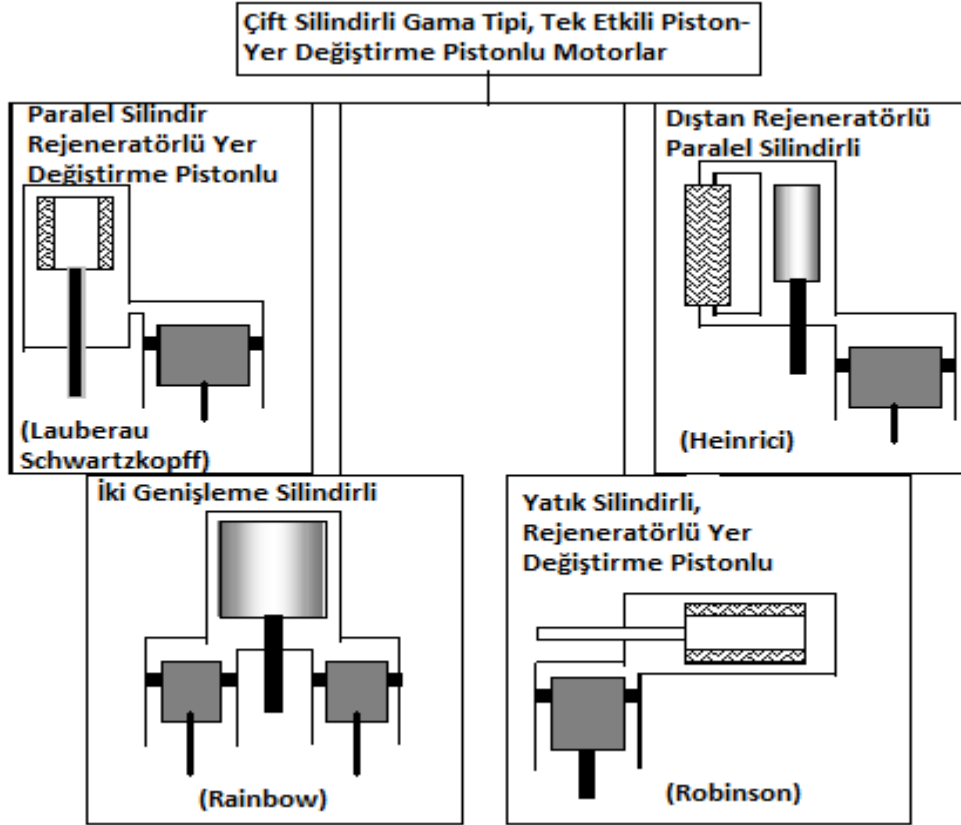
Şekil 2.3 (C) sabit sıcaklıkta genişleme işlemidir. Bu işlemin başlangıcında çalışma gazının basıncı en yüksek seviyededir. Basıncı en yüksek seviyede bulunan çalışma gazı bu noktada güç pistonunu AÖN'ye doğru ilerleterek faydalı işin oluşmasını sağlar. Başlangıçta yer değiştirme pistonu ve güç pistonu birlikte AÖN'ye doğru hareket ederler. Sonrasında yer değiştirme pistonu AÖN'de sabit kalırken güç pistonu aşağı yöndeki hareketine devam eder. Genişleme işleminde çalışma gazı ısıtıcıdan ısı alırken aynı zamanda da hacim genişlemesi olduğundan sıcaklık yaklaşık olarak sabit kalmaktadır.

Şekil 2.3 (D) sabit hacimde soğutma işlemidir. Güç pistonu yaklaşık olarak AÖN civarında sabit konumdayken yer değiştirme pistonu AÖN'den ÜÖN'ye doğru hareket eder. Bu esnada sıcak bölgedeki çalışma gazını rejeneratör üzerinden soğuk bölgeye gönderir. Çalışma gazı sıkıştırma bölgesine geçerken dış cidarlara ısı verir (Özgören 2004).

2.1.1.2 Gama (γ) Tipi Stirling Motorlar

Gama (γ) tipi Stirling motorları Lauberau-Schwartzkopff, Heinrici, Rainbow ve Robinson olmak üzere dört çeşit sınıflandırma yapılabilir. Lauberau-Schwartzkopff gama tipi Stirling motorunda rejeneratör yer değiştirme pistonu üzerinde bulunmaktadır.

Heinrici tipi motorlarda güç ve yer değiştirme silindirleri birbirine paralel olarak bağlanıp, soğuk ve sıcak hacimlerin dışında bir rejeneratör kullanılarak birbirine bağlanmışlardır. Rainbow tipi motorlarda ise iki adet güç pistonu ve bir adet yer değiştirme pistonu vardır (Walker 1980). Şekil 2.4'de gama tipi motorların çeşitleri görülmektedir.



Şekil 2.4 Gama (γ) tipi Stirling motorlar (Walker 1980).

Gama (γ) tipi Stirling motorlarda güç pistonunun bulunduğu silindir sıcak tutulmaktadır. Yer değiştirme pistonunun üst kısmı sıcak alt kısmı ise soğuk olması gerekmektedir.

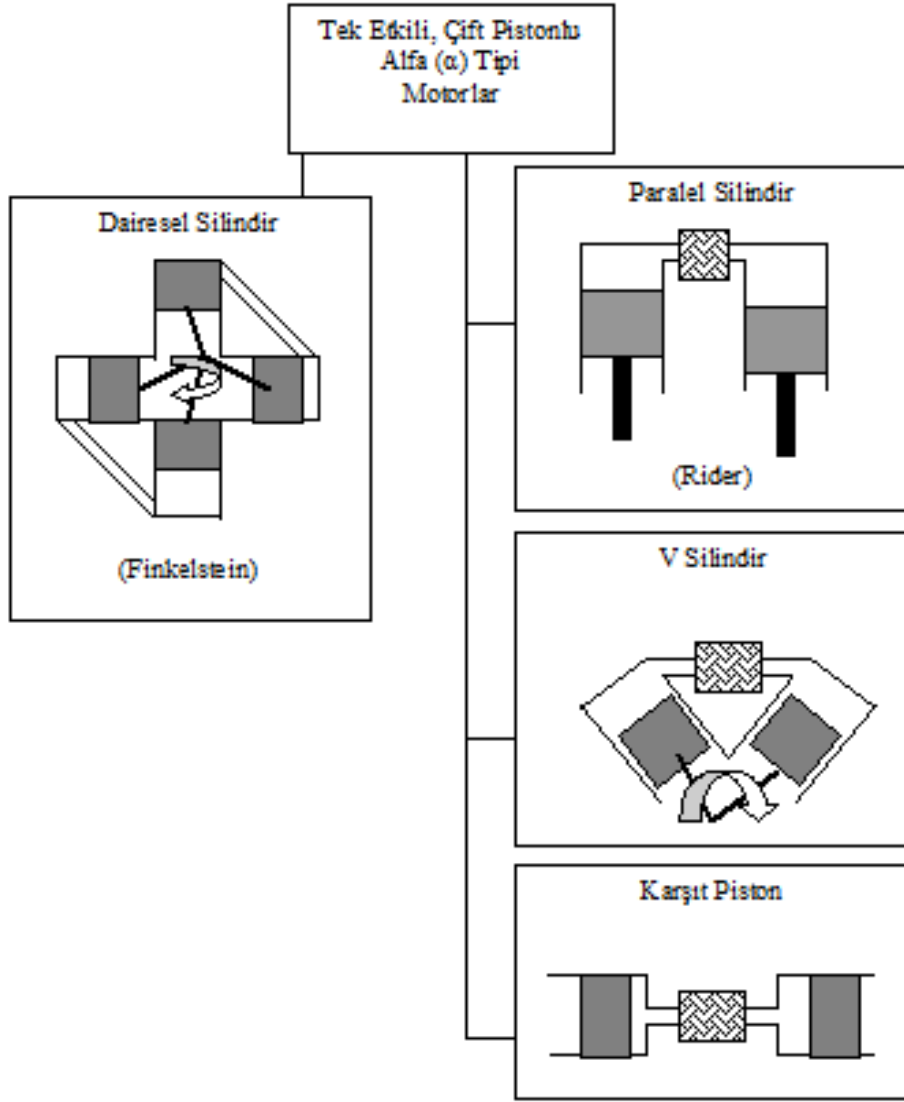
Biyel muylusu A noktasında iken güç pistonu ve yer değiştirme pistonu ÜÖN civarında olup, güç pistonu ÜÖN'ye yaklaşırken, yer değiştirme pistonu ise ÜÖN'den uzaklaşmaktadır. Çalışma gazının tamamı soğuk hacimde olup çevre sıcaklığından biraz daha yüksek bir sıcaklığa sahiptir. Kol muylusu A noktasından B noktasına ilerlerken

güç pistonu ÜÖN'ye varacak ve tekrar eski konumuna dönecektir. Bu nedenden dolayı güç pistonunun ÜÖN'de sabit kaldığı kabul edilir. Yer değiştirme pistonu ise aşağıya doğru hareket ederek yaklaşık krank çapı kadar bir yol alıp, soğuk hacimde bulunan çalışma gazının sıcak hacme akışını sağlayacaktır. Bu işlem sırasında çalışma gazının yer değiştirme pistonu ile silindiri arasında bulunan ısıtma-soğutma bölgesinden geçerken kanal cidarlarından ısı alarak sıcaklığını artacaktır. Yer değiştirme pistonu kuyruğunun hacmini ihmal edilecek olursa, işlem sırasında soğuk hacim daralırken sıcak hacim ise aynı oranda genişlemektedir. Bu nedenle işlem esnasında çalışma gazının sabit hacimde ısıtıldığı kabul edilmektedir. Biyel muylusu B noktasına vardığında çalışma gazının tamamı sıcak hacimde olup basınç ve sıcaklık en yüksek seviyededir (Walker 1980; Çınar 2005; Urnelli 1975; Beale 1996).

2.1.1.3 Alfa (α) Tipi Stirling Motorlar

Alfa (α) tipi Stirling motorları iki silindir, iki piston, ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratörden meydana gelmektedir. Çalışma gazının bir çevrim oluşturacak şekilde soğuk ve sıcak hacimler arasında sirkülasyonun oluşmasını sağlayan pistonlar genellikle birbirine 90° faz açısı oluşacak şekilde bağlanmışlardır (Yücesu 1996; Çınar 2001).

Şekil 2.5'de Alfa (α) tipi Stirling motorların çeşitleri görülmektedir. Dairesel silindri alfa tipi motorlarda karşılaşılan en büyük sorun krank mekanizmasının karmaşıklığıdır. Rider tipi motorlarda silindirler paraleldir. Bu tip motorlar sınırlı sayıda üretilen ve yaygın bir kullanım alanı bulamayan motorlardır. Alfa tipi Stirling motorlarının genel sorunları yağlama, dengesizlik ve hareket mekanizmalarının karmaşıklığıdır (Walker 1980).



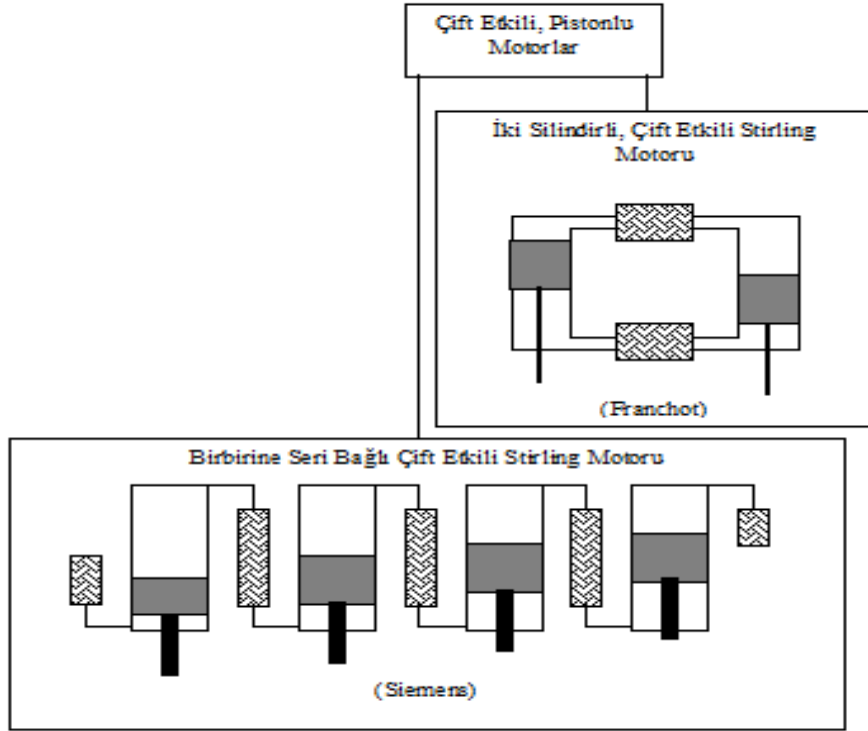
Şekil 2.5 Alfa (α) tipi motorlar (Walker 1980).

Alfa (α) tipi Stirling motorlarda genişleme ve sıkıştırma silindiri olarak adlandırılan iki silindir bulunmaktadır. Bu silindirler ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu denilen ısı eşanjörleri ile birbirine birleştirilmiştir.

2.1.2 Çift Etkili Stirling Motorları

Çift etkili Stirling motorları Şekil 2.6'da görüldüğü gibi, bu tip motorlarda silindir sayısına göre sınıflandırma yapılmaktadır. Çift etkili Stirling motorlarının en büyük

avantajı, tek etkili Stirling motorlarına göre hareket eden elemanların daha az olmasıdır. Bu sebepten dolayı hareket eden elemanların kinematiğini basitleştirmekte ve üretim maliyetleri azalmaktadır. Bu motorların en önemli dezavantajı motor boyutlarının küçültülmesi tek etkili Stirling motorlarına göre daha zor olmasıdır (Walker 1980).



Şekil 2.6 Çift etkili Stirling motorları (Walker 1980).

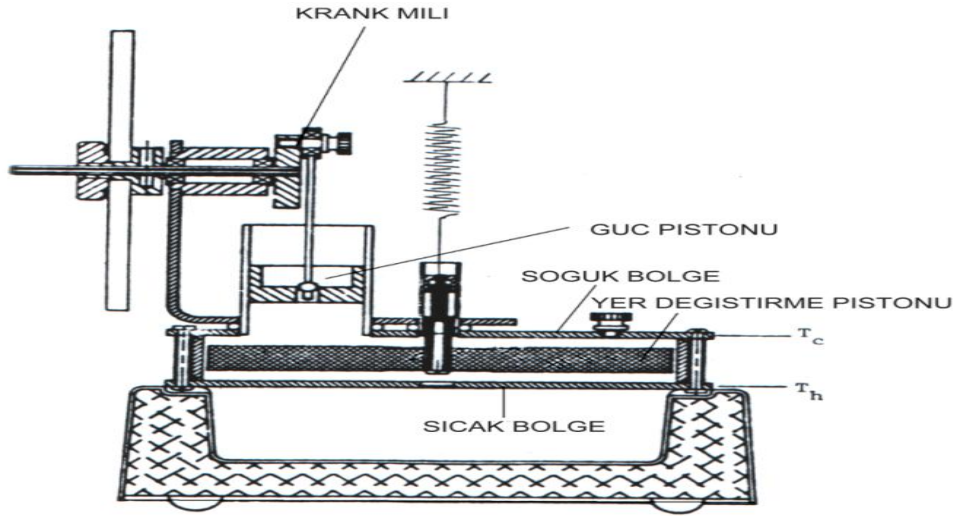
Silindirlerde, genişleme bölgesi bir rejeneratör aracılığıyla sıkıştırma bölgesine bağlanmıştır. Her silindir için bir piston ve bir rejeneratör bulunmaktadır.

2.1.3 Düşük Sıcaklık Farkı ile Çalışan Stirling Motorları

Uygulama alanları sınırlı olmasına rağmen düşük sıcaklık farklı Stirling motorları ile ilgili çalışmalar önemli teorik bilgilere ulaşılmasını sağlamıştır. Düşük maliyetli Ringbom Stirling motorunun performansının genel verileri geniş bir alanda önemli bilgiler sunmaktadır (Fauvel 1992).

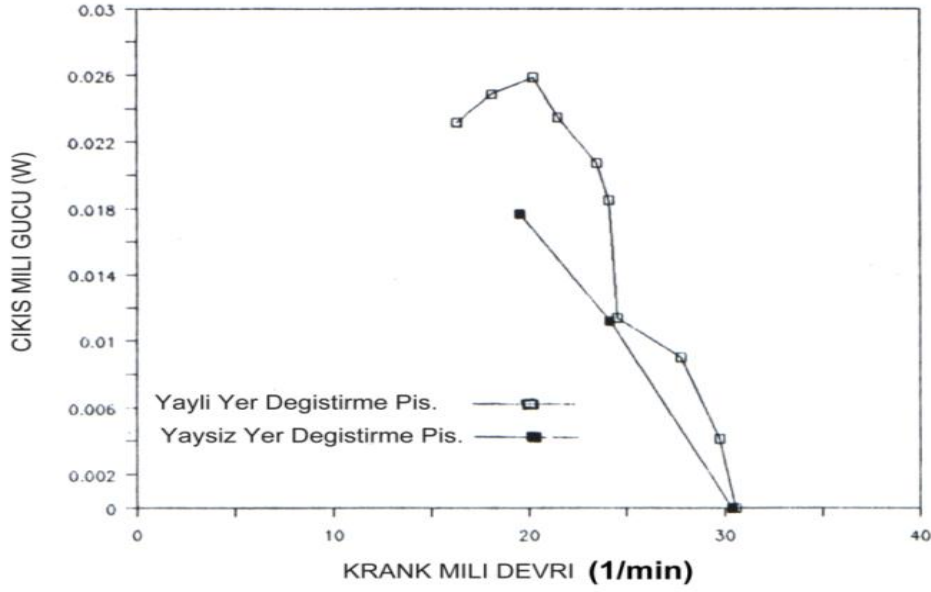
Düşük sıcaklık farklı Ringbom Stirling motorlarının deneysel çalışmaları Senft ve Fauvel tarafından yapılarak, verilere ulaşılmıştır. Bu çalışmalarda, Ringbom Stirling motorlarının bütün tiplerinin ancak küçük bir bölümünün test çalışmaları yapılmıştır. Motorların yapımı için gerekli teorik bilgiler Senft tarafından yapılan ayrıntılı bir çalışma sonucunda ortaya çıkmıştır (Senft 1992).

Şekil 2.7’de Ringbom Stirling motorunun şekli görülmektedir. Motorda yapılan ölçümlerde; sıcaklık farkı, ısı aktarımı ve yay kullanımının motor çıkış gücüne olan etkileri belirlenmiştir. Motordaki yer değiştirme pistonunun salınım hareketi yapması için 35 sarımlı 10,9 mm dış çaplı ve 0,33 mm çapındaki telden oluşmuş bir yay kullanılmıştır. Yayın zorlanması ortalama metre başına 2,53 N olmaktadır. Yay konumu, yer değiştirme pistonunu tam olarak kursun orta noktasında tutacak kadardır (Fauvel 1992). Çıkış gücünü ölçmek amacıyla giriş gücü, çıkış torku, sıcak ve soğuk bölgedeki sıcaklıklar kullanılmaktadır. Yapılan deneyler sonucunda yaylı ve yaysız yer değiştirme piston bağlantılarının motor gücünü ne kadar etkiledikleri belirlenmiştir.



Şekil 2.7 Ringbom Stirling motoru (Fauvel 1992).

Şekil 2.8’de 39 °C sıcaklık farkında, piston süpürme hacminin 24,9 cm³ olduğu durumda yaylı ve yaysız çalışma durumları için devir sayısına bağlı çıkış mili güç eğrileri görülmektedir. Diyagram incelendiğinde, yay kullanımının çıkış gücünü artırdığı görülmektedir (Fauvel 1992).



Şekil 2.8 Yaylı ve yaysız yer değıştirme piston bağlantısının motor çıkış gücüne olan etkileri (Fauvel 1992).

Senft Wisconsin Üniversitesinde yapılmış olan bir çalışmada düşük sıcaklık farklı motoru 100 °C sıcaklık farkı ile optimum noktada çalışabilecek şekilde imal edilmiştir. Bir Stirling motorunda olması gereken en önemli özelliklerden biri, çalışma gazının sıcak ve soğuk bölgelerini ayırmak, termal yönden ısı kayıplarını engellemektir. Bu sayede sıcak bölgeden soğuk bölgeye doğru düşük bir kondüksiyon gerçekleşebilir. Yer değıştirme pistonunun boyu kısaltılırsa sıcaklık farkı da azalacaktır. Sıcaklık farkının azalması, sıkıştırma oranının da azalmasını ifade etmektedir. Sonuç olarak kısalan yer değıştirme pistonunun silindrinde gerekli hacmi sağlamak için silindir ve yer değıştirme piston çapı büyütülmek mecburiyetindedir. Genel olarak, geniş yüzey alanlı ve düşük kurs boyuna sahip yer değıştirme pistonunun, düşük sıcaklık farkı ile çalışan Stirling motorları için uygun özellikler olduğu söylenebilir (Senft 1992).

2.1.4 Serbest Pistonlu Stirling Motorları

Fu ve Nasar serbest pistonlu bir Stirling motorunun daimi çalışma şartlarını ve lineer alternatör elektrik güç üretme sistemlerini araştırmışlardır. Lineer alternatörlü serbest

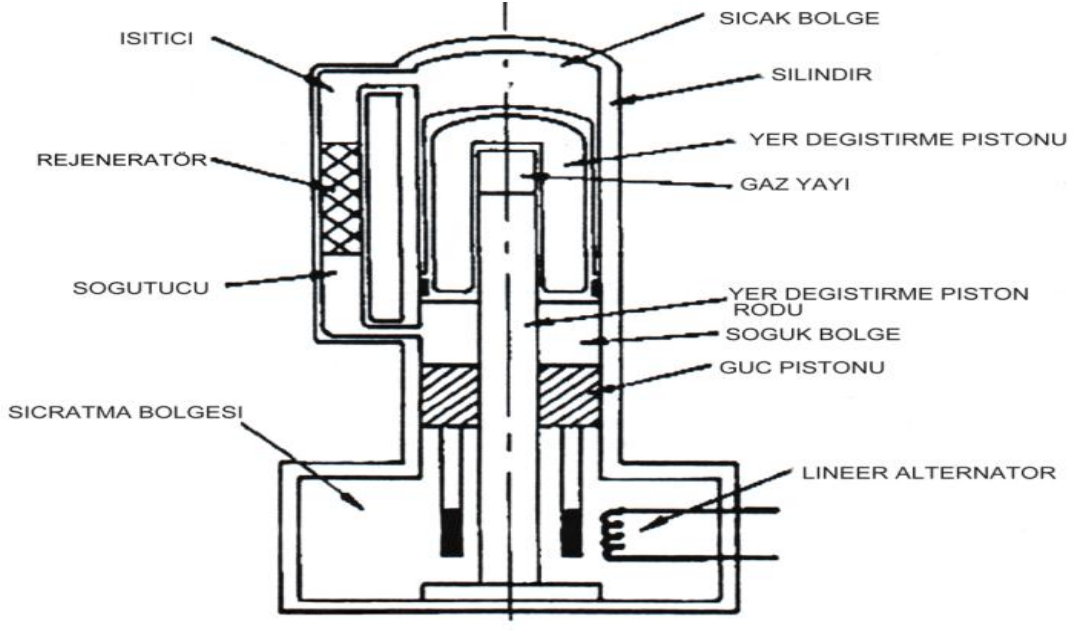
pistonlu Stirling motoru, ısı enerjisinden elektrik enerjisi elde etmek amacıyla tasarlanmıştır. Serbest pistonlu Stirling motorunun çalışması mekanik salınım ve gaz yayları aracılığıyla gerçekleşir. Bu esnada, lineer alternatörün çalışma şartları da salınımı etkilemektedir (Fu 1992).

Serbest pistonlu bir Stirling motorunun ayrıntılı şeması Şekil 2.9'da görülmektedir. Üst tarafta bulunan gaz yayı tarafından yer değiştirme pistonunun salınımı kontrol edilir. Güç pistonunun salınımını ise sıcak ve soğuk bölgedeki basınç değişimleri, alt tarafta bulunan sıçratma bölgesinde bulunan gazın basıncı (gaz yayı) ve lineer alternatörün çalışma durumları belirler.

Serbest pistonlu Stirling motorunda iki hareket bölümü vardır; bunlar yer değiştirme pistonu ve güç pistonudur. Bu iki pistonun hareketi çalışma gazının ve gaz yaylarındaki basınç değişimine bağlıdır. Güç pistonunun ve yer değiştirme pistonunun hareketi yer değiştiren gazın basıncında farklılıklar oluşmasına neden olur. Yer değiştirme pistonunun görevi çalışma gazını sıcak ve soğuk bölgelere hareket ettirmektir. Bu sayede, çalışma gazının basıncı çevrime uygun olarak değişir ve pistonu güç verilir.

Motor çevrimi mekanik salınımlar sonucunda olduğundan sistemin dengesi uygun çalışma koşullarının sağlanmasında önemli bir rol oynar. Motorun tasarımında kriter olan salınım genliklerinin değişimi kararlı çalışmayı etkileyen en önemli unsurlardan birisidir. Ayrıca kararlı bir çalışmayı çıkış gücü ve güç dağılımıyla birlikte çalışma frekansı etkiler.

Serbest pistonlu Stirling motorlarında ki yer değiştirme pistonu ve güç pistonu arasında mekanik bir bağlantı bulunmaz. Silindir cidarları ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör olarak görev yapmaktadır. Çalışma maddesi olarak ısı iletim katsayısı yüksek gazlar kullanılmaktadır. Pistonun ileri geri salınımı sıkıştırma-genişlemeyi meydana getirir. Yer değiştirme pistonunun görevi ise çalışma gazını sıcak ve soğuk bölgeler arasında hareket ettirerek çevrim için gerekli olan ısı akışını sağlamaktır.



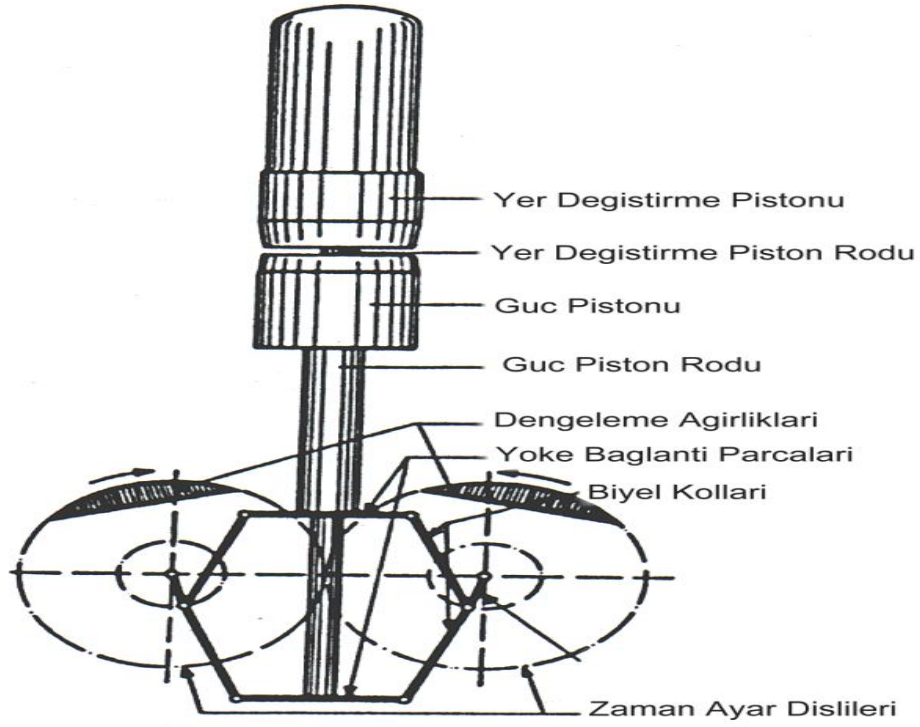
Şekil 2.9 Serbest pistonlu Stirling motoru (Fu 1992).

2.2 Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları

2.2.1 Altı Kenar (Rhombic) Hareket İletim Mekanizması

Şekil 2.10'da Rhombic hareket iletim mekanizması görülmektedir. Yer değiştirme pistonu, güç pistonunu, yoke bağlantı parçaları, biyel kolları ve zaman ayar dişlileri birbirine 90° faz farkı ile çalışabilecek durumda bağlanmışlardır. Üst yoke bağlantı parçasına güç piston rodü, alt yoke bağlantı parçasına ise yer değiştirme piston rodü bağlanmıştır (Walker 1973).

Güç pistonu ile yer değiştirme pistonunun çalışması basit harmonik hareketle gerçekleşmektedir. Bu tip sistemlerde yanal kuvvetler karşılıklı olarak dengelendiğinden, piston ve silindir arasında, yer değiştirme piston rodü ile güç piston rodü arasında yanal sürtünme direnci olmadığından, sürtünmeden kaynaklanan parça aşınması en aza indirilmektedir (Meijer 1960).

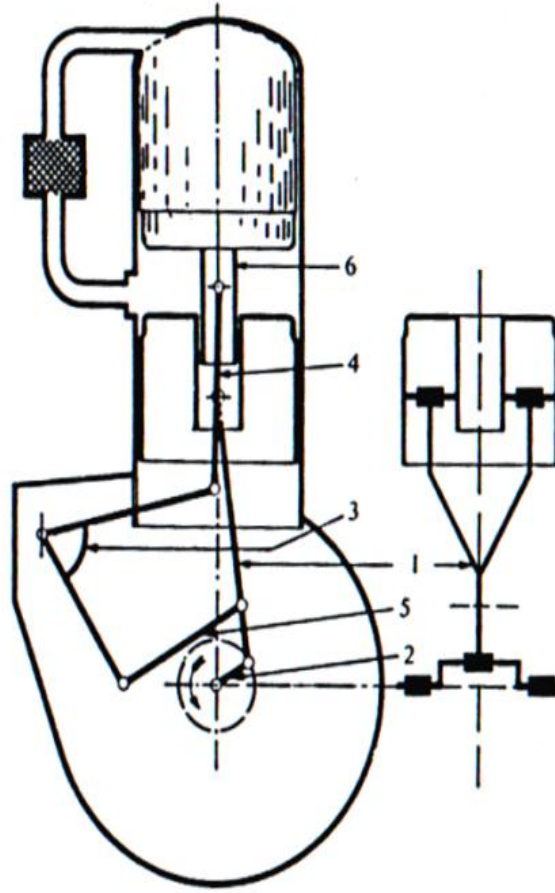


Şekil 2.10 Altı kenar (Rhombic) hareket iletim mekanizması (Walker 1973).

