

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**STIRLING SOĞUTUCULARININ BUZDOLAPLARINA
TERMOSİFON ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ
İLE UYGULANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Serdar ÇELİK

Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği

Programı: Enerji

Tez Danışmanı: Prof.Dr. Osman F. GENÇELİ

TEMMUZ 2003

**STIRLING SOĞUTUCULARININ BUZDOLAPLARINA
TERMOSİFON ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ
İLE UYGULANMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Serdar ÇELİK
503011020**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 5 Mayıs 2003
Tezin Savunulduğu Tarih : 18 Temmuz 2003**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Osman F. GENÇELİ
Diğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ
Prof. Dr. Hasan HEPERKAN (Y.T.Ü.)**

TEMMUZ 2003

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın gerçekleşmesini sağlayan Arçelik Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi'ne, başta **Sn. Fikri Çavuşoğlu**, **Sn. Ercan Kurtuldu** ve **Sn. Faruk Kocabıyık** olmak üzere tüm Soğutma Laboratuvarı çalışanlarına, çalışmanın tamamında büyük katkıları olan **Sn. Fatih Özkadı** ve **Sn. Emre Oğuz**'a, çalışmamın laboratuvar imkanları dahilinde gerçekleşmesini sağlayan ve çalışmalarım süresince değerli katkılarını esirgemeyen tez danışmanım **Prof Dr. Osman F. Genceli**'ye, çalışma ortamında sürekli yardımlaşma içinde bulunduğum kıymetli arkadaşlarım **Sn. Bora Abdik**, **Sn. M. Fevzi Cinisli** ve **Sn. S. Aslı Kayıhan**'a, geçmişte üzerimde emeği geçen tüm öğretmenlerime ve hayatım boyunca yapmış olduğum tüm çalışmalarımda bana sonuna kadar destek olan **Aileme** teşekkürü zevkli bir borç bilirim.

Mayıs 2003

Serdar Çelik

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ	v
SEMBOL LİSTESİ	vii
ÖZET	x
SUMMARY	xi
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Stirling Çevrimi	3
2.2. Stirling Soğutma Makinaları	7
2.3. Serbest Pistonlu Stirling Soğutucularının Buzdolaplarına Uygulanması	14
2.4. İki Fazlı Akışlar ve Termosifon Sistemleri	23
3. SERBEST PİSTONLU STIRLING SOĞUTUCULARI	27
3.1. Stirling Soğutma Çevrimi	27
3.2. Stirling Soğutucularının Buzdolaplarına Uygulanış Yöntemleri	29
3.2.1. Sıcak tarafta fan / soğuk tarafta termosifon	30
3.2.2. Sıcak tarafta termosifon / soğuk tarafta termosifon	31
3.2.3. Sıcak tarafta fan / soğuk tarafta fan	32
3.2.4. Sıcak tarafta termosifon / soğuk tarafta fan	33
4. TERMOSİFON ve FAN SİSTEMLERİNİN TEORİK OLARAK İNCELENMESİ	34
4.1. Termosifon Sistemlerinin Tanıtılması	34
4.2. Termosifon Sistemlerinde Isı Geçişi	36
4.2.1. Işınım ile ısı geçişi	36
4.2.2. Taşınım ile ısı geçişi	39
4.3. Termosifon Sistemlerinde Basınç Kayıpları	43
4.4. Fan Sistemlerinde Isı Geçişi	47
5. DENEY DÜZENEKLERİ ve DENEYLERİN YAPILIŞI	50
5.1. Deney Düzeneklerinin Tanıtılması	50
5.2. Ölçüm Sistemi	52
5.3. Belirsizlik Analizi	53
5.3.1. Sistematik hatalar	54
5.3.2. Rastgele hataların hesaplanması	55
5.3.3. Toplam hataların hesaplanması	55
5.4. Deneylerin Yapılışı	57
6. DENEY SONUÇLARI ve DENEYLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ	59
7. SONUÇLAR VE GENEL DEĞERLENDİRMELER	68
KAYNAKLAR	70
ÖZGEÇMİŞ	74

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 4.1. Işınım hesabında kullanılan değerler.....	36
Tablo 4.2. Buharlaştırıcı devresinde meydana gelen basınç kayıpları.....	46
Tablo 5.1. Ölçüm büyüklüklerinin %95 güvenilirlik seviyesinde hata değerleri	56
Tablo 6.1. R134a ile yapılan halkasal yoğuşturucu deneyleri.....	62
Tablo 6.2. Halkasal ve mikrokanallı yoğuşturucuların karşılaştırılması.....	64
Tablo 6.3. R134a ile yapılan mikrokanallı yoğuşturucu deneyleri.....	65
Tablo 6.4. İndeks değerlerine karşılık gelen enerji sınıfları.....	67

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Stirling güç çevriminin basınç-hacim ve sıcaklık-entropi diyagramları.....	4
Şekil 2.2 : Piston-silindir düzeneği.....	4
Şekil 2.3 : Serbest pistonlu soğutucuların çalışma mekanizması.....	8
Şekil 2.4 : Tek yerdeğiştiricili-tek pistonlu Stirling makinası	12
Şekil 2.5 : Yerdeğiştiricisiz-çift pistonlu Stirling makinası	12
Şekil 2.6 : Yerdeğiştirici ve pistonun serbest cisim diyagramları	12
Şekil 2.7 : Peltier etkisi ile Stirling soğutucularının karşılaştırılması.....	16
Şekil 2.8 : Patentlerin ülkelere/bölgelere göre dağılımı	18
Şekil 2.9 : Soğuk tarafta ısı değıştiricisi ve fan düzeneği	18
Şekil 2.10 : Soğuk tarafta termosifon ve fan düzeneklerinin birlikte kullanılması	19
Şekil 2.11 : Sıcak tarafta fan / soğuk tarafta termosifon düzenekleri	20
Şekil 2.12 : Küçük hacimli soğutucu uygulaması	20
Şekil 2.13 : Karlanmayı gideren vanalı sistem	21
Şekil 2.14 : Meşrubat soğutucunun üstten soğutulması	21
Şekil 2.15 : Isıl yükün iletim yolu ile soğuk tarafa aktarılması	22
Şekil 3.1 : Serbest pistonlu Stirling soğutucusunun kesit resmi	28
Şekil 3.2 : Stirling soğutma çevrimi	29
Şekil 3.3 : Sıcak tarafta fan / soğuk tarafta termosifon uygulaması	31
Şekil 3.4 : Sıcak tarafta termosifon / soğuk tarafta termosifon uygulaması..	32
Şekil 3.5 : Sıcak tarafta fan / soğuk tarafta fan uygulaması	33
Şekil 3.6 : Sıcak tarafta termosifon / soğuk tarafta fan uygulaması	33
Şekil 4.1 : Çift yönlü termosifon uygulaması	34
Şekil 4.2 : Tek yönlü termosifon uygulaması	35
Şekil 4.3 : Buharlaştırıcının şematik gösterimi	37
Şekil 4.4 : Düşey levha üzerindeki sıcaklık dağılımı	37
Şekil 4.5 : Doğal taşınım ile ısı geçişi	39
Şekil 4.6 : Termosifon sistemindeki bölgeler ve fazlar.....	43
Şekil 4.7 : Moody çizelgesi	45
Şekil 4.8 : Kanatlı ısı değıştiricisi uygulaması.....	47
Şekil 4.9 : Kanat geometrisi	47
Şekil 4.10 : Kanatlar üzerindeki sıcaklık dağılımı	48
Şekil 5.1 : Stirling soğutucusunun sıcak tarafında fan ve kanatlı ısı değıştiricisi uygulaması	50
Şekil 5.2 : Buzdolabının istasyona yerleştiriliş şekli	52
Şekil 5.3 : Örnek bir deney sırasında temel sıcaklıkların zamanla değışimi	58
Şekil 6.1 : Sıcak tarafta fan / soğuk tarafta termosifon uygulaması	59
Şekil 6.2 : Soğutucu ve termosifon ısı değıştiricisinin (buharlaştırıcı) kabine yerleştiriliş şekli	60

Şekil 6.3	: Soğuk tarafa uygulanan termosifon sisteminin buharlaştırıcı kısmı	60
Şekil 6.4	: Halkasal yoğuşturucu uygulaması	61
Şekil 6.5	: Farklı gerilimlerde elde edilen sıcaklık değerleri	62
Şekil 6.6	: Tahrik gerilimi ile soğutma kapasitesinin değişimi	63
Şekil 6.7	: Mikrokanallı boru kesiti	63
Şekil 6.8	: Farklı gerilimlerde elde edilen sıcaklık değerleri	65
Şekil 6.9	: Tahrik gerilimi ile soğutma kapasitesinin değişimi	66

SEMBOL LİSTESİ

A	: Alan, m^2
Const	: Konstantan
Cu	: Bakır
Ç	: Kanat çevresi, m
d	: Çap, m
E	: Yayma gücü, W/m^2
f	: Sürtünme (direnç) katsayısı
F	: Kuvvet, N
g	: Yerçekimi ivmesi, m/s^2
h	: Isı taşınım katsayısı, $W/m^2.K$
h	: Yükseklik, m
i	: Entalpi, J/kg
İ	: İndeks değeri
ISO	: Uluslararası standart organizasyonu
J	: Giden ısıtım, W/m^2
k	: Isı iletim katsayısı, $W/m.K$
L	: Uzunluk, m
m	: Kütle, kg
m	: Kütleli debi, kg/s
P	: Basınç, Pa
R134a	: Tetrafloroetan
R600a	: İzobütan
Q	: Isı miktarı, W
SEK	: Soğutma etkinlik katsayısı
T	: Sıcaklık, K
U	: Toplam ısı geçirgenliği, $W/m^2.K$
UA	: Cihaz sabiti (Appliance constant), W/K
v	: Akışkan hızı, m/s
V	: Stirling soğutma makinası tahrik gerilimi, V
w	: Hata
W	: Çekilen güç, W
x	: Kartezyen koordinat, m
ΔP	: Basınç farkı, Pa
ΔT	: Sıcaklık farkı, K
α	: Isı yayılım katsayısı, m^2/s
β	: Isıl genleşme katsayısı, $1/K$
ε	: Işıtım yayma oranı
ν	: Kinematik viskozite, m^2/s
μ	: Dinamik viskozite, kg/m.s
ρ	: Yoğunluk, kg/m^3
σ	: Standart sapma

ALT ENDİSLER

b	: Doymuş buhar
b	: Soğutucu içerisindeki gaz
b	: Siyah cisim
c	: Soğuk yüzey
C	: Carnot
d	: Dış taraf
d	: Kabin duvarı
d	: Dip
D	: Karakteristik çapa dayalı
f	: Film
g	: Genişleme
h	: Sıcak yüzey
h	: Hava
ı	: Işınım
i	: İç taraf
k	: Yay
k	: Kesit
K	: Isı kazancı
l	: Buharlaştırıcı levhası
L	: Karakteristik uzunluğa dayalı
m	: Doğrusal motor
o	: Deney odası
p	: Piston
rast	: Rastgele
s	: Sıkıştırma
s	: Doymuş sıvı
sis	: Sistem
sp	: Piston üzerindeki sürtünme etkisi
sy	: Yerdeğiştirici üzerindeki sürtünme etkisi
t	: Taşınım
T	: Toplam
vp	: Piston üzerindeki viskoz etki
vy	: Yerdeğiştirici üzerindeki viskoz etki
y	: Yüzey
y	: Yerdeğiştirici
yç	: Yerdeğiştirici çubuğu
∞	: Ortam

BOYUTSUZ SAYILAR

$$\text{Gr} = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu} \quad : \text{Grasshof sayısı}$$

$$\text{Nu} = \frac{h L}{k} \quad : \text{Nusselt sayısı}$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad : \text{Prandtl sayısı}$$

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr} \quad : \text{Rayleigh sayısı}$$

$$\text{Re} = \frac{v d}{\nu} \quad : \text{Reynolds sayısı}$$

STIRLING SOĞUTUCULARININ BUZDOLAPLARINA TERMOSİFON ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ İLE UYGULANMASI

ÖZET

Stirling çevrimi esasına göre çalışan serbest pistonlu Stirling soğutucusu içerisinde bulunan iki hareketli parçanın (piston ve yerdeğiştirici) bir arada çalışmasıyla, soğutucu içindeki helyum gazı ileri ve geri sıkıştırılmaktadır. Bu sayede; düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilen ısı yük, yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktarılabilmektedir.

Son yıllarda, konvansiyonel kompresörlü soğutma sistemlerinin kullandığı soğutucu akışkanların tabiata verdiği zararın farkedilir düzeylere çıkması sonucu, mevcut sistemlere alternatif olarak sunulan Stirling soğutucuları üzerinde yapılan çalışmalar yoğunlaşmıştır. Tahrik gerilimi kontrolü ile değişik soğutma kapasitelerinde çalışabilme özellikleri değişken kapasiteli kompresörlere benzeyen Stirling soğutucularının bir diğer önemli avantajı ise düşük soğutma kapasitelerinde de yüksek verimle çalışabilmeleridir.

“Stirling soğutucularının buzdolaplarına termosifon ısı değıştiricileri ile uygulanması” konulu tez çalışması dahilinde temel olarak kullanılan ısı geçişı düzenekleri “termosifon” ve “fan” sistemleridir. Stirling soğutucularının sıcak ve soğuk taraflarında olmak üzere iki ayrı bölgede, termosifon ve fan sistemlerinin uygulamada kullanılabileceğı bir çalışma matrisi oluşturulmuştur. Bu yöntemler aşağıda sunulmuştur;

- | | |
|----------------------------|--------------------------|
| • Sıcak taraf : Fan | Soğuk taraf : Termosifon |
| • Sıcak taraf : Termosifon | Soğuk taraf : Termosifon |
| • Sıcak taraf : Fan | Soğuk taraf : Fan |
| • Sıcak taraf : Termosifon | Soğuk taraf : Fan |

Tez çalışması dahilinde, bu matriste belirtilen ilk yöntem üzerinde yapılan deneysel çalışmalar hakkında bilgi verilmiştir. Ayrıca termosifon ve fan düzenekleri üzerine yapılan teorik çalışmalar da tez kapsamında sunulmuştur.

APPLICATION OF STIRLING COOLERS TO DOMESTIC REFRIGERATORS USING THERMOSYPHON HEAT EXCHANGERS

SUMMARY

The helium gas inside the free-piston Stirling cooler is compressed back and forwards by the coupled movement of the piston and the displacer. As a result; the heat load absorbed from a lower temperature ambient, is rejected to a higher temperature ambient.

In recent years, the harming impacts of conventional compressor using refrigeration systems on the nature has been noticed and therefore studies on Stirling coolers, which are alternative systems, have grown up. Because the Stirling coolers can have variable cooling capacities due to input voltage, they may be distinguished as similar devices to the variable capacity compressors. Another significant advantage of the Stirling coolers is that they can keep their high efficiencies even in low cooling capacities.

Basically; “thermosyphon” and “fan” systems were used during the thesis studies. The experimental matrix was formed according to these systems and the warm and cold sides of the Stirling cooler. These methods are listed below:

- | | |
|---------------------------|-------------------------|
| • Warm side : Fan | Cold side : Thermosifon |
| • Warm side : Thermosifon | Cold side : Thermosifon |
| • Warm side : Fan | Cold side : Fan |
| • Warm side : Thermosifon | Cold side : Fan |

In this thesis, the experimental studies made on the first method above are explained. In addition to that, the theoretical studies, performed on the thermosyphon and fan systems, are also included in the present thesis.

1. GİRİŞ

1816 yılında Robert Stirling'in ortaya koyduğu buluş Stirling çevriminin temelini oluşturmuştur. Stirling makinaları üzerinde geliştirme çalışmaları yapılmış ve bu makinalar 20.yüzyılın başlarına kadar yaygın olarak kullanılmıştır. Stirling çevrimini kullanarak bir soğutma cihazı geliştiren, belgelenmiş ilk çalışma 1862 yılında Alexander Kirk tarafından gerçekleştirilmiştir. Daha sonra William Beale; krank miline ihtiyaç duymaması sebebiyle mekanik kayıpların belirgin olarak azaltıldığı serbest piston sistemini geliştirmiştir. Serbest piston teknolojisi ile hareketli parçalar arasındaki bağlantıların safdışı edilmesi sonucunda kinematik Stirling soğutucularına nazaran daha yüksek verimlere ulaşabilen serbest pistonlu Stirling soğutucuları ve bu soğutucuların soğutma amaçlı uygulamalarda kullanılması üzerine yapılan çalışmalar, son yıllarda dünya genelinde yaygınlaşmıştır.

Rankine çevrimi esasına dayalı olarak çalışan buzdolaplarında kullanılan soğutucu akışkanların çevreye verdiği zararın belirgin düzeylere ulaşması ve Avrupa Topluluğu bünyesinde, ev tipi buzdolaplarının enerji tüketimini azaltmaya yönelik olarak yapılan yasal düzenlemeler, soğutma teknolojisi dahilinde alternatif sistemlere yönelik çalışmaların yoğunlaştırılmasına neden olmuştur. Bu anlamda; düşük soğutma kapasitelerinde dahi yüksek etkinlik katsayısı değerlerine sahip olabilen ve tahrik geriliminin ayarlanması ile soğutma kapasiteleri değiştirilebilen serbest pistonlu Stirling soğutucuları ciddi bir seçenek teşkil etmektedir.

Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanmasında kullanılan ısı değiştiricileri temel olarak termosifon ve fan sistemleri olarak iki ayrı grupta incelenebilmektedir. Termosifon sistemlerinde ısı geçişi, iki fazlı akışa karşılık gerçekleşirken; fan düzeneklerinde kullanılan kanatlı ısı değiştiricileri üzerinden geçirilen hava yardımıyla zorlanmış taşınım ile ısı geçişi sağlanmaktadır. Tez çalışması dahilinde, serbest piston Stirling soğutucularının buzdolaplarına termosifon ısı değiştiricileri ile uygulanması üzerine yapılan teorik ve deneysel çalışmalar açıklanmıştır.

Sunulan çalışmada; Stirling çevrimi, Stirling soğutma makinaları, serbest pistonlu Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanması, termosifon sistemleri ve iki fazlı akışlar üzerine yapılan kaynak araştırması ikinci bölümde verilmiştir. Ayrıca bu bölümde, Stirling çevrimi hakkında genel bilgiler özetlenmiş ve Stirling soğutma makinaları incelenmiştir. Serbest pistonlu Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanması konusunda yapılan çalışmalar da bu bölüm dahilinde geniş olarak verilmiştir.

Serbest pistonlu Stirling soğutucularının incelendiği üçüncü bölüm kapsamında; Stirling soğutma çevrimi, serbest piston Stirling soğutucuları ve bu soğutucuların buzdolaplarına uygulanmasında kullanılan yöntemler hakkında bilgiler verilmiştir. Uygulamada kullanılan yöntemlerin açıklandığı kısımda, ısı geçişi düzenekleri ayrıntılı olarak sunulmuştur.