2.2.2 Krank-Biyel Mekanizmalı Stirling Motorları

Şekil 2.11’de krank-biyel mekanizmalı bir Stirling motoru görülmektedir. Bu motorların krank haznesi (karter) içindeki basınç düşük seviyede atmosfer basıncına yakın olmaktadır. Karter basıncının gereğinden fazla olması motor çıkış gücünün azalmasına neden olacaktır (Walker 1973).

Bu tip mekanizmaların yapımı oldukça basit olduğundan tek silindirli küçük motorlarda kullanılmaktadır. Büyük motorlarda ise ağırlığı çok artırdığından kullanışlı değildir (Meijer 1960). Yer değiştirme pistonu biyel kolları ve salınım kolları sayesinde yer değiştirme pistonuna yanal yönde meydana gelen sürtünme direnç kuvvetleri oldukça düşük bir seviyeye indirilmiştir. Güç pistonuna ise yanal yönde sürtünme direnç kuvvetleri gelmektedir (Walker 1973).

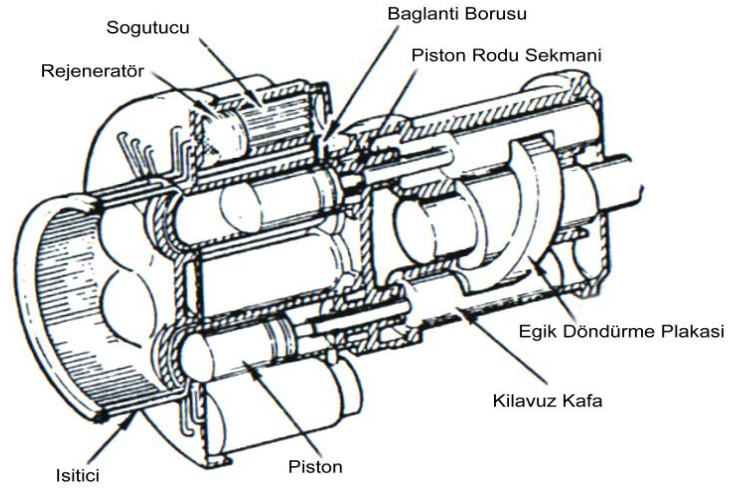


Şekil 2.11 Krank-biyel mekanizmalı Stirling motorları (Walker 1973).

1-Güç pistonu biyel kolu, 2-Krank mili, 3-Salınım kolları, 4,5-Yer değiştirme pistonu biyeli, 6-Yer değiştirme pistonu rodu.

2.2.3 Eğik Plaka Döndürme Mekanizması

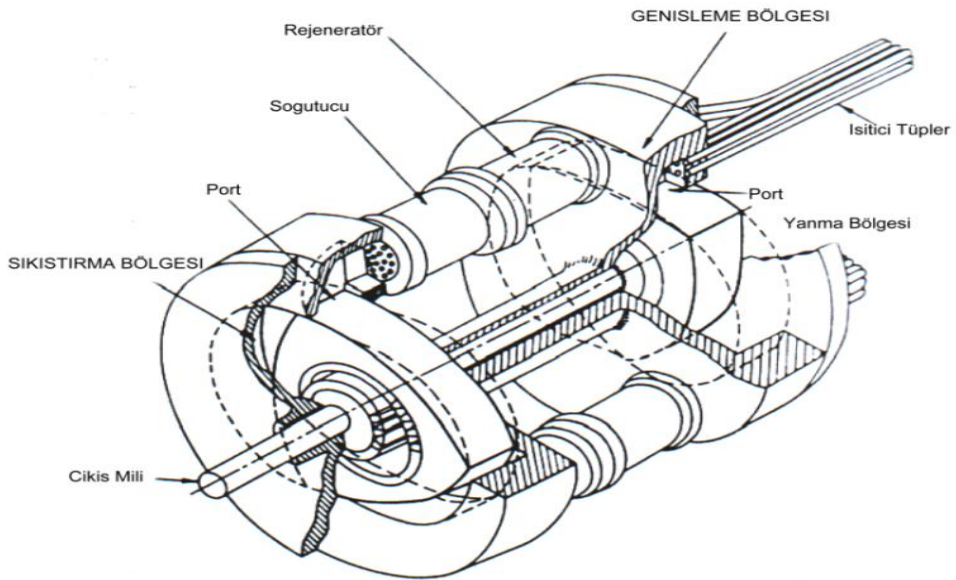
Şekil 2.12’de eğik plaka döndürme mekanizmalı bir Stirling motoru görülmektedir. 1970’lerde Philips lisansı ile otomobillerde kullanılmak amacı ile üretilmiştir. Daha sonra Ford ve General Motor şirketleri tarafından denenmiştir. Eğik plaka döndürme mekanizmalı Stirling motorları su altı güç sistemlerinde kullanılması için Philips lisansından ayrı olarak United Stirling, Malmo ve MAN-MWM şirketleri tarafından da imalatı gerçekleştirilmiştir (Walker 1980).



Şekil 2.12 Eğik plaka döndürme mekanizmalı Stirling motoru (Walker 1980).

2.2.4 Zwaiauer-Wankel Mekanizmalı Stirling Motoru

Şekil 2.13’de Zwaiauer-Wankel mekanizmalı Stirling motoru görülmektedir. Bu motorda ortak mil üzerine iki Wankel mekanizması bağlanmıştır. İki adet rejeneratör sıcak ve soğuk bölgelere bağlanarak, simetrik olarak karşılıklı yerleştirilmiştir.



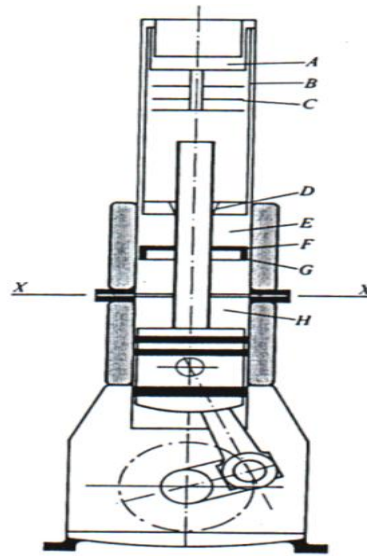
Şekil 2.13 Zwaiauer-Wankel mekanizması (Walker 1973).

Wankel mekanizmalarından sıkıştırma makinesi olarak adlandırılan soğuk bölgede, genişleme bölgesi olarak adlandırılan ise sıcak bölgede olanıdır. Motorda iki adet sıkıştırma ve genişleme bölgesi vardır ve bu bölgeler birbirinden ayrıdır. Her çevrim için iki sıkıştırma ve iki genişleme işi olduğundan dolayı motor çıkış gücü yüksektir (Walker 1973).

2.2.5. Hibrit Mekanizmalı Stirling Motorları

Şekil 2.14’de Hibrit Stirling motoru görülmektedir. Bu tür motorlarda yer değiştirme pistonu serbest iken güç pistonu ise krank mekanizması ile bağlantılıdır.

Yer değiştirme pistonunun alt bölümünde sıkıştırma bölgesi bulunurken yer değiştirme pistonunun üst bölümünde ise genişleme bölgesi bulunmaktadır. Bu motorların çalışma şekli Beale’nin serbest pistonlu motorunun çalışma şeklinde olduğu gibidir. Yapılarının basit olması sebebiyle üretim maliyetleri oldukça düşüktür (Walker 1973).

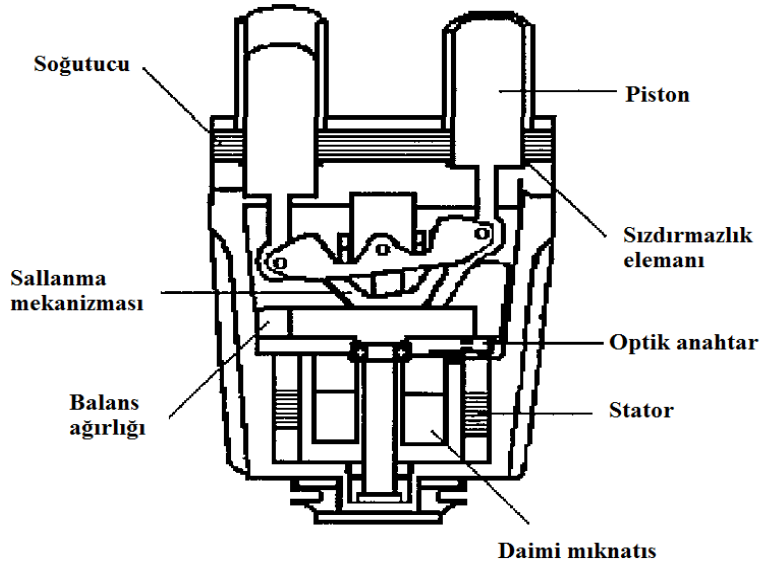


Şekil 2.14 Hibrit Stirling motoru (Walker 1973).

A-Genişleme bölgesi, B-Yer değiştirme pistonu, C-Radyasyon kalkanı, D-Yer değiştirme pistonu Sızdırmazlık contası, E-Sıkıştırma bölgesi, F-Sınırlandırıcı piston, G-Piston segmanı, Sıçratma bölgesi

2.2.6. Sallanan Sürücü Tip Hareket Mekanizması

Sallanan sürücülü tip hareket mekanizması bulunan bir motor Şekil 2.15’de görülmektedir. Bu motorlarda, iki adet piston bir külbütör mekanizması vasıtası ile birbirine bağlanarak yan yana yerleştirilmiştir. Bu motorlarda maliyet oldukça düşüktür. Bu mekanizma içten yanmalı motorlarda ve kompresörlerde de kullanabilmektedir (Çınar 2001; Karabulut 2008; Martini 1978).



Şekil 2.15 Sallanan sürücü mekanizmalı Stirling motoru (Çınar 2001).

2.3 Stirling Motorlarının Uygulama Alanları

Enerji ihtiyacının her geçen gün arttığı dünyamızda alternatif temiz enerji kaynaklarının bulunup geliştirilmesi oldukça önemlidir. Yenilenemeyen enerji kaynaklarının (örn. petrol, doğalgaz, kömür, vb.) kullanımı doğal yaşamı tehdit etmekte ve gelecek kuşakların doğal kaynaklarını yok etmektedir.

Güneş enerji sistemlerinde kullanılan Stirling motorlarının çevreye verdiği zarar sadece yüksek parlaklıkta ışık etkisidir. Yenilenemeyen enerji kaynakları ile çalışan Stirling motorlarının emisyon kontrolü içten yanmalı motorlara daha düşüktür (Walker 1980).

Stirling motorlarının geliştirilmesi ile ihtiyacımız olan enerji, doğayı kirletmeden ekonomik bir şekilde üretilebilir. Stirling motorlarının uygulama alanları aşağıda maddeler halinde belirtilmiştir (Walker 1980; Çetinkaya 1999).

- Otomotiv alanında,
- Deniz araçlarında (Gemi, Denizaltı),
- Basınç makinelerinde,
- Soğutma makinelerinde,
- Elektrik jeneratörlerinde,
- Yardımcı güç motoru olarak,
- Nükleer güç istasyonlarında,
- Suni kalp cihazlarında,
- Askeri sistemlerde,
- Hidrolik pompalarda,
- İklimlendirme makinelerinde,
- Güneş enerjisi ile elektrik üretiminde,
- Uzay araçlarının elektrik ihtiyacını karşılamada,
- Su pompalamada

2.4 Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları

2.4.1 Stirling Motorlarının Avantajları

- Motor çalışmadan önce ısı enerjisi verildiği için ilk harekete geçirilmeleri oldukça basittir.
- Yenilenebilir ve yenilenemeyen, ısı enerjisine dönüşebilen bütün enerji kaynaklarıyla çalışabilir.
- İçten yanmalı motorlara göre termik verimleri daha yüksektir.
- Isı enerjisi dıştan verildiği için yanmanın oluşturduğu kirlenmeden motor parçaları etkilenmemektedir. İçten yanmalı motorlarda yanmadan kaynaklanan ani basınç yükselmeleri olmadığı için hareketli motor parçaları zarar görmemektedir, parça aşınması azdır.

- İmalatı kolay ve ekonomiktir, çünkü içten yanmalı motorlara göre daha az yardımcı sistem vardır.
- Sisteme ısı sürülmesi daimi olduğundan, emme ve egzoz supapları bulunmadığından, basınç değişimleri sinüzoidal olduğundan, gürültü ve titreşim oldukça düşüktür.
- Ateşleme sistemleri ve enjeksiyon sistemleri ile supab gibi yardımcı parçalar olmadığından az bakım gerektirir.
- Yağlama yağı içten yanmalı motorlarda olduğu gibi soğutucu etkide bulunmadığından yağlamadan kaynaklanan ısı kaybı olmaz. Yağ sarfiyatı daha az ve yağ değişim aralığı daha uzundur.
- Yanma kontrollü ve dışarıdan olması nedeni ile azotoksit, karbonmonoksit ve yanmamış hidrokarbon miktarı içten yanmalı motorlara göre daha azdır.
- Stirling motorları oldukça değişik mekanik düzenlemelerle, farklı boyutlarda ve değişik güçlerde üretilir (Yücesu 1996; Benvenuto 1992).

2.4.2 Stirling Motorlarının Dezavantajları

- Aynı güce sahip içten yanmalı motorlarla kıyasladığımızda daha büyük kütle ve boyutlara sahiptir (Güç/Ağırlık oranı kötüdür).
- Silindir piston gibi hareketli parçalar arasında sızdırmazlık sorunu vardır.
- Yavaşlama ve hızlanma ivmeleri ısıtıcı ve soğutucudaki termik ataletler nedeni ile oldukça düşüktür.
- Birçok bölümünde tasarım zorlukları vardır ve deneysel bilgi elde etmek gerektirir.
- Araştırma ve geliştirme çalışmaları devam etmektedir seri imalatı yapılamamaktadır, imalatı yapılabilen modeller ise yüksek maliyetlidir (Çetinkaya 1999; Yücesu 1996).

2.5 Stirling Motorlarında Kullanılan Çalışma Maddeleri

19. Yüzyılın sonlarından itibaren Stirling motorlarında değişik çalışma maddeleri kullanılmaya başlanmıştır. Genellikle atmosfer basıncı civarında çalışan bu motorlar,

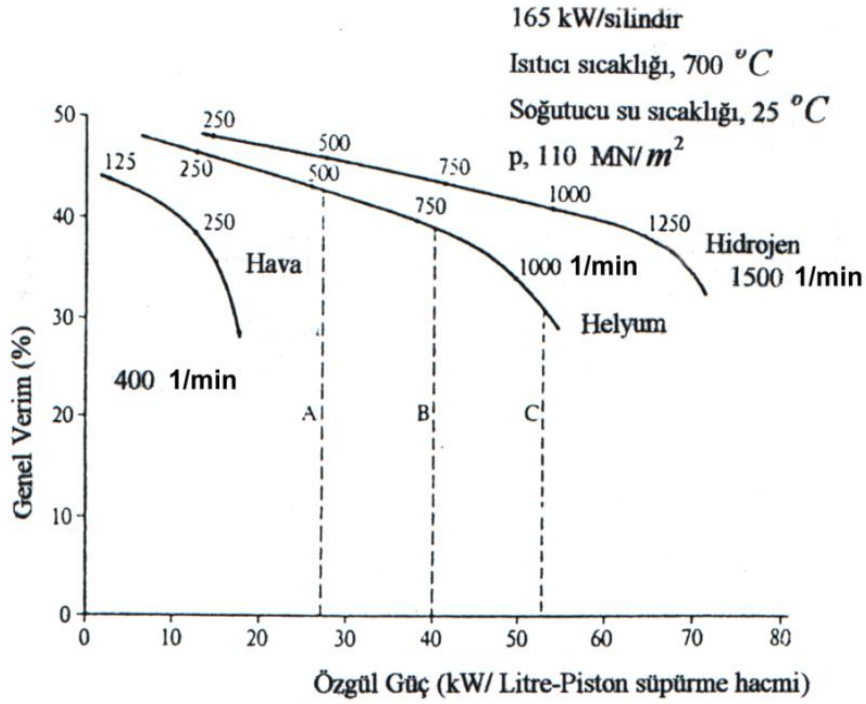
hava motoru veya sıcak hava motoru olarak adlandırılmıştır. Bu durumda bile basınç değerleri çevre atmosfer basınç değerinden fazla olmuştur. Bu sistemlerde kapalı sistem yapma zorunluluğu yoktur. Havanın maliyet düşüklüğü bir avantajdır (Hoehn 1978).

Philips soğutucu olarak hava motorlarında yaptığı çalışmalarda, hidrojen ve helyum gazını kullanmıştır. Hava kullanılarak çalıştırılan soğutma makinesinde soğuk bölgede havayı soğutmak için ısı iletimi etkili bir şekilde kullanılmıştır (Walker 1980).

Farklı çalışma maddelerinin araştırılıp kullanılmaya başlandığı dönemlerde helyum gazı oldukça az bulunan ve maliyeti yüksek bir çalışma maddesidir. Stirling motorlarında kullanılan ağır gazlar, hafif gazlarla kıyaslandığında oldukça düşük verimli sistemlerin oluşmasına neden oluyorlardı. Buna rağmen Philips yapay bir kalp sisteminde bulunan küçük bir Stirling motorunda argon gazı kullanmıştır (Walker 1980).

Çalışma maddesi olarak sıvı ve gaz karşılaştırması da yapılmış olup, İngiltere’de yapılan araştırmada benzin, su, gliserin gibi çalışma sıvılarının ile çalışan Stirling motorları imal edilmiştir.

Farklı çalışma akışkanlarının ilk sayısal karşılaştırmaları Philips tarafından Stirling motor simülasyon bilgisayar programı kullanılarak oluşturulan geniş bir bilgisayar optimizasyonu çalışmasının özeti olan eğriler Şekil 2.16’da görülmektedir. Sonuçlar tek bir silindir için 700 °C’lik bir ısı ile ısıtılan 165 kW güce sahip bir Stirling motoruna aittir. Soğutucu sıcaklığının 25 °C ve maksimum gaz basıncı 110 MN/m² olduğu görülmektedir.



Şekil 2.16 Farklı çalışma akışkanları ile Stirling motorunda performans değerlerinin karşılaştırılması (Walker 1980).

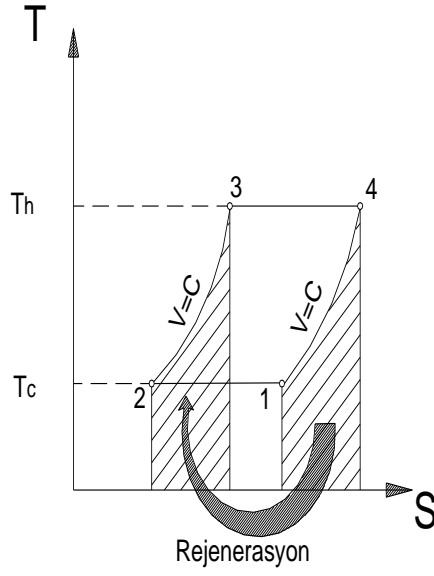
Motordaki genel verimi (η_{tot}) litre başına kW olarak ifade edilen özgül çıkış gücünün bir fonksiyonu olarak verilmiştir. Şekil 2.16'da sağa doğru gidildikçe motor hızlarındaki artışa karşılık toplam verimlerin azaldığı görülmektedir. Motor hızı eğrilerinde alınan herhangi bir nokta maksimum verim ve motor çıkış gücü ile ifade edilir. 250 d/d ile çalışan hava motorunun verimi, çalışma maddesi hidrojen veya helyum olan motorlara göre daha düşüktür. Helyum çalışma gazı için %47 ve hidrojen çalışma gazı için %49 olan değerlerle çalışma gazının hava olduğu motordaki %38 olan genel verim oldukça düşüktür. Fakat güç yoğunluğunda büyük bir fark yoktur ve 8,9 W/cm³ civarındadır. O halde, güç artışı sağlamak için kullanılan helyum veya hidrojen gazının, düşük devir ve düşük güçte avantajlı olmadığını veya düşük bir avantaja sahip olduğunu göstermektedir. Bu sebepten dolayı hala çalışma maddesi olarak hava kullanılmaktadır. Havanın düşük kompresyon uygulamasıyla sisteme yerleştirilmesi oldukça basittir. Bu durumda fazla detaylı olmayan tasarımların oluşumu ile sabit elektrik jeneratörlerinde çalışma maddesi olarak hava kullanılması hidrojen veya helyum kadar mümkündür (Walker 1980).

Diyagramın sağ tarafına doğru gidildikçe hava, motorunun özgül çıkış gücünün yüksek devirlerde çalışma maddesi olarak kullanılan hidrojen ve helyum gazına oranla düşük olduğu görölmektedir. Yüksek hız ve güç seviyelerinde ise hidrojen ile helyum gaz, karşılaştırıldığında hidrojenin üstün özelliklere sahip olduğu görölmektedir. Böylece, gücün oldukça önemli olduğu otomotiv sektöründeki uygulamalarda, çalışma akışkanı olarak hidrojenin kullanımı daha avantajıdır (Walker 1980).

Hidrojen gazının helyum gazına göre daha yüksek yanıcılık özelliğine sahip olması, helyum gazını daha güvenli bir çalışma maddesi olarak kabul edilmesine neden olmaktadır. Bu nedenle büyük enerji bölgelerinde, binaların enerji istasyonlarında, gemicilikte, su altı güç sistemlerinde, ısı pompalarında, kısacası güvenliğin daha ön planda olduğu yerlerde helyum gazı kullanılmaktadır (Walker 1980).

2.6 Rejeneratörlü Stirling Çevriminin Teorik Analizi

Rejeneratör sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçmekte olan çalışma gazındaki ısı enerjisinin bir kısmını üzerine depolayıp, çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken üzerinde depolamış olduğu ısı enerjisini çalışma gazına geri verir. Rejeneratörün etkinliği teorik çevrimde % 100 kabul edilmektedir. Dolayısıyla teorik olarak rejeneratör sıcak bölgeden soğuk bölgeye doğru hareket eden akışkandan almış olduğu ısı enerjisinin tamamını soğuk bölgeden sıcak bölgeye doğru hareket eden akışkana geri verir. Rejeneratör bu sayede ısı tasarrufu sağlamakta ve termik verimin artmasına neden olmaktadır. Şekil 2.17’de rejeneratörlü bir Stirling motorun çevriminin T-S diyagramı görölmektedir.



Şekil 2.17 Rejeneratörlü Stirling çevriminin T-S diyagramı (Özgören 2012).

Şekildeki rejeneratörlü Stirling çevriminde 4-1 aralığında sabit hacimde soğuma işlemi sırasında çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçer iken rejeneratör çalışma gazındaki ısı enerjisini depolamaktadır. 2-3 aralığında sabit hacimde ısıtma işlemi sırasında ise rejeneratörde depolanan ısı enerjisinin tamamı çalışma gazına kazandırılmaktadır. Bu durumda iş oluşumunu sağlayacak olan ısı enerjisi 3-4 aralığında sabit sıcaklıkta genişleme işlemi esnasında verilir. Sistemde 1-2 aralığındaki sabit sıcaklıkta durum değişikliğinde ise ısı atma işlemi gerçekleşir.

Sisteme verilen ısı;

$$q_s = RT_h \ln \left[\frac{V_4}{V_3} \right] = RT_h \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (2.1)$$

Sistemden atılan ısı;

$$q_R = RT_c \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (2.2)$$

İşe dönüşen net ısı;

$$q_{NET} = (T_h - T_c)R \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (2.3)$$

olur.

Rejeneratörlü Stirling çevriminin termik verimi ise;

$$\eta_T = \frac{q_{NET}}{q_S} = \frac{(T_h - T_c)R \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right]}{RT_h \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right]} \quad (2.4)$$

olur.

Sadeleştirme yapılırsa aşağıdaki gibi olur (Çetinkaya 1999; Üstün 2000; Çetinkaya 1999).

$$\eta_T = \frac{(T_h - T_c)}{T_h} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (2.5)$$

Stirling çevriminde T_c sıcaklığı T_{min} .ve T_h sıcaklığı T_{max} . sıcaklığına eşit olduğu durumlarda yani maksimum ve minimum sıcaklıklar arasında çalışan rejeneratörlü Stirling çevriminin termik verimi Carnot termik verimi ile aynı olur.

2.7 CFX ile Araştırılan Stirling Motorları

Peterson (1998), Bu çalışmada motor çevrimi, termokompresyon, izotermal genişleme ve sabit basınçta hacimdeki azalmalar incelenmiştir. Dış ısı kaynağını faydalı hale getiren kapalı çevrimdir; böylece güneş enerjisi, jeotermal ve atık ısı faydalı hale dönüştürülebilir. Çevrim bir yönüyle ısı değiştiricisinin motordaki çalışma hacimlerinin dışına yerleştirilmesine olanak sağlamaktadır. Bu ısı değiştiricisi olmayan Stirling motorlarına göre daha fazla ısı transferi yüzey alanının oluşturulmasına olanak sağlamaktadır, bu motorda ölü hacmi artırma gereği duyulmadan gerçek verimin daha yüksek olmasını sağlamaktadır. İdeal ısıl verim için ve maksimum çıkış gücü noktası için ifadeler türetilmiştir.

Abdul-Aziz ve arkadaşları (2003), NASA, uzay uygulamalarında 60 000 saat kullanım gerektiren Stirling güç dönüştürücüsü sistemler üzerinde çalışmışlardır. Uzun süreli çalışmalarda güç dönüşüm sistemindeki birçok hassas parçanın analizi ileri yapısal değerlendirme yöntemiyle yapılmıştır. Bu çalışmada, ısıtıcı bölümle ilgili birçok çalışma yapılmış, birçok viskoplastik malzeme karakterizasyonu modeli üzerinde çalışılmıştır.

Zink vd. (2010), Bu çalışmada bir CFD modeliyle yankılayıcı kavisinin termoakustik etki üzerindeki etkileri incelenmiştir. Stirling çevriminde termoakustik bir enerji dönüşümü vardır. Buradaki birçok durumda, termodinamik yapı iki ısı değiştiricisi, bir gözenekli bölüm her iki bölgede yankılayıcı bulunmaktadır. İş, dış ısının gözenekli yapıda oluşturduğu güçlü ses dalgalarında oluşmaktadır. Çalışma basıncının genliğindeki değişim ve çalışma frekansının üretimi ile ilgili ölçümler yapılmıştır.

Parente vd. (2012), Stirling çevrimi ve analiz ısıtmada ısı ve güç arasındaki ilişki sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Özellikle, Hidrojenle zenginleştirilmiş sistem sayesinde performans artırıcı yönde bir yenilik tasarlanmıştır. Yanma odası için oluşturulan sayısal model deneysel sonuçları yorumlamada önemli derecede bilgiler kazandırmıştır.

Costa vd. (2013), Sürtünme basınç düşmesine dayanan sayısal bir çalışmalarında, Stirling motorlarındaki rejeneratör bölgesi içinde yer alan yığın veya sarım şeklindeki rejeneratör malzemelerini araştırmışlardır. Reynolds sayısının 400'ün üzerinde olduğu şartlarda, sayısal analiz ile deneysel şartlar karşılaştırılmıştır. Deneysel sonuçlara göre basınç düşmesinin hesaplanmasında %5'lik bir farklılıkla sonuçlar elde edilmiştir. Temel olan rejeneratör modelinde kullanılan rejeneratör malzemesi 0,08-0,11 mm çapına sahip düzenli olarak sarılmış metal tellerdir. Bu yapıda gözeneklilik oranı 0,47-0,63 arasında değişmektedir.

Costa vd. (2014), Bu makalede Stirling motorunun rejeneratörde kullanılan yığın ve sarmal yapıya sahip gözenekli yapıların Reynolds sayıları üzerinde bir çalışma yapmışlardır. Nusrelt sayısı bağıntısı aslında ısı transferi temelinde sayısal bir çözümlemedir. Reynolds sayısının 400'ün üzerinde olduğu şartlarda, çok iyi bilinen tel sarım rejeneratör malzemeleri için elde edilen deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sayısal çözümlerdeki sonuçlar deneysel sonuçlardan %6'lık bir sapmayla oldukça doğru sonuçlar vermiştir.

Li ve arkadaşları (2014), Isıtıcı, rejeneratör ve soğutucunun yüzlerce gözenekli metal katmanlardan oluştuğu yüksek performanslı bir Stirling motorunun dizaynı için teorik bir analiz yapmışlardır. Isı değiştiricisi ve motorun diğer bölümlerindeki karşılıklı akış ve ısı transferi şartları Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) dinamik mesh metoduyla incelenmiş, analitik yöntem ve deneysel sonuçlarla karşılaştırması yapılmıştır. Optimizasyon metoduyla aslında, tersinmez ısı transferi ve akış sürtünmelerinin etkileri araştırılmıştır. Motordaki çok küçük kanallarda oluşturulan düzenli birleşim yerleri sayesinde son derece küçük akış kayıpları ve % 43,9'luk bir termal verime ulaşmışlardır. Rejeneratör kanallarının optimizasyonunda daha düşük oranda güç kayıplarına ulaşabilmek için Stirling motorlarında sıkça kullanılan rejeneratör örgülerinin birbirleriyle karşılaştırması yapılmıştır.

3. MATERYAL ve METOT

Akışkanlar dinamiği genel olarak 18. ve 19. Yüzyıllarda ‘‘teorik akışkanlar dinamiği’’ adı altında Avrupa da ortaya atılmıştır. Bilim ve mühendislikte akışkanlar dinamiği alanında yapılan çalışmalarda kullanılan yöntem deney sonuçları ve teorik hesaplamalardır. Mühendislik probleminin klasik yöntemlerle çözümünün zor olması ve uzun zaman alması gibi olumsuzluklarından dolayı 1960’lı yıllarda nümerik algoritmanın geliştirilmesi ve bilgisayar teknolojisinin ilerlemesiyle CFD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) ortaya çıkmıştır (Anderson 1995).