Tez çalışmasının dördüncü bölümünde termosifon ve fan sistemleri üzerine yapılan teorik çalışmalar açıklanmıştır. Termosifon sistemlerindeki ısı geçişi hesaplamaları, iki fazlı akışlar dikkate alınarak yapılmıştır. Bu sistemlerde husule gelen basınç düşümü üzerine yapılan hesaplamaların da sunulduğu çalışma dahilinde, fan sistemlerinde meydana gelen ısı geçişine de değinilmiştir.

Serbest pistonlu Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanmasında kullanılan deney düzenekleri, ölçüm sistemleri ve deneylerin yapılışı hakkında bilgiler çalışmanın beşinci bölümünde; yapılan deneyler, deneylerin sonuçları ve değerlendirmeleri ise altıncı bölümde incelenmiştir.

Yüksek lisans tez çalışması dahilinde elde edilen sonuçlar ve genel değerlendirmeler ise çalışmanın yedinci bölümünde sunulmuştur.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

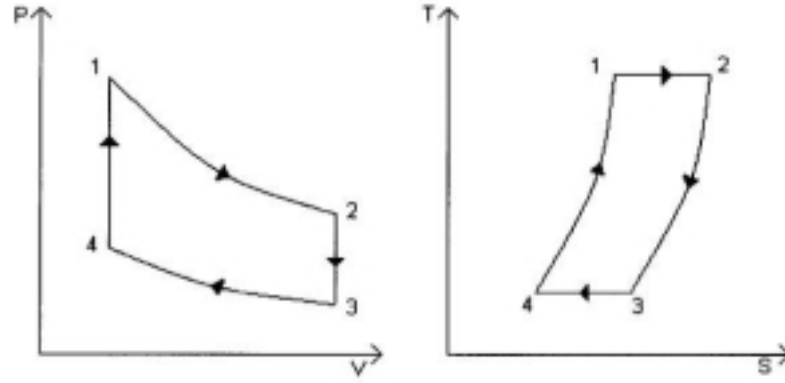
2.1. Stirling Çevrimi

1816 yılında Robert Stirling'in bir hava motoru üzerine sahip olduğu patent çalışması (British Patent, 4081), Stirling çevriminin temelini oluşturmuştur [1].

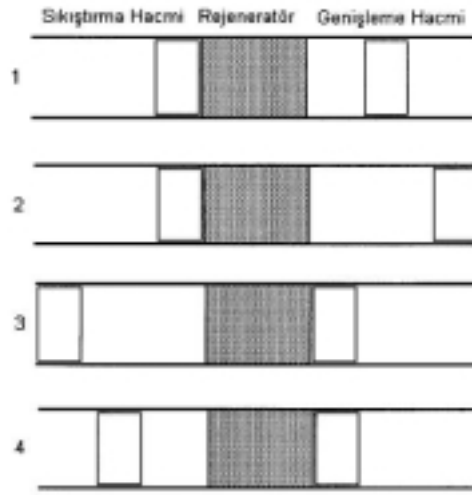
İdeal Stirling çevrimi, ikisi sabit sıcaklıkta, ikisi sabit hacimde gerçekleşen dört hal değişiminden oluşmaktadır. T_h ve T_c sıcaklıklarındaki ortamlar arasında çalışan bir ısı makinası çevriminin tümten tersinir olabilmesi için, herhangi bir ısı geçişi sırasında çevrim akışkanının sıcaklığıyla ısıl enerji deposunun sıcaklığı arasındaki fark diferansiyel dT değerini geçmemelidir. Diğer bir deyişle, sisteme ve sistemden olan ısı geçişleri, biri T_h diğeri T_c olmak üzere sabit sıcaklıkta gerçekleşmek zorundadır. Nitekim Carnot çevriminde olan ısı geçişleri bu şekildedir.

Stirling çevriminde de, çevrime ısı geçişi T_h sabit sıcaklığında, çevrimden ısı geçişi ise T_c sıcaklığında gerçekleşmektedir. Stirling çevriminin Carnot çevriminden farkı, iki izentropik hal değişiminin yerini, rejenerasyon adıyla bilinen iki sabit hacimde sistem içi ısı geçişinin almasıdır. Bu işlemde aracı akışkanın ısıl enerjisi çevrimin bir bölümünde, sistem içinde yer alan ve rejeneratör olarak bilinen bir ısı enerji deposuna verilir, daha sonra çevrimin bir başka bölümünde bu enerji rejeneratörde yeniden aracı akışkana geçer.

Dört tersinir hal değişiminden oluşan ve teorik verimi Carnot ısı makinasının verimine eşit olan Stirling çevriminin basınç-hacim ve sıcaklık-entropi diyagramları Şekil 2.1'de sunulmuştur. Şekil 2.2'de ise teorik Stirling güç çevriminin açıklanmasında kullanılan piston-silindir düzeneği görülmektedir.



Şekil 2.1. Stirling güç çevriminin basınç-hacim ve sıcaklık-entropi diyagramları.



Şekil 2.2. Piston-silindir düzeneği

1-2 hal değişimi sırasında sabit sıcaklıkta (izotermal) genişleme gerçekleşmektedir. Başlangıçta, aracı akışkanın (gaz) tümü silindirin sağ bölümünde olup, yüksek sıcaklık ve basınçta iken, hal değişimi sırasında sisteme dışarıdan ısı geçişi olmaktadır. Gaz sabit sıcaklıkta genişlerken, sağ taraftaki pistonu dışarı doğru hareket ettirmekte ve iş yapmaktadır. Genişleme sırasında gazın basıncı azalmaktadır.

2-3 hal değişimi esnasında, her iki piston da sola doğru hareket etmekte ve gaz sol bölmeye itilmektedir. Gaz rejeneratörden geçerken iç enerjisinin bir kısmını vermekte ve gazın sıcaklığı, T_h sıcaklığından T_c sıcaklığına düşmektedir. Bu işlem sırasında hacim sabit kalırken, gaz ile rejeneratör arasındaki sıcaklık farkı da dT diferansiyel miktarını geçmemektedir. Böylece 3 haline gelindiğinde rejeneratörün sıcaklığı sağ uçta T_h , sol uçta ise T_c olmaktadır.

3-4 hal değişimi sırasında, soldaki piston içeri doğru hareket edip gazı sıkıştırmaktadır. Bu işlem sırasında gazdan T_c sıcaklığındaki dış ortama ısı geçişi olurken, sistemin basıncı yukselmekte, sıcaklığı T_c değerinde sabit kalmaktadır.

Son olarak 4-1 hal değişimi esnasında, her iki piston sağa doğru aynı hızla hareket etmekte, hacim sabit kalırken gaz sağ bۆlmeye itilmektedir. Rejeneratörden geçen gaz, 2-3 hal değişimi sırasında rejeneratöre verdiği ısıyı geri almakta, sıcaklığı T_h değerine yukselmektedir. evrim bu şekilde tamamlanmaktadır.

Sabit hacimde gerçekleşen 2-3 ve 4-1 hal değişimleri karşılaştırıldığı zaman, 4-1 hal değişiminde hacmin 2-3 hal değişimine oranla daha küçük olduğunu bilmekte fayda vardır. Ayrıca rejeneratöre çevrim boyunca net ısı geçişi sıfırdır. Diğer bir deyişle, 2-3 hal değişimi sırasında rejeneratörde depolanan enerji, 4-1 hal değişimi sırasında gaza geri verilmektedir [2].

Stirling evriminin, gerek ısı gerekse soğutma makinası olarak uygulanmasında ۆnem arzeden iki bklk vardır. Bunlardan birincisi; çevrimden dışarı ısı enerjisinin aktarıldığı sıcak taraf sıcaklığı T_h , diğeri ise çevrime dışarıdan ısı enerjisinin taşındığı soğuk taraf sıcaklığı T_c değeridir. Konvansiyonel kompresۆrl buzdolapları ile benzeşim yapıldığında, Stirling soğutucularının sıcak taraf sıcaklığı yoğuşma sıcaklığına, soğuk taraf sıcaklığı ise buharlaşma sıcaklığına karşılık gelmektedir.

Stirling makinaları, yapılarındaki tahrik mekanizmalarına gۆre kinematik veya serbest pistonlu olmak üzere ikiye ayrılırlar. Kinematik Stirling makinalarında, pistonun ve yerdeğiştiricinin hareketi krank-biyel mekanizmaları ile sağlanmaktadır. Serbest pistonlu Stirling makinalarında ise hareketi, pistonun ileri ve geri hareketlerine bağlı olarak meydana gelen gaz basıncı değişimleri belirlemektedir. Serbest pistonlu stirling makinalarının kinematik tip makinalardan farkı, bünyelerinde gerçekleşen dinamik ve termodinamik değişimlerin birbirlerine oldukça bağlı olmasıdır [3].

Schulz ve Schwendig tarafından yapılan bir çalışmada, Stirling evrimi modellenmiştir [4]. Bu modelleme dahilinde, kinematik makinalar ve serbest pistonlu Stirling makinaları incelenebilmektedir. Çalışılan metod ile makina içinde bulunan parçalar ayrıştırılarak, bu parçalar arasındaki ilişkinin tayin edilmesi amaçlanmaktadır.

Gaz hacimleri göz önüne alındığında, parçalar arasındaki ‘bilgi’ alışverişi kütle debisi ve entalpi akışı ile sağlanmaktadır. Serbest pistonların hareketleri ile ilgili hesaplamaların yapılması için ihtiyaç duyulan ve Stirling makinasının parçaları arasındaki bir döngüde akan bilgi temel olarak; basınç kuvvetleri, yay kuvvetleri, serbest pistonların konumu ve hızlarından oluşmaktadır [4].

Wurm ve arkadaşlarının Stirling çevrimi üzerine yaptıkları bir çalışmada, çevrimin analiz edilebilmesi üzerine dört ana yöntemden bahsedilmektedir. Bu yöntemler, incelemenin karmaşıklığına bağlı olarak; 0. seviye, 1. seviye, 2. seviye ve 3. seviye analizler olarak adlandırılmaktadır [5].

Sıfırıncı seviye analizinde, Stirling çevriminin ideal olduğu ve ikisi sabit sıcaklıkta, ikisi sabit hacimde olmak üzere dört aşamadan oluştuğu kabul edilmektedir. Bu analiz yönteminde, makinanın ideal bir çevrim ile çalıştığı ve veriminin Carnot çevrimindeki verime denk olduğu kabulü yapılmaktadır. Ancak bu ideal analiz yöntemi ile belirlenen değerler, gerçek Stirling makinalarının ve soğutucularının kapasite ve verim değerlerinin üzerindedir. Bu yönüyle sakınca teşkil eden bu yöntem, karşılaştırma çalışmaları için kullanışlı olmaktadır.

1. seviye analiz teknikleri, Gustav Schmidt tarafından 1871 yılında geliştirilen klasik analiz yöntemine dayanmaktadır. Bu analiz dahilinde piston ve yerdeğiştiricilerin harmonik hareketi, süreksiz bir hareketin yer değiştirmesi olarak incelenmektedir. Schmidt çevrimi metodu olarak da bilinen bu yöntemde makinaların kapasitesi, ideal sıfırıncı seviye analizinde elde edilen kapasite değerlerinin % 60’ı mertebelerindedir.

Dr.T. Finkelstein tarafından 1960 yılında yapılan çalışmalarda da, Schmidt çevrimi analizinde olduğu gibi, mükemmel rejenerasyon ve ısı değiştiricilerinde sabit sıcaklık koşulları kabulleri mevcut olduğundan, Finkelstein’in çalışmaları da 1. seviye analiz yöntemi dahilinde incelenmektedir. Ancak Finkelstein’in yaklaşımına göre, genişleme yada sıkıştırma süreçleri, adyabatik hal değişimlerinin sınır noktası ile sabit sıcaklık hal değişiminin sınır noktası aralığında yer almaktadır.

2. seviye analizi, birden fazla yaklaşımlar dahilinde incelenmektedir. Bu yaklaşımlar, Schmidt analizinden farklı olarak, temel sonuçlara ilave ısı akılarını da dahil etmektedir. Stirling uzmanları bu yöntemin, 1. ve 3. seviye analizlerinin arasında yer aldığını belirtmektedir.

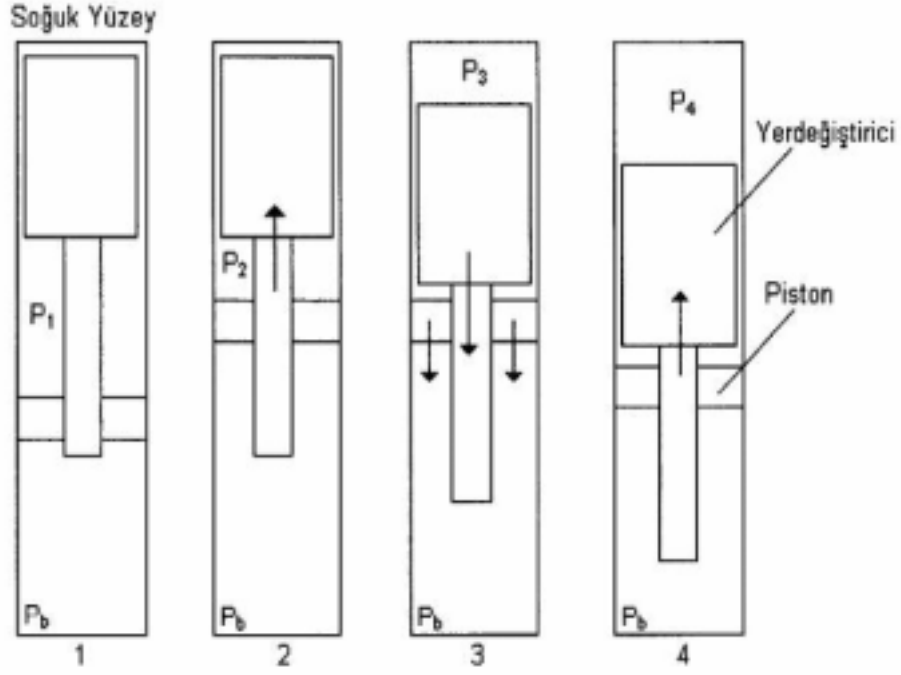
Nodal analiz olarak da bilinen 3. seviye analizi, içerik olarak sonlu elemanlar analizine benzemektedir ve nodların analizine dayanmaktadır [5].

Organ tarafından, Stirling çevrimi ile çalışan makinalar üzerinde yapılan bir çalışmada, mevcut analitik metodlar incelenerek sınıflandırılmıştır [6]. Organ, problemlerin çözümünde sonlu elemanlar ve sonlu farklar yöntemlerinin kullanımı üzerine çalışmalar yapmıştır.

Organ'ın çalışmasında Stirling makinalarında gaz basıncı değişiminin doğrusal dalga teorisi ile ifade edilmesi, adyabatik çevrim analizi ve Robert Stirling tarafından ortaya çıkarılan Stirling makinaları ile Stirling termodinamik çevriminin temel farklılıkları konularına da yer verilmiştir [6].

2.2. Stirling soğutma makinaları

Stirling çevrimi esasına göre çalışan soğutucular tahrik mekanizmalarına göre, kinematik ve serbest pistonlu Stirling soğutucuları olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Kinematik Stirling soğutucularında yerdeğiştirici ve piston, eşkenar paralel biçimli tahrik mekanizması ile, aralarında belirli bir faz farkı olacak şekilde hareket ettirilmektedir. Serbest pistonlu Stirling soğutucularının kinematik tiplerden tek farkı, pistonlarının fiziksel bir bağlantı olmadan hareket etmeleridir. Bu çevrim, sistem içindeki gaz basınçlarını kullanarak yerdeğiştirici pistonun aynen kinematik tip soğutucularda olduğu gibi aşağıdaki pistonla aralarında bir faz farkı olacak şekilde hareket etmesini sağlar. Pistonların uygun hareketlerini gerçekleştirebilmesi için, bu tip soğutucularda mekanik yay davranışı gösteren gaz bölmesi (gas spring) mevcuttur. Pistonlar arasında herhangi bir bağlantı olmaması, sistem içindeki tüm hareketlerinin doğrusal olmasını sağlamaktadır. Bu durum yüksek verimli, mekanik tasarım açısından uygun doğrusal motorların kullanılmasına imkan vermekte ve çevrime basitlik sağlamaktadır [7]. Yapısal olarak basit olmalarına rağmen, serbest piston Stirling soğutucularının çalışma prensibi biraz karmaşıktır. Şekil 2.3'de serbest pistonlu Stirling soğutucusu şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 2.3. Serbest pistonlu soğutucuların çalışma mekanizması.

1-2 aralığında, yerdeğiştirici piston üst ölü nokta civarındayken, aşağıdaki piston doğrusal elektrik motoru tarafından tahrik edilerek sıkıştırma bölgesindeki gaz sıkıştırılmaktadır.

2-3 aralığında, aşağıdaki piston üst ölü nokta civarındayken, genişleme bölgesindeki gaz basıncı, akış sürtünme direnci nedeni ile, bir gecikmeyle artmaktadır. Bölmeler arasındaki basınç farkının azalması ile, gaz bölmesi kuvveti yerdeğiştirici pistonun aşağıya doğru hareket etmesini sağlar. Bu sırada sıkıştırma bölgesindeki gaz, genişleme bölgesine doğru taşınırken, dış çevreye ve rejeneratöre ısı atmaktadır.

3-4 aralığında, tahrik pistonu aşağıya doğru hareket ederken, sıkıştırma bölgesindeki gaz basıncı hızla düşmektedir. Genişleme bölgesindeki gaz basıncı, bu basıncı ancak bir gecikmeyle izleyebileceği için, yerdeğiştirici piston üzerine etki eden net basınç kuvvetinin yönü aşağıya doğrudur. Bunun sonucu olarak, yerdeğiştirici piston, tahrik pistonu ile birlikte aşağıya doğru hareket eder ve tüm genişlemenin soğuk genişleme bölgesinde olmasını sağlar.

4-1 aralığında, tahrik pistonu alt ölü nokta civarındayken, genişleme bölgesindeki gaz basıncı sıkıştırma bölgesindeki gaz basıncına yaklaşmaktadır. Bunun sonucu olarak, gaz bölmesi kuvvetinin etkisi ile yukarı doğru hareket eden yerdeğiştirici piston, genişleme bölgesindeki soğuk gazı tekrar sıkıştırma bölgesine taşıırken, dış çevreden ve rejeneratörden ısı alınmaktadır.

Soğutucu gazın sıcak ve soğuk bölmeler arasında yer değiştirmesine karşı oluşan akış direnci (bölmeler arasındaki basınç farkları nedeni ile yerdeğiştirici piston üzerine gelen kuvvet) sistemde bir dinamik sönümleyici gibi davranmaktadır. Yerdeğiştirici pistonun davranışı, bu piston üzerine etki eden gaz bölmesi kuvvetleri ile beraber, basit kütle-yay-sönümleyici düzeneği gibi incelenebilir. Pistonların, aralarında belirli bir faz farkı olacak şekilde hareket etmeleri, gazın yerdeğiştirmeye karşı gösterdiği direncin, diğer bir deyişle basınç farklarının neden olduğu sönümleyici etkinin sayesinde olur. Bu sönümleyici etki olmasaydı, sadece ideal gaz bölmesi kuvvetleri ile pistonlar birbirleri ile aynı fazda hareket edecek ve sonuç olarak ortaya çıkan çevrimin herhangi bir termodinamik değeri olmayacaktı. Aslında, sistemin çalışması için gerekli olan bu basınç düşümlerine karşı yapılan iş tümüyle tersinmezdir, sonucunda yalnızca ısı açığa çıkar. Bu durum, soğutucuların etkinlik katsayısının azalması yönünde etki eder [7].

Serbest piston Stirling soğutucuları dahilinde, çevrim sırasında çevreye atılan ısı; gaz üzerine yapılan iş ve soğuk çevreden alınan iş cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$Q_{\text{atılan}} = W_{\text{piston}} + Q_{\text{alınan}} \quad (2.1)$$

Soğutma etkinlik katsayısı (SEK) ise aşağıdaki gibi belirlenebilir;

$$SEK = Q_{\text{alınan}} / W_{\text{piston}} \quad (2.2)$$

Bu şekilde hesaplanan etkinlik katsayısı, doğrusal motorların elektriksel verimini ve sistemin mekanik verimini içermemektedir. Buna ek olarak, ısı değıştircilerin ve rejeneratörün %100 verimle çalıştığı kabul edilmektedir. Soğutucu dahilindeki bu

kayıplar da göz önünde bulundurulduğunda, gerçek etkinlik katsayısı, bu şekilde hesaplanan etkinlik katsayısından daha düşük bir değer almaktadır.

Soğutucu bünyesinde oluşan diğer kayıplar da soğutma etkinlik katsayısına tesir etmektedir. Gerçekte gaz bölmeleri içerisindeki termodinamik olay, akış sürtünmeleri ve sıcaklık farkları nedeni ile tersinmezdir. Bu tersinmezlikler, kinematik tiplerde olduğu gibi sadece soğutma etkinlik katsayısını etkileyen termodinamik kayıpları oluşturmakla kalmayıp, pistonlar arasında herhangi bir bağlantı olmaması sebebi ile, sistem dinamiği üzerinde sanki ilave bir dinamik sönümleyici mevcutmuş gibi etki etmektedir. Bu etki piston stroklarının ve pistonların aralarındaki faz farkının değişmesine neden olmaktadır.

Serbest pistonlu soğutucularda tüm gaz hacimlerindeki anlık basınçlar, şarj basıncı etrafında farklı değerler alarak salınım yapmaktadırlar. Bu soğutucular, pistonların uygun hareketleri için bahsedilen değişik bölmelerdeki gaz basınçlarını kullandıkları için, hacimler arasındaki sızdırmazlıkta herhangi bir sorun olması halinde; hacimlerdeki ortalama basınçların değişmesi, bunun sonucu olarak da hareket eden pistonların durması veya birbirlerine çarpması ihtimali güçlenmektedir. Bu sebeple serbest pistonlu soğutucular, sızdırmaya karşı ciddi önlemlere ihtiyaç duymaktadır. Uygulamada sızdırma tamamen önlenemeyeceği için, gaz bölmeleri arasında geçitler kullanmak gerekmektedir. Bu uygulama neticesinde meydana gelen kayıplar, soğutucunun soğutma kapasitesini ve etkinlik katsayısını olumsuz yönde etkilemektedir [7].

Serbest pistonlu Stirling soğutucularında, termodinamik, gaz dinamiği ve makina dinamiği karmaşık bir etkileşim içindedir ve bu sebeple tasarım analizi zor bir hal almaktadır. Fakat, bu tip soğutucularda sadece doğrusal hareket eden iki pistonun olması, valflerin ve manifoldların bulunmaması mekanik tasarım açısından kolaylıklar sağlamaktadır. Serbest pistonlu Stirling soğutucularında bütün hareket doğrusal olduğu için, hareket eden pistonlara gelen yanıl yükler çok azdır. Bu da gaz yataklarının kullanılmasına imkan tanımaktadır. Gaz yataklarının kullanılması ile sürtünme kayıpları azalmaktadır ve buna bağlı olarak parçaların daha az aşınıp, uzun ömürlü olması sağlanmaktadır. Ayrıca sistemde yağ kullanılmaması, ısı değiştiricilerinin kirlenmesinden ötürü meydana gelen kayıpları yok etmektedir.

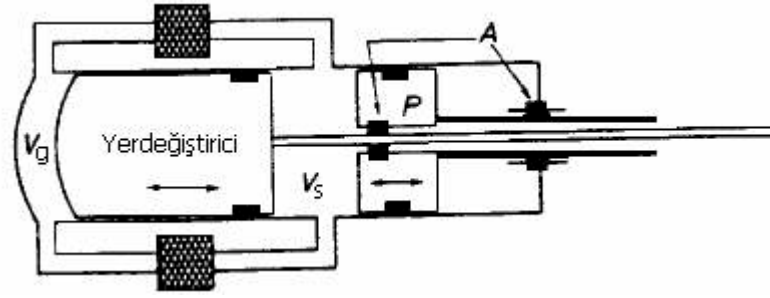
Stirling çevriminde dikkat edilmesi gereken bir husus, ısı geçişinin duyulur ısı yolu ile sağlanmasıdır. Bu durum, belli bir ısı alma kapasitesini sağlayabilmek için, ısı değıştircilerinde ilave sıcaklık düşümleri gerektirmektedir. Bu sebeple meydana gelen tersinmezlik, soğutucu performansının düşmesine neden olmaktadır. Bu sakıncaya karşın, doğrusal motorlarda tahrik gerilimi kontrol edilerek piston stroğu ayarlanabilmekte, bu sayede soğutucunun değışen soğutma ihtiyacına göre sürekli olarak kolayca ayarlanabilmesine imkan sağlamaktadır [7].

1960'lı yıllarda Profesör William Beale; Stirling motoru ile tahrik edilen, buhar sıkıştırmalı bir ısı pompası geliştirmiştir. Daha sonra iki adet Stirling makinasını kullanarak çift Stirling makinalı ısı pompası üzerinde çalışılmıştır. Buna benzer bir Stirling soğutma makinasını 1965 yılında Dr. Graham Walker ortaya koymuştur. Beale ve Walker'ın makinalarındaki temel farklılık; Walker'ın uygulamasında, yayların enerji depolamak için kullanılması ve yerdeğıştircilerin aynı zamanda bir rejeneratör gibi davranması olmuştur. Walker'ın fikri bir düşük sıcaklık uygulaması (kriyojeni) gibi görölse de, bu çalışmanın gelişmiş bir ısı pompası olarak da adlandırılabilceğı belirtilmiştir [5].

Hargreaves'in yaptığı çalışmada ise Stirling makinalarında kullanılan sızdırmazlık elemanları incelenmiştir [8]. Temel olarak Stirling makinalarında iki ayrı sızdırmazlık uygulaması mevcuttur. Birincisi; makine içindeki basınçlı gazın dış ortama kaçmasını önlemek amacıyla kullanılmaktadır. İkinci uygulama ise, Stirling makinasının içindeki tahrik pistonunun yada pistonlarının ön ve arka taraftaki yüksek ve alçak basınç bölümlerini ayırmak içindir [8].

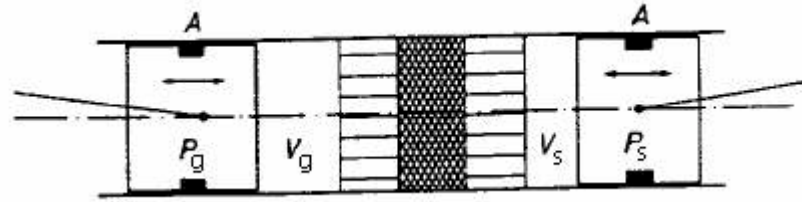
Stirling makinalarını; tek yerdeğıştircili tek pistonlu ve yerdeğıştircisiz-çift pistonlu olmak üzere iki ayrı grup içinde inceleyen Hargreaves, bu makinalardaki sızdırmazlık uygulamalarından da bahsetmektedir.

Tek yerdeğıştircili - tek pistonlu Stirling makinalarında; çok fazla miktarda gazın rejeneratör bölgesinde kısa devre yapmaması için, yerdeğıştirci üzerinde çok sıkı olmamak kaydıyla sızdırmazlık elemanları yerleştirilmektedir. Bu uygulama Şekil 2.4'de sunulmuştur.



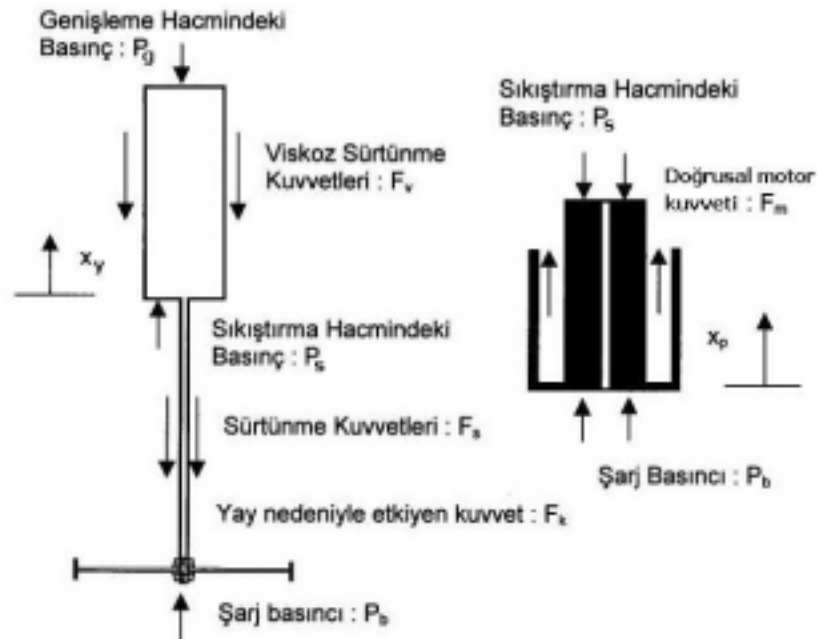
Şekil 2.4. Tek yerdeğiştiricili - tek pistonlu Stirling makinası [8].

Yerdeğiştiricisiz – çift pistonlu Stirling makinalarında ise, dahili ve harici sızdırmazlık elemanları bir arada kullanılmıştır. Şekil 2.5’de bu uygulama görülmektedir.



Şekil 2.5. Yerdeğiştiricisiz – çift pistonlu Stirling makinası [8].

Oğuz’un yapmış olduğu bir çalışmada, yerdeğiştiricinin ve pistonun serbest cisim diyagramlarından yola çıkarak, bu parçaların hareket denklemleri oluşturulmuştur [3]. Şekil 2.6’da yerdeğiştirici ve pistonun serbest cisim diyagramları görülmektedir.



Şekil 2.6. Yerdeğiştirici ve pistonun serbest cisim diyagramları [3].

Buna göre, yerdeğiştiricinin hareket denklemi;

$$m_y \ddot{x}_y = P_g A_y - F_{vy} + P_s (A_y - A_{y\check{c}}) - F_{sy} - F_k + P_b A_{y\check{c}} \quad (2.3)$$

$$m_y \ddot{x}_y = P_g A_y - F_{vy} - P_s (A_y - A_{y\check{c}}) - F_{sy} - F_k + P_b A_{y\check{c}} = 0 \quad (2.4)$$

olarak yazılabilir [3].

- $\ddot{x}_y$: Yerdeğiştiricinin ivme fonksiyonu (m/s^2)
- m_y : Yerdeğiştiricinin kütlesi (kg)
- P_g : Genişleme hacmindeki basınç (Pa)
- A_y : Yerdeğiştiricinin kesit alanı (m^2)
- F_{vy} : Yerdeğiştiriciye etkiyen viskoz sşrtünme kuvvetleri (N)
- P_s : Sıkıştırma hacmindeki basınç (Pa)
- $A_{y\check{c}}$: Yerdeğiştirici çubuğunun kesit alanı (m^2)
- F_{sy} : Yerdeğiştirici çubuğuna etkiyen sşrtünme kuvveti (N)
- F_k : Yay kuvveti (N)
- P_b : şarj basıncı (kg)

olarak tanımlanmıştır. Pistonun hareket denklemi ise,

$$m_p \ddot{x}_p = -P_s (A_p - A_{y\check{c}}) + F_m + P_b (A_p - A_{y\check{c}}) + F_{sp} - F_{vp} \quad (2.5)$$

$$m_p \ddot{x}_p + P_s (A_p - A_{y\check{c}}) - P_b (A_p - A_{y\check{c}}) - F_{sp} - F_{vp} = F_m \quad (2.6)$$

olarak ifade edilebilmektedir. (2.4) ve (2.6) eşitlikleri dşenlendiğinde;

$$m_y \ddot{x}_y + (P_g - P_s) A_y + (P_s - P_b) A_{y\check{c}} + F_{vy} + F_{sy} + F_k = 0 \quad (2.7)$$

$$m_p \ddot{x}_p + (P_s - P_b) A_p + (P_b - P_s) A_{y\check{c}} - F_{sp} + F_{vp} = F_m \quad (2.8)$$

ifadeleri elde edilmektedir. Bu eşitliklerin çıkarılmasında yapılan bir diğerkabul ise, yerdeğiştirici ve yerdeğiştirici çubuğunun katı cisim gibi davrandığıdır. Bu durumda, yerdeğiştirici çubuğuna etkiyen basınç ve sşrtünme kuvvetleri ile çubuk üzerinde bir şekildeğışimi meydana gelmemekte ve yerdeğiştirici ile yerdeğiştirici çubuğubirlikte hareket etmektedir [3].

(2.7) ve (2.8) eşitliklerinin çözülebilmesi için, bu eşitliklerdeki terimlerin tümünün yerdeğiştirici ve pistonun konum vektörleri cinsinden ifade edilebilmesi gerekmektedir. Yerdeğiştirici ve pistonu etkileyen viskoz sürtünme kuvvetinin elde edilebilmesi, 50 Hz frekansta titreşim hareketi yapan silindirik bir cisim etrafında, belirli bir faz farkı olacak şekilde bu titreşim hareketini izleyen akışın sürtünme parametrelerinin belirlenmesi gerekmektedir. Soğutucuyu üreten firmanın bazı geometrik bilgileri gizli tutması sonucu, yerdeğiştirici çubuğu ve piston iç yüzeyleri arasındaki sürtünme “mekanik sürtünme” olarak değerlendirilmektedir. Bahsi geçen iki yüzey arasındaki hacim basınçlı gaz ile doludur. Dolayısıyla, mekanik sürtünme olarak tabir edilen kuvvet, viskoz kuvvet olarak da ele alınarak, inceleme yapılabilmektedir. Yerdeğiştiriciye etkileyen yay kuvvetinin belirlenebilmesi için yay katsayısının bilinmesi gerekmektedir. Ayrıca pistonu etkileyen doğrusal motor kuvvetinin tayini için de motorun karakteristiğine ait bilgiler bilinmelidir. Bu bilgiler ışığında, serbest pistonlu Stirling soğutucuları modellenenebilmektedir [3].

2.3. Serbest Pistonlu Stirling Soğutucularının Buzdolaplarına Uygulanması

Rankine çevrimi esasına dayalı olarak çalışan buzdolaplarında kullanılan soğutucu akışkanların çevreye verdiği zararın belirgin düzeylere ulaşması ve Avrupa Topluluğu bünyesinde, ev tipi buzdolaplarının enerji tüketimini azaltmaya yönelik olarak yapılan yasal düzenlemeler, soğutma teknolojisi dahilinde alternatif sistemlere yönelik çalışmaların yoğunlaştırılmasına neden olmuştur. Bu anlamda; düşük soğutma kapasitelerinde dahi yüksek etkinlik katsayısı değerlerine sahip olabilen ve tahrik geriliminin ayarlanması ile soğutma kapasiteleri değiştirilebilen Stirling soğutucuları ciddi bir seçenek teşkil etmektedir.

Özellikle 1970’li yıllarda bulunan “serbest piston” teknolojisi ile hareketli parçalar arasındaki bağlantıların safdışı edilmesi sonucunda kinematik Stirling soğutucularına nazaran daha yüksek verimlere ulaşabilen serbest pistonlu Stirling soğutucuları ve bu soğutucuların soğutma amaçlı uygulamalarda kullanılması üzerine yapılan çalışmalar, son yıllarda dünya genelinde yaygınlaşmıştır.

Stirling çevrimini kullanarak bir soğutma cihazı geliştiren, belgelenmiş ilk çalışma 1862 yılında Alexander Kirk tarafından gerçekleştirilmiştir. (British Patent 1218, yıl 1862 & BP 2211, yıl 1869). Kirk’in soğutma makinası, her altı ayda bir gün bakıma alınmak kaydı ile 10 yıl boyunca daimi olarak çalışmıştır. Daha sonra William Beale

serbest piston sistemini geliştirmiştir. Bu sistemde krank miline ihtiyaç duyulmaması sebebiyle mekanik kayıplar belirgin olarak azaltılmıştır (1971-US 3552120 / 1980-US 4183214) [9].

Malzemeler ve üretim tekniklerinde birçok yeni gelişmeler sağlanmıştır. Bu gelişmeler, serbest pistonlu Stirling soğutucularını daha verimli ve daha dűřük maliyetli sistemler haline getirmiştir. Son 10 yıl içerisinde Stirling soğutma makinaları ile çalışan birak prototip soğutucu ve dondurucu őrtilmiřtir.

Stirling soğutucularının avantajları, dűřük enerji sarfiyatlarına sahip olmaları ve doğaya diğer sistemlere nazaran daha az zarar vermeleridir. Bu őrzellikler, Avrupa ve Amerikan pazarındaki beyaz eşyaların sınıflandırılmasında őrnemli yer tutmaktadır.

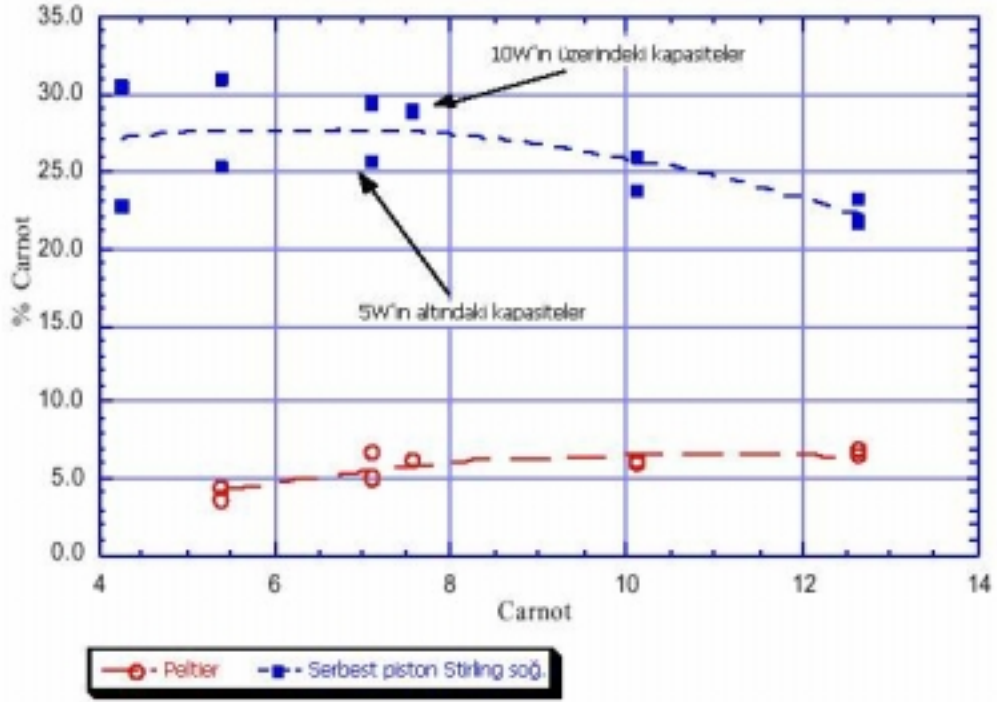
Rankine çevrimine dayanan sistemler, genellikle dur-kalk (on-off) yaparak çalıřmaktadırlar. Stirling soėutucuları ise yűke baėlı olarak deėiřken soėutma kapasitelerinde sűrekli olarak çalıřırlar. Bu őrzelikleri ısı deėiřtiricileri űzerindeki ısıl yűklemeyi en aza indirmektedir.