3.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD)

ANSYS Akışkanlar Dinamiği, sıvı akışı, ısı sistemleri ve diğer fiziksel durumları modellemek için kullanılmaktadır. Ansys CFD paketinin içerisinde bulunan Ansys Fluent ve Ansys CFX programları üstün fiziksel modelleme ile birlikte; güvenilir, hassas analiz sonuçlarının elde edilmesini sağlamaktadır. Bu programlar sayesinde yüzlerce işlemci ile paralel hesaplama yaparak, oldukça hızlı ve etkili çözümler üretmektedir. Ayrıca sonuçların yüksek kalitede görselleştirilmesini sağlayan son işlemci CFD-Post bulunmaktadır. CFD sonuçları, makine tasarım aşamasında, tasarlanan sistem performansının optimizasyonu ve sistemde var olan sorunların belirlenip giderilmesi ile birlikte sistemin nasıl çalıştığının görülmesi açısından oldukça önemlidir (İnt.Kyn.1).

ANSYS Workbench ileri mühendislik programları arasında kullanımı oldukça basit olan bir sistemdir. Güçlü ve hızlı ağ yapısı, her adımda güncelleme imkanı, parametrelerin yönetimi ve optimizasyon araçları sayesinde birçok kolaylık sağlamaktadır. Workbench’e girildiğinde sol tarafta bulunan analiz sistemleri arasından kullanılacak sistem seçilip sürüklenerek çalışma şemasına bırakılır. Bu sistemdeki adımlar gerçekleştirilerek sonuçların değerlendirilmesi tek ekranda yapılabilmektedir. Workbench ortamındaki avantajlardan biriside farklı disiplinlerin bir arada kullanılarak, oldukça karmaşık olan modellerde çözüm üretilebilmesidir. Örneğin CFD ve Mechanical birlikte aynı model üzerinde kullanılarak katı ve sıvı bölgelerde analizler

yapılabilmektedir (İnt.Kyn.1).

ANSYS Fluent akışkan hareketlerinin ve ısı hareketlerinin bulunduğu her sistemin gerçeğe yakın olarak modellenip çözümlenmesinde kullanılmaktadır. İçerisinde barındırdığı kullanıcı tanımlı fonksiyonlar (UDF) sayesinde hazır modellerin değiştirilmesi ve tasarım koşullarına göre model oluşturulabilmesi gibi avantajları vardır (İnt.Kyn.1).

ANSYS Fluent, çözümlenmek istenen bölgenin sonlu hacimde birimlere ayrılarak oluşturulan diferansiyel denklemleri cebirsel denklemlerle ifade edip çözmektedir. Bu çözümün sağlanabilmesi için öncelikle incelenecek olan akışın hareketlerini korunum denklemleri ile belirlemek gerekmektedir. Bu denklemler akış hareketlerinin matematiksel ifadesidir. Korunum denklemleri çözümünün yapılabilmesi için değişik yöntemler sayesinde cebirsel denklemlerle ifade edilir. İki boyutlu veya üç boyutlu oluşturulan akış bölgesi belli hacimlere bölünür ve çözüm için ideal olacak hacim şekilleri (üçgen veya dörtgen) belirlenir. Oluşturulan başlangıç koşulları ve problemin sınır şartları belirtildikten sonra çözüm aşamasına geçilir. Cebirsel olarak ifade edilmiş olan korunum denklemleri iterasyonlar sonucunda değişiklik olmayacak veya sürüklenme kuvveti ve basınç durumu sabitleninceye kadar çözüm yapılır. Bu çalışmada ANSYS Workbench platformuna entegre edilmiş olan ANSYS Fluent programı kullanılarak tasarım, model oluşturulmuş ve çözümlenmiştir (İnt.Kyn.1).

3.1.1 Korunum Denklemleri

Korunum denklemleri; süreklilik denklemleri, momentum denklemleri ve enerji denklemlerinden oluşmaktadır. Bu denklemler fizik prensiplerinin matematiksel ifadesi olup hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) problem çözümünde kullanılmaktadır. Problem durumuna göre bu denklemlerin türetilerek kullanılması gerekebilmektedir. Çözüm sonucunda elde edilen değerlerin gerçek değerlerle karşılaştırıldığında yakın değerler görülebildiği gibi farklı değerlerde görülebilmektedir. Bu sebepten dolayı korunum denklemlerinin CFD uygulamalarında kullanılırken denklemlerin şekli oldukça önemlidir (Anderson 1995).

Korunum denklemleri iki boyutlu ve üç boyutlu modellemelerin tamamında kullanılmaktadır. ANSYS Fluent paket programı bu denklemleri kullanarak istenilen çözüm verilerine ulaşılmasını sağlamaktadır.

3.1.1.1 Kütlenin Korunumu Denklemi

Kütlenin korunumu denklemi (3.1) aşağıda gösterilmektedir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (3.1)$$

Denklem kütlenin korunumu denkleminin genel ifadesidir. Korunum denklemi olarak da adlandırılan bu denklem modelde oluşturulan iki boyutlu hücrelerin tamamında kullanılmıştır.

3.1.1.2 Momentum Korunum Denklemi

Momentum korunum denklemi (3.2) üç düzlemde aşağıdaki gibi gösterilmektedir:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (3.2)$$

Yukarıda görülen denklem momentum korunum denkleminin x kısmı olup y ve z kısmı da aşağıda görüldüğü gibi ifade edilebilir.

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (3.3)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (3.4)$$

3.1.1.3 Enerjinin Korunumu Denklemi

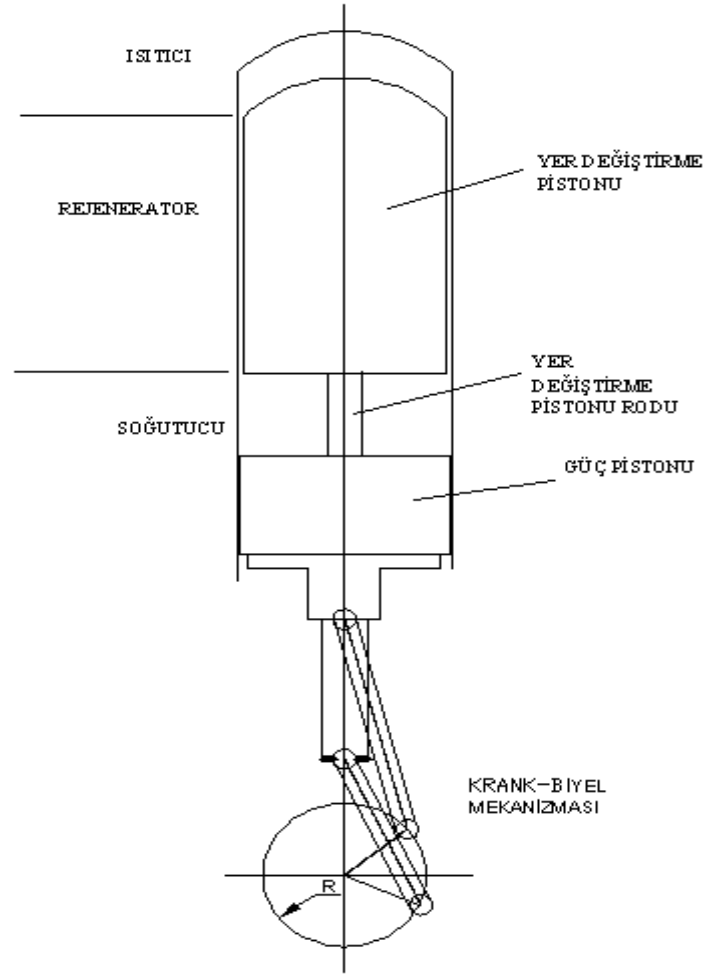
Enerjinin korunumu denklemi (3.5) aşağıda görülmektedir:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{v^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{v^2}{2} \right) V \right] = \rho q + \frac{\partial}{\partial x} \left(k + \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \\ \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\partial(up)}{\partial x} - \frac{\partial(vp)}{\partial y} - \frac{\partial(wp)}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \\ \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} + \rho f \cdot V \end{aligned} \quad (3.5)$$

3.2 Analizi Yapılan Stirling Motorunun Özellikleri

Şekil 3.1'de motorun genel tasarımı görülmektedir. Analizi yapılan motor beta tipi bir Stirling motordur. Hareket iletim mekanizması krank-biyel olarak belirlenmiştir. Isıtıcı ve soğutucu bölgeleri sabit sıcaklıktadır. Sıcak ve soğuk bölgeler arasında çalışma gazının geçişi yer değiştirme pistonu ve silindiri arasındaki boşluktan gerçekleşmektedir. Bu boşluk sabit hacim şartlarında gazın içinden geçtiği rejeneratör olarak tanımlanmaktadır. Güç pistonu ve silindir arasında tam anlamıyla gaz sızdırmayan bir yapı olduğu ve gaz kaçaklarının olmadığı bir çalışma ortamı tasarlanmıştır. Oluşturulan modelde mekanik sürtünme kayıplarının olmadığı varsayılmaktadır.

Isıtıcı ve soğutucu bölgelerle birlikte rejeneratör bölgesindeki değişimler grafik üzerinde belirlenmeye çalışılmış, aralarındaki farklılıklar incelenmiştir. Grafik üzerinde okunamayan küçük farklılıklar data dosyalarındaki veriler aracılığıyla incelenmiştir.



Şekil 3.1 Analizi yapılan Stirling motoru.

Yer değiştirme pistonu ve güç pistonu arasında 90 derecelik bir faz farkı bulunmaktadır. Yer değiştirme pistonu güç pistonunda 90° önde hareket etmektedir. Analizde incelenen durum güç pistonunun sabit kaldığı durumdur. Bu çalışma durumunda hacimler arasında hareket eden bölüm sadece yer değiştirme pistonudur. Yer değiştirme pistonu aşağıdan yukarıya hareket ettiğinde sabit hacim şartlarında çalışma gazı soğuk hacimden sıcak hacme doğru rejeneratör boşluğundan hareket etmektedir. Yer değiştirme pistonu yukarıdan aşağıya doğru hareket ettiğinde ise çalışma gazı sabit hacim şartlarında sıcak hacimden soğuk hacme doğru rejeneratör boşluğundan hareket etmektedir.

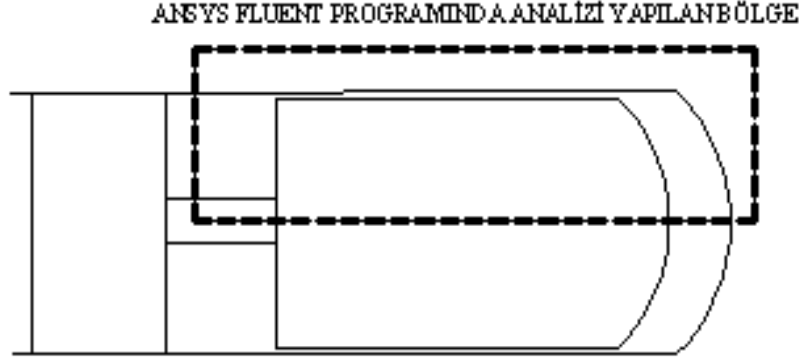
Çizelge 3.1’de motora ait değerler görülmektedir. Motor ölçülerinin optimizasyonu analitik geometrik yöntemlerle belirlenmiştir.

Çizelge 3.1 Motora ait değerler.

Motor tipi	Beta-β
Maksimum hacim (cm ³)	734,54
Minimum hacim (cm ³)	464
Sıkıştırma oranı (ε)	1,583
Güç pistonu süpürme hacmi (V ₂)	270,54 cm ³
Yer değiştirme pistonu (Displacer) süpürme hacmi (V ₁)	277,59 cm ³
Süpürme hacim oranı (K= V ₂ / V ₁)	0,97
Soğuk bölge sıcaklığı	300 K
Çalışma gazı	Hava-Helyum
Şarj basıncı	1-5-10 bar
Pistonlar arası faz açısı	90°
Güç pistonu çapı	90 mm
Displacer çapı	88,5-89-89,5-89,7 mm
Güç pistonu stroğu	40 mm
Displacer stroğu	40 mm
Sıcak bölge sıcaklığı	673 K

3.3 Model Oluşturma

Model oluşturma iki aşamadan meydana gelmektedir. Bunlardan birincisi geometri oluşturmak ikincisi ise mesh oluşturup gerekli noktalarda isimlendirmeler yapmaktır. İsimlendirmeler oldukça önemli olup sınır şartları ve başlangıç koşulları belirlemede büyük kolaylıklar sağlamaktadır. Şekil 3.2’de Ansys Fluent programında analizi yapılan bölge kesik çizgilerle gösterilmiştir. Sınır şartları ve sınır sıcaklık değerleri belirlenirken ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu olmak üzere üç ayrı bölgeye ait sıcaklık ve boyut değerleri kullanılmıştır.

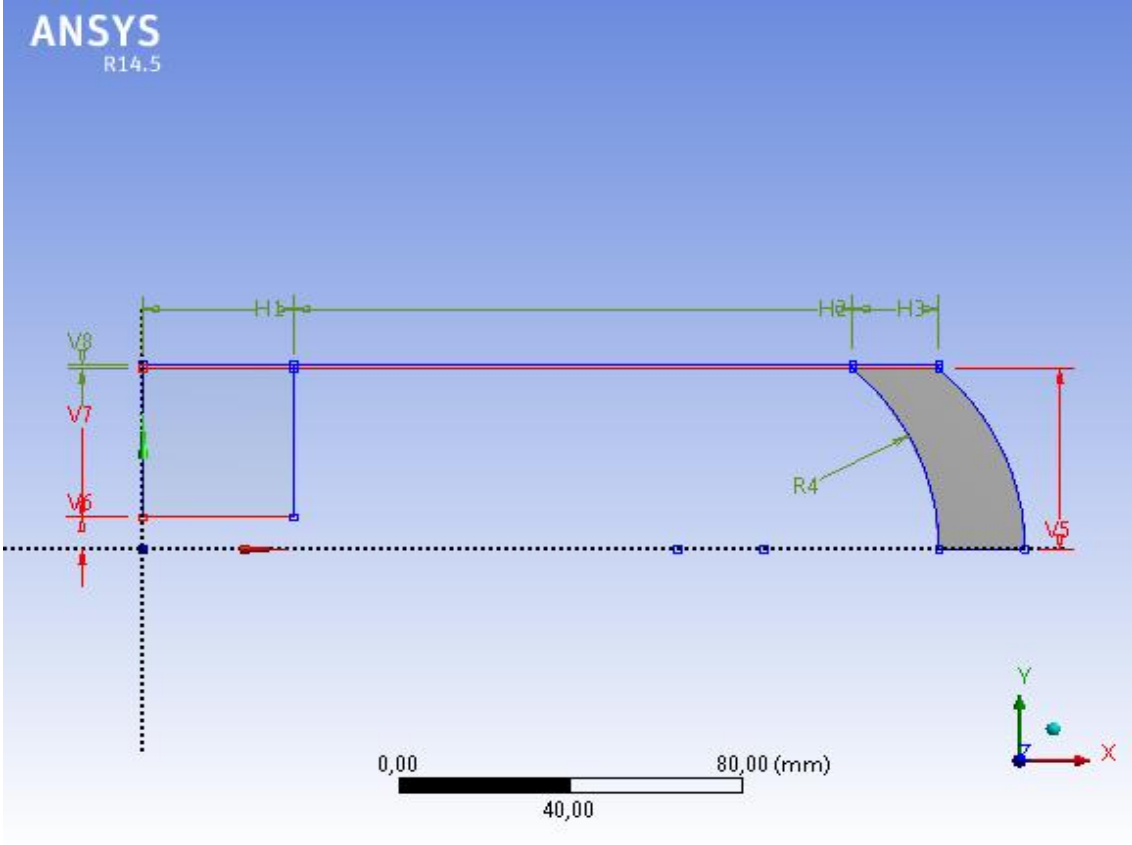


Şekil 3.2 Model oluşturulacak bölge.

Şekil 3.2’de görülen kesik çizgilerle belirtilmiş bölge model olarak oluşturulmuştur. Bu bölge soğutu ve ısıtıcı bölge ile rejeneratör bölgesinden meyhana gelmektedir.

3.3.1 Geometri Oluşturma

ANSYS Workbench’de geometri çizimi yapılarak model oluşturmaya başlanmıştır. Geometri 2 boyutlu ve 3 boyutlu çizilebilmektedir. 3 boyutlu çizimlerle oluşturulacak olan model genellikle fazla kompleks olmayan tasarımlar için kullanılmaktadır. Çünkü oluşturulacak modelin birim hacimlere ayrılarak analizi yapılacağından, kompleks modellerin analizinde çok uzun denklemler oluşacağı için analiz oldukça uzun zaman almakta, bazı durumlarda da yakınsama problemi yaşanmaktadır. Bu sebepten dolayı denklemleri basitleştirmek için bu çalışmada 2 boyutlu çizim yapılarak model oluşturulmaya başlanılmıştır. Şekil 3.3’de ölçülendirilmiş geometri görülmektedir.



Şekil 3.3 Ölçülendirilmiş geometri.

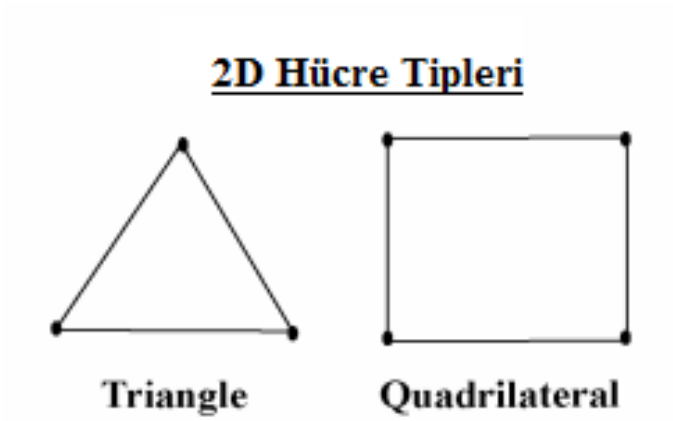
Şekil 3.3’de analizi yapılacak Stirling motorunun silindiri ile pistonu arasında kalan akışkan alanın çizilmiş olduğu geometri görülmektedir. Fluent programında bu geometri x ekseninde 360 ° döndürülerek analizi yapılmaktadır. H2 ile gösterilen bölge rejeneratör bölgesi olup V8 ile gösterilen dört farklı boyut için geometri oluşturulmuştur. oluşturulan geometrinin ölçüleri Çizelge 3.2’de görülmektedir.

Çizelge 3.2 Model ölçüleri.

H1 (mm)	35
H2 (mm)	130
H3 (mm)	20
H4 (mm)	60,625
H5 (mm)	45
H6 (mm)	8
H7 (mm)	37
H8 (mm)	0,3-0,5-1,5

3.3.2 Mesh Oluşturma

ANSYS Mesh modülünde 2 boyutlu tasarımlar için ağ yapısı; triangular (üçgen) ve quadrilateral (dörtgen) olmak üzere iki farklı şekilde oluşturulabilmektedir. Üçgen hücre yapısı üç kenar ve üç düğümde oluşmaktadır. Dörtgen hücre yapısı ise dört kenar ve dört düğümde oluşmaktadır. Şekil 3.4’de 2D model için kullanılan hücre tipleri görülmektedir.



Şekil 3.4 2D model için kullanılan triangle ve quadrilateral hücre tipleri (Akar 2005).

Analizin güvenilir sonuçlar vermesi açısından ağ yapısı hayati öneme sahiptir. Tasarlanan modelin şekli, büyüklüğü, kompleks olup olmaması hücre tipinin belirlenmesinde dikkate alınan başlıca özelliklerdir. Ayrıca ağ oluşturmada dikkat edilmesi gereken diğer bir önemli özellik ise skewness (çarpıklık) değeridir. Bu değer maksimum 0,5 veya 0,5 değerine ne kadar yakın bir değer olursa analiz sonucu o kadar gerçekçi olmaktadır.

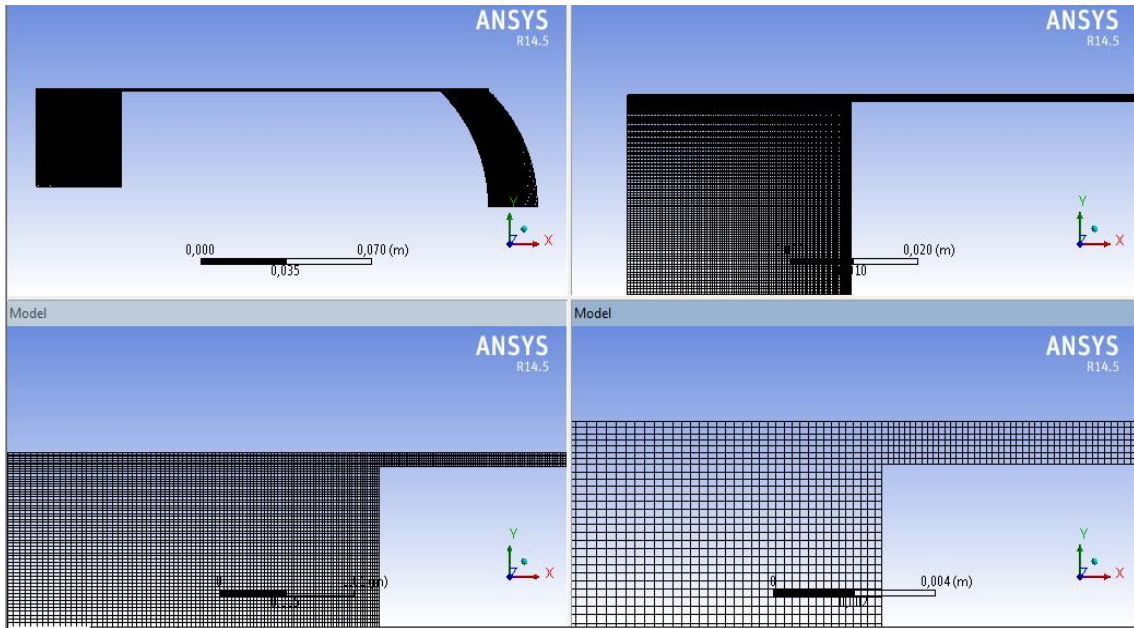
Bu çalışmada quadrilateral (dörtgen) hücre yapısı tercih edilmiştir. Modelde 26168 düğüm ve 25230 eleman bulunmaktadır. Ayrıca skewness değeri maksimum 0,531 seviyesinde tutulmuştur. Bu mesh özellikleri Şekil 3.5’de görülmektedir.

Details of "Mesh"	
Method	None
Patch Conforming Options	
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Advanced	
Defeaturing	
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	26168
<input type="checkbox"/> Elements	25230
Mesh Metric	
<input type="checkbox"/> Min	1,3057293693791E-10
<input type="checkbox"/> Max	0,531281991902077
<input type="checkbox"/> Average	8,97303065144596E-02
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,16362239212964

Şekil 3.5 Mesh özellikleri.

Yukarıda görünen mesh özellikleri rejeneratör bölgesi 1 mm kalınlıkta olan modelin özellikleridir. Rejeneratör bölgesi 0,3, 0,5 ve 1,5 olan modellerin mesh özellikleri de birbirine oldukça yakındır.

Şekil 3.6 'da mesh oluşturulmuş geometrinin ağ yapısı görülmektedir.



Şekil 3.6 Mesh ağ yapısı.

Şekilde görüldüğü gibi oldukça sıkı bir örgü ile ağ yapısı oluşturulmuştur. Özellikle duvar kenarlarında türbülansdan kaynaklanacak çalkantılardan dolayı örgü sayısı artırılmıştır. Çalışmanın genel amacı rejeneratör bölgesindeki ısı, basınç ve hız değişim grafiklerini görmek olduğundan, rejeneratör bölgesinde oluşturulan ağ yapısının hassasiyeti maksimum seviyededir.

3.4 Sınır Şartlarının ve Başlangıç Koşullarının Belirtilmesi

Sınır şartları ve başlangıç koşullarının belirlenmesi akış analizi yapılacak Stirling motorunun tasarımına bağlıdır. Tasarlanıp modellenen motor Beta tipi bir Stirling motorudur. Motorda analizi yapılabilecek değişimlerin gözleneceği bölgeler; sıcak bölge, soğuk bölge ve rejeneratör bölgesidir. Yer değiştirme pistonu aşağıdan (soğuk bölge) yukarıya (sıcak bölge) doğru hareket ederken, çalışma gazı yukarıdan (sıcak bölge) aşağıya (soğuk bölge) doğru hareket etmektedir. Yer değiştirme pistonu yukarıdan (sıcak bölge) aşağıya (soğuk bölge) doğru hareket ederken, çalışma gazı aşağıdan (soğuk bölge) yukarıya (sıcak bölge) doğru hareket etmektedir. Bu çalışmada displacer'in yön değiştirmelerindeki gazların sıkıştırılabilirlik özelliği ihmal edilerek piston hızının akışkan hızına eşit olduğu kabul edilmiş ve piston hızı akışkana verilmiştir. Rejeneratör bölgesinin boşluğu 0.3 mm, 0.5 mm, 1 mm ve 1.5 mm olmak üzere, dört farklı modelleme yapılmıştır. Silindir içerisindeki basınç 1 bar, 5 bar ve 10 bar olmak üzere üç farklı basınçla analizler yapılmıştır. Çalışma gazı olarak kullanılan helyum ve havanın özellikleri Çizelge 3.3'de görülmektedir.

Çizelge 3.3 Çalışma gazı olarak kullanılan hava ve helyum'un özellikleri.

<i>Çalışma gazı çeşitleri</i>	<i>Hava</i>	<i>Helyum</i>
Yoğunluk (kg/m ³)	1,225	0,1625
Cp (sabit basınçta özgül ısınma ısısı) (j/kg-k)	1006,43	5193
Isı iletim katsayısı (w/m-k)	0,0242	0,152
Viskozite (kg/m-s)	1,7894x10 ⁻⁵	1,99x10 ⁻⁵

Silindir ve piston yüzeyleri çelik ile kaplanmış olup çelik malzemesinin özellikleri aşağıdaki Çizelge 3.4'te görülmektedir.

Çizelge 3.4 Kaplama malzemesinin özellikleri.

Yoğunluk (kg/m ³)	8030
Cp (sabit basınçta özgül ısınma ısısı) (j/kg-k)	502,48
Isı iletim katsayısı (w/m-k)	16,27

Oluşturulmuş olan iki boyutlu model ANSYS Fluent programına aktarıldıktan sonra axisymmetric seçimi yapılarak eksen çizgisi etrafında 360° döndürülmüştür. Bu sayede silindir içersindeki çalışma gazının tamamı program tarafından tanınmıştır.

Akışkan hızını belirlemek için yer değiştirme pistonunun hızı hesaplanırken aşağıdaki denklemler kullanılmıştır.

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (3.6)$$

$$\lambda = \frac{r}{L} \quad (3.7)$$

$$C = \omega r (\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta) \quad (3.8)$$

Denklemlerin çözmünden sonra 400, 800 ve 1200 devir/dakika hız ile çalışan bir Stirling motorunda yer değiştirme pistonunun hızı 0.9905, 1.3207 ve 1.981 metre/saniye olarak bulunmuştur.

Akışın türbülanslı olup olmadığı analitik hesaplamalar sonucunda aşağıdaki Çizelge 3.5’de görülen Reynold sayıları bulunmuş, akışın; laminer akış veya türbülanslı akış olup olmadığı belirlenmiştir.

Çizelge 3.5 (Re) Reynolds Sayıları.

<i>Motor devri</i> (d/d)	$\delta =0,3$ mm	$\delta =0,5$ mm	$\delta =1,0$ mm	$\delta =1,5$ mm
400	2867,53	2244,41	1586,85	1136,85
800	5935,06	4488,83	3173,70	3073,70
1200	8902,59	6733,25	4760,55	3282,47

Rejeneratör boşluk değerleri " δ " sembolü ile gösterilmiştir.

Akışkan hareketlerini laminer akış ve türbülanslı akış olmak üzere iki gruba ayrılabilir. Akıştaki atalet kuvvetinin sürtünme kuvvetine oranı, akışın türbülanslı veya laminer olduğunu belirlemektedir. Akış yönünde hareket eden akışkandaki moleküllerin bir çizgi boyunca devam etmesi laminer akış olarak adlandırılmaktadır. Akış hızının artmasıyla oluşan çalkantıların bu çizgiyi genişletmesi veya çizgi özelliğini kaybetmesi akışkan hareketinin türbülanslı olduğu anlamına gelmektedir. Akışın türbülanslı veya laminer olup olmadığı Reynold (Re) sayısı değerlendirilerek anlaşılabilir. Reynold sayısının yüksek olması, akış boyunca çalışma akışkanı moleküllerinin atalet kuvvetinin yüksek olmasını ifade etmektedir. Atalet kuvvetinin yükselmesi, atalet kuvvetinin sürtünme kuvvetine olan oranını yükselteceğinden akış türbülanslı akış olarak belirlenebilmektedir, düşük olduğu durumlarda ise akışın laminer akış olduğu anlaşılmaktadır. Reynold (Re) sayısı akışkandaki atalet kuvvetinin viskoz kuvvetlere oranıdır ve bu sayı akışkan hacminin geometrik şekline, yoğunluğuna, yüzey pürüzlülüğüne, yüzey sıcaklığına, akış hızı ve rejimine göre değişmektedir. Genellikle , $Re < 2300$ için laminer akış, $Re > 4000$ için türbülanslı akış gerçekleşmektedir. Reynold sayısının 2300 ile 4000 arasında olduğu durumlarda ise tam türbülanslı olmayan akış olarak nitelendirilmektedir. Bu çalışmada $Re > 3000$ olduğu durumlarda akışın türbülanslı akış olduğu kabul edilmiştir. Bu durumda modeldeki akış hızının 0.9905 m/sn olduğu durumda akışın laminer, akış hızının 1.3207 ve 1.981 m/sn olduğu durumlarda ise akışın türbülanslı olduğu kabul edilerek analizler gerçekleştirilmiştir.

ANSYS Fluent paket programı türbülanslı problemlerin çözümü için farklı türbülans modelleri geliştirmiştir. Bu modeller arasından seçilecek olan model; akışın özelliklerine, tasarlanan problemin fiziksel koşullarına ve analizin gerçekleştirileceği bilgisayar özelliklerine göre belirlenmektedir.