Serbest pistonlu Stirling soėutucularına őrzgű olan bir diėer űstűnlűk ise, sistemi tahrik edecek olan enerjinin gűneřten yada rűzgardan temin edilebilmesidir. Elektriksel ayarlamalar ile, yűkűn çok yűksek olduėu durumlarda, soėutuculara elektrik řebekesinden besleme yaparak takviye saėlanması da műmkűndűr [10].

1994 yılında, NASA'ya baėlı olan Johnson Uzay Merkezi'nde yűrűtűlen bir çalıřmada Orbit buzdolabı / dondurucu (OR/F), Stirling soėutucusu ile soėutulmuřtur. Bu çalıřmada soėutma, termosifon dűzeneėinde aseton kullanılarak saėlanmıřtır. Soėutulan kabinin ısı kaçaėı arpanı 0.53 W/°C ve –22 °C de enerji sarfiyatı 1680 Wh/gűn'dűr [11].

Berchowitz ve ekibi tarafından yapılan bir çalıřmada, 40 L hacimli bir kabin Stirling soėutucusu ile soėutulmuřtur. Soėutulan hacime yerleřtirilen termosifon dűzeneėinde soėutucu akıřkan olarak CO₂ kullanılmıřtır. Yapılan alıřmalar sonucunda elde edilen deėerlerin, Peltier sistemlerine nazaran daha iyi olduėu gűrűlműřtir. Soėutma kapasitesi 10 W deėerinin űzerinde ve 5 W deėerinin altında olan iki farklı Stirling soėutucusu ile Peltier etkisiyle soėutulan sistemlerin

verimlerinin, Carnot SEK değerine bağlı olarak karşılaştırılması Şekil 2.7’de sunulmuştur [12].



Şekil 2.7. Peltier etkisi ile Stirling soğutucularının karşılaştırılması [12].

Larsson ve arkadaşlarının yapmış olduğu bir çalışmada Stirling soğutucusu buzdolabına uygulanırken, soğutucunun sıcak ve soğuk taraflarına termosifon sistemleri yerleştirilmiştir. Termosifon düzeneklerinden biri, Stirling soğutucusunun sıcak tarafını soğutmak için, diğeri ise kabin içindeki ısı yükünü çekilmesi için kullanılmıştır. Soğutucu akışkan olarak; sıcak taraf termosifon düzeneğinde propan, soğuk tarafta ise CO₂ bulunmaktadır. Çalışmaların sonuçlarına göre en düşük kabin içi ortalama sıcaklığı; soğuk taraf sıcaklığı -37 °C ve CO₂'nin doyma sıcaklığı -18 °C iken, -11 °C olarak sağlanmıştır [13].

Welty ve Cueva'nın çalışmış olduğu bir dondurucu uygulamasında kullanılan ısı geçişi düzeneği, yerçekimi kuvveti ile tahrik edilen termosifon sistemleridir. Soğutucu akışkan olarak; soğutulan hacimde CO₂, ısı yükünü ortama atılmasında ise izobütan (R600a) kullanılmıştır. 25 °C ortam sıcaklığında -18 °C kabin içi ortalama sıcaklığı sağlanırken, mevcut şartlar altında konvansiyonel sistemlere nazaran enerji sarfiyatında yaklaşık %40 azalma tespit edilmiştir [9].

1996 yılında Oxford Üniversitesinde Green ve ekibi, bir Stirling soğutucusu ve iki adet termosifon ile çalışan dondurucu prototipini tamamlamışlardır. Bu uygulama ile, mevcut sistemlere nazaran %12 enerji tasarrufu sağlanmıştır. Dondurucu, -20°C’de 1480 Wh/gün enerji sarfiyatına sahiptir. Soğutulan hacimde, termosifon düzeneğine ilave olarak fan ile zorlanmış taşınım da gerçekleştirilmiştir. Fan, sadece çekilen toplam güce bir ilave katmakla kalmayıp, kabin içerisine ek ısı yük de getirmektedir [14].

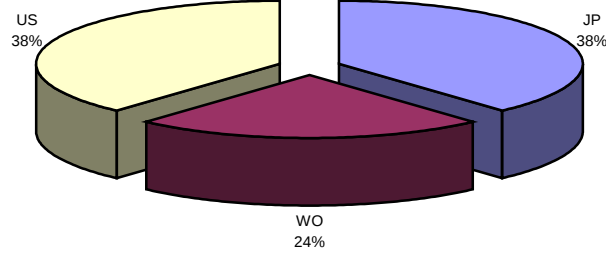
Tez çalışması çerçevesinde, serbest pistonlu Stirling soğutucularının farklı soğutma uygulamalarında kullanımına yönelik patentler araştırılmıştır. Dünya (WO), Japon (JP), Avrupa (EP) ve Amerikan (US) patentlerinin dahil edildiği araştırmada; Stirling soğutucularının kullanıldığı soğutma teknolojileri üzerinde çalışma yapan şirketler belirlenmiştir.

Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanmasına yönelik olarak yapılan patent araştırması dahilinde, bu uygulamalar üzerinde çalışan şirketler / bireyler belirlenmiş ve sahip oldukları patentler incelenmiştir. Yapılan çalışma neticesinde aşağıda belirtilen sonuçlara ulaşılmıştır:

- Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanması üzerine dünya genelinde günümüze kadar toplam 37 adet patent başvurusu bulunmaktadır. Bu alanda son üç yılda alınan patentlerin, toplam başvurularının yaklaşık %90’ını oluşturduğu göz önünde bulundurulursa, son yıllarda Stirling teknolojisi üzerine yapılan çalışmaların yoğunlaştığı ve önümüzdeki yıllarda ise artarak devam edeceği söylenebilir.
- Stirling soğutma makinalarının farklı amaçlardaki soğutucularda kullanılmasına yönelik olarak çalışma yapan şirketler / bireyler, temel olarak aşağıdaki uygulamalar üzerine yoğunlaşmış durumdadırlar:
 - Buzdolapları
 - Meşrubat soğutucular
 - Küçük hacimli (ör: piknik tipi) soğutucular.

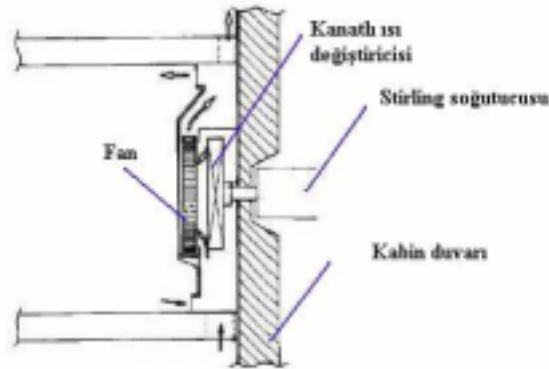
- Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanması konusunda, termosifon ve fan sistemleri olmak üzere temelde iki farklı yöntem kullanılmaktadır. Fan sistemlerinde ısı geçişi, kanatlı ısı değiştiricileri yardımıyla sağlanmaktadır.

Yapılan taramalar sonucunda belirlenen patentlerin ülkelere/bölgelere göre dağılımı Şekil 2.8’de gösterilmiştir.



Şekil 2.8. Patentlerin ülkelere/bölgelere göre dağılımı.

JP 2000-018748 ve JP 2002-162152 numaralı Japon patentlerinde Stirling soğutucusunun soğuk tarafı kabin içerisine alınmıştır. Soğuk tarafa yerleştirilen kanatlı ısı değiştiricisi üzerinden, bir fan yardımıyla zorlanmış taşınım sağlanarak kabin içindeki ısı yük soğutucusunun soğuk yüzeyine aktarılmaktadır. Şekil 2.9’da soğuk taraf üzerindeki ısı değiştiricisi ve hava akışını sağlayan fan gösterilmektedir [15, 16].



Şekil 2.9. Soğuk tarafta ısı değiştiricisi ve fan düzeneği [15].

JP 2000-130875 numaralı Japon patentinde ise, iki adet Stirling soğutucusu, soğuk tarafları yüzyüze gelecek şekilde kabinin alt kısmına yerleştirilmiştir. Soğuk taraflara uygulanan ısı değiştiriciler üzerinden bir fan yardımıyla üflenlen hava soğutularak bir hava kanalı vasıtasıyla kabin içerisine gönderilmektedir [17].

JP 2001-033140 numaralı bir diğer patentte, soğuk tarafa yerleştirilen ısı değıştircisi üzerinden emilen hava yine bir hava kanalı ile kabine ulaştırılmaktadır [18].

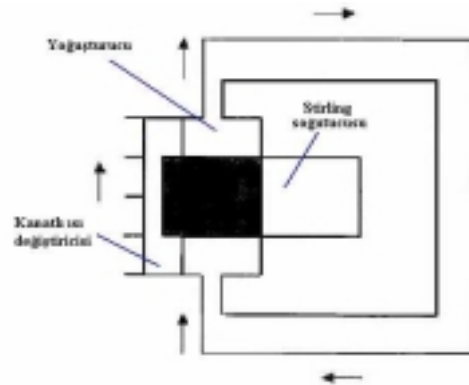
Hava kanalı ile, soğutulmuş olan havanın kabine ulaştırıldığı iki diğer çalışma WO 0216842 ve JP 2002-062021 numaralı patentlerdir. Bu çalışmalarda, Stirling soğutucusunun sıcak ve soğuk tarafları üzerinde ısı geçişı, ısı değıştircileri ve fanlar ile sağlanmaktadır [19, 20].

JP 2000-337747 numaralı patentte; buzdolabının taze besin tarafının soğutulmasında konvansiyonel kompresörlü sistem, dondurucu kısmı için ise Stirling soğutucusu kullanılmıştır. Taze besin bölmesindeki ısı değıştirci üzerinden fan ile emilen soğutulmuş havanın bir kısmı kabin içerisine, bir kısmı ise Stirling soğutucusunun olduğu bölüme gönderilmektedir. Sıcak tarafta bulunan ısı değıştircisi üzerinden geçirilen hava bir menfezden dış ortama atılmaktadır [21].

JP 2000-199672 numaralı Japon patentinde küçük hacimli ve çabuk soğutma yapabilen ev tipi buzdolaplarından bahsedilmiştir [22]. WO 0184065 numaralı patentte ise; Stirling soğutma makinalarının, ısıl olarak yalıtılmış piknik tipi soğutuculara uygulanması çalışılmıştır [23].

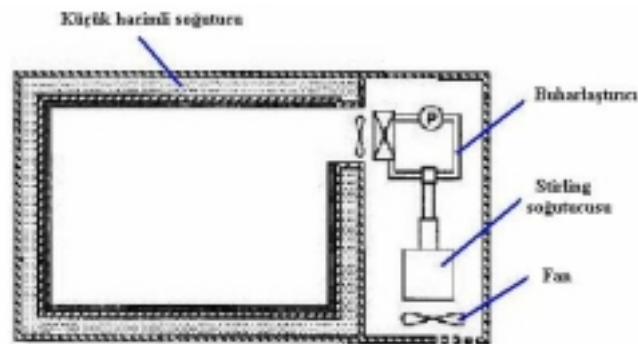
JP 2000-193361 numaralı bir başka Japon patentinde; soğuk taraf üzerindeki ısı değıştircisi Stirling soğutucusunun titreşimini üzerine alarak, içinden akan soğutucu akışkanın türbülanslı akışa geçmesini ve böylece toplam ısı geçiş katsayısını arttırmasını sağlamaktadır [24].

JP 2000-241036 numaralı patent dahilinde, soğuk tarafa uygulanan termosifon sisteminin yanısıra, soğuk yüzey üzerinde ayrıca kanatlı bir ısı değıştircisi kullanılmaktadır. Bu sistem Şekil 2.10'da sunulmuştur [25].

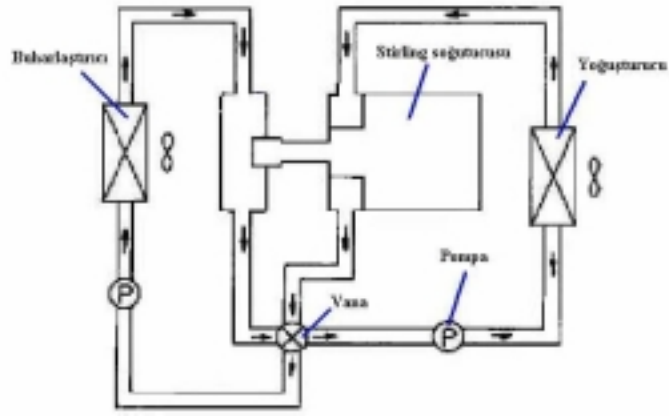


Şekil 2.10. Soğuk tarafta termosifon ve fan düzeneklerinin birlikte kullanılması [25].

JP 2001-330355 numaralı patentte, Stirling soğutucusu küçük hacimli bir soğutucuya uygulanmıştır. Soğutucunun sıcak tarafı üzerindeki ısı yük bir fan ve ısı değiştiricisi yardımıyla çekilirken, soğuk tarafta termosifon sistemi kullanılmıştır. Küçük hacimli soğutucu uygulaması Şekil 2.12’de sunulmuştur [28].



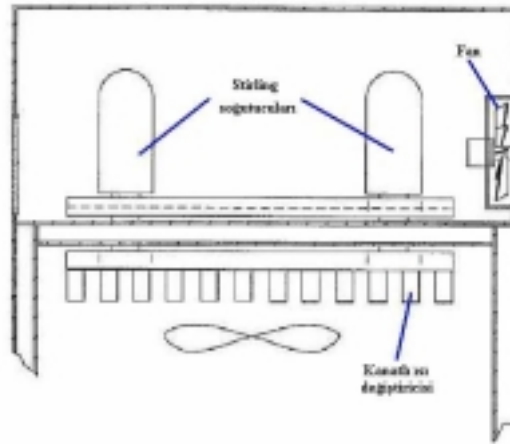
JP 2000-205682 numaralı Japon patentinde, soğutucunun sıcak ve soğuk taraflarına termosifon sistemleri uygulanmıştır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu üzerinden, fanlar vasıtası ile hava geçirilmektedir. Buharlaştırıcıda karlanma belirmesi durumunda; termosifon sistemi üzerindeki bir vana yardımıyla, sıcak taraftan geçirilen akışkan, buharlaştırıcıya yönlendirilmektedir. Bu sistem ise Şekil 2.13’de gösterilmektedir [29].



Şekil 2.13. Karlanmayı gideren vanalı sistem [29].

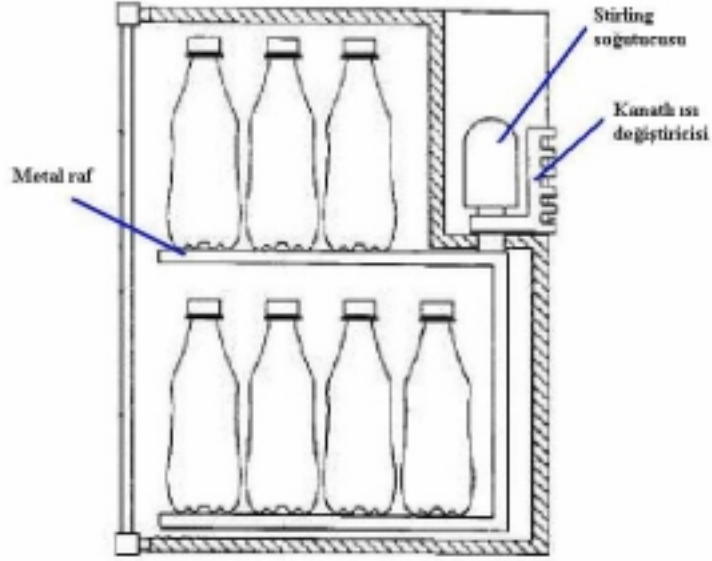
WO 0235160 numaralı patent dahilinde iki farklı uygulama çalışılmıştır. Birincisinde; kabinin alt kısmına yerleştirilen iki adet Stirling soğutucusunun sıcak tarafları ortak, soğuk tarafları ise farklı ısı değiştiricileri ile çalışmaktadır. Diğer uygulamada ise, soğutucuların soğuk taraflarında müşterek, sıcak taraflarında da ayrı ısı değiştiriciler kullanılmaktadır [30].

US 6272867 numaralı patentte, meşrubat soğutucusunun üst kısmına yerleştirilen iki adet Stirling soğutma makinasının sıcak ve soğuk taraflarına kanatlı ısı değiştiriciler bağlanmıştır. Bu uygulama ise Şekil 2.14’de gösterilmektedir [31].



Şekil 2.14. Meşrubat soğutucusunun üstten soğutulması [31].

US 6347524 numaralı patentte ise, soğuk taraf ısı değiştiricisine bağlı olan ve kabin içine indirilen bir mil kullanılmaktadır. Mille bağlı olan raflardaki meşrubatlar ısı yüklerini iletim yolu ile raflar üzerinden mile aktarmaktadır. Mil ise bu ısı yükü Stirling soğutucusunun soğuk tarafına iletmektedir. Uygulama Şekil 2.15’de görülmektedir [32].



Şekil 2.15. Isıl yükün iletim yolu ile soğuk tarafa aktarılması [32].

US 6422025 numaralı patentte; diğer uygulamalara benzer olarak Stirling soğutucusunun sıcak tarafı üzerindeki ısı yük bir fan ve kanatlı ısı değiştiricisi yardımıyla ortama aktarılmaktadır. Soğuk tarafta ise termosifon düzeneği mevcuttur. Yoğuşturucu görevi gören termosifon düzeneğinde, borular üzerinden bir fan yardımıyla hava geçirilerek zorlanmış taşınım ile ısı geçişi sağlanmaktadır. Ayrıca bu uygulamada, Stirling soğutucusu çalışırken oluşan titreşim sonucu meydana gelen gürültü problemine de değinilmiştir [33].

Atlanta'lı bir bilim adamı olan Arthur Rudick ve ekibindeki arkadaşlarının sahip olduğu US 2002-0088237 numaralı patentte Stirling soğutucusunun bir meyvasuyu karıştırıcısına uygulanmasından bahsedilmektedir. Stirling soğutucusunun soğuk tarafında termosifon düzeneği kullanılırken, sıcak tarafındaki ısı yük ise fan ve kanatlı ısı değiştiricisi yardımı ile ortama atılmaktadır [34].

Rudick ve ekibine ait olan US 2002-0007637 numaralı bir diğer patentte ise soğutma sisteminde yüksek faz değiştirme ısısına sahip akışkanlar kullanılmaktadır. Stirling soğutucusunun soğuk tarafından geçerken soğutulan akışkan (su, metanol, propanol), bir pompa vasıtasıyla, faz değiştirme ısısı yüksek olan ikincil bir akışkanın (su, su+tuz) bulunduğu hacim içerisine yerleştirilmiş termosifon düzeneği boyunca tahrik edilmektedir. Soğutulacak hacim içindeki buharlaştırıcıya ulaşan soğutucu akışkan, ortamdaki ısı yükü çekerek Stirling soğutucusuna ulaşmakta ve çevrim tamamlanmaktadır. Buharlaştırıcı girişindeki bir vana yardımıyla soğutucu akışkanın debisi ve dolayısıyla sistemin soğutma kapasitesi ayarlanabilmektedir. Ayrıca faz

değiştirme ısısı yüksek olan akışkanın sıcaklığı belli bir değerin altına düştüğünde Stirling soğutucusu durdurulmakta ve bu ikincil akışkanın sıcaklığı tekrar belli bir değere yükselene kadar, termosifon düzeneğindeki birincil akışkan sadece ikincil akışkan tarafından soğutulmaktadır [35].

2.4. İki Fazlı Akışlar ve Termosifon Sistemleri

Kaynama ya da buharlaşma ile ısı geçişi; sıvı fazdan buhar fazına geçişte oluşan ısı geçişi biçimidir. Esas olarak iki tür kaynama vardır. Bunlar sırası ile havuz tipi kaynama ve akış halinde kaynamadır. Akışkanın durağan olduğu bir havuz içinde meydana gelen kaynama olayına havuz tipi kaynama denir. Akış halinde kaynama ise; bir sıvı akışının içinde meydana gelen kaynamadır. Akış halinde kaynamada ısıtma yüzeyi akışkanı sınırlayan kanal duvarıdır. Bu durumda, kaynayan (veya buharlaşan) bir akışkan buhar ve sıvı karışımından meydana gelmiş olup iki fazlı akışa bir örnek teşkil etmektedir. Kaynama ya da buharlaşma; buhar üretiminde, nükleer reaktörlerde, roket motorlarında, elektronik devrelerin soğutulmasında, buzdolaplarının buharlaştırıcı düzeneklerinde ve ısı geçişinin sağlanmasının amaçlandığı birçok sistemin soğutulmasında kullanılmaktadır.

Borular içerisinde iki fazlı, sıvı-buhar akışları üzerinde yapılan çalışmalar göstermiştir ki, aynı kütleli akılarda bu uygulamalarda elde edilen ısı geçişi miktarları, tek fazlı akışın gerçekleştiği uygulamalara nazaran daha yüksektir. Yukarı ve aşağı iki fazlı düşey akışlar için ısı taşınım katsayısının belirlenmesi üzerine birkaç tane yaklaşım mevcuttur. Vijay (1982), ısı taşınım katsayısını basınç kaybı değeri cinsinden ifade etmiştir. Bu yaklaşım dahilinde kullanılan boyutsuz değişkenler ise Friend (1954) tarafından iki fazlı yatay akışlar için önerilmiştir [36].

İki fazlı akışlar kabarcık dağılımına göre sınıflandırılmaktadır. Buna göre; sıvı fazdaki akışta kabarcıklar, buhar fazlı akışta sıvı damlacıkları ve bunların farklı kombinasyonlarının tamamına akış biçimleri adı verilmiştir. Değişik akış biçimleri, ısıtıldıkları duvar yakınındaki hidrodinamik şartlara göre değişik etkiler göstermektedir.

İki fazlı akışlarda; hidrodinamik ve termodinamik özelliklerin değişimi sonucu akışta kararsızlık belirmektedir. Akış kararsızlığı, kaynama sırasında büyük momentum

değişimlerinin sonucunda ortaya çıkmaktadır. Düşük güçle ısıtılan bir kanalda küçük ve sabit genlikli akış salınımları başlarken, gücün artırılması ile genlik de artmakta ve akış kararsız bir hale geçmektedir. Kaynama sırasında temel olarak üç farklı akış kararsızlığı gözlenebilmektedir. Bunlar; paralel kanallar arasında, doğal taşınım çevriminde ve farklı akış biçimleri sebebiyle meydana gelen basınç düşümlerinin neden olduğu akış kararsızlıklarıdır [37].

İçinde iki fazlı akış gerçekleşen bir kanala ısı verildiğinde; meydana gelen hidrodinamik değişim, ısı geçişi karakteristiklerini etkilemektedir. Geçen ısı, faz değişimine neden olarak faz dağılımını ve akış biçimini değiştirmektedir. Akış dahilindeki fazlar tek bir maddeye ait ise, bu akışa *tek bileşenli akış* ismi verilir. Tek bileşenli iki fazlı akışta; kanalda tam gelişmiş akış biçimi gözlenememektedir. Hidrodinamik değişimlerden ötürü ortaya çıkan kararsızlıklar ve fazlar arasındaki dengenin sağlanamaması, akış içinde karışıklıklar oluşturmaktadır [37].

Tez çalışması dahilinde, kanallarda ve termosifon düzeneklerinde iki fazlı akış ile ısı geçişinin sağlandığı uygulama ve incelemelere de yer verilmiştir. Son zamanlarda, ısı değiştiricileri tasarımında yaygın olarak kullanılma durumuna gelen mikrokanallı borular da araştırma kapsamında tutulmuştur.

Ekstrüzyon yöntemi ile imal edilen mikrokanallı alüminyum borular; otomobil klimalarının yoğunlaştırıcı bölümünde yaygın olarak kullanılırken, diğer klima ve soğutma uygulamalarında da dikkate alınmıştır ve üzerlerinde çalışılmaktadır. Bir ısı değiştiricisi tasarlanırken, soğutucu akışkana ait üç önemli bilginin değerlendirilmesi önem taşımaktadır. Bunlar;

- Isı geçişi : Boru devresi uzunluğunu tayin etmek,
- Boşluk oranı : Soğutucu akışkan miktarını tayin etmek,
- Basınç kaybı : Soğutucu akışkanı tahrik etmek için gerekli olan gücü

belirleyebilmek için önemlidir.

Genellikle kanallarda tek fazlı ve iki fazlı akışlarda basınç düşümü; sürtünme katsayısı, ivme terimi ve de yerçekimi etkisine bağlı statik bir terim yardımı ile ifade edilir.

Tek fazlı akışın gerçekleştiği kanallarda sürtünmeden olan basınç düşümü, bir sürtünme katsayısı ile tanımlanır. Sürtünme katsayısı Reynolds sayısına bağlıdır. Türbülanslı akışlarda, ortalama yüzey pürüzlülük yüksekliğinin çapa oranı (ϵ/d) önem kazanır.

İki fazlı akışlar için; kanallarda düz boru basınç düşümünün belirlenmesine yönelik olarak, homojen ve ayrık akış modelleri olmak üzere iki yöntem kullanılabilmektedir. Homojen modelde, soğutucu akışkan bünyesindeki sıvı ve buhar hızlarının eşit olduğu kabulü yapılmaktadır. Bu model, kabarcıklı ve sisli akışlar için uygundur. Ayrık akış modelinde ise, sıvı ve buhar fazlarının karışım içinde ayrık olarak aktığı kabulü yapılmaktadır. Ayrıca sıvı ve buhar fazlarının statik basınç kayıplarının eşit olduğu kabul edilmektedir. İdeal ayrık akışta, sıvı ve buhar fazlarının birbirleri ile etkileşim içinde olmadığı varsayılmaktadır. Bu model, katmanlı ve halkasal akış için uygun değildir [38].

Payne ve arkadaşlarının yaptığı bir çalışmada, mikrokanailli alüminyum borularda R134a ve R410a soğutucu akışkanlarının akışı sırasında meydana gelen basınç düşümü ve boşluk oranı incelenmiştir. Deneyler dahilinde; kütleli akı, kuruluk derecesi ve sıcaklık parametreleri değişken olarak alınmıştır.

Tek fazlı ve iki fazlı akış üzerinde de incelemeler yapan Payne ve ekibi, tek fazlı akışta, düşük hidrolik çapa rağmen olağandışı bir basınç düşümü gerçekleşmediğini belirtmektedir. İki fazlı akışta ise basınç düşümü temel olarak kütleli debi ile orantılı olmaktadır. Mevcut basınç düşümü korelasyonları, deneyler neticesinde elde edilen basınç kaybı değerlerinin üzerinde değerler vermektedir [39].

Termosifon sistemlerinin elektronik devrelerinde soğutma amaçlı kullanılması üzerine bir çalışma yapan Khrustalev, bilgisayarlarda ve haberleşme sistemlerinde gelişen teknoloji ile birlikte sistem dahilinde ortama verilmesi gereken ısı yükünün arttığına dikkat çekmektedir. Buna bağlı olarak; hava ile soğutmanın yetersiz kaldığı ve termosifon düzenekleri gibi alternatif soğutma uygulamalarına yönelmenin yoğunlaştığı belirtilmektedir.

Termosifon sistemleri ile ısı borularını mukayese eden Khrustalev; termosifon sistemlerinin bazı üstünlüklerini ortaya koymuştur. Buna göre; termosifon sistemleri

ısı borularına nazaran daha yüksek ısı yükleri aktarabilmektedir. Ayrıca termosifon düzeneklerinde, ısı borularındaki kadar yüksek direnç görülmemektedir [40].

Kandlikar ve Habsberg'in; termosifon sistemleri ile elektronik devrelerin soğutulmasına yönelik olarak yaptığı bir çalışmada, R-11 soğutucu akışkanı ile yapılan deneyler sunulmuştur [41].

Termosifon düzeneği, elektronik devre içindeki ısı yükün dış ortama aktarılmasında görev almaktadır. Dolayısıyla; elektronik devre dahilindeki kısım buharlaştırıcı, dış ortam ile etkileşim içinde olan kısım ise yoğusturucu özeli göstermektedir.

Kandlikar ve Habsberg'e göre termosifon sistemlerinin, konvansiyonel soğutma sistemlerine nazaran en belirgin avantajı, sistem dahilinde herhangi bir hareketli parça olmaması ve bu sebeple güvenilirliğin daha fazla olmasıdır. Bir diğer üstünlük ise, konvansiyonel sistemlerde kompresör basma hattındaki yüksek sıcaklıktan ötürü, soğutucu akışkanın yüksek çözölme oranına sahip olmasına karşın, termosifon düzeneklerinde bu sakınca görülmemektedir. Ayrıca sistem dahilinde yağ kullanma zorunluluğu olmaması da termosifonları cazip kılmaktadır.

Termosifon sistemleri ile ısı borularının da karşılaştırıldığı çalışmada, her iki sistemin aynı prensip ile çalıştığı, ancak ısı borularında sıvı fazdaki soğutucu akışkanın fitildeki kılcılık etkisi ile taşındığı belirtilmektedir. Termosifon sistemlerinde ise çevrim, yoğusturucu çıkışında meydana gelen sıvı kolonun sahip olduğu statik basınç etkisi ile sağlanmaktadır [41].

İki fazlı termosifon çevrimi olarak da bilinen iki fazlı, doğal döngülü, kapalı çevrimler ile çalışan bir ısı değıştiricisi sistemi; soğutucu akışkan kullanarak bir ısı kaynağındaki enerjiyi bir ısı çukuruna aktarmaktadır.

İki fazlı akışın gerçekleştiği bir çevrim, soğutucu akışkanın gizli ısını kullanarak ısı geçişi hadisesinin gerçekleşmesini sağlar. Buharlaştırıcı ve yoğusturucu doyma basınçlarının arasındaki fark, buhar fazındaki soğutucu akışkanın, buharlaştırıcıdan yoğusturucu borularına akmasına sebep olur. Sistem geometrik olarak; yoğusturucu çıkışında biriken soğutucu akışkanın, buharlaştırıcının içerisinde yerçekimi etkisi ile yol alabileceği şekilde tasarlanmıştır [42].

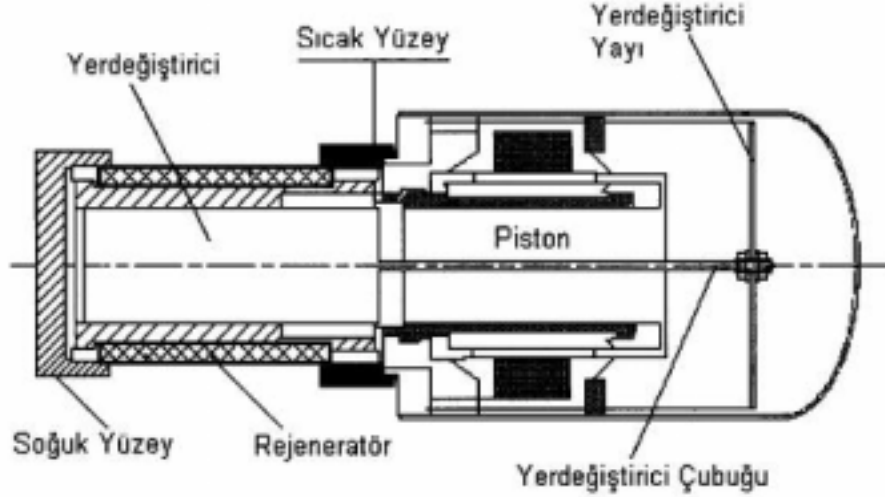
3. SERBEST PİSTON STIRLING SOĞUTUCULARI

Tez çalışması dahilinde serbest pistonlu Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanması konusunda teorik ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmaların açıklanmasından önce; Stirling soğutma çevrimi, serbest pistonlu Stirling soğutucuları ve soğutucuların buzdolaplarına uygulanış yöntemleri hakkında genel bilgiler sunulmuştur.

Stirling çevrimi esasına göre çalışan soğutucular tahrik mekanizmalarına göre, kinematik ve serbest pistonlu Stirling soğutucuları olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Kinematik Stirling soğutucularında yerdeğiştirici ve piston, eşkenar paralel biçimli tahrik mekanizması ile, aralarında belirli bir faz farkı olacak şekilde hareket ettirilmektedir. Serbest pistonlu Stirling soğutucularının kinematik tiplerden tek farkı, pistonlarının fiziksel bir bağlantı olmadan hareket etmeleridir. Bu çevrim, sistem içindeki gaz basınçlarını kullanarak yerdeğiştirici pistonun aynen kinematik tip soğutucularda olduğu gibi aşağıdaki pistonla aralarında bir faz farkı olacak şekilde hareket etmesini sağlamaktadır.

3.1. Stirling Soğutma Çevrimi

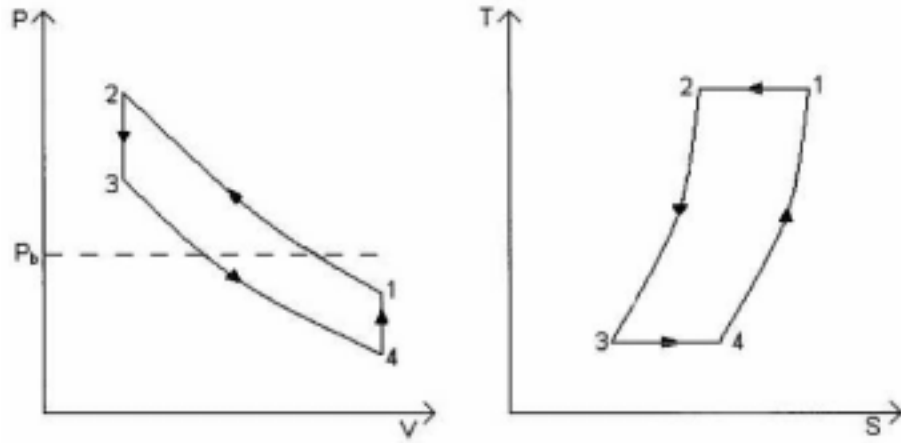
Serbest pistonlu Stirling soğutucusu, piston ve yerdeğiştirici olmak üzere içinde bulundurduğu iki hareketli parçanın belirli bir miktarda helyum gazını ileri ve geri sıkıştırmasıyla çalışan ve sızdırmazlığı tam olarak sağlanmış basınçlı bir kap olarak tanımlanabilmektedir [43]. Serbest pistonlu Stirling soğutucusunun kesit resmi Şekil 3.1’de sunulmuştur.



Şekil 3.1. Serbest piston Stirling soğutucusunun kesit resmi [43].

Piston, sızdırmazlığın sağlanması için silindir içine sıkıca yerleştirilmiştir ve bundan ötürü pistonun önünde ve arkasında kalan bölgeler arasında basınç farkı oluşmaktadır. Yerdeğiştirici ise silindirin içine gevşek olarak yerleştirilmiştir ve bu nedenle yerdeğiştiricinin ön ve arka kısmında kalan bölgeler arasında basınç farkı meydana gelmemektedir. Piston ve yerdeğiştirici, uygun hareketleri için soğutucu dahilinde değişik bölmelerdeki gaz basınçlarını kullanmaktadırlar. Dolayısıyla hacimler arasındaki sızdırmazlıkta herhangi bir sorun olması halinde; hacimlerdeki ortalama basınçların değişmesi, bunun sonucu olarak da hareket eden pistonların durması veya birbirlerine çarpması ihtimali güçlenmektedir. Bu sebeple serbest piston soğutucular, sızdırmaya karşı ciddi önlemlere ihtiyaç duymaktadır. Uygulamada sızdırma tamamen önlenemeyeceği için, gaz bölmeleri arasında geçitler kullanmak gerekmektedir. Bu uygulama neticesinde meydana gelen kayıplar, soğutucunun soğutma kapasitesini ve etkinlik katsayısını olumsuz yönde etkilemektedir [7].

Yerdeğiştiriciye sabitlenmiş olan bir çubuk, pistonun ortasında mevcut olan bir delikten geçirilmiştir ve yerdeğiştiriciye hareket imkanı sağlanmıştır. Böylece pistonun ön ve arka kısımları arasındaki basınç farkı, yerdeğiştiricinin konumunu belirlemektedir. Teorik Stirling soğutma çevriminin basınç-hacim ve sıcaklık-entropi eksenlerindeki değişimleri Şekil 3.2’de sunulmuştur.



Şekil 3.2. Stirling soğutma çevrimi.

1816 yılında Robert Stirling tarafından keşfedilen makinanın çalışma esasını teşkil eden Stirling çevriminin analizi 1871 yılında Prof. Dr.Gustav Schmidt tarafından yapılmıştır. Bu analiz, Otto çevriminin kıvılcım ateşlemeli motorları tanımlaması gibi, Schmidt tarafından tanımlanan çevrim de Stirling makinalarının tanımlayıcısı durumuna gelmiştir [3]. Bu teoriye göre, karşılıklı çalışan parçaların harmonik hareketi, yapılan önemli kabuller doğrultusunda (izotermal sıkıştırma ve genleşme, rejeneratörde sabit hacimde ısı alıp verme) sağlanmaktadır. Bu oldukça ideal bir durumdur, fakat ideal Stirling çevriminden daha gerçekçidir. Schmidt teorisinin sonuçları motor tasarımında kullanılabilmektedir. Bu kabullerle gerçeğe yaklaşma çalışmaları düşündürücü karmaşıklıklar ortaya koymuştur. Kapalı bir formda olmayan çözümler dijital veya analog bilgisayar simülasyonu çalışmalarını gerektirmiştir [44].