3.4.1 Türbülans Modeli RNG k-ε

Bu çalışmada akışın türbülanslı olduğu modellerinde RNG k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. RNG k-ε türbülans modeli, tekrar normalleştirme ve grup teorisi olarak bilinen hassas istatistiksel teknikler kullanılarak türetilmiştir. Bu model standart k-ε türbülans modeline benzemekle birlikte farklı olan bir takım özelliklere de sahiptir. Bu özelliklerden bazıları şunlardır;

RNG türbülans modeli, zor koşullardaki hızlı akışlar için ϵ denkleminde ilave terime sahiptir. Bu sayede sonuçların gerçeklik derecesi oldukça artmaktadır.

Analizi yapılacak akışın girdaplı olması durumunda, türbülans üzerindeki girdap etkisinin RNG modeline dahil edilmesiyle sonuçların doğruluk derecesi artmıştır.

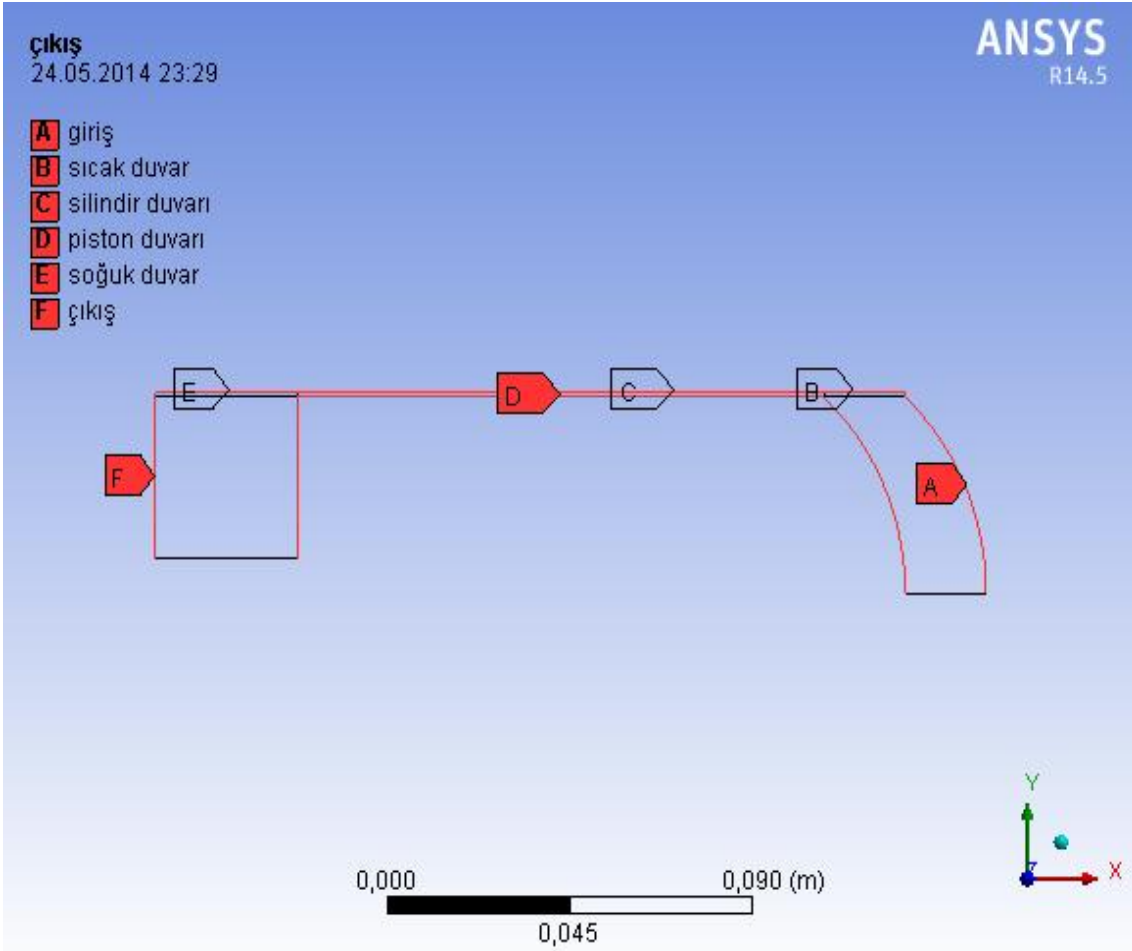
RNG k-ε türbülans modeli türbülanslı Prandtl sayıları için analitik bir formül kullanırken, standart k-ε türbülans modeli kullanıcı tanımlı olup sabit değerler kullanmaktadır.

Standart k-ε modeli Reynolds sayısının yüksek olduğu bir modeldir. RNG teorisi ise düşük Reynolds sayısının etkilerini hesaplarken, etkili viskozitenin hesaba katılması amacıyla analitik olarak geliştirilmiş diferansiyel bir formül sağlamaktadır.

Bu özellikler RNG k-ε türbülans modelini doğru ve güvenilir sonuçlar için daha avantajlı yapmaktadır. RNG k-ε türbülans modeli, matematiksel olarak Navier-Stokes denklemlerinden türetilmiştir (Fluent theory guide, 2011).

3.4.2 Sınır Şartlarının Belirtilmesi

Sınır şartları belirtilirken çalışma gazının olduğu bölgenin bazı kısımları Şekil 3.7'de görüldüğü gibi isimlendirilmiştir.



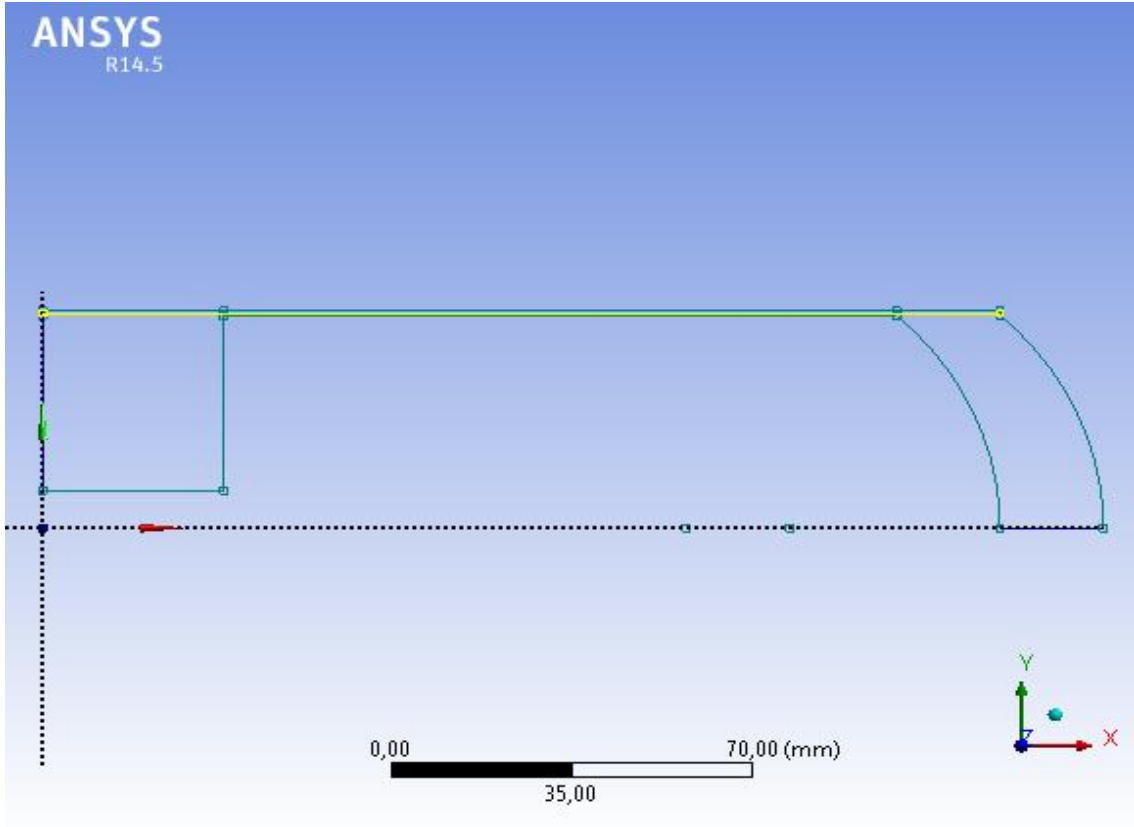
Şekil 3.7 Sınır şartlarının isimlendirilmesi.

Şekil 3.7’de görülen giriş bölgesi silindirin üst bölgesi olup piston aşağıdan yukarıya doğru hareket ederken silindirin üst bölgesindeki çalışma gazı rejeneratör bölgesinden geçerek aşağıya doğru hareket etmektedir ve bu nedenle giriş olarak adlandırılmıştır. Piston yukarıdan aşağıya doğru hareket ederken ise giriş olarak adlandırılan bölge çıkış bölgesi, çıkış olarak adlandırılan bölge giriş bölgesi olarak isimlendirilmiştir..

Giriş bölgesinden hareket eden gazın sıcaklığı 673 K, sıcak bölgenin duvar sıcaklığı 673 K, silindir duvarının sıcaklığı 500 K, soğuk bölgenin duvar sıcaklığı 300 K ve çıkış bölgesi olarak adlandırılan soğuk bölgedeki çalışma gazının sıcaklığı 300 K olarak belirlenmiştir. Duvarlarla çalışma gazı arasında izoterm ısı transferi söz konusudur.

3.4.3 Basınç, Sıcaklık ve Hız Grafiklerinin Oluşturulacağı Çizgisel Bölgenin Belirlenmesi

Çalışma gazı hareketlerinin grafik üzerinde gösterileceği bir bölge oluşturulmuştur. Bu bölge aşağıdaki Şekil 3.8’de görülmektedir. Sarı renkte görünen çizgisel bölge, çalışma gazı sıcak ve soğuk hacimler arasında yer değiştirirken basınç, sıcaklık ve hız değişimlerinin en çok olduğu bölgedir.. Analizde en çok üzerinde durulacak bölge burasıdır. Tanımlanan bu çizgideki değişimler, sıcak ve soğuk bölgedeki değerleri etkilemektedir.



Şekil 3.8 Grafikleri oluşturulacak bölge.

Şekil 3.8’de görülen sarı renkli çizgi boyunca ölçülen basınç, sıcaklık ve hız değerleri grafiklerin oluşturulmasında kullanılmıştır. Soğuk bölge, rejeneratör bölgesi ve sıcak bölgeyi kapsayan bu çizgi piston ile silindirin arasındaki boşluğun tam ortasında bulunmaktadır.

3.5 Çözüm Metodunun Seçilip Analizin Gerçekleştirilmesi

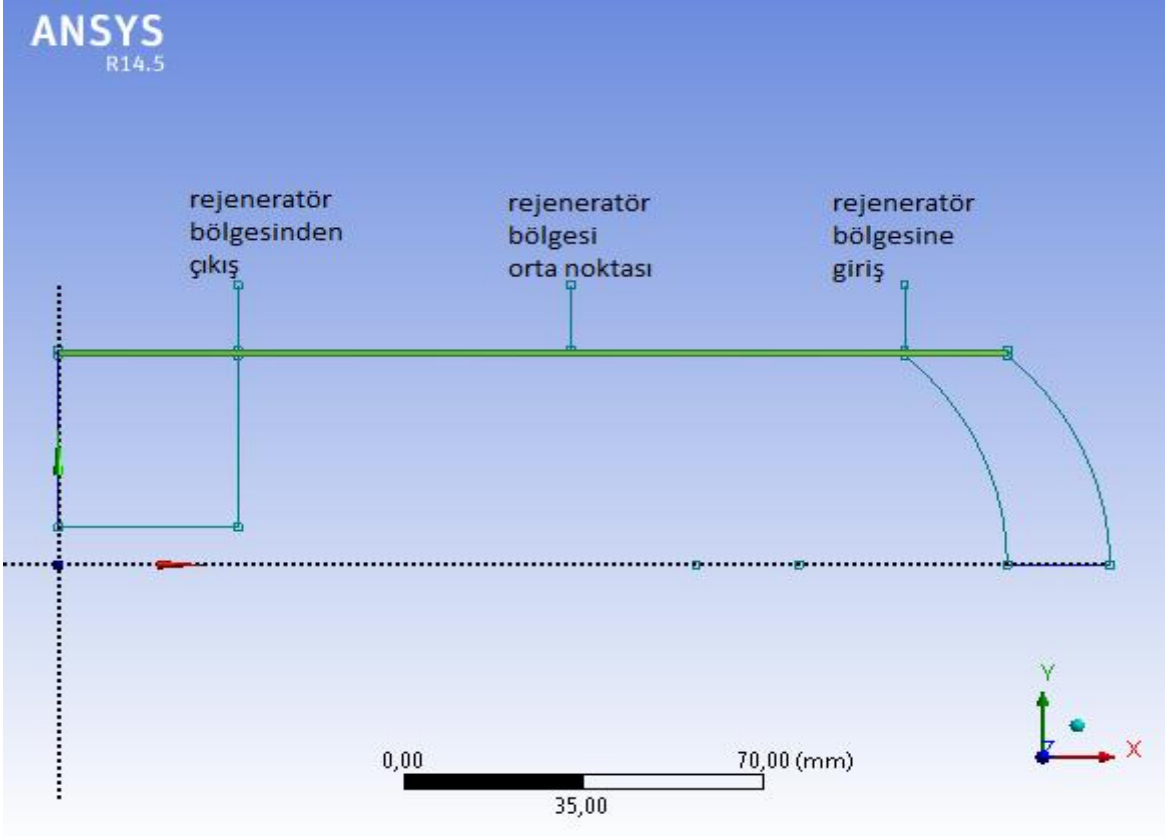
Malzeme özellikleri ve sınır koşulları programa belirtildikten sonra türbülanslı akıslarda RNG k- ϵ türbülans modeli seçilmiştir. Çözüm metodu olarak SIMPLE metodu ve second order upwind kullanılmıştır. Yakınsama mertebesi olarak 5000 iterasyonla analiz gerçekleştirilmiştir.

4. BULGULAR

Fluent programı kullanılarak yapılan analiz sonuçları bu bölümde değerlendirilmiştir. Değerlendirmeler farklı rejeneratör boşluğuna sahip motorların aynı çalışma koşulları altında ölçülen değerleri, aynı modelin farklı basınçlarda çalıştırılmasıyla ölçülen değerleri, aynı modelin farklı devirlerde çalıştırılmasıyla ölçülen değerleri ve aynı modelde hava ve helyum gazı kullanılması durumunda ölçülen değerler göz önüne alınarak yapılmış ve aşağıdaki bölümlerde gösterilmiştir.

4.1 Basınç Değişimlerine Göre Karşılaştırma

Karşılaştırma için modellenen motor 800 d/d ile çalışan, 1 mm rejeneratör boşluğuna sahip çalışma gazı olarak havanın kullanıldığı Beta tipi bir Stirling motordur. Piston hareketi soğuk bölgeden sıcak bölgeye ve sıcak bölgeden soğuk bölgeye doğru hareket ederken, oluşan çalışma gazının hareketleri analiz edilmiştir. Çalışma gazının hareket yönü dikkate alınarak 1 bar, 5 bar ve 10 bar çalışma gazı basıncı ile çalışan motorun, rejeneratör boşluğunda meydana gelen sıcaklık, basınç ve hız farklılıkları karşılaştırılmış, karşılaştırma amaçlı üç farklı nokta seçilmiştir. Çalışma gazının sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçişi esnasında ölçüm yapılacak noktalar rejeneratör giriş noktası, rejeneratör orta noktası ve rejeneratör çıkış noktası olmak üzere aşağıdaki Şekil 4.1’de görülmektedir. Soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçişte ise Şekil 4.1’ de görülen rejeneratör giriş ve çıkış bölgeleri yer değiştirmektedir. Akış şartlarının incelendiği mecrada simetrik bir geometri olduğu için şekilde geometrinin yarısı görülmektedir.

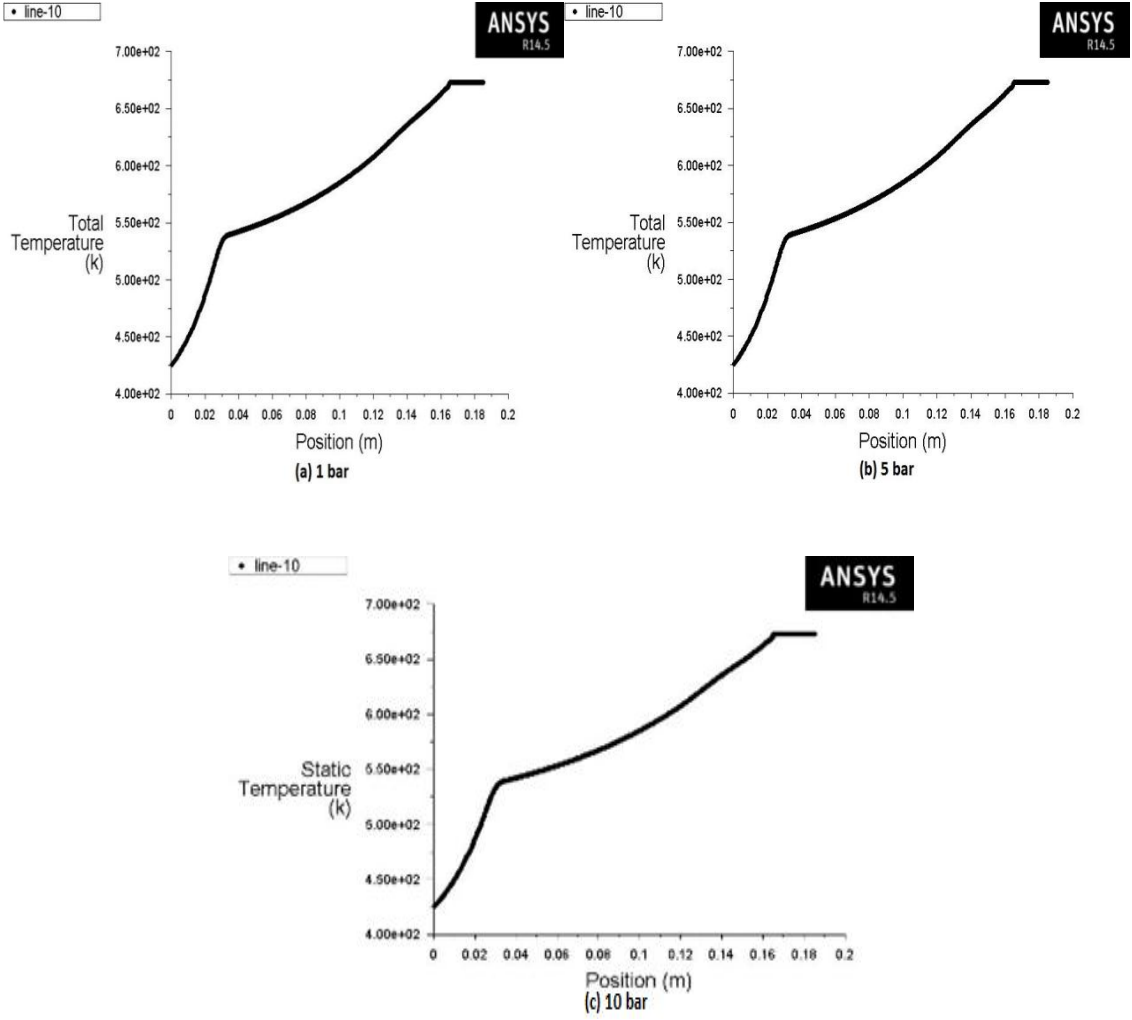


Şekil: 4.1 Ölçüm yapılacak noktalar.

Şekilde yeşil renkle belirtilen bölge grafiklerin oluşturulduğu bölgedir. Orijin sıfır noktasıdır ve (x) eksenini boyunca grafikler oluşturulmuştur.

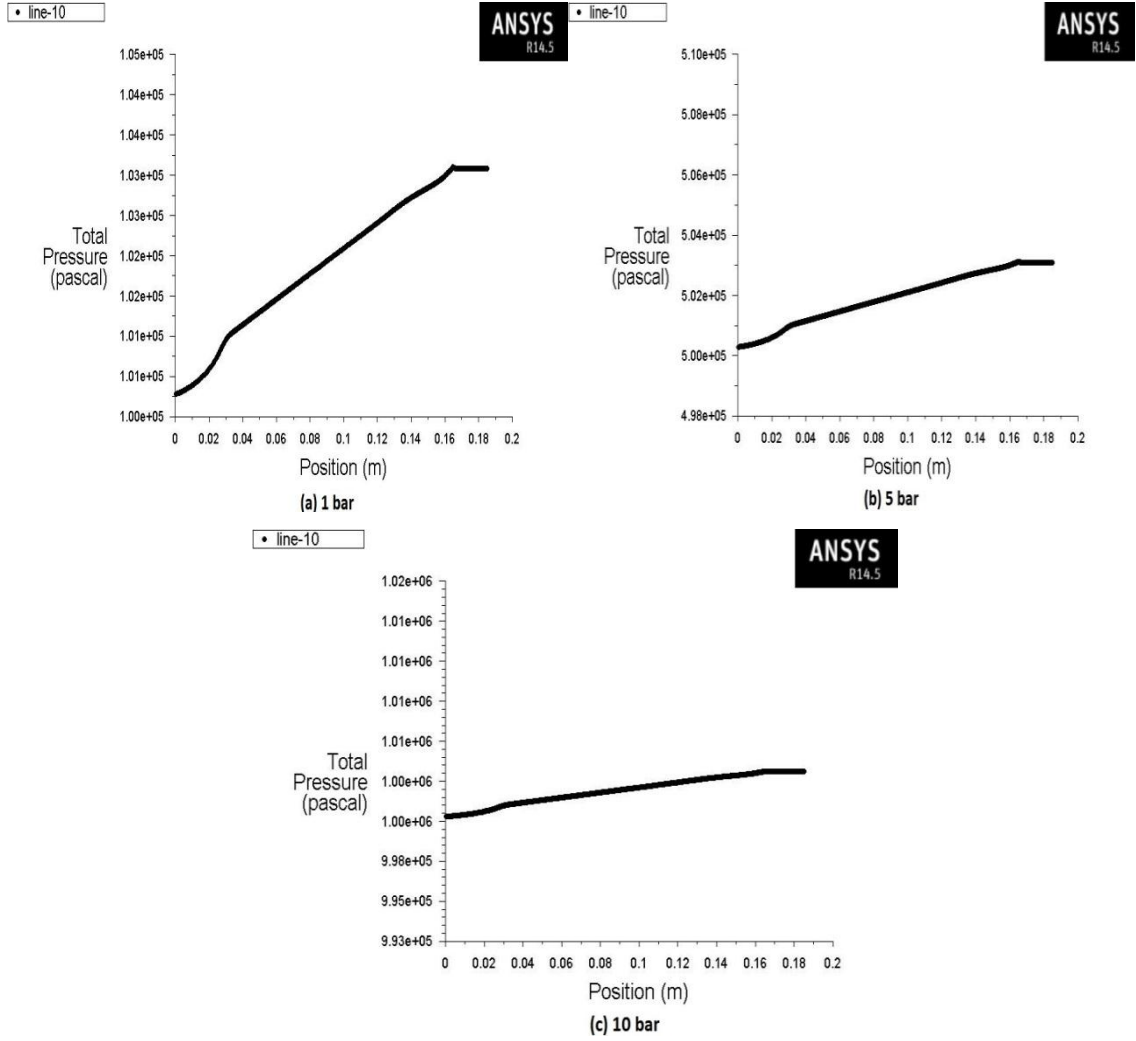
4.1.1 Çalışma Gazı Sıcak Bölgeden Soğuk Bölgeye Doğru Geçerken İncelenmesi

Şekil 4.2’de görüldüğü gibi belirlenen sıcaklıklar değerlendirildiğinde 1 bar, 5 bar ve 10 bar basınç altında çalışan motorda farklılıklar oldukça düşüktür. Rejeneratör giriş bölgesi olarak seçilen noktada 1,0-5,0-10,0 bar basınçlarında elde edilen sıcaklıklar sırasıyla 672,125-672,077-671,984 K olarak ölçülmüştür. Rejeneratör bölgesinin orta noktasına bakıldığında ise 1,0-5,0-10,0 bar basınçlarında elde edilen sıcaklıklar 585,038-585,038-584,935 K olarak ölçülmüştür. Rejeneratör çıkış bölgesinde seçilen noktada 1,0-5,0-10,0 bar basınçlarında ölçülen sıcaklıklar ise 539,678-539,654-539,606 K olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.2 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye doğru geçerken farklı basınçlarda sıcaklık değişimlerinin incelenmesi.

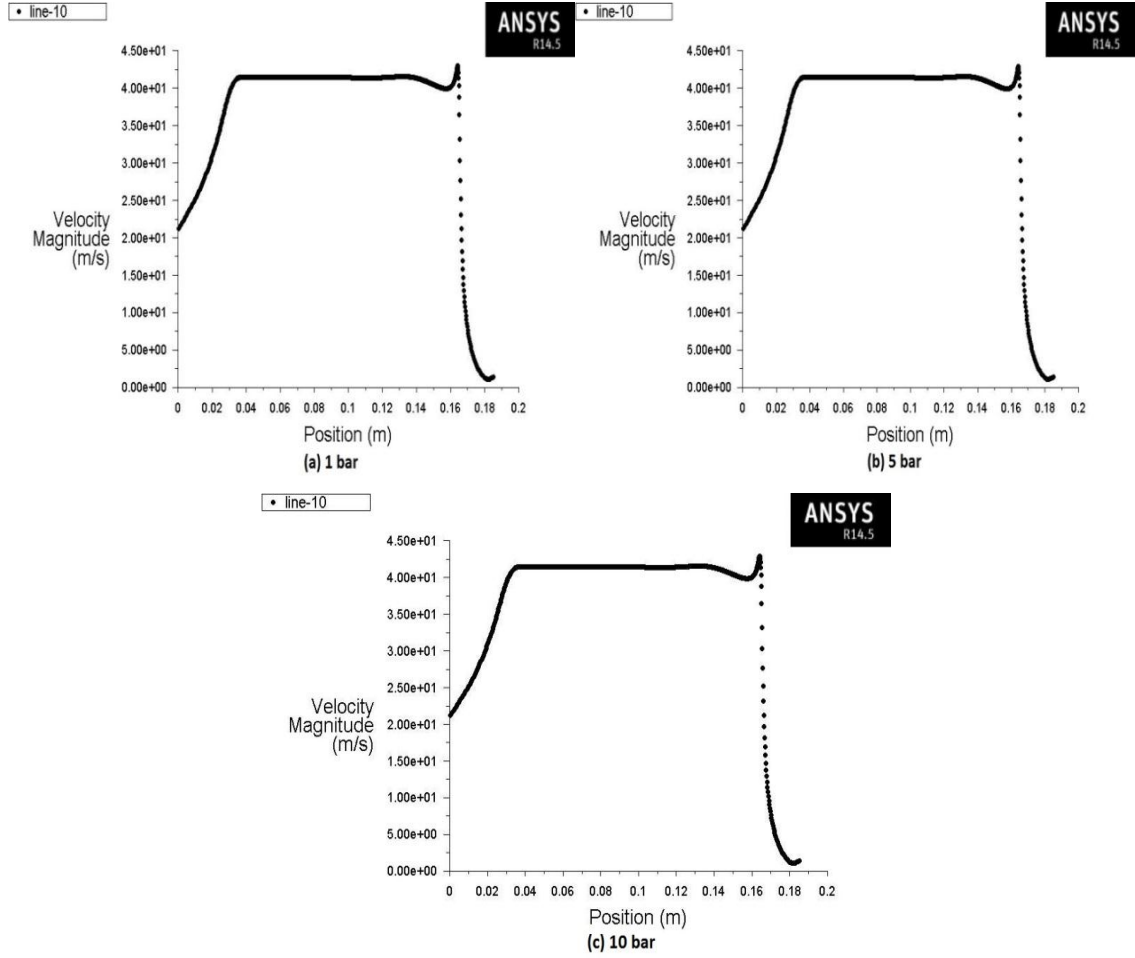
Şekil 4.3’de 1 bar, 5 bar ve 10 bar basınç altında çalışan motorlarda basınç değişimleri görülmektedir. Rejeneratör giriş bölgesi olarak seçilen noktada 1,0-5,0-10,0 bar basınç altında çalışan motorda basınçlar sırasıyla $103091-503097-1,00309.10^6$ Pascal olarak ölçülmüştür. Rejeneratör bölgesinin orta noktasına ise 1,0-5,0-10,0 bar basınçlarında elde edilen basınçlar $102091-502094-1,00209.10^6$ Pascal olarak ölçülmüştür. Rejeneratör çıkış bölgesinde seçilen noktada 1,0-5,0-10,0 bar basınçlarında ise $101061-501062-1,00106.10^6$ Pascal olarak ölçülmüştür. Basınç farklılığı yüksek olmamakta, sistemin verimi açısından motor mümkün olan en yüksek basınçta çalıştırılmalıdır.



Şekil 4.3 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye doğru geçerken farklı basınçlarda basınç değişimlerinin incelenmesi.

Şekil 4.4’de görüldüğü gibi 1 bar, 5 bar ve 10 bar basınç altında çalışan motorlardaki hız değişimleri ve 5 bar altında çalışan motorun rejeneratör giriş ve çıkışın bölgesinde meydana gelen hız değişimleri görülmektedir. 1 bar, 5 bar ve 10 bar basınçta çalışan motorların rejeneratör giriş kısmında çalışma gazının hızı, sırasıyla 36,4081-36,4138-36,42 m/s olarak ölçülmüştür. Rejeneratör bölgesinin orta noktasına 1,0-5,0-10,0 bar basınçlarında ise 41,364-41,3664-41,367 m/s olarak ölçülmüştür. Rejeneratör bölgesinin çıkış noktasında ise 1,0-5,0-10,0 bar basınçlarında ise 41,3394-41,3414-41,3434 m/s olarak ölçülmüştür. Bu farklı basınçlarda çalışan motorlardaki çalışma gazının hızları incelendiğinde basınç arttıkça hızında arttığı gözlemlenmektedir. En yüksek hız

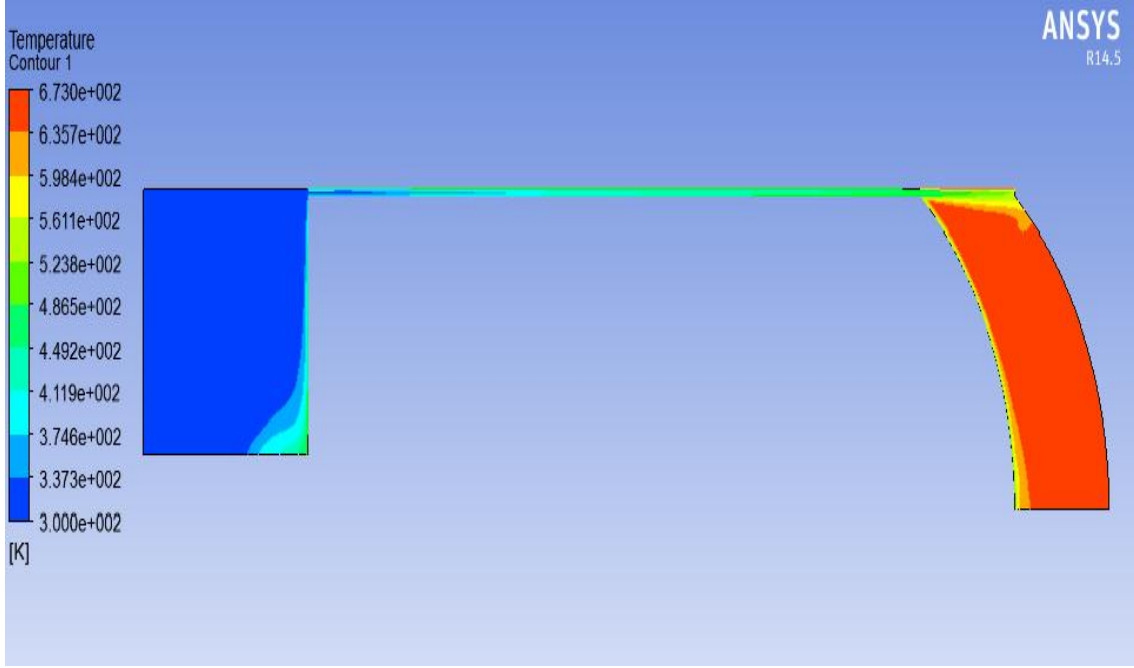
rejeneratör orta noktasında ölçülmüştür. Rejeneratör çıkış noktasında ise akışkan geniş bir alana geçiş yapmasından dolayı hız düşmüştür.



Şekil 4.4 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye doğru geçerken farklı basınçlarda hız değişimlerinin incelenmesi.

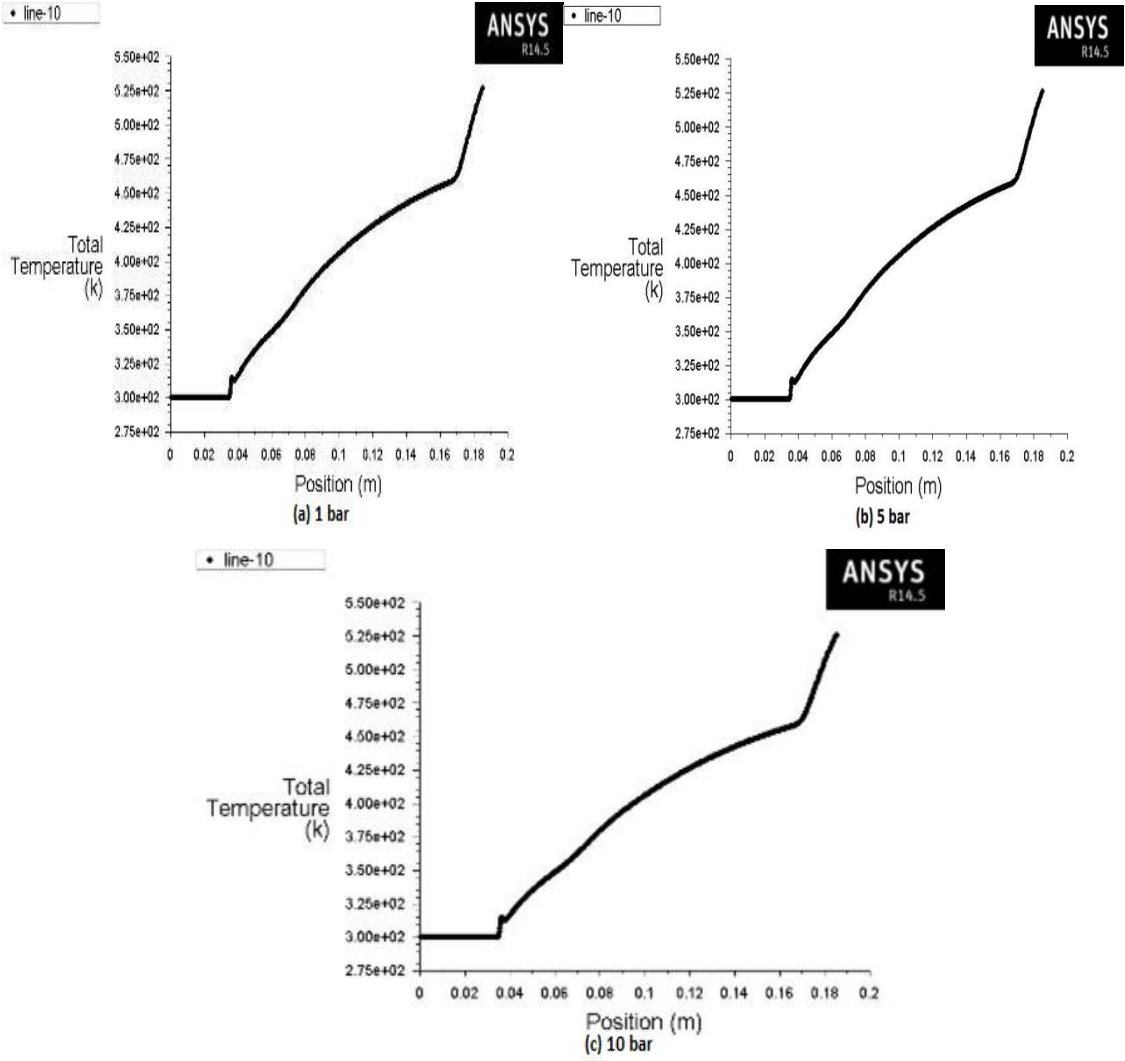
4.1.2 Çalışma Gazı Soğuk Bölgeden Sıcak Bölgeye Doğru Geçerken İncelenmesi

Şekil 4.5'te silindir içerisinde soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçen akışkanın genel sıcaklık değişimi görülmektedir. Piston ve silindir duvarlarından gerçekleşen ısı transferinden ve sürtünmeden dolayı sıcaklık artmakta, sıcak bölgeye vardığında akışkanın sıcaklığı en yüksek seviye ulaşmaktadır.



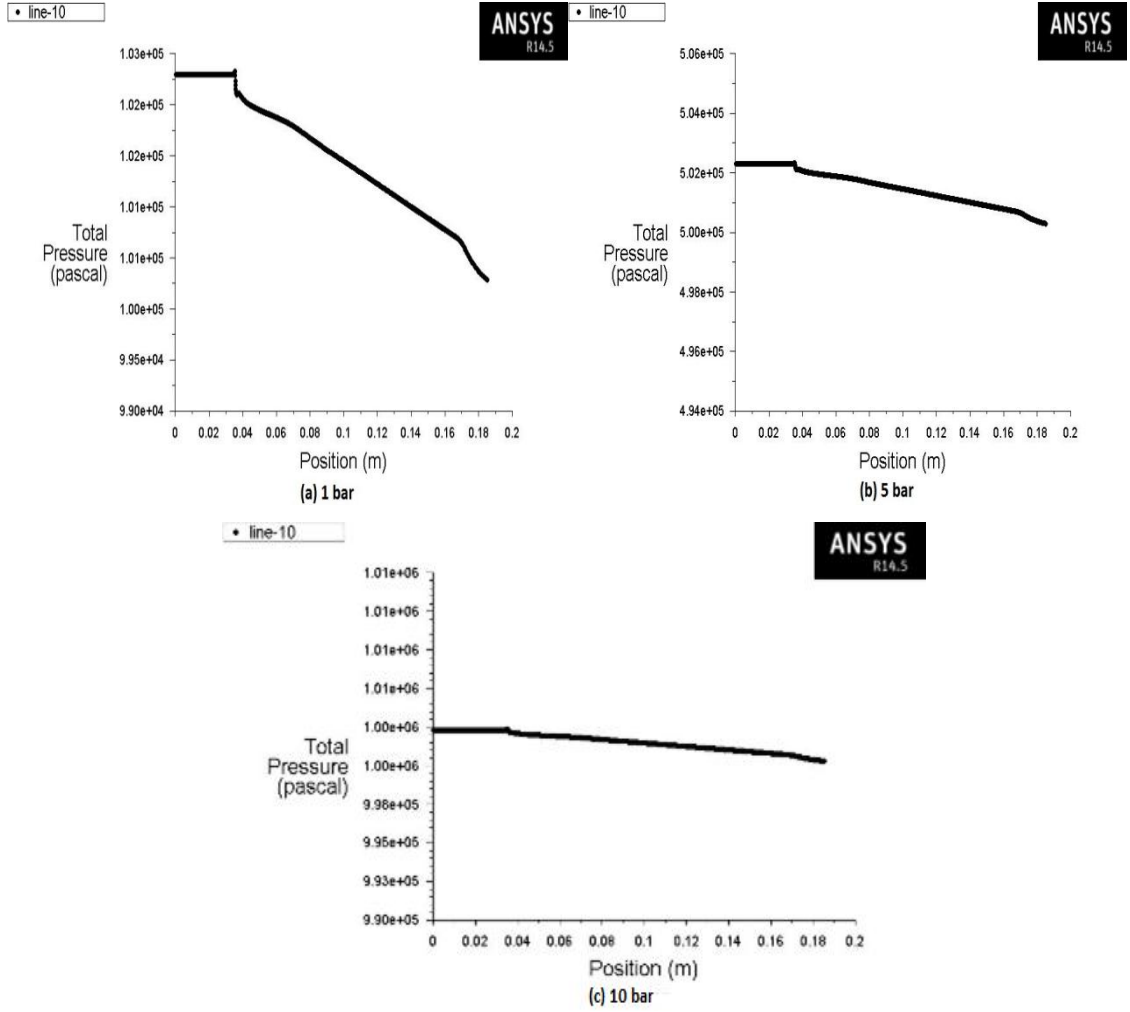
Şekil 4.5 Soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçen akışkanın genel sıcaklık dağılımı.

Şekil 4.6'da çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken rejeneratör bölgesindeki sıcaklık değişimleri görülmektedir. 1,0-5,0-10,0 bar basınç altında çalışan motorlardaki rejeneratör giriş bölgesi olarak belirlenen noktada elde edilen sıcaklıklar sırasıyla 301,724-301,747-301,829 K olarak ölçülmüştür. Rejeneratör bölgesinin orta noktasına bakıldığında ise 1,0-5,0-10,0 bar basınçlarında elde edilen sıcaklıklar 405,882-405,949-406,004 K rejeneratör çıkış bölgesinde seçilen noktada 1,0-5,0-10,0 bar basınçlarında ise 457,474-457,505-457,524 K olarak ölçülmüştür. Sıcaklıkların farklarının oldukça düşük olduğu görülmektedir. Belirlenen değerlere göre basınç değişimlerinin sıcaklık değerine etki etmediği anlaşılmaktadır.



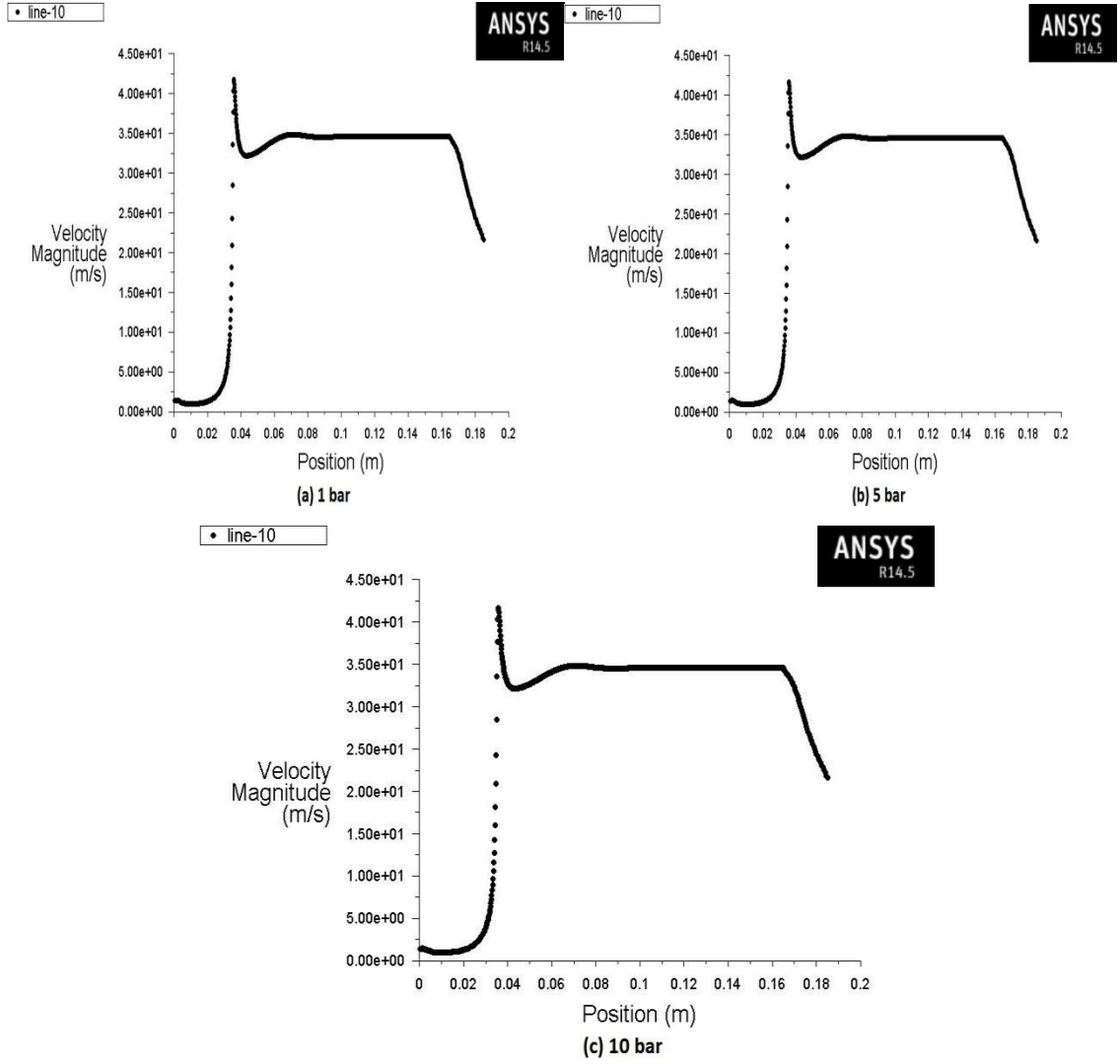
Şekil 4.6 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye doğru geçerken farklı basınçlarda sıcaklık değişimlerinin incelenmesi.

Şekil 4.7’de çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken rejeneratör bölgesinde meydana gelen basınç farklılıkları görülmektedir. 1,0-5,0-10,0 bar basınç altında çalışan motorda rejeneratör giriş bölgesi olarak belirlenen noktada elde edilen basınçlar sırasıyla 102319-502320-1,00233.10⁶ Pascal olarak ölçülmüştür. Rejeneratör bölgesinin orta noktasına bakıldığında ise 1,0-5,0-10,0 bar basınçlarında elde edilen basınçlar sırasıyla 101442-501441-1,00144.10⁶ Pascal olarak ölçülmüştür. Rejeneratör çıkış bölgesinde seçilen noktada, 1,0-5,0-10,0 bar basınçlarında ise 100715-500715-1,00072.10⁶ Pascal olarak ölçülmüştür. Basınçtan kaynaklanan farklılıklar oldukça düşük bir seviyede olduğu görülmektedir.



Şekil 4.7 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye doğru geçerken farklı basınçlarda basınç değişimlerinin incelenmesi.

Şekil 4.8’de 1 bar, 5 bar ve 10 bar basınç altında çalışan motorlardaki hız değişimleri görülmektedir. 1 bar, 5 bar ve 10 bar basınçta çalışan motorların rejeneratör giriş kısmında çalışma gazının hızı sırasıyla 33,5694-33,5723-33,584 m/s olarak ölçülmüştür. Rejeneratör bölgesinin orta noktasına ise 1,0-5,0-10,0 bar basınçlarında 34,5522-34,5522-34,5565 m/s olarak ölçülmüştür. Rejeneratör bölgesinin çıkış noktasına ise 1,0-5,0-10,0 bar basınçlarında ise 34,4278-34,4266-34,4305 m/s olarak ölçülmüştür. Rejeneratör bölgesi giriş noktasında, orta noktasında ve çıkış noktasında en yüksek hız 10 bar basınç altında çalışan motorda ölçülmüştür. Fakat hız farklılıklarının oldukça düşük olduğu görülmektedir.



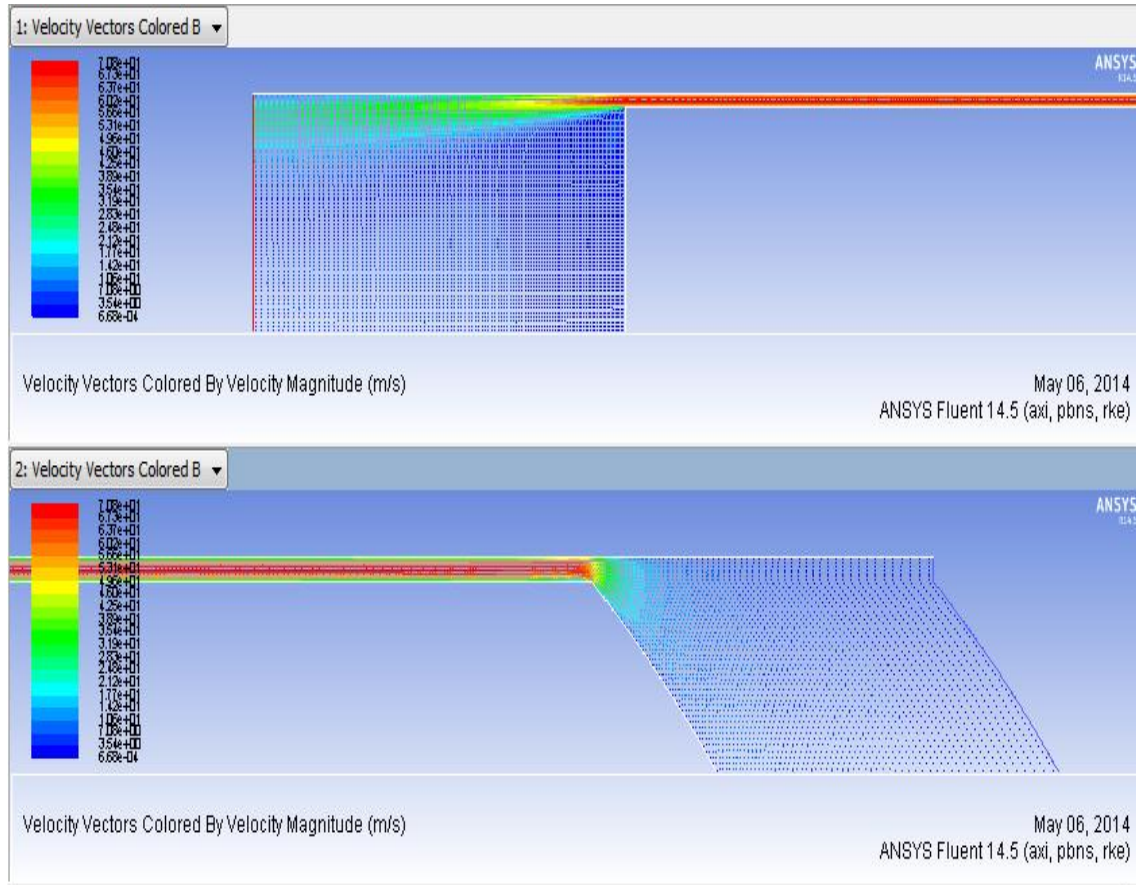
Şekil 4.8 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye doğru geçerken farklı basınçlarda hız değişimlerinin incelenmesi.

4.2 Devir Karşılaştırması

Çalışma gazı olarak helyum gazının kullanıldığı, 0,5 mm rejeneratör boşluğuna sahip, 5 bar basınçta çalışan motorda analizler yapılmıştır. Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken ve soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken 400-800-1200 d/d ile çalıştığı kabul edilen modellerde sıcaklık, basınç ve hız grafikleri oluşturulmuş, farklılıklar gözlemlenmiştir.

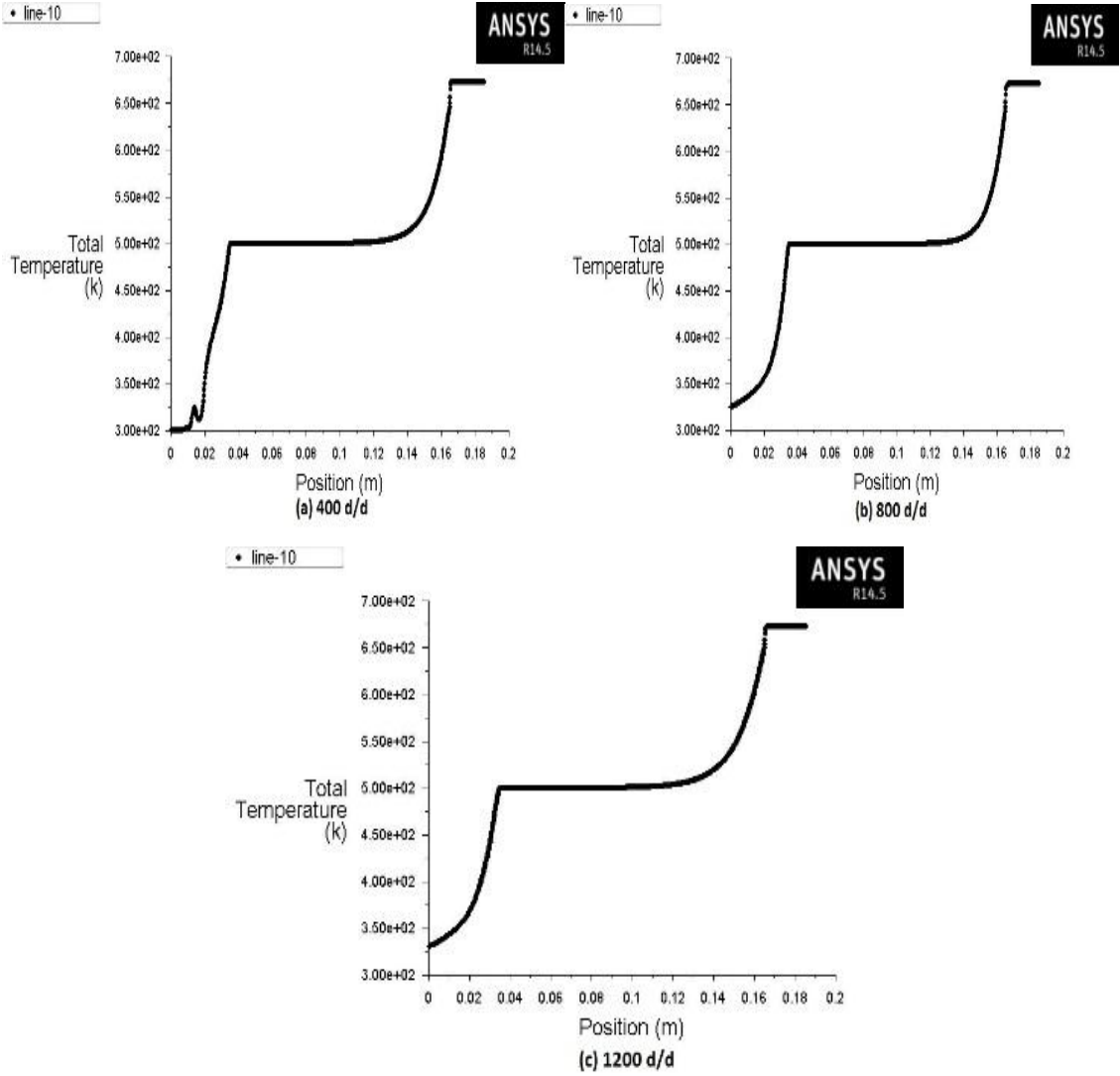
4.2.1 Çalışma Gazı Sıcak Bölgeden Soğuk Bölgeye Geçerken Farklı Devirlerdeki Sıcaklık, Basınç ve Hız Sonuçlarının Karşılaştırması

Şekil 4.9’da çalışma gazının sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken rejeneratör giriş ve çıkış bölgesindeki genel hız değişimi görülmektedir.



Şekil 4.9 Sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçen akışkanın genel hız değişimi.

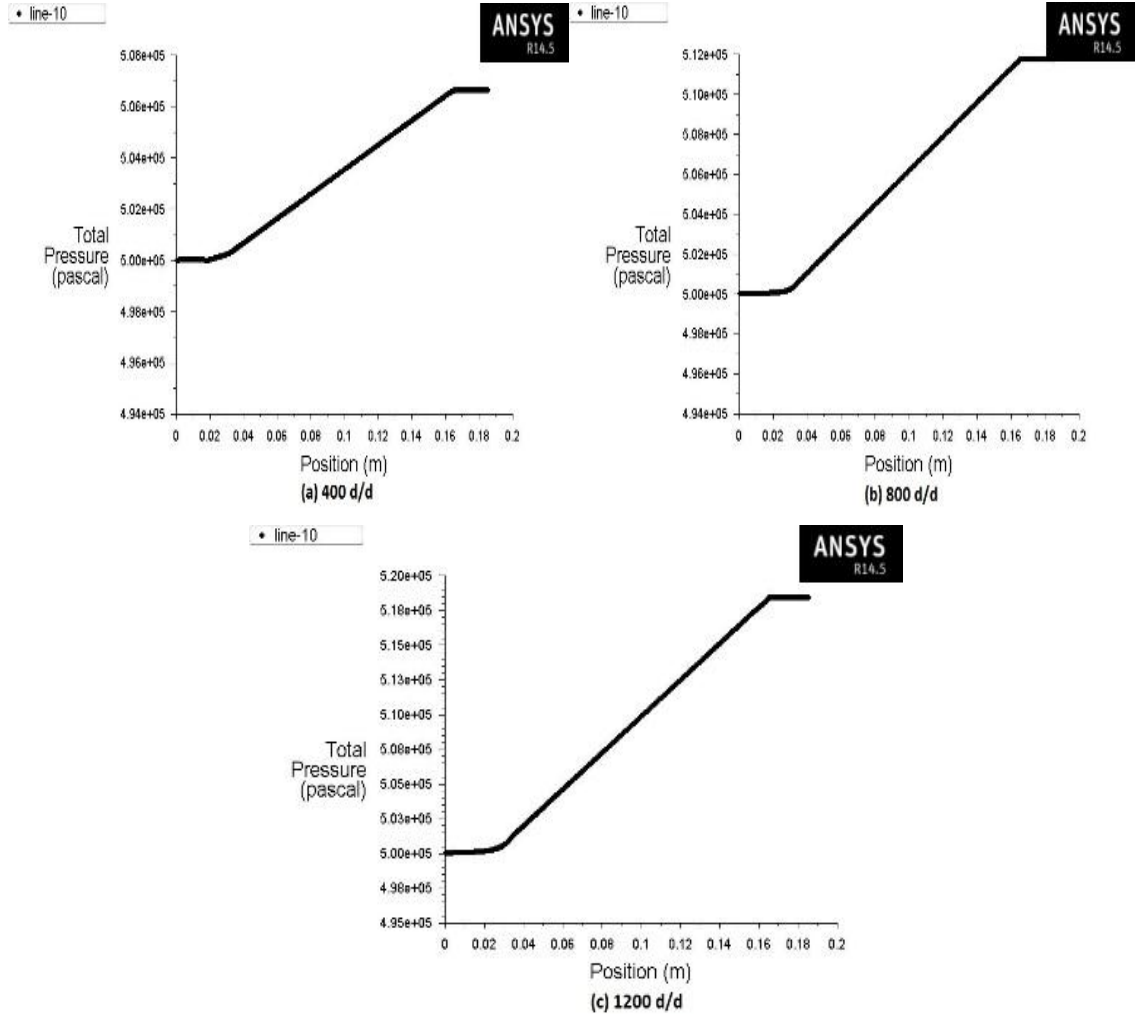
Şekil 4.10’da sıcaklık grafikleri görülmektedir. Rejeneratör giriş kısmında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda sırasıyla 656,25-652,248-657,704 K sıcaklıklar ölçülmüştür. Rejeneratör orta noktasında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda sırasıyla 500,229-500,057-500,655 K olarak ölçülmüştür. Rejeneratör çıkış kısmında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda sırasıyla 499,844-499,855-499,923 K sıcaklıklar ölçülmüştür.



Şekil 4.10 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken farklı devirlerdeki sıcaklık değişimleri.