3.2. Stirling Soğutucularının Buzdolaplarına Uygulanış Yöntemleri

Son yıllarda, konvansiyonel kompresörlü soğutma sistemlerinin kullandığı soğutucu akışkanların tabiata verdiği zararın farkedilir düzeylere çıkması sonucu, mevcut sistemlere alternatif olarak sunulan Stirling soğutucuları üzerinde yapılan çalışmalar yoğunlaşmıştır. Tahrik gerilimi kontrolü ile değişik soğutma kapasitelerinde çalışabilme özellikleri değişken kapasiteli kompresörlere benzeyen Stirling soğutucularının bir diğer önemli üstünlüğü ise düşük soğutma kapasitelerinde de yüksek verimle çalışabilmeleridir.

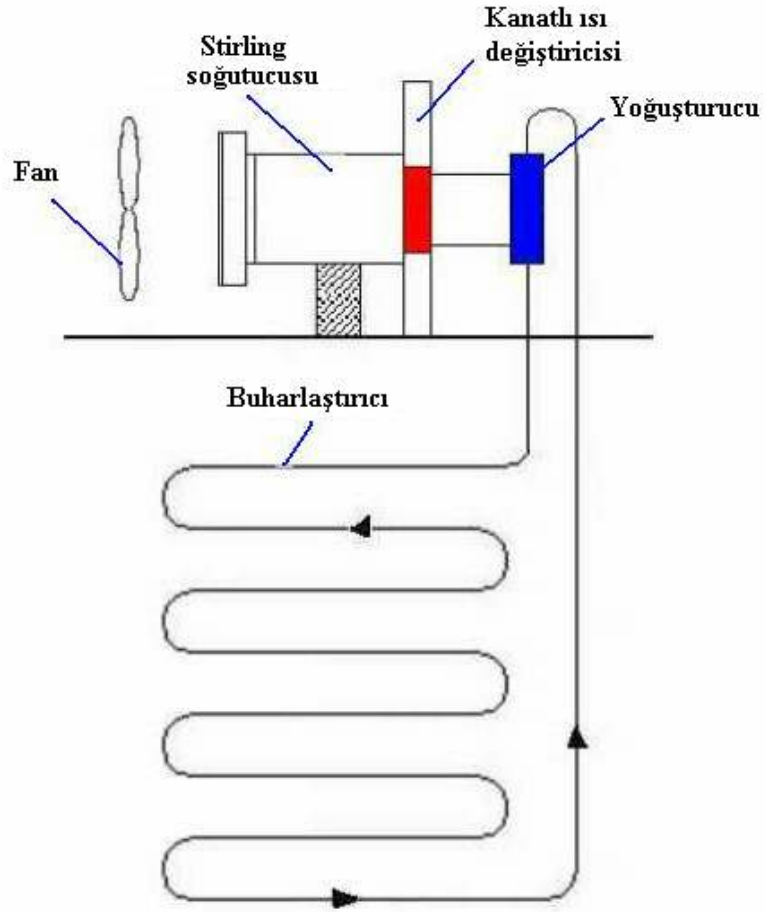
“Stirling soğutucularının buzdolaplarına termosifon ısı değiştiricileri ile uygulanması” konulu tez çalışması dahilinde temel olarak kullanılan ısı geçişi düzenekleri “termosifon” ve “fan” sistemleridir. Stirling soğutucularının sıcak ve soğuk taraflarında olmak üzere iki ayrı bölgede, tasarlanan termosifon ve fan sistemlerinin uygulanması için bir deney matrisi oluşturulmuştur. Bu yöntemler aşağıda sunulmuştur:

- Sıcak taraf : Fan Soğuk taraf : Termosifon
- Sıcak taraf : Termosifon Soğuk taraf : Termosifon
- Sıcak taraf : Fan Soğuk taraf : Fan
- Sıcak taraf : Termosifon Soğuk taraf : Fan

3.2.1. Sıcak tarafta fan / Soğuk tarafta termosifon sistemi

Bu uygulamada, kabin içerisindeki ısı yükü bir termosifon düzeneği vasıtasıyla Stirling soğutucusunun soğuk tarafına aktarılmaktadır. Kapalı bir çevrim oluşturan termosifon sisteminin buharlaştırıcı kısmında farklı boru ve kanat tasarımları kullanılabilir. Termosifon düzeneğinin yoğunlaşma bölgesinde ise, Stirling soğutucusunun soğuk tarafı üzerine yerleştirilen yoğunlaştırıcı bulunmaktadır. Buharlaştırıcı içinde kabinin ısı yükünü çekerek gaz fazına geçen soğutucu akışkan, yoğunlaştırıcıya ulaşarak burada tekrar sıvı faza geçmekte ve böylece çevrim sağlanmaktadır. Sistem dahilinde, soğutucu akışkanın dolaştırılması için herhangi bir tahrik mekanizmasına ihtiyaç duyulmamaktadır. Yoğunlaştırıcı çıkışında, soğutucu akışkanın oluşturduğu sıvı kolonunun, yerçekimi ivmesinden ötürü sahip olduğu statik basınç etkisi soğutucu akışkanı tahrik etmektedir.

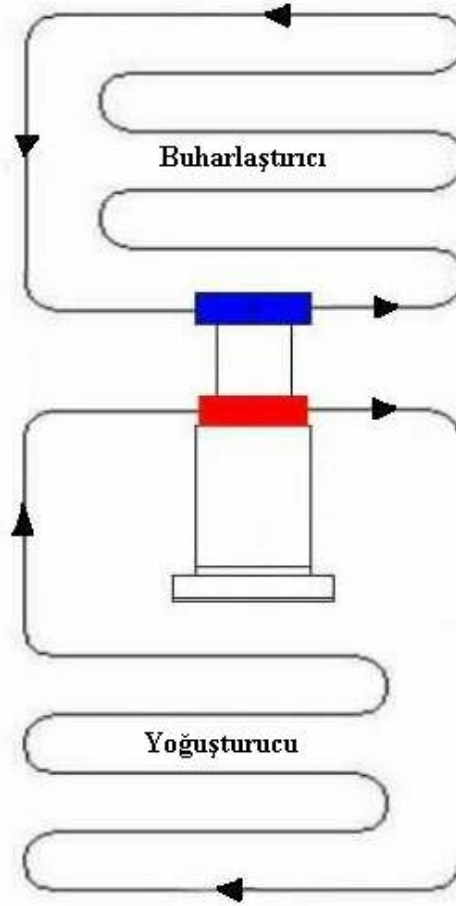
Soğutucunun sıcak tarafı üzerindeki ısı yük ise, kanatlı ısı değiştiricisi ve fan yardımı ile, zorlanmış taşınım ile ısı geçişi esasına dayalı olarak ortama atılmaktadır. Bu uygulamaya ait şematik gösterim Şekil 3.3’de sunulmuştur.



Şekil 3.3. Sıcak tarafta fan / Soğuk tarafta termosifon uygulaması.

3.2.2. Sıcak tarafta termosifon / Soğuk tarafta termosifon sistemi

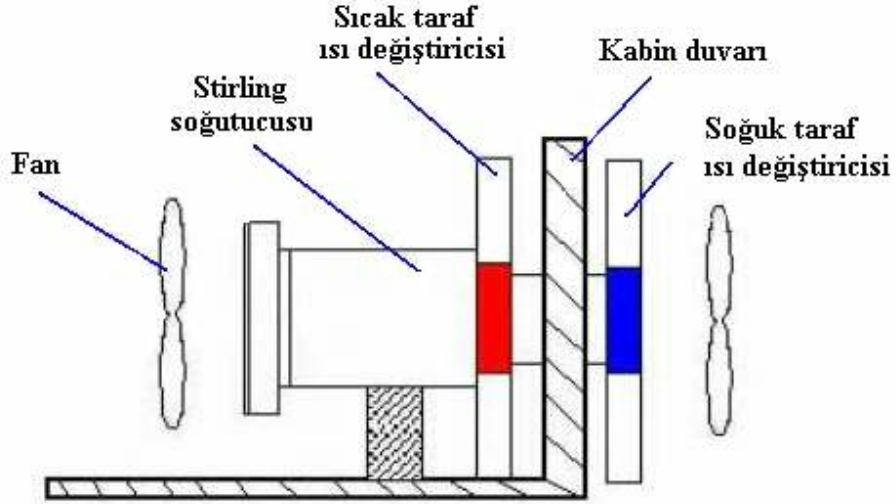
Stirling soğutucusunun buzdolaplarına uygulanmasında kullanılan bir diğer yöntem ise, sıcak ve soğuk taraflarda termosifon düzeneklerinin kullanıldığı uygulamalardır. Bu uygulamalarda, kabin içindeki ısı yükü, buharlaştırıcı görevi gören bir termosifon ile çekilirken, soğutucunun sıcak tarafındaki ısı enerjisi yoğuşturucu görevi gören bir diğer termosifon ile dış ortama aktarılmaktadır. Her iki termosifon düzeneğinin de kendi içinde kapalı bir çevrim oluşmaktadır ve bu çevrim dahilinde soğutucu akışkan dolaştırılmaktadır. Bu yöntemde de soğutucu akışkanı tahrik etmek için ilave güç çeken bir mekanizma kullanılmamaktadır. Çevrim, yoğuşan soğutucu akışkanın sahip olduğu statik basınç etkisi ile tahrik edilmektedir. Her iki tarafta termosifon düzeneğinin kullanıldığı yöntemin şematik gösterimi Şekil 3.4’de gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Sıcak tarafta termosifon / Soğuk tarafta termosifon uygulaması.

3.2.3. Sıcak tarafta fan / Soğuk tarafta fan sistemi

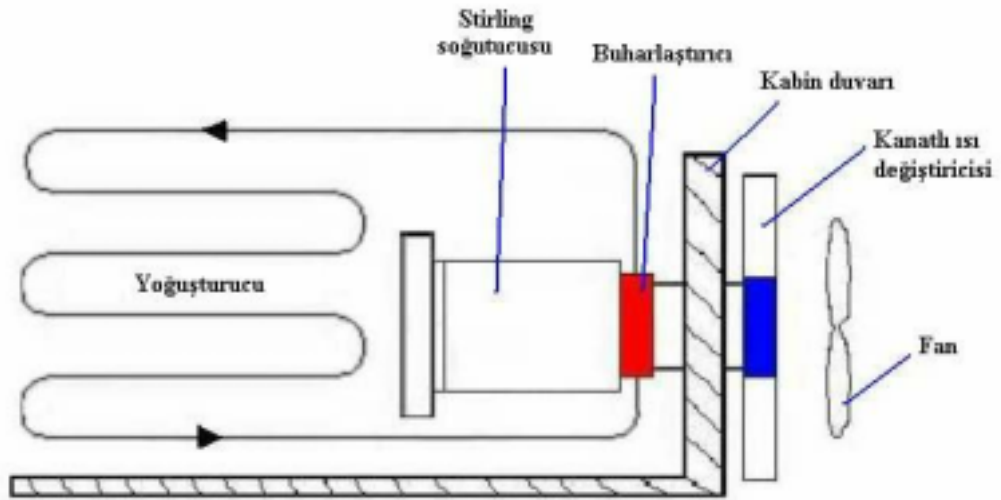
Stirling soğutucusunun buzdolaplarına uygulanmasında, her iki tarafta fan düzenekleri de kullanılabilir. Bu yöntem dahilinde herhangi bir soğutucu akışkan kullanılmaması üstünlük olarak gözüktüğü de, ısı değiştiricisi tasarımını sınırlayan bir takım sebeplerden ötürü etkin ısı geçişinin sağlanması, termosifon sistemlerine nazaran daha güçtür. Stirling soğutucusunun buzdolabına göre konumu, fanın konumu, hava akış yönü, soğutucunun soğuk yüzeyi üzerine uygulanan yalıtım teknikleri, kanatlı ısı değiştiricisi tasarımını etkileyen parametrelerden bazılarıdır. Zorlanmış taşınım ile ısı geçişinin sağlandığı bu uygulamada, hava yönlendirici kanallar da kullanılmaktadır. Bu sayede fan ile emilen ya da üflenmiş hava, dağılmadan ısı değiştiricisinin kanatları üzerinden akabilmekte ve nispeten daha yüksek ısı değiştiricisi toplam UA değeri elde edilmektedir. Bu uygulama, şematik olarak Şekil 3.5’de sunulmuştur.



Şekil 3.5. Sıcak tarafta fan / Soğuk tarafta fan uygulaması.

3.2.4. Sıcak tarafta termosifon / Soğuk tarafta fan sistemi

Stirling soğutucusunun buzdolaplarına uygulanmasında kullanılabilecek yöntemlerden biri de; sıcak tarafta termosifon, soğuk tarafta ise fan ve kanatlı ısı değiştiricisi uygulamasıdır. Kabin içindeki ısı yük, soğutucunun soğuk yüzeyine kanatlı ısı değiştiricisi ve fan yardımıyla aktarılmaktadır. Sıcak taraftaki ısı enerjisi ise yoğunlaştırıcı görevi gören bir termosifon ile dış ortama atılmaktadır. İç tarafta fan kullanılan uygulamalarda; fanın çektiği gücün sistem dahilinde çekilen toplam güce ilave edilmesinin yanısıra, kabin içerisine ek ısı yük getirdiğini de bilmekte yarar vardır. Şekil 3.6’da, soğutucunun sıcak tarafında termosifon, soğuk tarafında ise fan düzeneğinin kullanıldığı sistem şematik olarak gösterilmiştir.



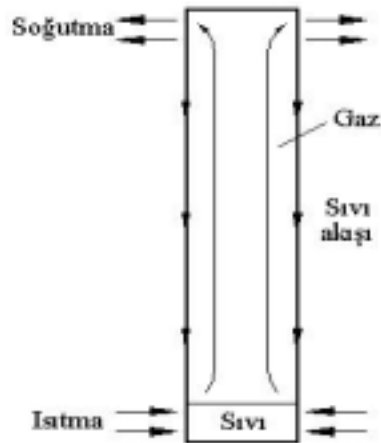
Şekil 3.6. Sıcak tarafta termosifon / Soğuk tarafta fan uygulaması.

4. TERMOSİFON ve FAN SİSTEMLERİNİN TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

Bu bölümde, tez çalışması dahilinde serbest piston Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanması üzerine yapılan deneylerde kullanılan termosifon ve fan sistemleri hakkında genel bilgiler verilmiş olup, bu sistemlerde meydana gelen ısı geçişi üzerine yapılan teorik çalışmalar açıklanmıştır. Ayrıca termosifon sistemlerinde meydana gelen basınç kayıpları da bu bölümde incelenmiştir.

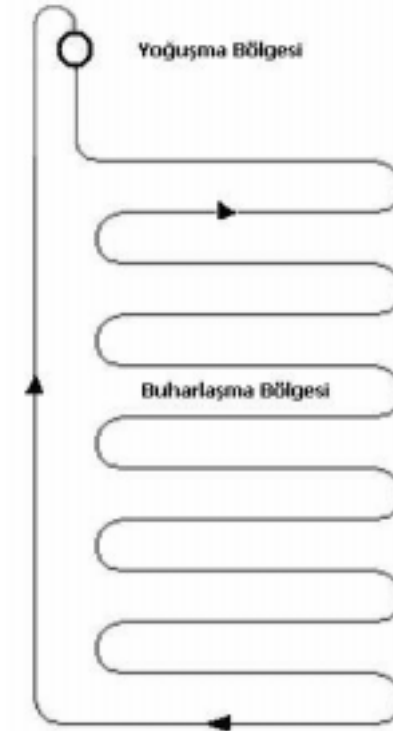
4.1. Termosifon Sistemlerinin Tanıtılması

Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanmasında kullanılan termosifon sistemleri temel olarak ikiye ayrılmaktadır. Birincisi, içerisinde soğutucu akışkan bulunan, kapalı bir borudan oluşmaktadır. Yoğuşan ve buharlaşan soğutucu akışkan aynı boru içerisinde yukarı-aşağı gidip gelmektedir. Dikey konumda yerleştirilen borunun alt kısmına ısı yük uygulanması halinde içinde bulunan akışkan buharlaşmaktadır. Buharlaşan soğutucu akışkan; sıcaklığın ve basıncın düşük olduğu üst kısma doğru hareket etmektedir. Soğuk yüzeye taşıdığı ısı yükü aktararak yoğuşan soğutucu akışkan, yerçekimi etkisi ile tekrar, sıcaklığın yüksek olduğu alt kısma geri dönmektedir ve çevrim sağlanmaktadır. Aynı hacim içerisinde çift yönlü bir akış meydana gelmektedir. Bahsi geçen çift yönlü termosifon uygulaması şematik olarak Şekil 4.1’de sunulmuştur.



Şekil 4.1. Çift yönlü termosifon uygulaması.

İkinci tip termosifon düzeneklerinde ise tek yönlü bir döngü söz konusudur. Yüksek sıcaklık bölgesinden ısı yükü çekerek buharlaşan soğutucu akışkan düşük sıcaklık bölgesine ulaşmakta ve üzerindeki ısı yükü soğuk yüzeye aktararak yoğuşmaktadır. Çift yönlü termosifonlardan farklı olarak, tek yönlü termosifon düzeneklerinde; yoğuşan soğutucu akışkan buharlaştırıcı kısmına, yoğuşmak üzere geldiği boru vasıtasıyla değil, yoğuşturucudan buharlaştırıcıya giden ve kapalı bir çevrim oluşturan bir başka boru devresi ile ulaşmaktadır. Akışkanın tahriki yine yerçekimi etkisi ile sağlanmaktadır. Yoğuşturucu çıkışında kullanılan düşük çaplı bir boruda oluşan sıvı kolonunun, yerçekimi ivmesi nedeniyle sahip olduğu statik basınç, akışkanın buharlaştırıcıyı katederek tekrar yoğuşturucu bölmesine ulaşmasına vesile olmaktadır. Şekil 4.2’de tek yönlü termosifon düzeneği gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Tek yönlü termosifon uygulaması.

Termosifon sistemlerinin; buharlaşma gizli ısılarının yüksek olması, kanallarındaki hidrolik direncin, ısı borularına nazaran daha düşük olması ve yüksek tasarım serbestisine sahip olmaları bu sistemleri cazip kılmaktadır. Termosifon sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkan; bir tahrik mekanizması (pompa, kompresör vs.) ile sistem içinde dolaştırılabileceği gibi, herhangi bir tahrik elemanı kullanmadan da, sadece yerçekimi etkisi ile çevrim sağlanabilmektedir.