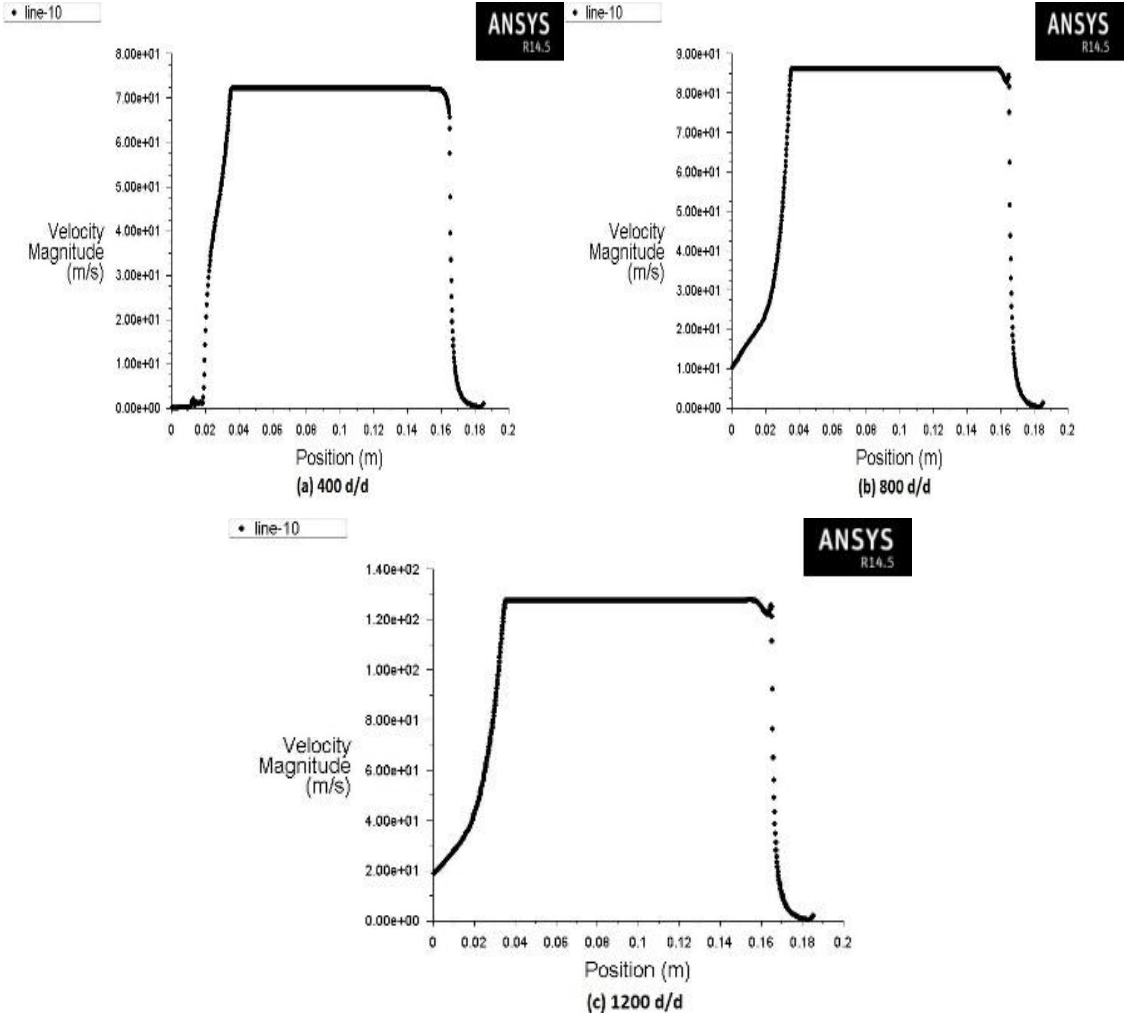
Şekil 4.11’de basınç grafikleri görülmektedir. Rejeneratör giriş kısmında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda basınçlar sırasıyla 506635-511752-518432 Pascal olarak ölçülmüştür. Rejeneratör orta noktasında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda basınçlar sırasıyla 503543-506184-509876 Pascal olarak ölçülmüştür. Rejeneratör çıkış noktasında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda basınçlar sırasıyla 500433-500628-501352 Pascal olarak ölçülmüştür. Değerler incelendiğinde motor devrinin artmasına bağlı olarak belirlenen noktalardaki basınç değerlerinin düştüğü görülmektedir. Motor devrinin artmasına bağlı olarak çalışma akışkanının hızı artmaktadır. Rejeneratör

bölgesinden geçen akışkan hızının artması sürtünme kayıplarını artırmakta ve basınç değerlerinin düşük çıkmasına sebep olmaktadır.



Şekil 4.11 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken farklı devirlerdeki basınç değişimleri.

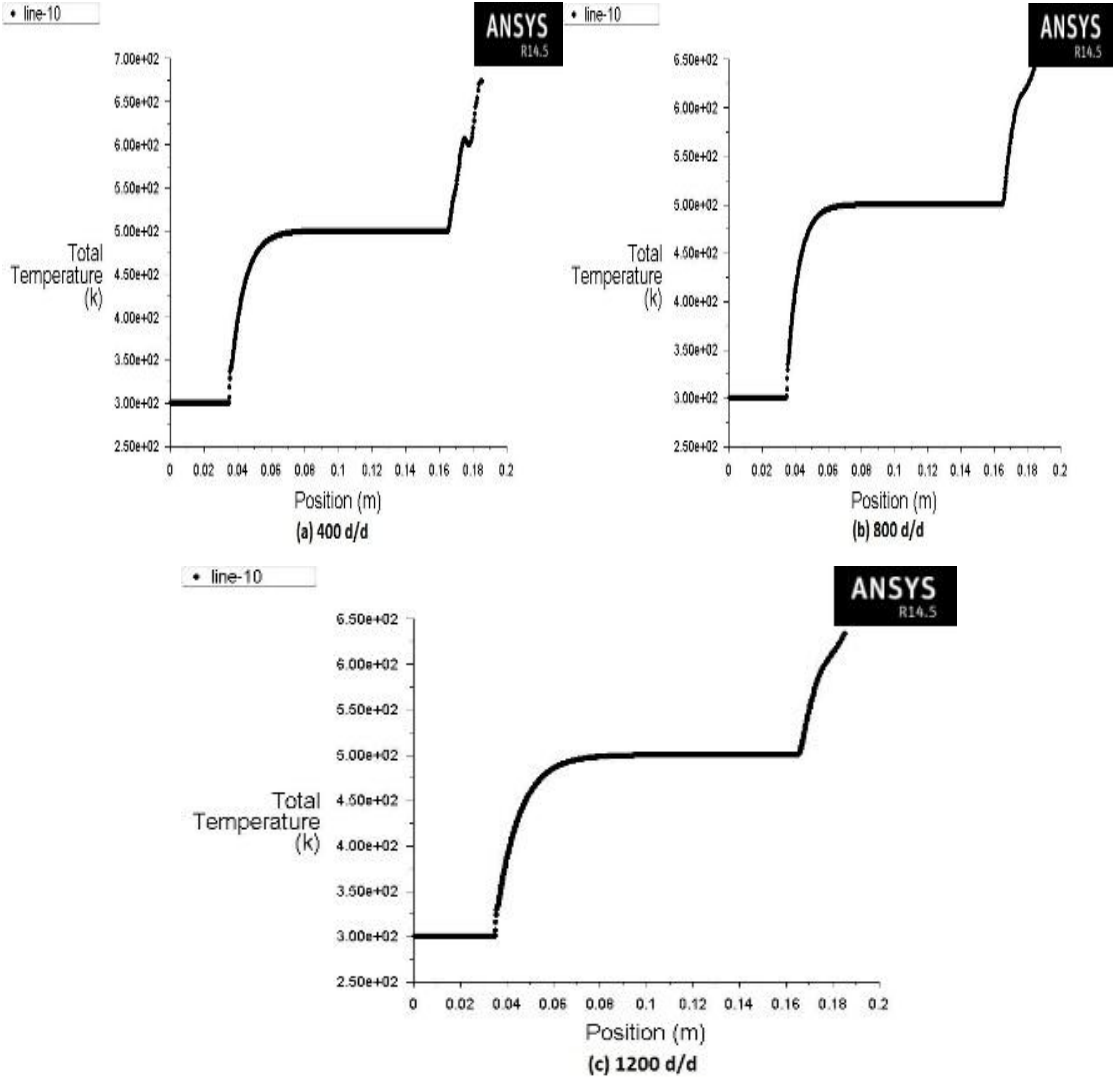
Şekil 4.12’de hız grafikleri görülmektedir. Rejeneratör giriş kısmında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda hızlar sırasıyla 57,4729-75,0256-111,281 m/s olarak ölçülmüştür. Rejeneratör orta noktasında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda hızlar sırasıyla 72,0957-86,0951-127,624 m/s olarak ölçülmüştür. Rejeneratör çıkış kısmında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda hızlar sırasıyla 71,7586-85,7492-127,255 m/s olarak ölçülmüştür. Motor devrinin değişimine bağlı olarak displacer’in hızına bağlı olduğundan motor hızı arttıkça çalışma akışkanının da hızı artmaktadır.



Şekil 4.12 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken farklı devirlerdeki hız değişimleri.

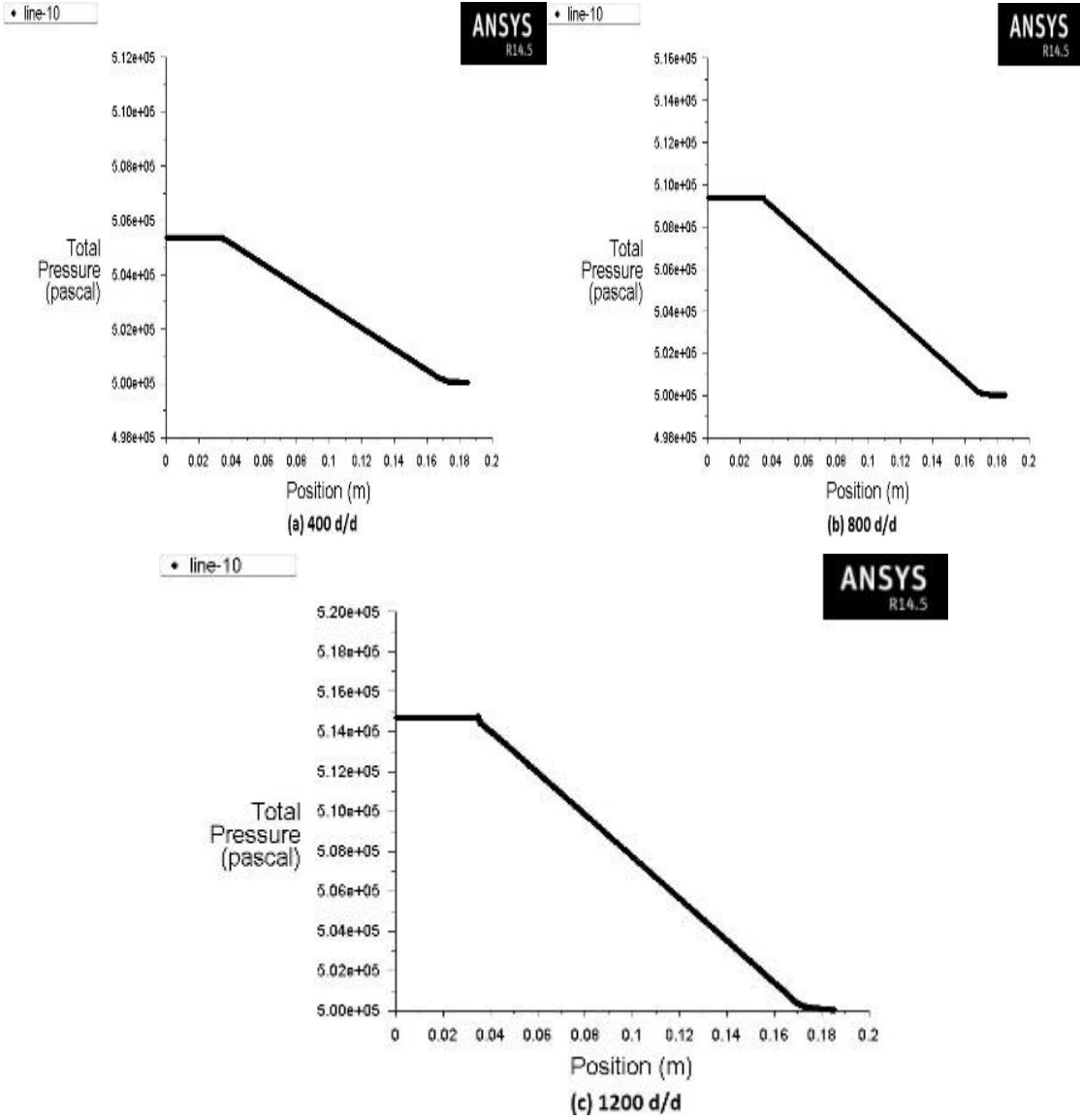
4.2.2 Çalışma Gazı Soğuk Bölgeden Sıcak Bölgeye Geçerken Farklı Devirlerdeki Sıcaklık, Basınç ve Hız Sonuçlarının Karşılaştırması

Şekil 4.13’de sıcaklık grafikleri görülmektedir. Rejeneratör giriş kısmında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda sırasıyla 318,48-320,543-315,748 K sıcaklıklar ölçülmüştür. Rejeneratör orta noktasında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda sırasıyla 499,939-499,987-499,753 K sıcaklıklar olarak ölçülmüştür. Rejeneratör çıkış kısmında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda sırasıyla 500,202-500,191-500,099 K sıcaklıklar ölçülmüştür.



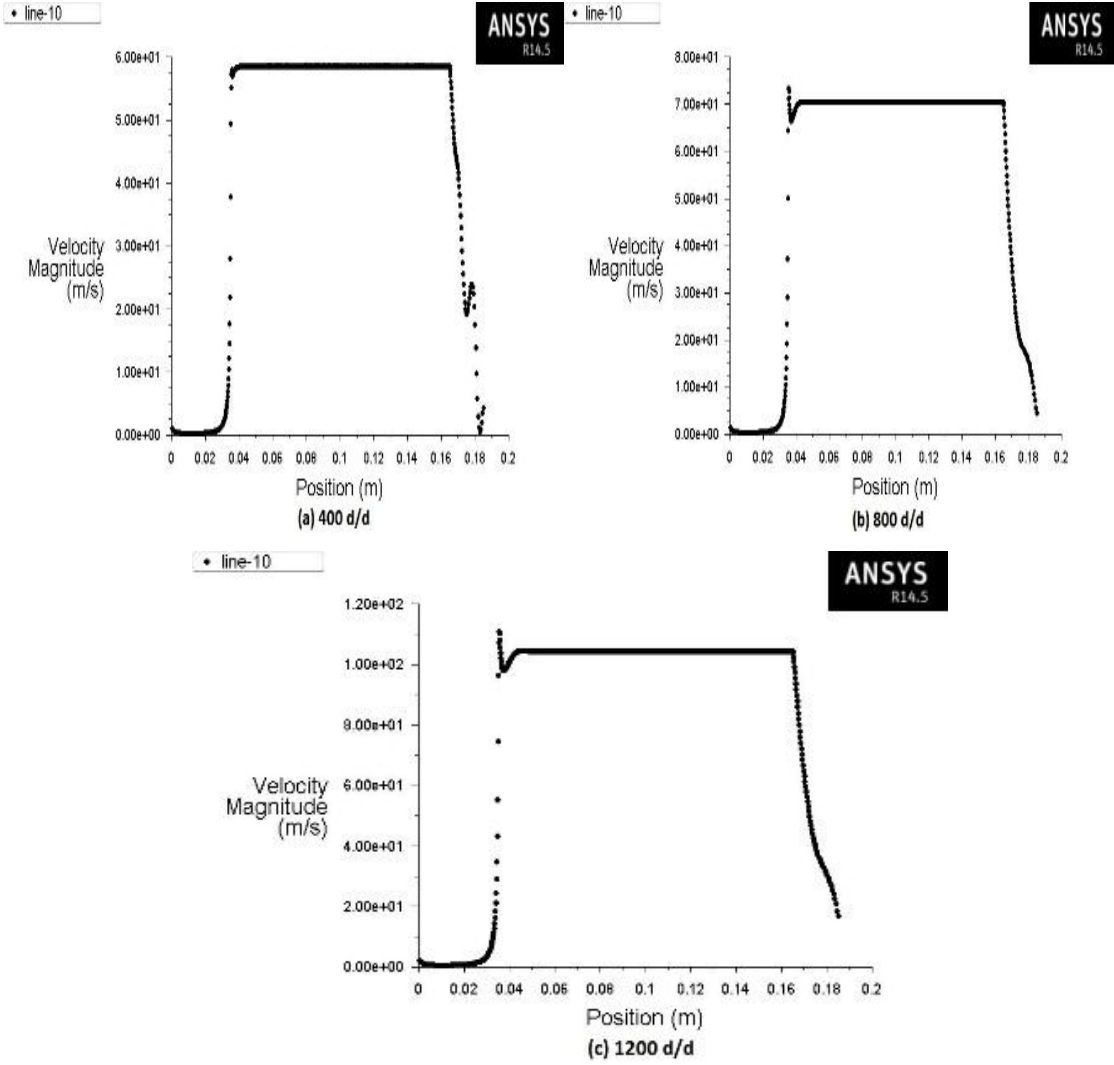
Şekil 4.13 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken farklı devirlerdeki sıcaklık değişimleri.

Şekil 4.14’de basınç grafikleri görülmektedir. Rejeneratör giriş kısmında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda basınçlar sırasıyla 505335-509357-514690 Pascal olarak ölçülmüştür. Rejeneratör orta noktasında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda basınçlar sırasıyla 502797-504829-507682 Pascal olarak ölçülmüştür. Rejeneratör çıkış kısmında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda basınçlar sırasıyla 500271-500369-500840 Pascal olarak ölçülmüştür.



Şekil 4.14 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken farklı devirlerdeki basınç değişimleri.

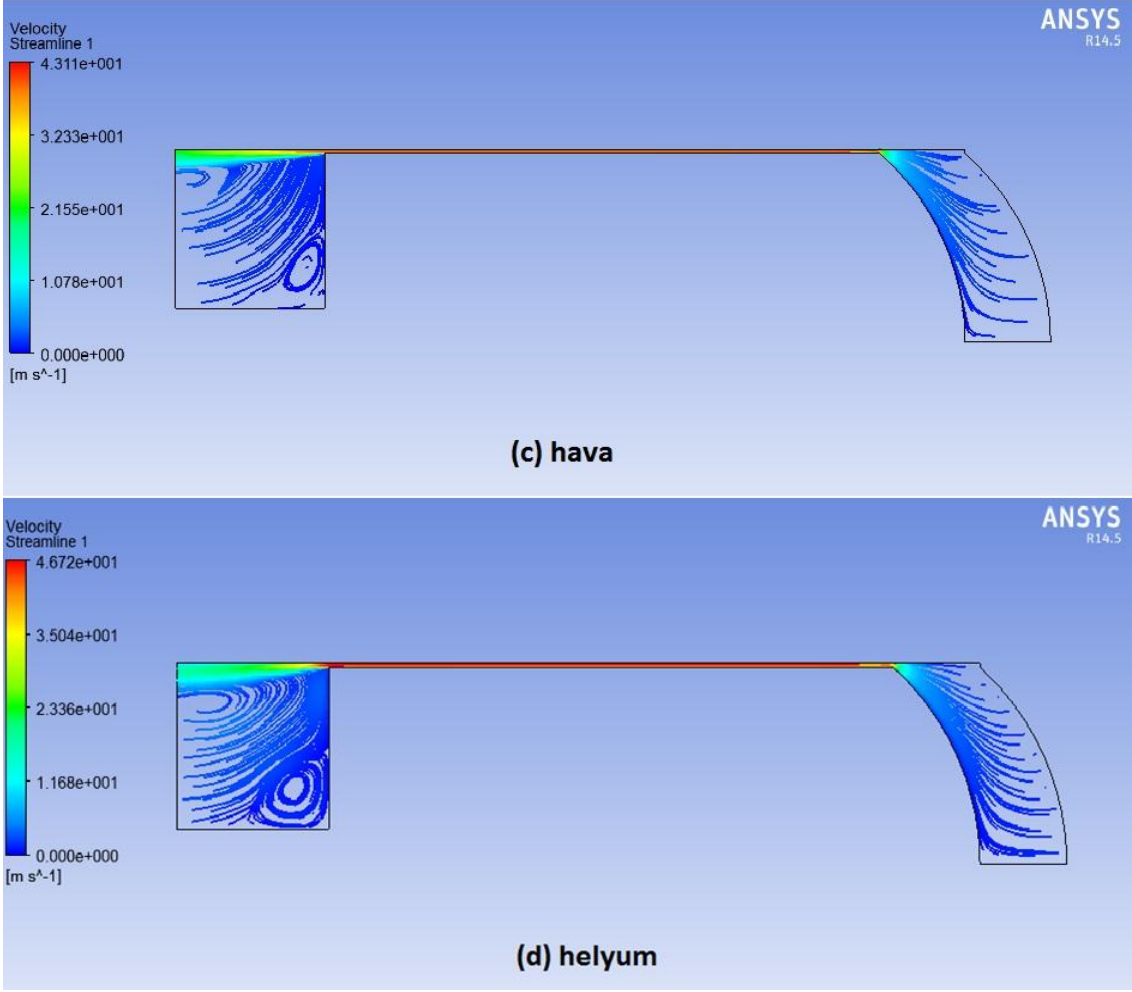
Şekil 4.15’de hız grafikleri görülmektedir. Rejeneratör giriş kısmında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda hızlar sırasıyla 49,3136-64,2736-96,3891 m/s olarak ölçülmüştür. Rejeneratör orta noktasında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda hızlar sırasıyla 58,5542-70,3428-104,282 m/s olarak ölçülmüştür. Rejeneratör çıkış kısmında 400-800-1200 d/d ile çalışan motorlarda hızlar sırasıyla 58,2669-69,7335-103,556 m/s olarak ölçülmüştür.



Şekil 4.15 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken farklı devirlerdeki hız değişimleri.

4.3 Çalışma Gazı Olarak Hava-Helyum Karşılaştırması

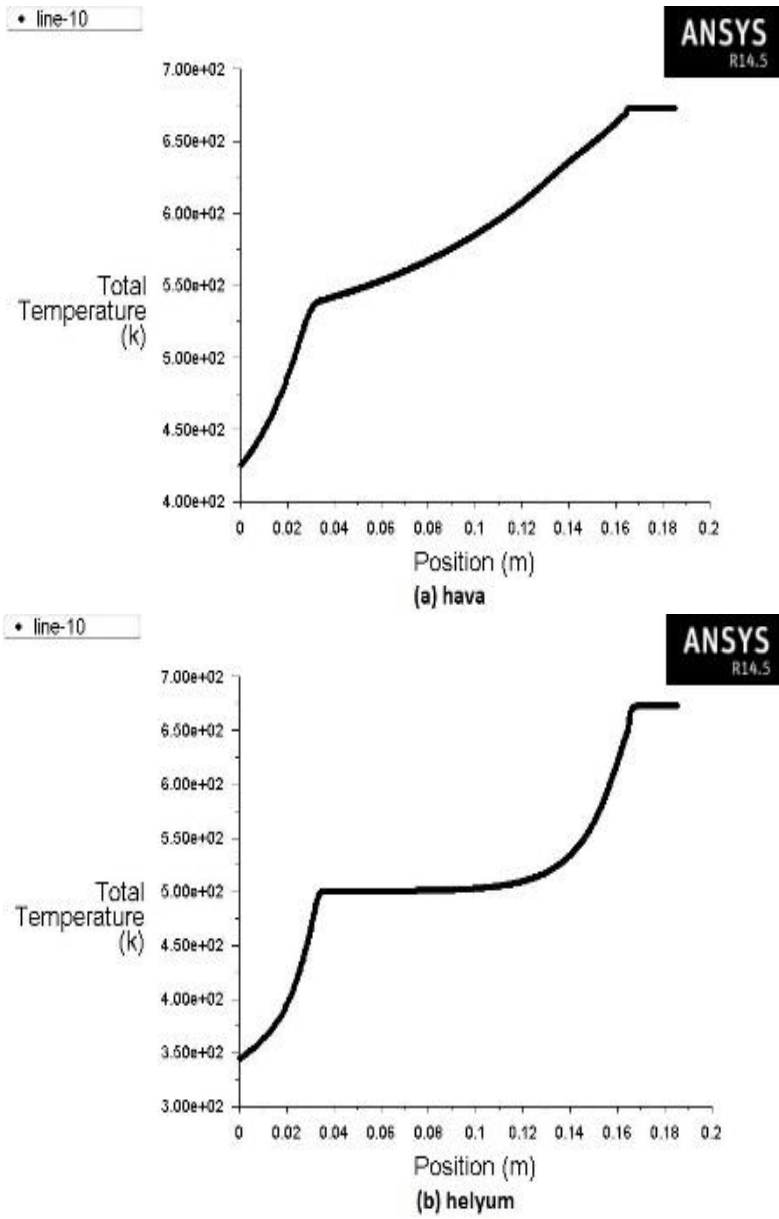
Çalışma gazı olarak hava ve helyum gazının kullanıldığı 800 d/d devir ile 5 bar basınçta çalıştığı kabul edilen 1 mm rejeneratör boşluğuna sahip motor modellenerek, çalışma gazının sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçişi ve soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçişi esnasında rejeneratör giriş noktası, rejeneratör orta noktası ve rejeneratör çıkış noktasında elde edilen sıcaklık, basınç ve hız değerleri karşılaştırılmıştır. Sıcak bölgeden soğuk bölgeye gecen akışkanın genel hız görünümü aşağıdaki Şekil 4.16'da görülmektedir.



Şekil: 4.16 Hava ve helyum gazının silindir içerisinde genel hız görünümü.

4.3.1 Çalışmaz Gazı Sıcak Bölgeden Soğuk Bölgeye Geçerken Oluşturulan Sıcaklık, Basınç ve Hız Grafiklerinin Karşılaştırılması

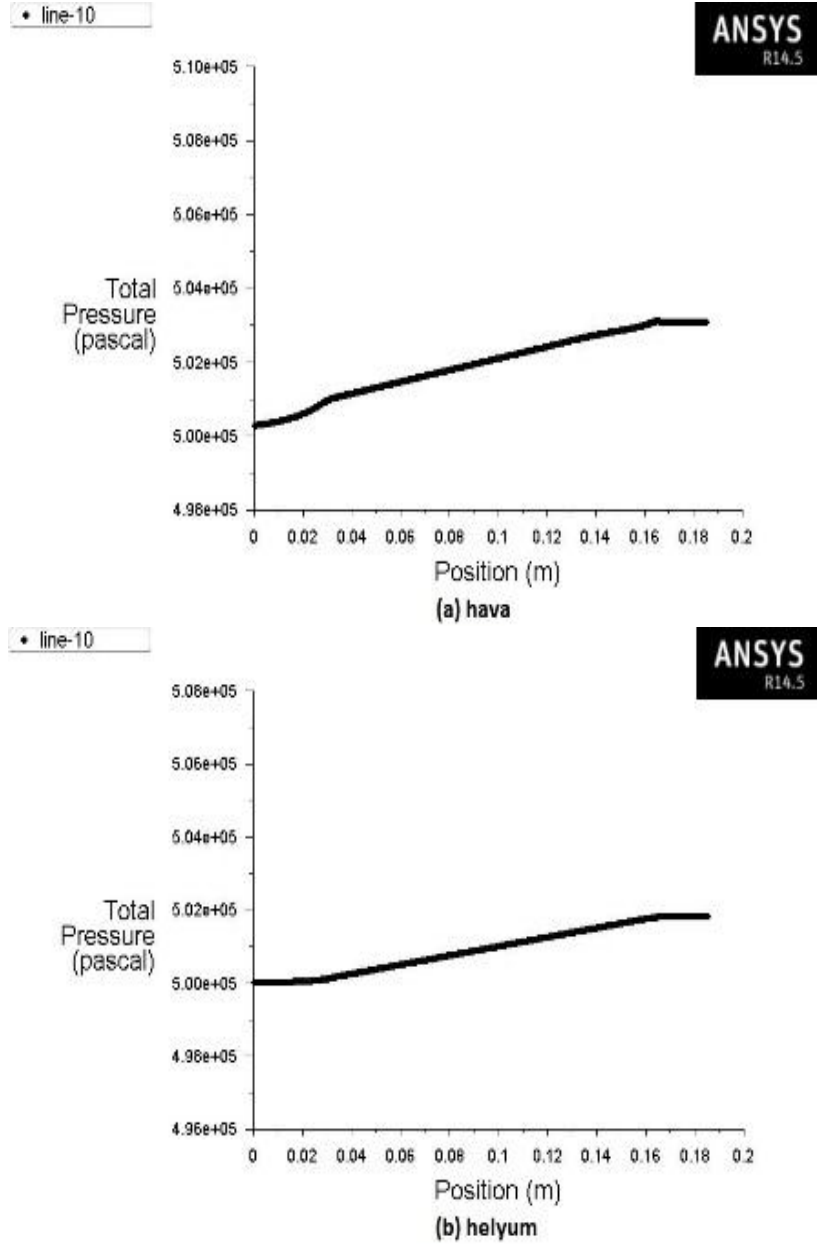
Şekil 4.17’de hava ve helyum çalışma gazının kullanıldığı modellerde oluşturulan sıcaklık grafikleri görülmektedir. Oluşturulan modelin, rejeneratör giriş bölgesinde hava-helyum için sıcaklık değerleri sırasıyla 672,077-661,193 K olarak ölçülmüştür. Rejeneratör orta noktasında ise hava-helyum için sıcaklık değerleri sırasıyla 585,038-502,564 K olarak, rejeneratör çıkış noktasında hava-helyum için sıcaklık değerleri sırasıyla 539,654-500,029 K olarak ölçülmüştür. Helyumun özgül ısınma ısısı değeri havaya göre daha yüksektir. Değerler karşılaştırıldığında helyumun havaya göre rejeneratör bölgesinde daha çabuk soğuduğu söylenebilir.



Şekil 4.17 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken hava ve helyum çalışma gazlarının kullanıldığı durumlardaki sıcaklık değerleri.

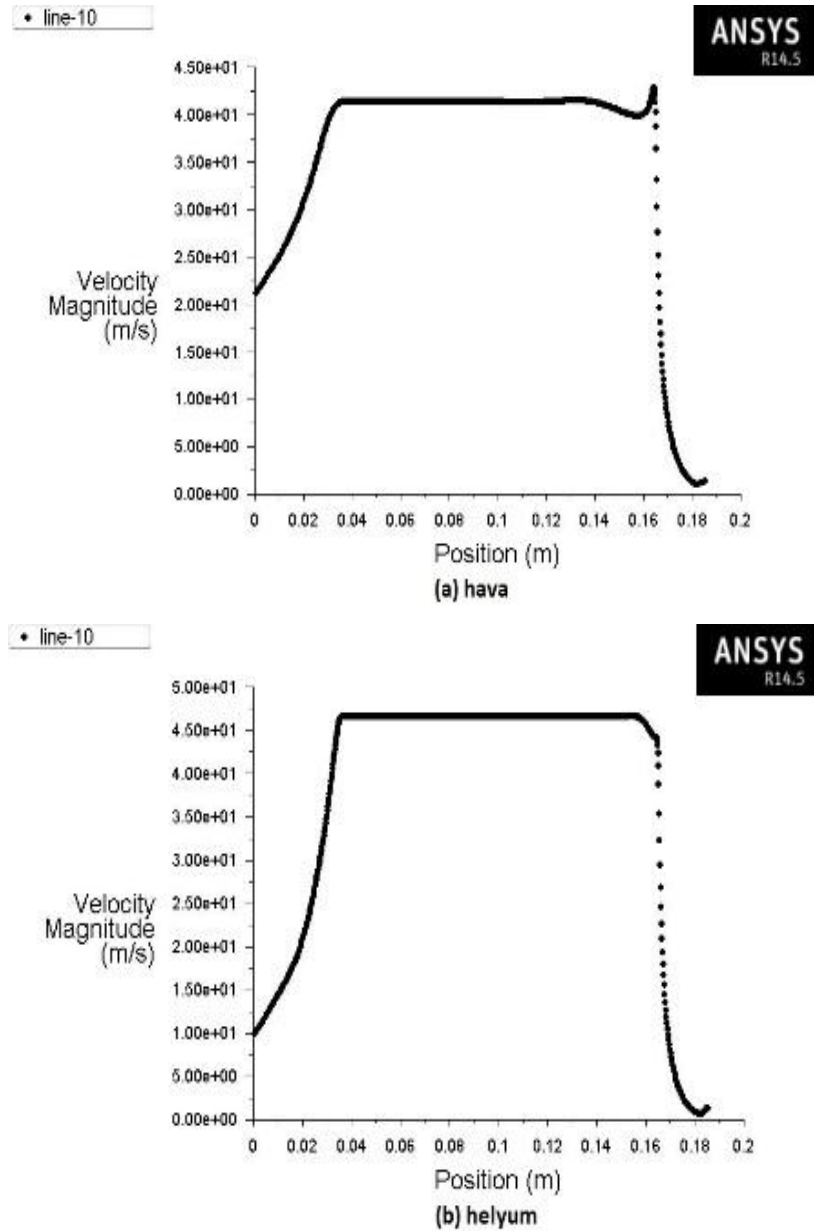
Şekil 4.18’de hava ve helyum çalışma gazının kullanıldığı modellerde oluşturulan basınç grafikleri görülmektedir. Oluşturulan modelin, rejeneratör giriş bölgesinde hava-helyum için basınç değerleri sırasıyla 503097-501801 Pascal olarak, rejeneratör orta noktasında hava-helyum için basınç değerleri sırasıyla 502094-500999 Pascal olarak,

rejeneratör çıkış noktasında hava-helyum için basınç değerleri sırasıyla 501062-500180 Pascal olarak ölçülmüştür. Helyumun yoğunluk değerinin havadan düşük değerde olması sayesinde, çalışma akışkanının hareketi rejeneratörde değerlendirildiğinde helyumun basınç değerinin havaya göre daha düşük çıktığı görülmektedir.



Şekil 4.18 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken hava ve helyum çalışma gazlarının kullanıldığı durumlardaki basınç değerleri.

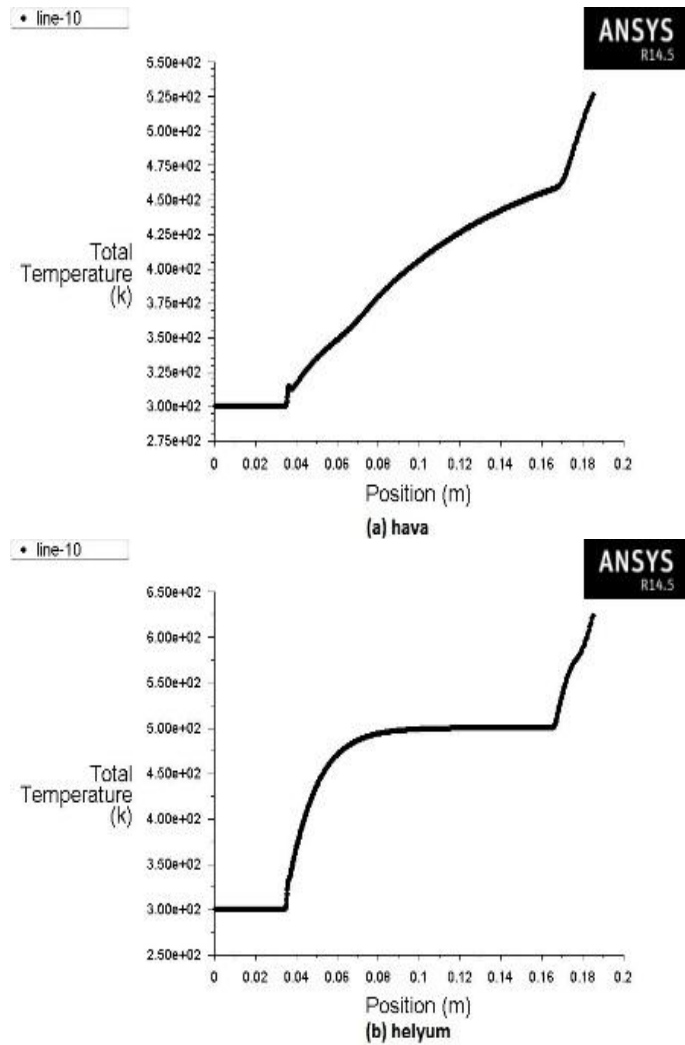
Şekil 4.19’da hava ve helyum çalışma gazının kullanıldığı modellerde oluşturulan hız grafikleri görülmektedir. Oluşturulan modelin, rejeneratör giriş bölgesinde hava-helyum için hız değerleri sırasıyla 36,4138-38,6928 m/s olarak, rejeneratör orta noktasında hava-helyum için hız değerleri sırasıyla 41,3664-46,5457 m/s olarak, rejeneratör çıkış noktasında hava-helyum için hız değerleri sırasıyla 41,3414-46,3606 m/s olarak ölçülmüştür.



Şekil 4.19 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken hava ve helyum çalışma gazlarının kullanıldığı durumlardaki hız değerleri.

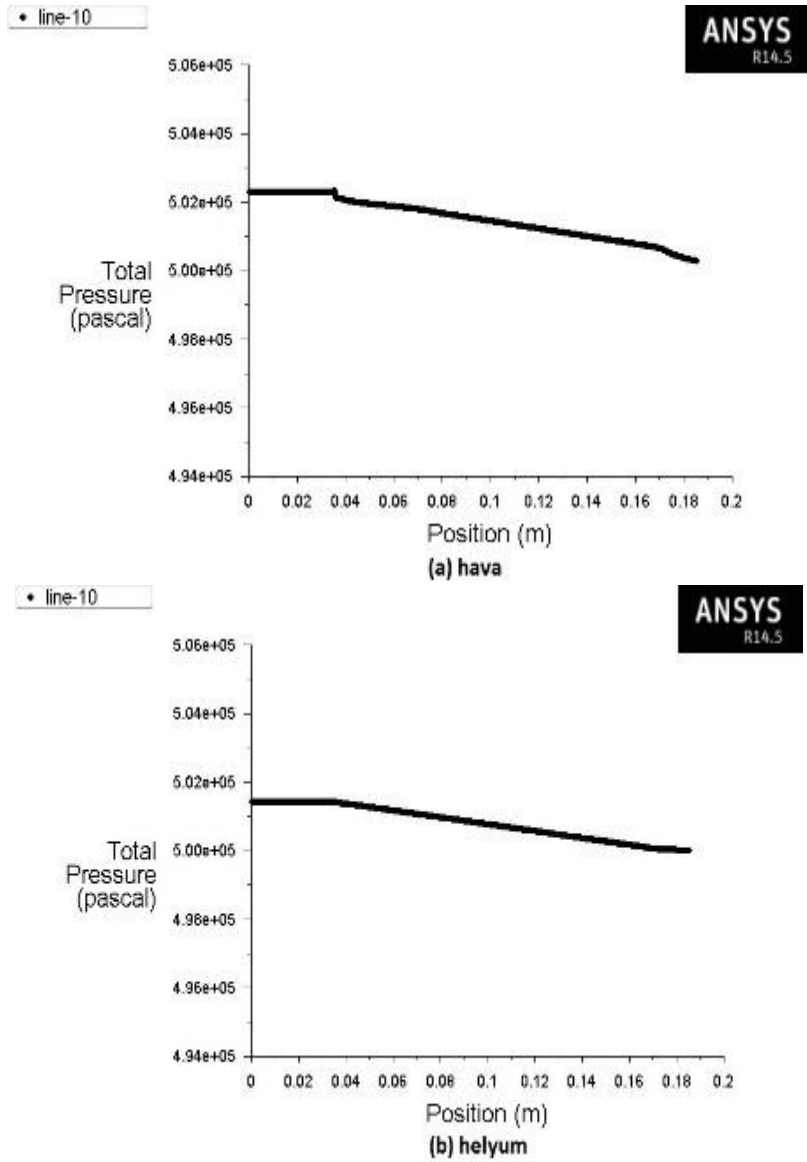
4.3.2 Çalışmaz Gazı Soğuk Bölgeden Sıcak Bölgeye Geçerken Oluşturulan Sıcaklık, Basınç ve Hız Grafiklerinin Karşılaştırılması

Şekil 4.20’de hava ve helyum çalışma gazının kullanıldığı modellerde oluşturulan sıcaklık grafikleri görülmektedir. Oluşturulan modelin, rejeneratör giriş bölgesinde hava-helyum için sıcaklık değerleri sırasıyla 301,774-311,452 K olarak, rejeneratör orta noktasında ise hava-helyum için sıcaklık değerleri sırasıyla 405,949-498,623 K olarak, rejeneratör çıkış noktasında hava-helyum için sıcaklık değerleri sırasıyla 457,505-500,007 K olarak ölçülmüştür.



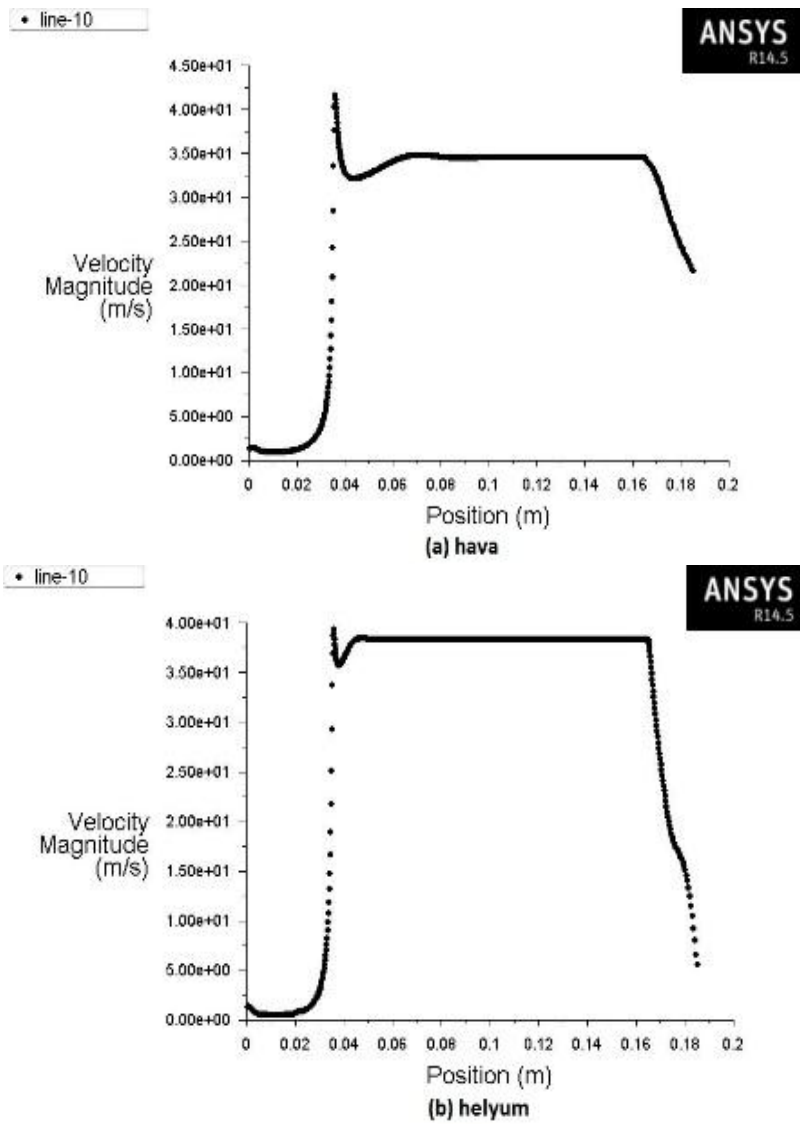
Şekil 4.20 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken hava ve helyum çalışma gazlarının kullanıldığı durumlardaki sıcaklık değerleri.

Şekil 4.21’de hava ve helyum çalışma gazının kullanıldığı modellerde oluşturulan basınç grafikleri görülmektedir. Oluşturulan modelin, rejeneratör giriş bölgesinde hava-helyum için basınç değerleri sırasıyla 502320-501421 Pascal olarak, rejeneratör orta noktasında hava-helyum için basınç değerleri sırasıyla 501441-500760 Pascal olarak, rejeneratör çıkış noktasında hava-helyum için basınç değerleri sırasıyla 500715-500107 Pascal olarak ölçülmüştür.



Şekil 4.21 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken hava ve helyum çalışma gazlarının kullanıldığı durumlardaki basınç değerleri.

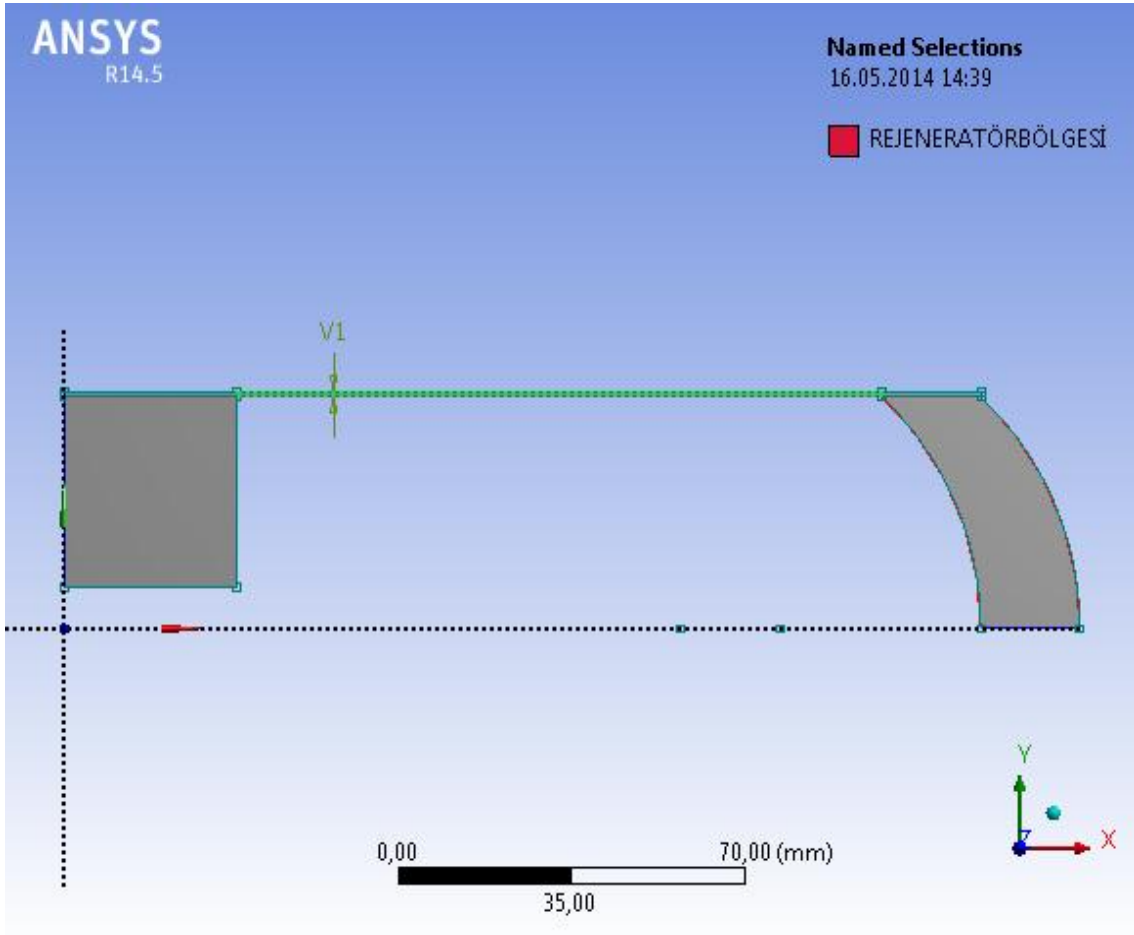
Şekil 4.22’de hava ve helyum çalışma gazının kullanıldığı modellerde oluşturulan hız grafikleri görülmektedir. Rejeneratör giriş bölgesinde hava-helyum için hız değerleri sırasıyla 33,5723-33,7546 m/s olarak, rejeneratör orta noktasında hava-helyum için hız değerleri sırasıyla 34,5522-38,3402 m/s olarak, rejeneratör çıkış noktasında hava-helyum için hız değerleri sırasıyla 34,4266-37,9837 m/s olarak ölçülmüştür. Soğuk bölge girişinde helyum ve hava için belirgin bir şekilde görülen hız düşüklükleri soğuk girişte türbülansın fazla olduğunu göstermektedir. Özellikle havaya ait hız değerlerinin, helyuma göre soğuk girişte daha fazla düştüğü görülmektedir.



Şekil 4.22 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken hava ve helyum çalışma gazlarının kullanıldığı durumlardaki hız değerleri.

4.4 Farklı Boyutlardaki Rejeneratör Bölgesinin Karşılaştırması

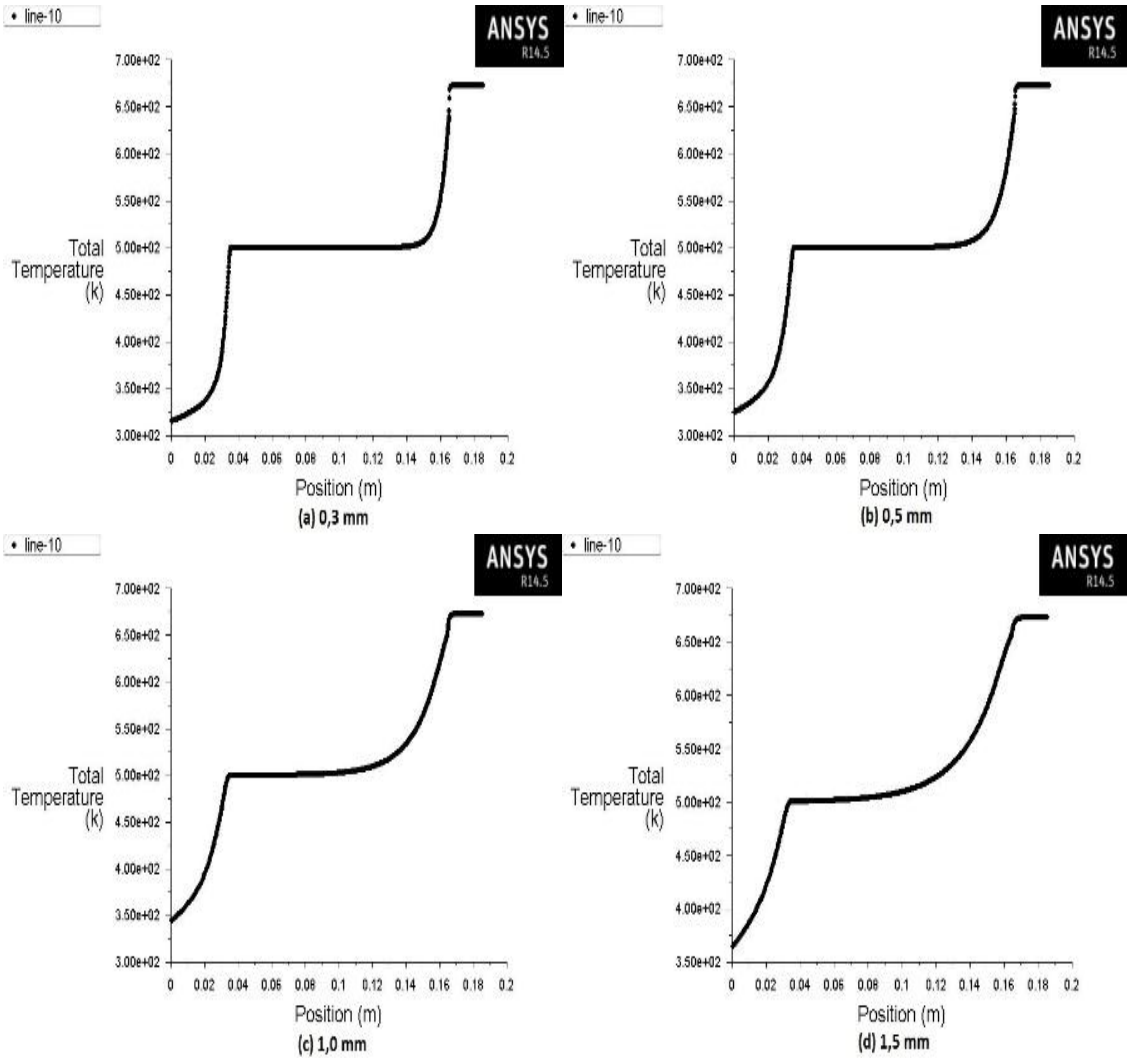
Şekil 4.23’de görüldüğü gibi rejeneratör bölgesinin genişliği V1 ile gösterilmiştir. V1=0,3-0,5-1,0-1,5 mm boyutlarında dört farklı model oluşturulmuştur. Oluşturulan bu modeller, çalışma gazının sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken ve soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken analizleri yapılmış, aralarındaki sıcaklık, basınç ve hız farklılıkları belirlenmiştir. Analizler yapılırken modeli oluşturulan motorların 5 bar basınçta, 800 d/d ile çalıştığı kabul edilmiş ve çalışma gazı olarak helyum gazı kullanılmıştır. Diğer analizlerde yapılan ölçümler gibi rejeneratör giriş bölgesi, rejeneratör orta noktası ve rejeneratör çıkış noktasında belirlenen noktalarda ölçümler yapılmış ve karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.23 Rejeneratör bölgesi.

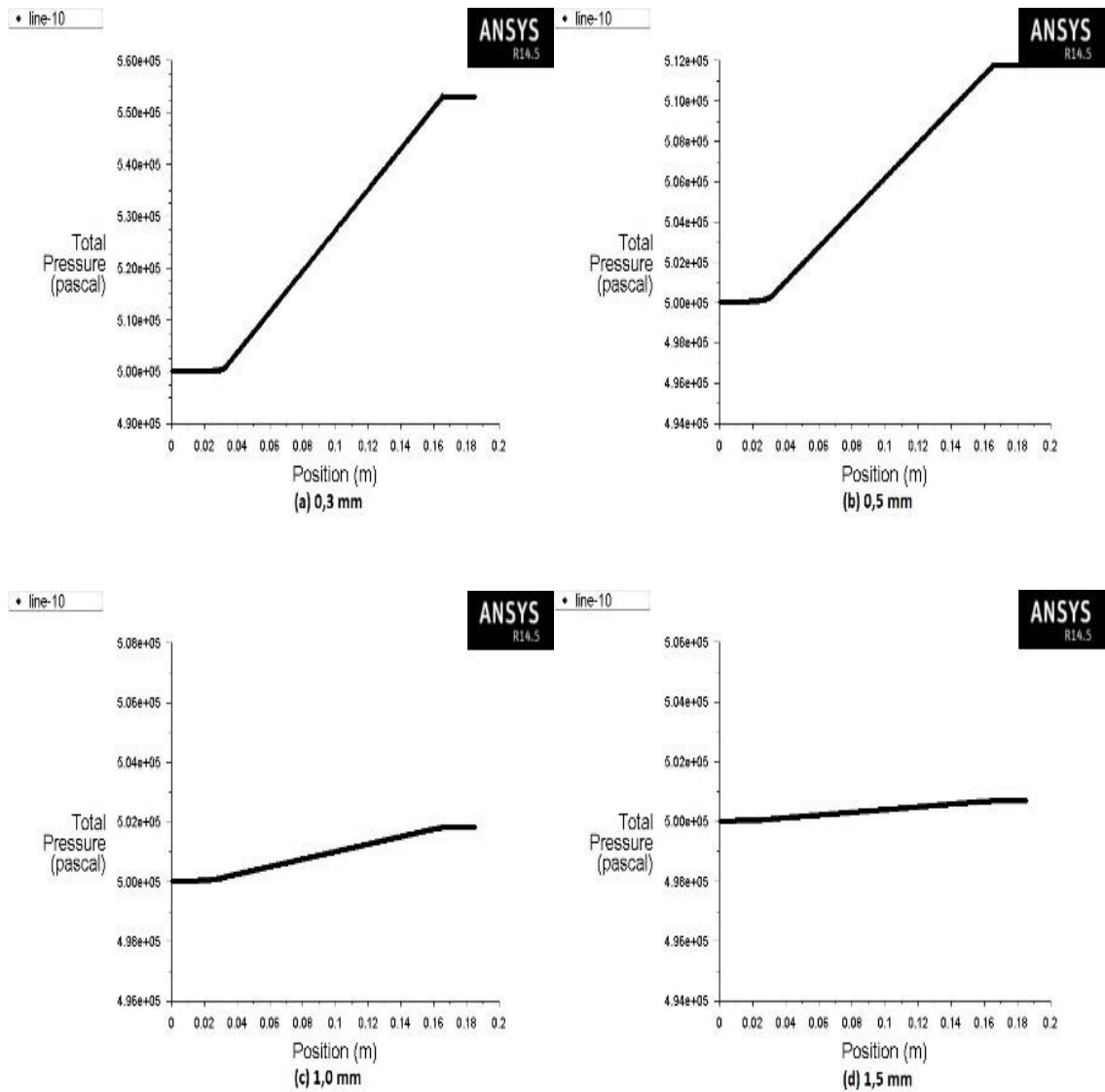
4.4.1 Çalışma Gazı Sıcak Bölgeden Soğuk Bölgeye Doğru Geçerken Farklı Boyutlardaki Rejeneratör Bölgesinin İncelenmesi

Şekil 4.24’de görüldüğü gibi rejeneratör bölgesinin alanı genişledikçe, rejeneratör giriş kısmında sıcaklığın düşmesi yavaşlamaktadır. Rejeneratör bölgesinin giriş kısmında sıcaklıklar 0,3-0,5-1,0-1,5 mm genişliğindeki rejeneratör bölgesine sahip motorlarda sırasıyla 645,492-652,248-661,193-663,181 K, rejeneratör bölgesinin orta noktasında sırasıyla 500-500,057-502,564-509,55 K, rejeneratör bölgesi çıkış noktasında ise sırasıyla 499,657-499,855-500,029-500,519 K olarak ölçülmüştür.



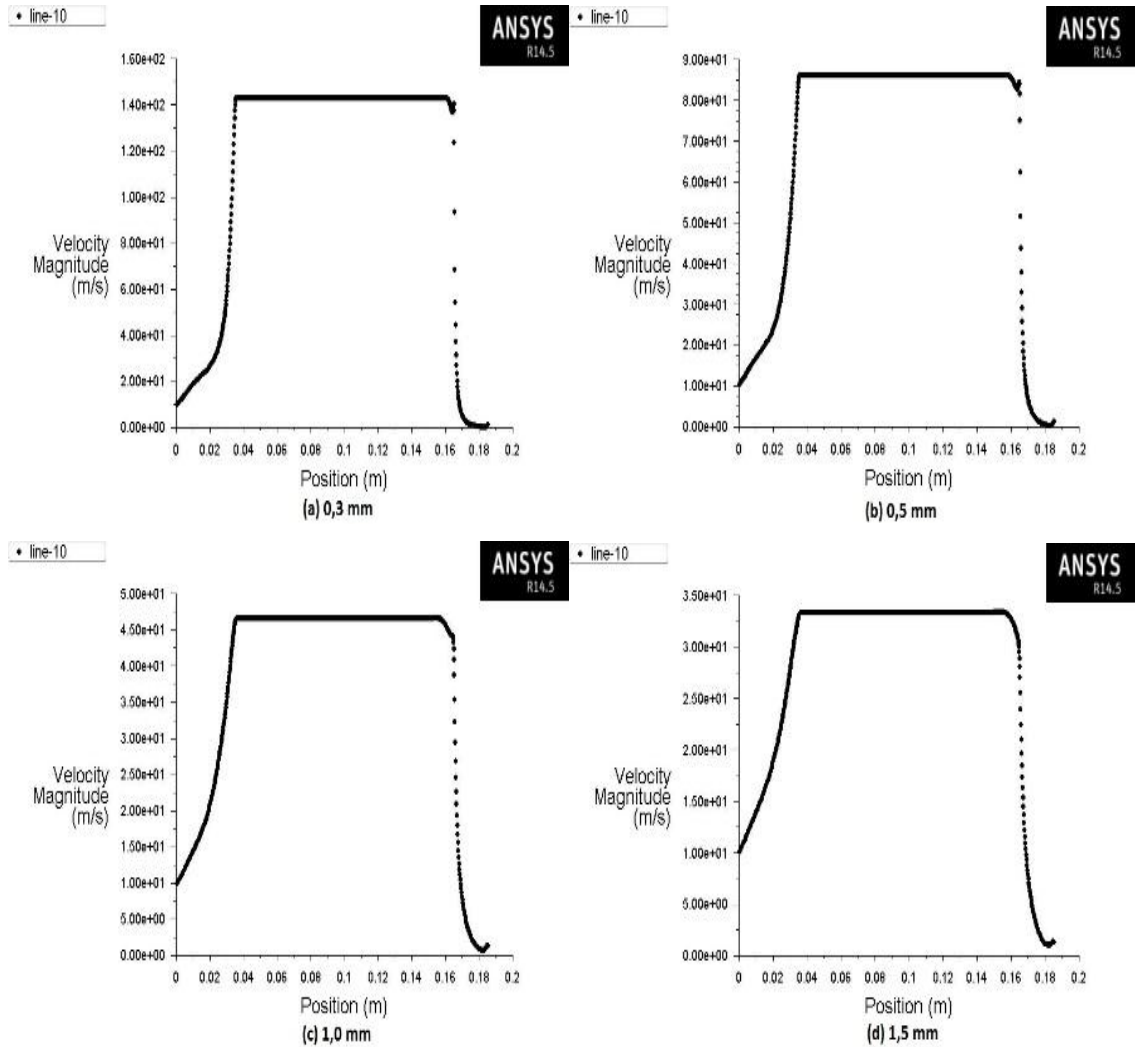
Şekil 4.24 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken farklı rejeneratör boyutlarına sahip modellerdeki sıcaklık değerleri.