4.2. Termosifon Sistemlerinde Isı Geçişi

Bu çalışmada oluşturulan hesap yöntemi, seçilen bir deneyde; geometrileri ve sıcaklık değerleri bilinen kabin ve buharlaştırıcıdan oluşan bir buzdolabında, sürekli rejimde gerçekleşen toplam ısı geçişini belirlemek amacıyla oluşturulmuştur. Kabinden buharlaştırıcı görevi gören levhaya ısı geçişi, ışıınım ve taşınım ile olmaktadır.

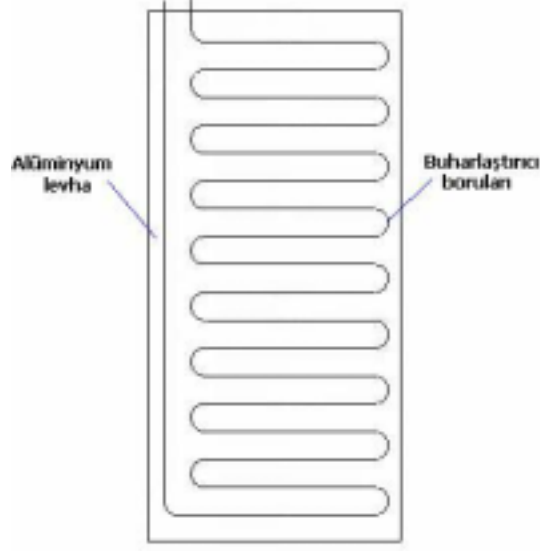
4.2.1. Işıınım ile ısı geçişi

Kabin içerisinde; beş adet duvardan (ön, sağ, sol, üst, alt) buharlaştırıcı levhasına ışıınım ile ısı geçişi olmaktadır. Işıınım yolu ile gerçekleşen ısı geçişinin hesaplanabilmesi için ihtiyaç duyulan değerler Tablo 4.1’de sunulmuştur.

Tablo 4.1. Işıınım hesabında kullanılan değerler.

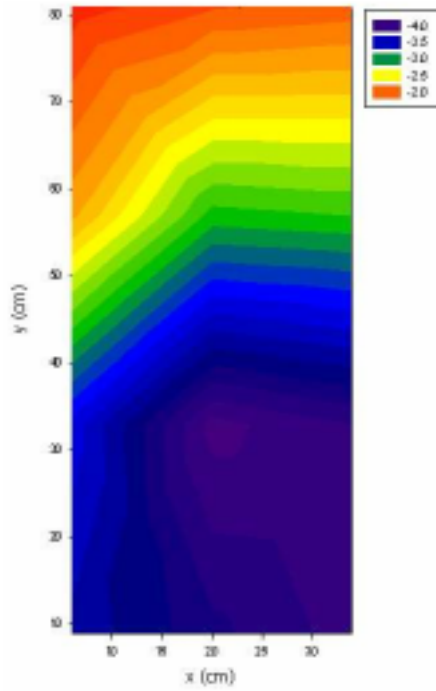
Kabin içi duvar sıcaklıkları (K)	280,15
Levhanın ortalama yüzey sıcaklığı (K)	270,05
Kabin içi duvarlarının ışıınım yayma oranı (beyaz plastik malzeme), ϵ_d	0,51
Levhanın ışıınım yayma oranı (parlak, ince alüminyum levha), ϵ_l	0,04
Duvar yüzey alanı -ön, sağ, sol- (m^2)	0,45
Duvar yüzey alanı - üst, alt - (m^2)	0,25
Levha yüzey alanı (m^2)	0,36

Seçilen deneyde, buharlaştırıcı görevi gören termosifon düzeneği üzerinde çeşitli noktalardan sıcaklık değerleri alınmış ve bu değerlerin ortalaması alınarak, ortalama levha yüzey sıcaklığı hesaplanmıştır. Bu hesap, levhanın sabit ve düzgün dağılımlı yüzey sıcaklığına sahip olduğu kabulünü de beraberinde getirmektedir. Taşınım ile ısı geçişi hesaplamalarında da, sabit yüzey sıcaklığına sahip düşey bir levha üzerinden doğal taşınımla ısı geçişi kabulü yapılmıştır. Şekil 4.3’de buharlaştırıcı boruları ve kanat görevi gören levha şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Buharlaştırıcının şematik gösterimi.

Şekil 4.4’de ise levhadaki sıcaklık dağılımı görülmektedir. Eşsıcaklık eğrilerine dikkat edildiğinde, $x = 0$ yönüne gidildikçe, levha sıcaklığının arttığı gözlenmektedir. Bu sıcaklık artışına, buharlaştırıcı dönüş hattı neden olmaktadır. Buharlaştırıcının en alttaki yatay borusundan sonra buharlaştırıcı dönüş hattı başlamaktadır ve buraya gelindiğinde buharlaşma olayı tamamlanmış olmaktadır. Dolayısı ile bu noktadan sonra soğutucu akışkanın sıcaklığı artmakta ve bu durum da doğrudan levha sıcaklığını etkilemektedir.



Şekil 4.4. Düşey levha üzerindeki sıcaklık dağılımı.

Buharlaştırıcı levhası ile kabin içerisindeki beş adet duvarın birbirlerine göre şekil faktörleri hesaplanmış ve herbir yüzeyin giden ışıınım değeri (J) belirlenmiştir. Birim yüzeyden ayrılan net ışıınım değeri hesaplanması için 636 boyutunda bir matris oluşturulmuş ve bilgisayar ortamında çözülmüştür. Buna göre levhanın giden ışıınım değeri;

$$J_1 = 341,2 \text{ W/m}^2$$

olarak hesaplanmıştır. Levhadan ışıınım ile ayrılan ısı miktarı ise aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilmektedir [45].

$$Q_1 = \frac{A_1 \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} [E_{b,1} - J_1] \quad (4.1)$$

Bu ifadede;

Q_1 : Levhadan ışıınım yolu ile ayrılan ısı miktarı (W)

A_1 : Levhanın yüzey alanı (m^2)

ε_1 : Levhanın ışıınım yayma oranı (-)

$E_{b,1}$: Levhanın siyah cisim yayma gücü (W/m^2)

J_1 : Levhadan giden ışıınım ($\text{W/m}^2\text{K}$)

anlamlandırılır. Levhanın siyah cisim durumunda yayma gücü;

$$E_{b,1} = \sigma T_1^4 \quad (4.2)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Bu eşitlikte;

σ : Stefan-Boltzman sabiti ($= 5,670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{.K}^4$)

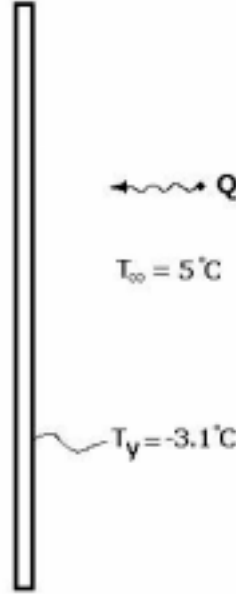
T_1 : Levhanın yüzey sıcaklığı (K)

büyükliklerini simgelemektedir.

Tüm değeri (4.1) eşitliğinde yerlerine konulduğunda, levhadan ışıınım yolu ile ayrılan ısı miktarı $-0,6 \text{ W}$ olmaktadır. Sonucun eksi (-) değeri çıkması, kabin içerisindeki diğeri yüzeylerden levhaya ışıınım ile ısı geçişinin gerçekleştiğini göstermektedir.

4.2.2. Taşınım ile ısı geçişi

Taşınım ile gerçekleşen ısı geçişi hesaplamalarında ise termosifon düzeneğini oluşturan buharlaştırıcı boruları ve levha düşey bir düzlem olarak kabul edilmiştir. Hesaplamalar, sabit yüzey sıcaklığına sahip düşey levha üzerinden doğal taşınım ile ısı geçişi esas alınarak yapılmıştır. Gerçekleşen ısı geçişi olgusu Şekil 4.5’de gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Doğal taşınım ile ısı geçişi.

Taşınım ile gerçekleşen ısı geçişi;

$$Q = h A \Delta T \quad (4.3)$$

bağıntısı ile hesaplanmaktadır. Bu bağıntıda;

h : Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)

A : Levhanın toplam yüzey alanı (m^2)

ΔT : Sıcaklık farkı (K)

olarak tanımlanmaktadır. Levhanın kabin duvarından açıkta bulunması ve her iki tarafında da doğal hava akışının gerçekleşmesi sebebiyle, levhanın toplam ısı geçişi yüzey alanı, levha yüzey alanının iki katı olmaktadır.

(4.3) ifadesi gözönünde bulundurulduğunda, toplam ısı geçişinin hesaplanabilmesi için, bilinen yüzey alanı ve sıcaklık farkı değerlerine ek olarak, ısı taşınım

katsayısının hesaplanması gerekmektedir. Isı taşınım katsayısı, Nusselt boyutsuz sayısına bağlı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilebilmektedir.

$$Nu_L = \frac{\bar{h}_L L}{k_h} \quad (4.4)$$

Bu ifadede k_h (W/m.K), ısı geçişi akışkanı olan havanın, belirlenmiş olan sıcaklık değerine karşılık gelen ısı iletim katsayısıdır. Nusselt boyutsuz sayısı ise, Rayleigh boyutsuz sayısına bağlı olarak belirlenmektedir.

$$Nu_L = f(Gr_L, Pr) = f(Ra_L) \quad (4.5)$$

Rayleigh boyutsuz sayısı (4.6) ifadesi ile tanımlanmıştır.

$$Ra_L = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu \alpha} \quad (4.6)$$

Bu ifadede;

- g : Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
- β : Isıl genleşme katsayısı ($1/K$)
- ΔT : Sıcaklık farkı (K)
- L : Levhanın uzunluğu (m)
- ν : Havanın kinematik viskozitesi (m^2/s)
- α : Havanın ısı yayılım katsayısı (m^2/s)

büyükliklerini temsil etmektedir. Havaya ait olan termodinamik özellikler, film sıcaklığı esas alınarak tablolardan elde edilmiştir. Film sıcaklığı;

$$T_f = \frac{T_y + T_\infty}{2} \quad (4.7)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Levhanın sabit yüzey sıcaklığı $T_y = 270,05$ K, kabin içi ortam sıcaklığı $T_\infty = 278,15$ K olduğuna göre, film sıcaklığı $T_f = 274,10$ K olmaktadır. Bu sıcaklıkta, havanın sahip olduğu termodinamik büyükliklerin değerleri aşağıda sunulmuştur:

$$\nu = 13,73 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha = 19,33 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k_h = 24,43 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

$$\text{Pr} = 0,71 \text{ (Prandtl boyutsuz sayısı)}$$

Isıl genleşme katsayısı ise;

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (4.8)$$

biçiminde tanımlanmaktadır. Bu ifadede film sıcaklığı değeri Kelvin cinsinden alınmaktadır. (4.8) eşitliği çözüldüğünde, ısı genleşme katsayısı $\beta = 0,0036 \text{ K}^{-1}$ olarak bulunmaktadır. Yerçekimi ivmesinin $9,81 \text{ m/s}^2$, levha uzunluğunun ise $0,9 \text{ m}$ olduğu da bilindiğine göre, (4.6) eşitliği yardımıyla Rayleigh sayısı hesaplanmıştır.

$$\text{Ra}_L = \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 0,0036 \text{ K}^{-1} \times 8,1 \text{ K} \times (0,9 \text{ m})^3}{(13,7 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}) \times (19,3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})} \cong 7,9 \times 10^8$$

$\text{Ra}_L < 10^9$ olduğuna göre, laminar akış gerçekleşmektedir. Laminar akış hali için Nusselt sayısının, Rayleigh ve Prandtl boyutsuz sayıları cinsinden bir ifadesi Churchill ve Chu tarafından önerilmiştir [45].

$$\text{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,670 \text{ Ra}_L^{1/4}}{\left[1 + (0,492 / \text{Pr})^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (4.9)$$

(4.9) ifadesinin yardımıyla, karakteristik uzunluğa dayalı olan Nusselt sayısı;

$$\text{Nu}_L = 154,3$$

olarak hesaplanmıştır. Elde edilen Nusselt boyutsuz sayısı değeri (4.4) ifadesinde yerine konulduğunda;

$$154,3 = \frac{\bar{h}_L \times 0,9 \text{ m}}{24,4 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}}$$

karakteristik uzunluğa göre olan ortalama ısı taşınım katsayısı;

$$\bar{h}_L = 4,18 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

olarak bulunmuştur. Bu değer teorik olarak hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısıdır. Ortalama ısı taşınım katsayısının deneysel olarak hesaplanabilmesi için ise öncelikle, seçilen deneyde taşınım yolu ile gerçekleşen ısı geçiş miktarının bilinmesi gerekmektedir. Taşınım yolu ile geçen ısı, toplam ısı geçiş miktarı ile ışınila ısı geçiş miktarının farkına eşittir.

$$Q_t = Q_T - Q_i \quad (4.10)$$

Seçilen örnek deneyde, buharlaştırıcıya geçen toplam ısı geçiş miktarı Q_T , sürekli rejim durumunda buzdolabı kabının toplam ısı kazancına eşittir. 5 °C kabin içi ortalama sıcaklığı ve 24,5 °C dış ortam sıcaklığının sağlandığı deneyde kullanılan buzdolabının cihaz sabiti (UA), 1,25 W/K değerindedir. Bu durumda kabinin toplam ısı kazancı;

$$Q_K = UA (T_o - T_\infty) \quad (4.11)$$

eşitliğine göre hesaplanarak 24.4 W olarak bulunmuştur. Bu eşitlikte;

Q_K : Kabinin sürekli rejimdeki ısı kazancı (W)

T_o : Deney odasının ortalama sıcaklığı (K)

T_∞ : Kabin içi ortalama sıcaklığı (K)

anlamlandırılır. Toplam ısı geçiş miktarı ve sadece ışınila ısı geçiş miktarı bilindiğine göre, (4.10) eşitliğinden yararlanılarak, taşınım ile geçen ısı miktarı hesaplanmıştır.

$$Q_t = 24,4 - 0,6 = 23,8 \text{ W}$$

Taşınım yolu ile gerçekleşen ısı geçiş miktarının hesaplanması sonucunda, deneysel ısı taşınım katsayısı;

$$\bar{h}_L' = \frac{Q_t}{A_i(T_\infty - T_y)} \quad (4.12)$$

ifadesi yardımıyla belirlenmiştir. Bu ifadede;

$\bar{h}_L'$: Deneysel olarak hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı (W/m².K)

T_∞ : Kabin içi ortalama sıcaklığı (K)

T_y : Levhanın yüzey sıcaklığı (K)

değerlerini simgelemektedir. (4.12) ifadesinin çözülmesi sonucunda, deneysel olarak hesaplanan ortalama ısı taşınım katsayısı;

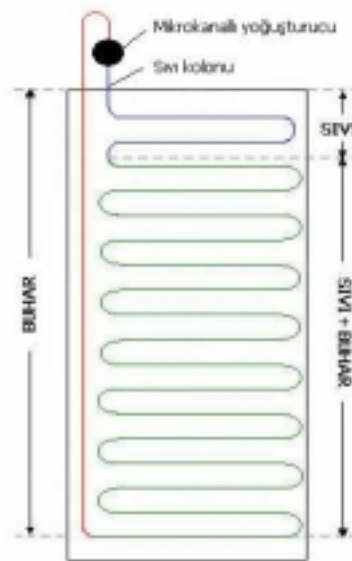
$$\overline{h_L}' = 4,08 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

olarak elde edilmiştir. Teorik ve deneysel olarak elde edilen ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması sonucunda, hata oranı % 2,4 olarak hesaplanmış ve bu değer kabul edilebilir sınırlar dahilinde görülmüştür.

4.3. Termosifon Sistemlerinde Basınç Kayıpları

Serbest pistonlu Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanmasında kullanılan termosifon düzeneklerinde çevrimin sağlanması için soğutucu akışkana dışarıdan tahrik uygulayan herhangi bir eleman (pompa, kompresör vs.) bulunmamaktadır. Akışkanın tahriki yerçekimi etkisi ile sağlanmaktadır. Yoğuşturucu çıkışında kullanılan düşük çaplı bir boruda oluşan sıvı kolonunun, yerçekimi ivmesi nedeniyle sahip olduğu statik basınç, akışkanın buharlaştırıcıyı katederek tekrar yoğuşturucu bölmesine ulaşmasını sağlamaktadır. Sıvı kolonunun sahip olduğu bu basınç, sistem içerisindeki basınç kayıplarını yenmektedir. Bu bölümde, termosifon sisteminde oluşan basınç kayıplarının ve sıvı kolonunun sahip olduğu basınç değerinin hesaplamaları sunulmuştur.

Şekil 4.6’da termosifon düzeneğinde basınç düşümlerinin gerçekleştiği bölgeler ve soğutucu akışkanın bu bölgelerde hangi fazlarda olduğu görülmektedir.



Şekil 4.6. Termosifon sistemindeki bölgeler ve fazlar.

Basınç düşümü hesapları her bölge ve faz için ayrı ayrı yapılmıştır. Teorik incelemede; buharlaştırıcı borularında iki fazlı akışın gerçekleştiği aralığın bir bölümünün tamamen sıvı, kalan bölümün ise tamamen buhar fazında olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca hesaplamalar için gerekli olan değerler, mevcut şartlar dikkate alınarak tablolardan elde edilmiştir. Sistemdeki basınç kayıplarının hesaplanabilmesi için öncelikle çevrimde dolaşan R134a soğutucu akışkanının kütleli debisi belirlenmelidir. Buna göre;

$$\dot{m} = \frac{Q}{\Delta i} \quad (4.13)$$

ifadesi kullanılmıştır. Bu eşitlikte;

$\dot{m}$: Soğutucu akışkanın kütleli debisi (kg/s)

Q : Buharlaştırıcı tarafından çekilen ısı yük (W)

Δi : Soğutucu akışkanın buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki entalpi farkı (J/kg)

olarak tanımlanmaktadır.

Buharlaştırıcı girişinde R134a tamamen sıvıdır ve -3°C sıcaklığındadır. Bu durumda, soğutucu akışkanın buharlaştırıcı girişindeki entalpisi 196000 J/kg değerindedir. Buharlaştırıcı çıkışında 2°C sıcaklığındaki doymuş buharın entalpisi ise 401600 J/kg değerindedir. Taşınım yolu ile buharlaştırıcıya geçen ısı miktarının da 23,8 W olduğu bilindiğine göre, sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisi;

$$\dot{m} = \frac{23,8 \text{ W}}{(401600 - 196000) \text{ J/kg}} = 1,16 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

olarak hesaplanmıştır. Kütleli debi değerinin bulunmasından sonra, aşağıdaki ifade ile soğutucu akışkanın hızı hesaplanabilmektedir:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho (\pi d_i^2 / 4)} \quad (4.14)$$

Bu eşitlikte; soğutucu akışkanın ilgili fazdaki yoğunluğu ρ (kg/m^3), boru iç çapı ise d_i (m) ile gösterilmiştir. Bulunan hız değeri yardımıyla Reynolds boyutsuz sayısı (Re_D) ve buna bağlı olarak akışın karakteri belirlenebilmektedir. Re_D değeri yardımıyla, basınç kaybı hesaplarında ihtiyaç duyulan f sürtünme (direnç) katsayısı da tayin edilebilmektedir.