Şekil 4.25’de basınç grafikleri görülmektedir. Rejeneratör genişliği 0,3-0,5-1,0-1,5 mm olan modellerde rejeneratör giriş bölgesinde ölçülen basınçlar sırasıyla 552953-511752-501801-500672 Pascal, rejeneratör bölgesi orta noktasında sırasıyla 527310-506184-500999-500388 Pascal, rejeneratör bölgesi çıkış noktasında ise sırasıyla 501728-500628-500182-500091 Pascal olarak ölçülmüştür. Çalışma gazının geçiş kanalının büyüklüğüne bağlı olarak sürtünmeden kaynaklanan dirençlerin azalması ile basınç değerlerinde azalma görülmüştür. Basınç değerlerindeki azalmalar akışkandaki sürtünme dirençlerinin de azaldığının bir belirtisidir.



Şekil 4.25 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken farklı rejeneratör boyutlarına sahip modellerdeki basınç değerleri.

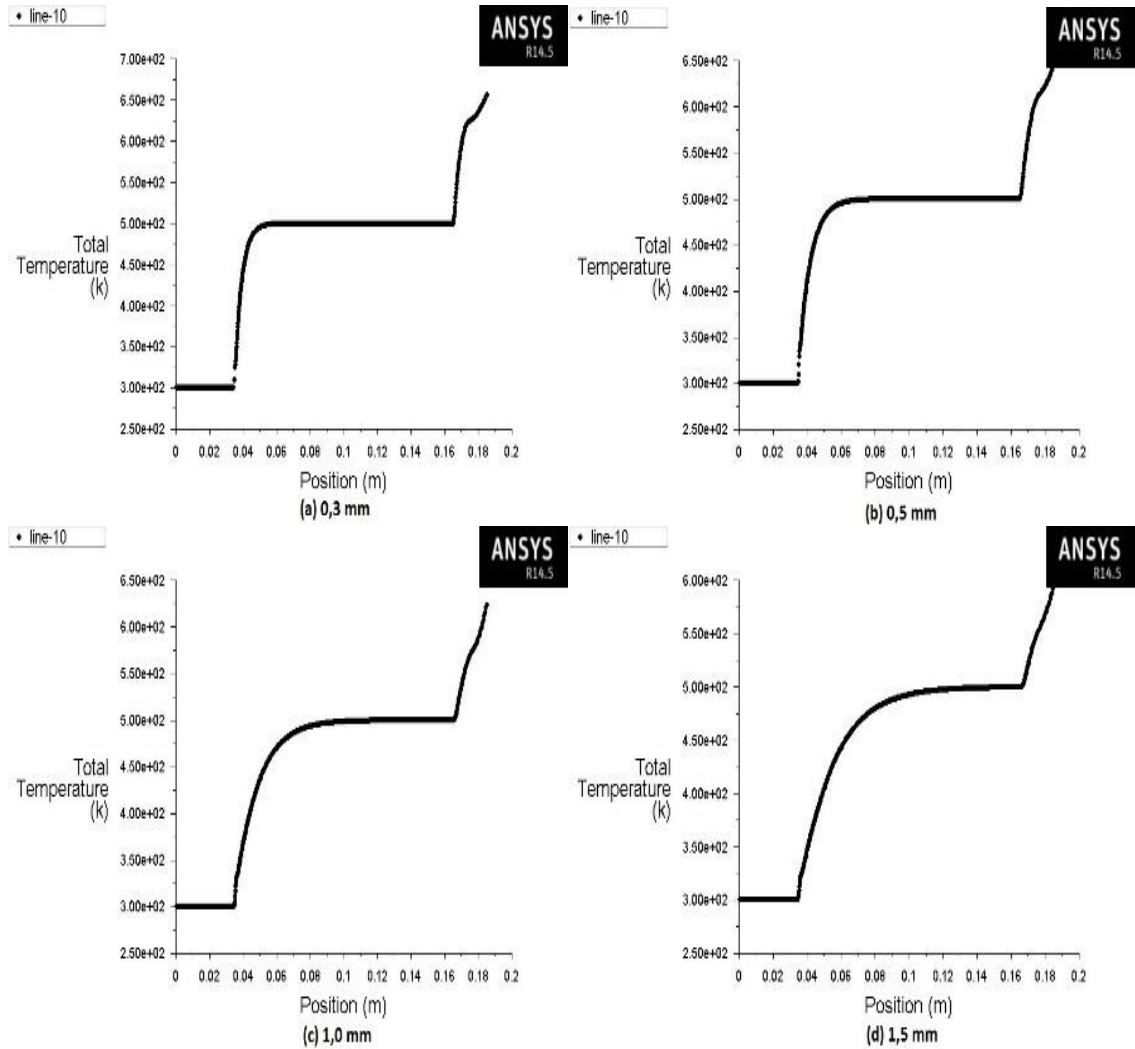
Şekil 4.26’da hız grafikleri görülmektedir. Rejeneratör genişliğinin 0,3-0,5-1,0-1,5 mm olduğu modellerde, rejeneratör giriş bölgesindeki hızlar sırasıyla 123,477-75,0256-38,6928-27,0192 m/sn olarak ölçülmüştür. 0,3-0,5-1,0-1,5 mm rejeneratör genişliğine sahip modellerin rejeneratör orta noktasındaki hızlar sırasıyla 142,772-86,0951-46,5457-33,3093 m/sn olarak ölçülmüştür. Rejeneratör çıkış bölgesinde ise aynı rejeneratör genişliğine sahip modellerde sırasıyla 141,988-85,7492-46,3606-33,0872 m/sn olarak ölçülmüştür. Rejeneratör genişliği daraldıkça hızın arttığı gözlenmektedir. Bernoulli teoreminin bir ifadesi bu değerden anlaşılmaktadır. Geçiş kesitinin büyümesi çalışma akışkanının hızını düşürmüştür.



Şekil 4.26 Çalışma gazı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken farklı rejeneratör boyutlarına sahip modellerdeki hız değerleri.

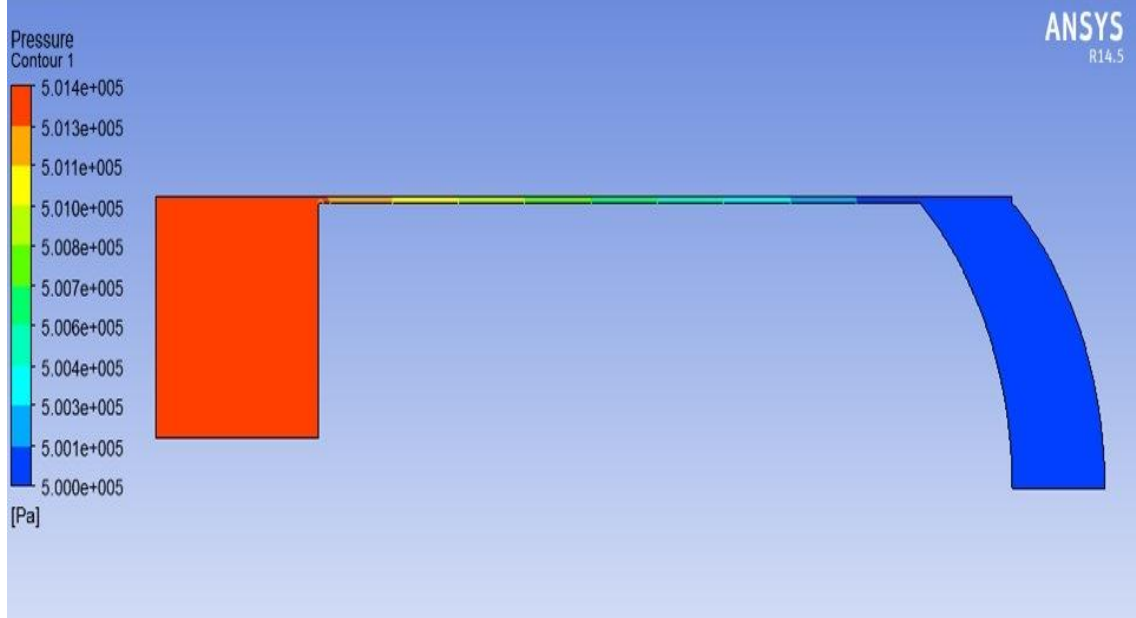
4.4.2 Çalışma Gazı Soğuk Bölgeden Sıcak Bölgeye Doğru Geçerken Farklı Boyutlardaki Rejeneratör Bölgesinin İncelenmesi

Şekil 4.27’de rejeneratör bölgesinde sıcaklık değişimleri görülmektedir. Rejeneratör giriş bölgesinde, 0,3-0,5-1,0-1,5 mm rejeneratör bölgesi boşluğunda sahip modellerde sırasıyla sıcaklıklar 324,776-320,543-311,452-306,526 K olarak ölçülmüştür. Rejeneratör orta noktasında, rejeneratör bölgesinin genişliği 0,3-0,5-1,0-1,5 mm olan modellerde sırasıyla 500-499,987-498,623-492,821 K olarak ölçülürken, rejeneratör çıkış noktasında ise sırasıyla 500,425-500,191-500,007-499,749 K olarak ölçülmüştür.



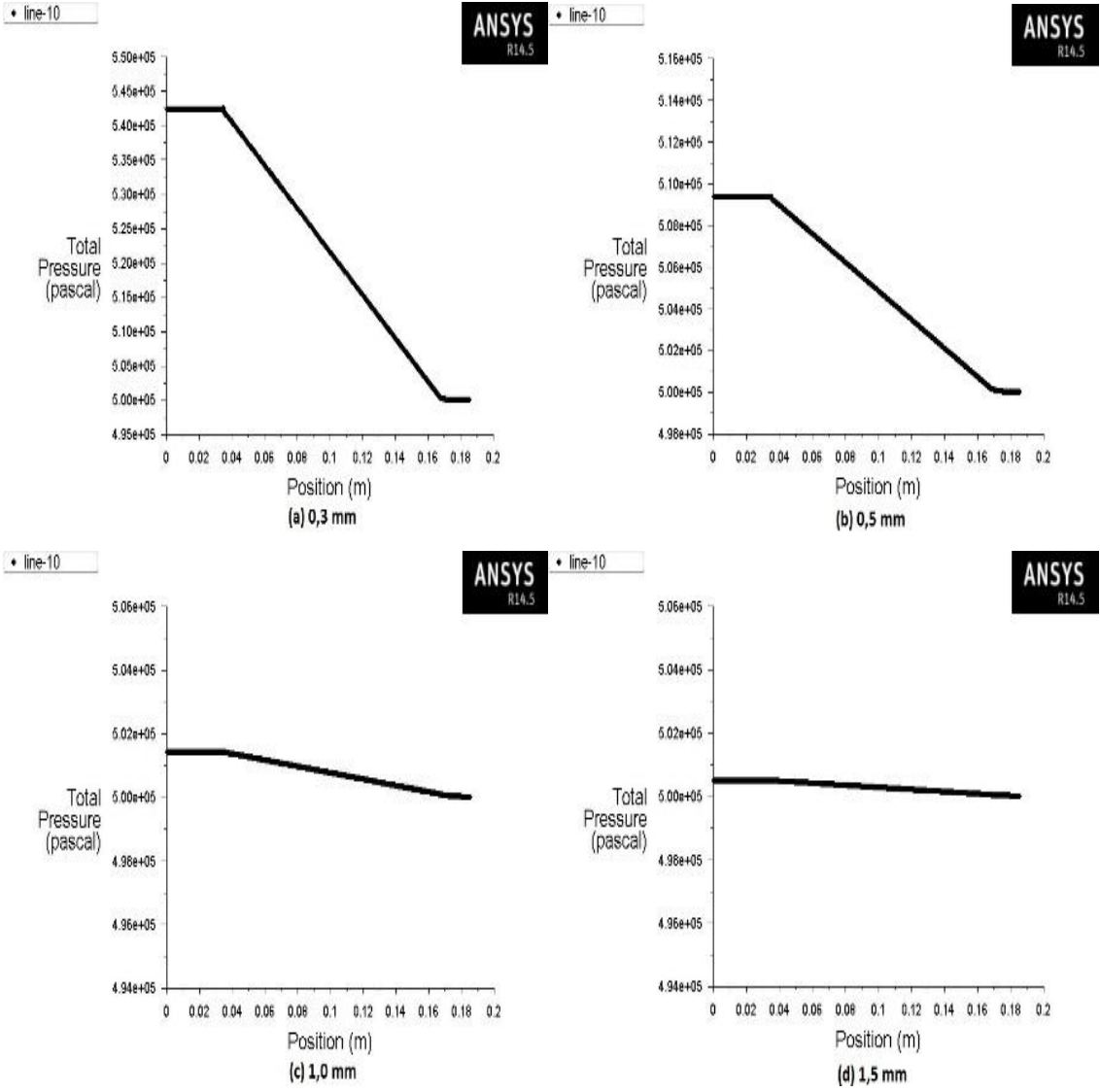
Şekil 4.27 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken farklı rejeneratör boyutlarına sahip modellerdeki sıcaklık değerleri.

Şekil 4.28’de soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçen akışkandaki basınç değişimi genel olarak görülmektedir.



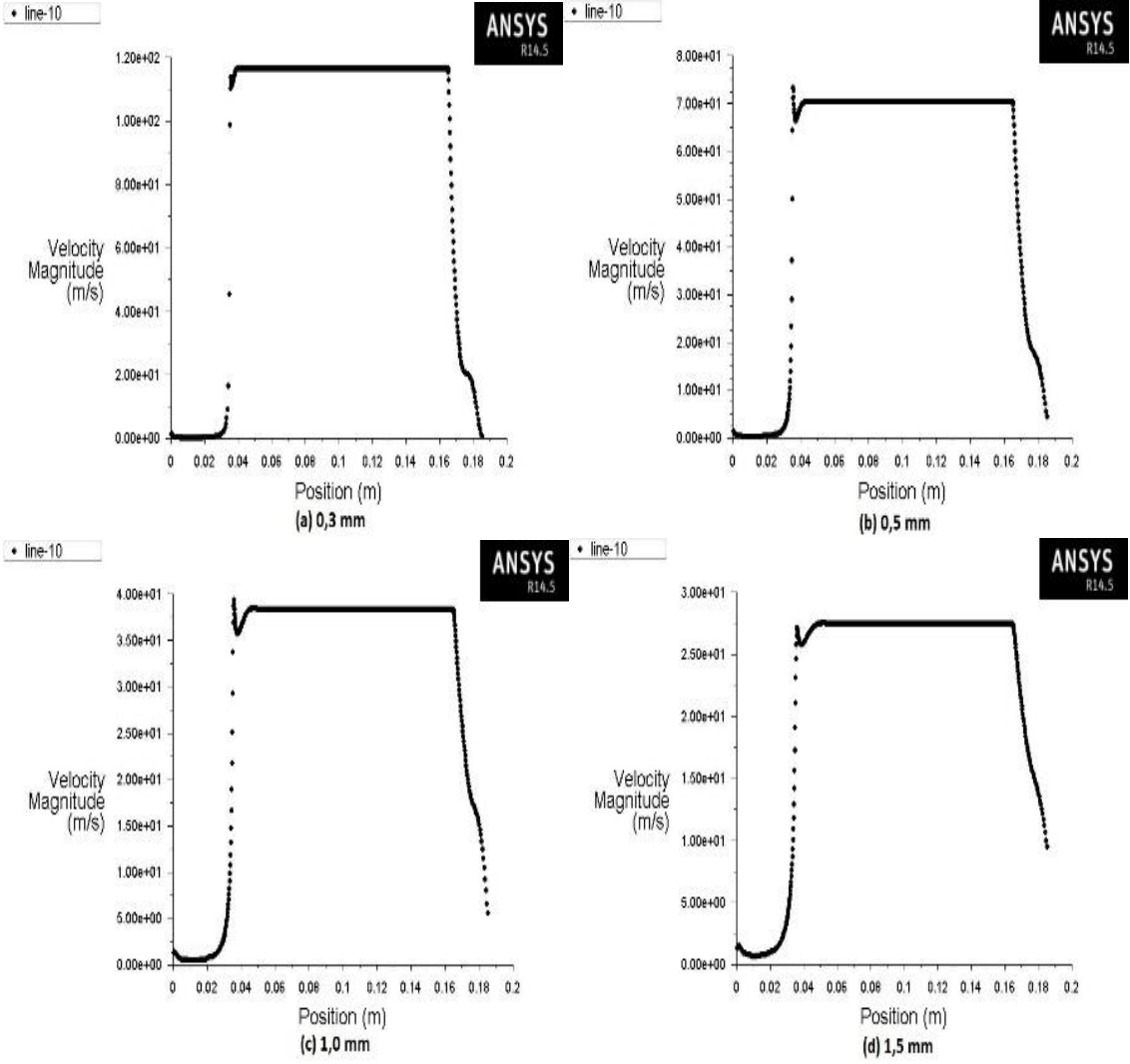
Şekil 4.28 Soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçen akışkandaki genel basınç değişimi.

Şekil 4.29’da basınç farklılıkları görülmektedir. Rejeneratör bölgesinin boşluğu 0,3-0,5-1,0-1.5 mm olan modellerin rejeneratör giriş bölgesinde ölçülen basınçlar sırasıyla 542044-509357-501421 Pascal, rejeneratör orta noktasında sırasıyla 521543-504829-500760-500277 Pascal, rejeneratör çıkış noktasında sırasıyla 501906-500369-500107-500056 Pascal’dır. Rejeneratör bölgesinin genişliği daraldıkça, çaişma gazı rejeneratör bölgesi giriş kısmından çıkış kısmına doğru ilerledikçe basınç düşmesi gözlemlenmektedir. Kanal boşluğunun en dar olduğu geometride, diğer boşluk değerlerine göre akışkana daha fazla sıcaklık kazandırıldığı görülmektedir. Kesitin daralmasına bağlı olarak rejeneratör yüzeylerinde akışkana gerçekleşen ısı taşınımı daha etkili olabilmektedir. Buda dar kesitte soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçen çalışma akışkanının sıcaklığını artırmaktadır.



Şekil 4.29 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken farklı rejeneratör boyutlarına sahip modellerdeki basınç değerleri.

Şekil 4.30’da hız grafikleri görülmektedir. Rejeneratör boşluğunun 0,3-0,5-1,0-1,5 mm olduğu modellerde, rejeneratör giriş bölgesinde sırasıyla hızlar 98,6058-64,2736-33,7546-23,0915 m/sn olarak ölçülmüştür. 0,3-0,5-1,0-1,5 mm rejeneratör genişliğine sahip modellerin rejeneratör orta noktasında sırasıyla 116,455-70,3428-38,3402-27,4532 m/sn olarak ölçülmüştür. Rejeneratör çıkış bölgesinde ise aynı rejeneratör genişliğinde sırasıyla 115,395-69,7335-37,9837-27,1837 m/sn olarak ölçülmüştür. Rejeneratör genişliği arttıkça hızında arttığı gözlenmektedir.



Şekil 4.30 Çalışma gazı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken farklı rejeneratör boyutlarına sahip modellerdeki hız değerleri.

Şekil 4.26 ve şekil 4.30'daki hız değerleri karşılaştırıldığında, şekil 4.29'daki soğuk giriş bölümünde hız değerlerinde azda olsa bir azalma görülmektedir. Bunun sebebi, soğuk giriş ve sıcak giriş geometrisindeki farklılıklardır. Soğuk giriş tarafında daha keskin köşeli bir giriş, sıcak giriş tarafında ise kavisli bir giriş geometrisi vardır. Şekil 4.25 incelendiğinde sıcak giriş geometrisinin kavisli olduğu durumda motorun çalışma şartlarına göre, ani hız azalmalarına rastlanmamıştır.

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Değişik basınçlarda yapılan analizde basınç değerleri sırasıyla 1-5-10 bar olarak seçilmiştir. Değişik basınçlarda sıcak ve soğuk bölgeler arasında basınçlara bağlı olarak sıcaklık, basınç ve hız değişimlerinin birbirinden farklı olmadığı sonucuna varılmıştır. Basıncın artmasıyla birlikte hacimleri dolduran çalışma gazının artışına bağlı olarak net iş değerlerinin artacağı söylenebilir. Stirling motorlarında uygulanan şarj basıncı genellikle çalışan mekanik parçaların ve sızdırmazlık elemanlarının dayanım sınırına ulaşmaya kadar artırılabilir.

Değişik motor devirlerindeki sıcaklık, basınç ve hız değişimleri incelenirken motor devirleri sırasıyla 400-800-1200 devir/dakika olarak seçilmiştir. Motor devirleri seçilirken benzer yapıya sahip Stirling motorlarının çalışma karakteristikleri dikkate alınmıştır. Motor devri arttıkça rejeneratör bölgesinden geçen çalışma gazının hızı da artmıştır. Hızın artışına bağlı olarak sıcaklık, basınç ve hız değişimleri de birbirinden farklı olmuştur. Rejeneratör giriş ve çıkışı arasında motor devrinin artışına bağlı olarak sıcaklık değerlerinde belirgin farklar görülmemiştir. Basınç farkları ele alındığında motor devrinin artışına bağlı olarak basınç farkının da arttığı görülmektedir. Değişik motor devirleri olan 400-800-1200 d/dak'lık motor devirlerinde rejeneratör giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkları sırasıyla 0,06-0,11-0,17 bar olarak belirlenmiştir. Motor devrinin artışına bağlı olarak rejeneratör bölgesinde hızın artması ile gazın sürtünme direnci artmış ve basınç farkları da büyümüştür. Hız farkları değerlendirildiğinde en düşük hız farkının 800 d/dak'da 10,72 m/s olduğu görülmektedir. Rejeneratör boşluk değerinin 1 mm ve motor devrinin 800 d/dak olduğu şartlarda yapılan analizde Reynolds sayısı 3173,70 olarak belirlenmiştir. Bu değer gazların akışında türbülanslı akış olarak tanımlanabilir.

Helyum ve havanın çalışma akışkanı olarak seçildiği karşılaştırmalarda motor devri 800 d/dak ve rejeneratör boşluğu 1 mm olarak ele alınmıştır. Bu şartlarda rejeneratör giriş ve çıkışı arasında belirlenen sıcaklık farkları hava için 132,42 K helyum için 161,17 K olarak belirlenmiştir. Helyum gazının özgül ısınma ısısı değerinin havadan büyük olması sebebiyle sıcaklık farkı da büyük olmaktadır. Basınç farkları yönüyle

değerlendirildiğinde hava ve helyum için basınç farkları sırasıyla 0,02035-0,01621 bar olarak belirlenmiştir. Helyum gazının yoğunluğunun havadan düşük olması nedeniyle rejeneratör boşluğundaki sürtünmeler azalmakta ve basınç farkı da havaya göre daha düşük değerde olmaktadır. Hız farkları incelendiğinde hava ve helyum için 4,93-7,67 m/s değerleri belirlenmiştir. Bu değerler sıcak taraftan soğuk tarafa doğru olan gazın hareketinden elde edilmiştir. Helyumun rejeneratöre giriş hızının havaya göre yüksek oluşu hız farkının artmasına neden olmuştur.

Rejeneratörde, boşluk değerinin azalmasına bağlı olarak çalışma akışkanı ve rejeneratör yüzeyleri arasında konvektif ısı transferinin daha iyi gerçekleştiği söylenebilir. Ancak boşluk değerinin çok azalması çıkış kayıplarını artırmaktadır. Rejeneratör boşluk değerinin çok artması da ölü hacmi artırdığından motor performansı olumsuz yönde etkilenmektedir. Basınç farkları karşılaştırıldığında boşluk arttıkça basınç farkının azaldığı görülmektedir. Boşluğun artışına bağlı olarak çalışma gazının sürtünme kayıplarındaki azalmanın bir sonucu olarak basınç farkları da azalmaktadır. Hız farkının 0,3 mm rejeneratör boşluğunda 16,79 m/s değerinde olduğu belirlenmiştir. Diğer boşluklardaki hız farkı değerleri 5,46 ile 4,09 arasındadır. Rejeneratör boşluğunun çok küçük olduğu 0,3 mm'lik boşluk değerinde sürtünme kayıplarının çok fazla oluşu hız farkını diğer boşluk değerleri ile kıyaslandığında fazla olması sonucunu doğurmaktadır. Belirlenen boyutlardaki Beta tipi Stirling motorunda özellikle 0,5 mm'den sonraki rejeneratör boşluk değerlerinin sıcaklık, basınç ve hız parametreleri dikkate alındığında daha uygun olabileceği söylenebilir.

6. KAYNAKLAR

- Abdul-Aziz, A., Krause, D. and Tong, M. (2003). Characterization of a viscoplastic constitutive model and its application for the finite element analyses of a Stirling space power converter heater head. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*. **10**: 2, 109-125.
- Anderson, J. D. (1995). Computational Fluid Dynamics, McGraw Hill, New York.
- Ansys Fluent Theory Guide, (2011), Ansys Inc.
- Beale, W.T. and Lane, N.M. (1996). Stirling Engines for Gas Fired Micro-cogen and Cooling, Strategic Gas Forum, Detroit, Michigan.
- Bean, J.R. and Diver, R.B. (1992). The CPG 5 kW Dish-Stirling Development Program, 27th. Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceedings, San Diego, Pp 5.221.
- Benvenuto, G. and Filippo, D.M. (1992). An Adiabatic Approach for the Design and the Response-to-load Evaluation of Free Piston Stirling Engines. 27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceedings, San Diego, Pp: 5.23-5.31.
- Costa, S.C., Barrutia, C., Esnaola, J.A. and Tutar, M. (2013). Numerical study of the pressure drop phenomena in wound woven wire matrix of a Stirling regenerator. *Energy Conversion and Management*, **67**: 57-65.
- Costa, S.C., Barrutia, C., Esnaola, J.A. and Tutar, M. (2014). Numerical study of the heat transfer in wound woven wire matrix of a Stirling regenerator. *Energy Conversion and Management*, **79**: 255-264.
- Çetinkaya, S. (1999). Termodinamik. Nobel Yayın Dağıtım Ltd. Şti., Ankara, Pp: 136-138.
- Çınar, C. (2001). Gama Tipi bir Stirling Motorunun Tasarımı İmalî ve Performans Analizi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Çınar, C., Yucesu, H.S., Topgul, T. ve Okur, M. (2005). Beta-type Stirling engine operating at atmospheric pressure. *Applied Energy*, **81** (4): 351-357.
- Çınar, C. ve Karabulut, H. (2005). Manufacturing and testing of a gamma type Stirling engine. *Renewable Energy*, **30** (1): 57-66.
- Demiralp, M. (2000). Gama Tipi Bir Stirling Motorun Tasarımı ve İmalatı. Doktora

- Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Fauvel, O.R. (1992). Further Evaluations of Low-temperature Difference Stirling Engine Characteristics, 27th. Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceedings, San Diego, Pp: 5.1-5.5.
- Fu, Z.X. and Nasar, S.A. (1992). Stability Analysis of Free Piston Stirling Engine Power Generation System, 27th. Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceedings, San Diego, Pp: 5.13-5.22.
- Hoehn, F.W. and McDaugal, A.R. (1978). Design of a Prototype Stirling Laboratory Research Engine, 13th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, San Diego, Pp: 1-2.
- Karabulut, H. (2008). Doğal Gazla Çalışan Bir Stirling Motorunun Tasarımı, İmalatı ve Testleri, TÜBİTAK 105M256 nolu Proje Raporu, Ankara.
- Li, Z., Haramura, Y., Kato, Y. and Tang, D. (2014). Analysis of a high performance model Stirling engine with compact porous-sheets heat exchangers. *Energy*, **64**: 31-43.
- Martini, W.R. (1978). Stirling Engine Design Manual, U.S. Department of Energy, USA.
- Meijer, R.J. (1960). The Philips Stirling Thermal Engine. Technische Hogeschool, Delft.
- Özğören, Y.Ö. (2004). Stirling Motorlarında Isı Kayıplarının Azaltılması İçin Termal Bariyer Kullanımı. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Özğören, Y.Ö. ve Çetinkaya, S. (2004). Isıl Bariyer Kaplamanın Bir Stirling Motorunun Performansına Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi, 8. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Ankara, 8-9 Eylül, Pp: 595.
- Özğören, Y.Ö., Çetinkaya, S., Karabulut, H., Çınar, C., Bayrakçeken, H., Aksoy, F. (2012). Stirling Motorlarında Rejeneratörün Yer Değiştirme Pistonu Üzerine Yerleştirilmesi ve Termal Bariyer Kaplama Kullanımının Araştırılması, Tübitak 109M172 nolu Proje Raporu, Afyonkarahisar
- Parente, A., Galletti, C., Riccardi, J., Schiavetti, M. and Tognotti, L. (2012). Experimental and numerical investigation of a micro-CHP flameless unit. *Applied Energy*, **89**: 203–214.

- Peterson, R.B. (1998). Thermocompression engine cycle with isothermal expansion. *Energy Sources*, **20**:199-208.
- Senft, J.R. (1992). A Low Temperature Difference Ringbom Stirling Demonstration Engine, 27th. Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceedings, San Diego, Pp: 5.1-5.5.
- Urelli, I. and Rallis, C.J. (1975). Stirling Cycle Engine Development- A Review. University of Witwatersrand, Department of Mechanical Engineering, Report No: 67, Johannesburg, South Africa.
- Yücesu, H. S. (1996). Küçük Güçlü Güneş Enerjili Bir Stirling Motoru Tasarımı. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Walker, G. (1980). Stirling Engines. Clarendon Press, Oxford, Pp: 47-71, 73-103, 107-121, 124-156, 160-199, 203-233, 254-287.
- Walker, G. (1973). Stirling-Cycle Machines. Clarendon Press, University of Calgary, Oxford, Pp: 52-63, 86-102, 128-129.
- Zink ,F., Vipperman, J. and Schaefer, L. (2010). CFD simulation of a thermoacoustic engine with coiled resonator. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **37**: 226-229.

İnternet Kaynakları

1. <http://www.figes.com.tr/ansys/akiskanlar-dinamigi.php>, 20.04.2014

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Yalın UĞURLU
Doğum Yeri ve Tarihi : Evciler / 25.05.1983
Yabancı Dili : İngilizce
İletişim (Telefon/e-posta) : yalinugurlu@hotmail.com

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Evciler ÇPL (1997-2000)
Önlisans : Süleyman Demirel Üniversitesi, Burdur MYO,
Otomotiv (2005-2007)
Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi,
Otomotiv Öğretmenliği (2008-2011)
Yüksek Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,
Makine Mühendisliği (2011-2014)