Teorik olarak; laminar akış ($Re_D \leq 2300$) için sürtünme katsayısı:

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (4.15)$$

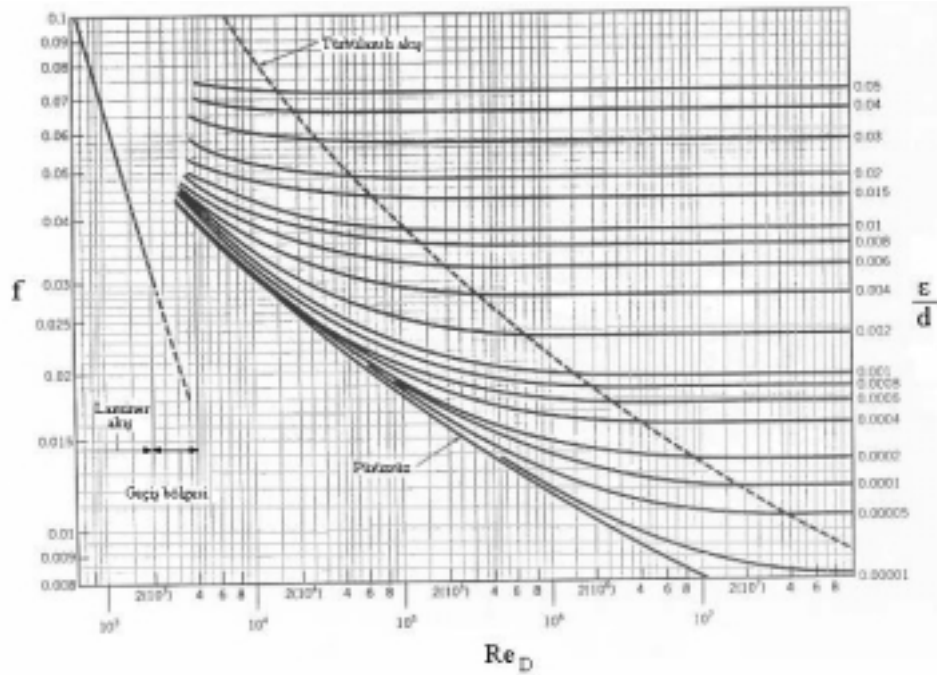
şeklinde tanımlanabilmektedir. Ticari olarak pürüzsüz olarak kabul edilebilen borular içindeki türbülanslı akış durumu için ise;

$$f = 0,316 Re_D^{-1/4} \quad Re_D \leq 2 \times 10^4 \quad (4.16)$$

$$f = 0,184 Re_D^{-1/5} \quad Re_D > 2 \times 10^4 \quad (4.17)$$

bağıntıları önerilmiştir [45].

Bunlara ek olarak, bilinen bir Reynolds sayısına karşılık, Moody çizelgesinden yararlanılarak sürtünme katsayısı değeri belirlenebilmektedir. Şekil 4.7’de Moody çizelgesi sunulmuştur.



Şekil 4.7. Moody çizelgesi.

Bu bilgiler doğrultusunda, boru içerisinde meydana gelen basınç düşümü hesapları aşağıda verilen ifade yardımıyla yapılabilmektedir:

$$\Delta P = f \frac{L}{d_i} \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (4.18)$$

Bu eşitlikte;

L : Boru uzunluğu (m)

ρ : Soğutucu akışkanın ilgili fazdaki yoğunluğu (kg/m^3)

v : Soğutucu akışkanın kanal içindeki ortalama hızı (m/s)

d_i : Boru iç çapı (m)

ifadelerini temsil etmektedir. Tüm bu bilgiler biraraya getirilerek, buharlaştırıcının her bir bölümünde meydana gelen basınç kayıpları hesaplanmıştır. Elde edilen bilgiler ve yapılan hesaplamalar sonunda ulaşılan sonuçlar Tablo 4.2’de sunulmuştur. Aşağıdaki tablodan görüleceği üzere, buharlaştırıcı dahilinde tüm bölgelerde akışın karakteri laminerdir.

Tablo 4.2. Buharlaştırıcı devresinde meydana gelen basınç kayıpları.

Bölge	Faz	T (K)	ρ (kg/m^3)	d_i (m)	L (m)	v (m/s)	Re_D	f	ΔP (Pa)
Sıvı kolonu	Sıvı	270,1	1302	1,5e-03	0,13	0,05	325,5	0,19	26,8
1-2 borular	Sıvı	269,6	1302	6,0e-03	1,10	3,2e-03	83,3	0,77	0,94
3-4 borular	Sıvı	269,1	1302	6,0e-03	1,20	3,2e-03	83,3	0,77	1,03
5-18 borular	Buhar	269,1	6,7	6,0e-03	8,40	0,62	83,1	0,77	1388,2
Buh. dönüş	Buhar	275,1	14,7	6,0e-03	1,40	0,28	82,3	0,78	104,9
Yoğ. giriş	Buhar	273,1	9,6	1,0e-03	0,12	0,14	4,5	14,2	160,3
Yoğ. çıkış	Sıvı	271,1	1302	1,0e-03	0,08	1,0e-03	4,3	14,7	0,76

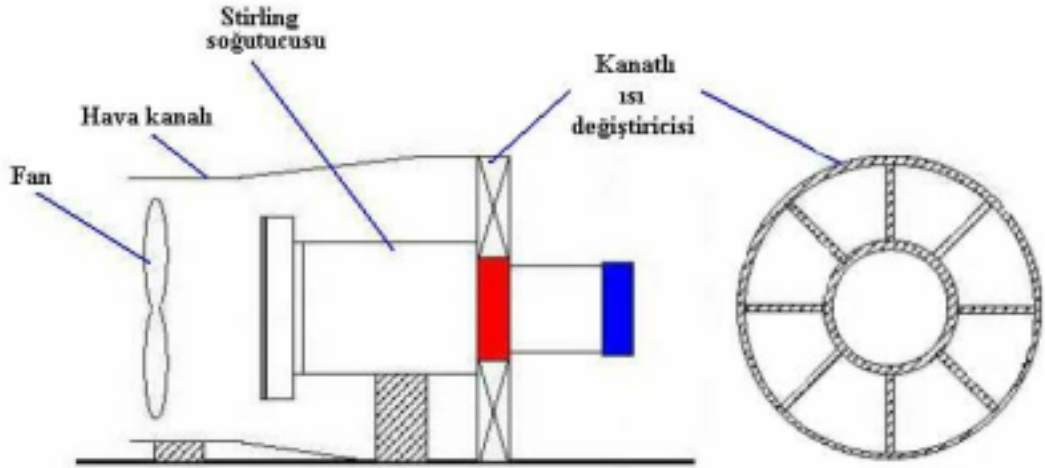
Bu durumda termosifon sistemindeki toplam basınç kaybı 1682,9 Pa olmaktadır. Teorik olarak bu basınç değerine eşit olması gereken sıvı kolonunun statik basınç değeri ise aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\Delta P_{\text{statik}} = \rho g h = (1302 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}) (9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) (0,13\text{m}) = 1660,4 \text{ Pa} \quad (4.19)$$

İki ayrı basınç farkı değeri karşılaştırıldığında, hata oranı % 1,4 olarak hesaplanmıştır. Bu oran, kabul edilebilir görülmüştür.

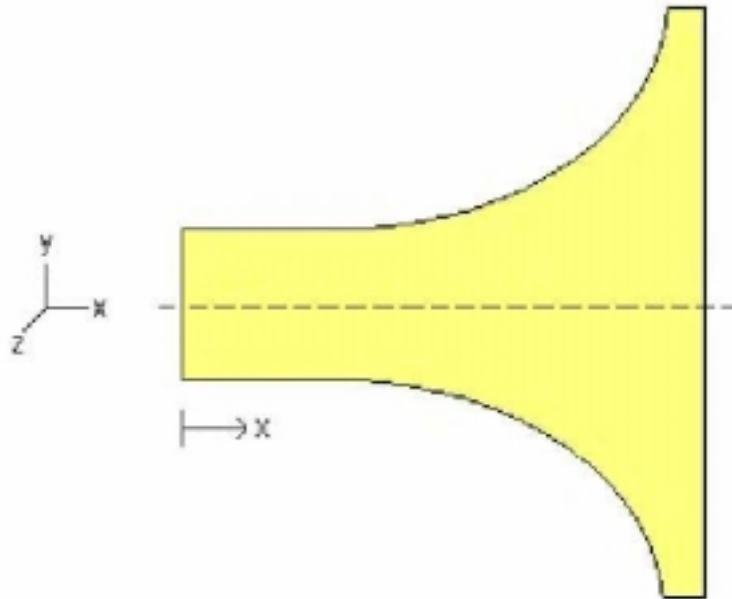
4.4. Fan Sistemlerinde Isı Geçişi

Fan sistemlerinde ısı geçişi üzerine hesaplamaların yapıldığı bu bölümde; geometrik özellikleri ve kanatlarının üzerinde farklı noktalardaki sıcaklıkları bilinen kanatlı bir ısı değişiricisi incelenmiştir. şekil 4.8’de kanatlı ısı değiştiricisi uygulaması şematik olarak gösterilmektedir.



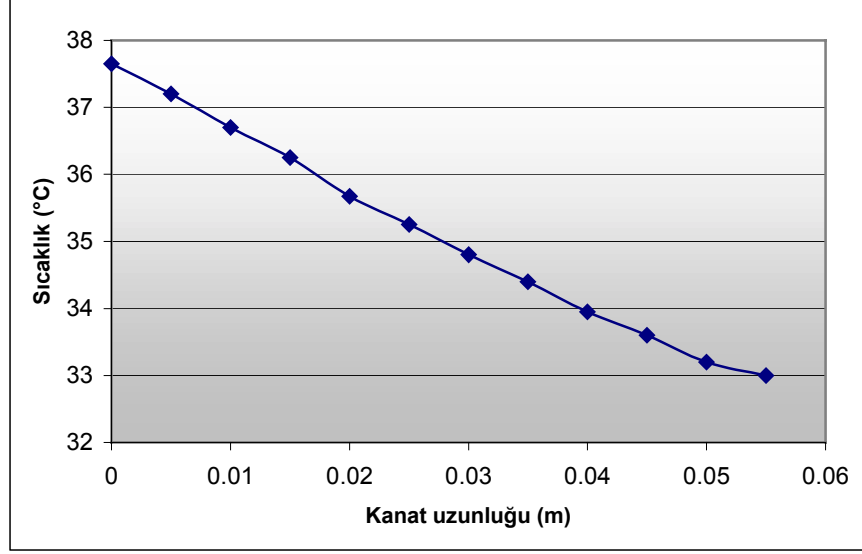
şekil 4.8. Kanatlı ısı değiştiricisi uygulaması.

şekil 4.9’da ise 70 adet kanada sahip olan ısı değiştiricisinin kanat geometrisi görülmektedir.



şekil 4.9. Kanat geometrisi.

Stirling soğutucusunun sıcak yüzeyinin 39,5°C sıcaklık değerine sahip olduğu bir deney esnasında, seçilen bir kanat üzerine yerleştirilen termo-elemanlar yardımıyla kanat boyunca sıcaklık değişimi belirlenmiştir. Şekil 4.10'da kanat üzerindeki sıcaklık değişimi grafiksel olarak sunulmuştur.



Şekil 4.10. Kanatlar üzerindeki sıcaklık dağılımı.

2 mm et kalınlığına sahip olan kanatlar üzerinde y ve z eksenleri boyunca sıcaklık değişiminin olmadığı kabul edilmiştir. Buna göre, x 'e bağlı olarak elde edilen sıcaklık denklemi aşağıdaki gibidir:

$$T(x) = 37,58 \cdot e^{-2,476x} \quad 4.19$$

T : Sıcaklık (°C)

x : Kanat dibinden olan mesafe (m)

Isı değiştiricisi ile ortama atılan toplam ısı yükünün hesaplanması için, bir adet kanattan geçen ısı hesaplanmış ve bu değer kanat sayısı ile çarpılmıştır. Kanat dibinde ($x = 0$) iletim ile olan ısı geçişi;

$$Q_d = -k \cdot A \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} \quad 4.20$$

denklemleri yardımıyla hesaplanmaktadır. Saf alüminyum malzemeden imal edilmiş olan ısı değiştiricisinin ısı iletim katsayısı 204 W/mK, kanat dibinde ısı aktığı

yöndeki kesit alanı ise $4e-5 \text{ m}^2$ değerindedir. Bu değerler (4.20) denkleminde yerlerine konulduğunda, bir adet kanattan atılan ısı $0,76 \text{ W}$, tüm kanatlardan atılan toplam ısı yük ise $53,2 \text{ W}$ olarak hesaplanmaktadır. Deneysel olarak, Stirling soğutucusunun sıcak tarafından atılması gereken ısı yük bilinmektedir. Bu değer; mevcut deneyde soğutucunun çektiği güç ile soğutma kapasitesinin toplamına eşittir.

$$Q_{\text{atılan}} = W_{\text{piston}} + Q_{\text{alınan}} \quad 4.21$$

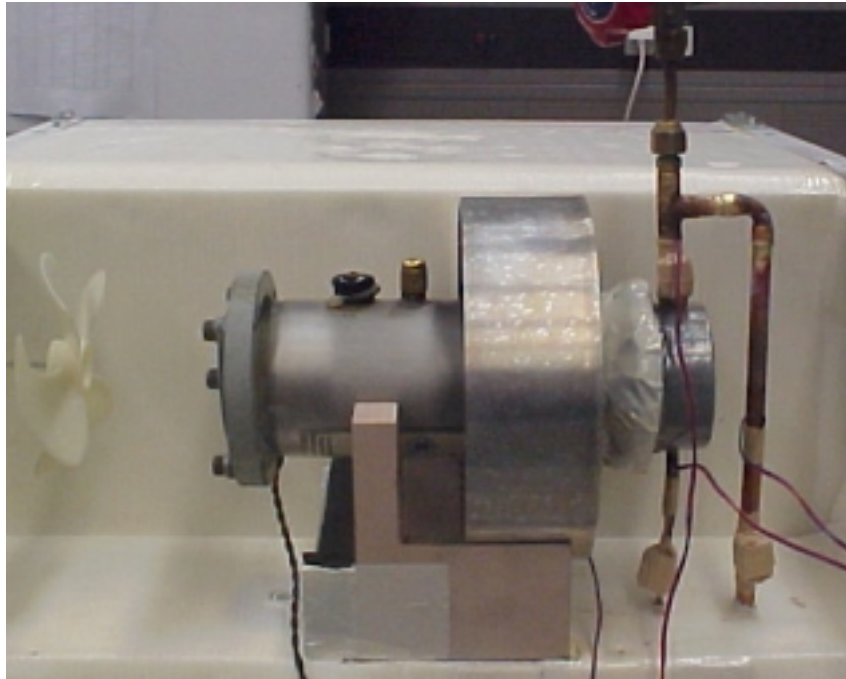
Seçilen deneyde Stirling soğutucusunun çektiği güç $25,5 \text{ W}$, soğutma kapasitesi ise $24,3 \text{ W}$ değerine sahiptir. Dolayısıyla sıcak taraftan atılması gereken ısı deneysel olarak $49,8 \text{ W}$ değerindedir. Teorik olarak hesaplanan değer ile deneysel olarak elde edilen değerler karşılaştırıldığında, hata oranı $\% 6,8$ olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu oran kabul edilebilir sınırlar dahilindedir.

5. DENEY DÜZENEKLERİ ve DENEYLERİN YAPILIŞI

Serbest pistonlu Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanması üzerine yapılan deneysel çalışmalarda temel olarak iki farklı deney düzeneği tasarlanmış ve kurulmuştur. Bu düzeneklerden bir tanesinde; Stirling soğutucusunun sıcak tarafında fan, soğuk tarafında termosifon; diğesinde ise her iki tarafta termosifon sistemleri kullanılmıştır. Bu bölümde; öncelikle deney düzenekleri tanıtılmış, daha sonra ise ölçüm sistemi, belirsizlik analizi ve deneylerin yapılışı hakkında bilgiler sunulmuştur.

5.1. Deney Düzeneklerinin Tanıtılması

Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanmasında; termosifon ve fan düzenekleri olmak üzere iki ayrı sistem kullanılmıştır. Deneysel çalışmalarda soğutucunun sıcak yüzeyindeki ısı yük; fan ve kanatlı ısı değıştiricisi ile ortama aktarılırken, soğuk yüzeyde termosifon sistemleri kullanılmıştır. Şekil 5.1’de, Stirling soğutucusunun sıcak tarafında fan ve kanatlı ısı değıştiricisinin kullanıldığı uygulama gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Stirling soğutucusunun sıcak tarafında fan ve kanatlı ısı değıştiricisi uygulaması.

Deneysel çalışmalarda, Stirling soğutucusunun soğuk yüzeyinde bir yoğuşturucu ve buharlaştırıcı görevi gören termosifon düzeneği kullanılmıştır. Yoğuşturucu ile bağlantılı olan termosifon sistemi, soğutucu akışkanın dolaştırıldığı kapalı bir devreyi meydana getirmektedir.

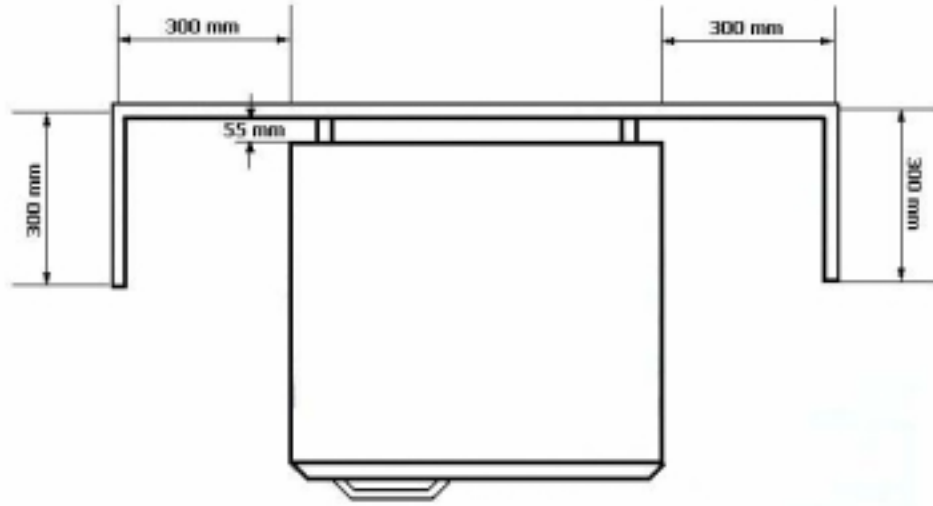
Fan uygulamalarında, 1 W gücünde ve 80x80 mm ölçülerinde aksenal fanların kullanılması uygun görülmüştür. Kanatlı ısı değiştiricileri ise farklı geometrilerde tasarlanmış ve deneylerde kullanılmak üzere, alüminyum malzemeden üretilmesi hedeflenmiştir.

Stirling soğutucusu ile sıcak ve soğuk taraf ısı değiştiricilerinin diğer deney elemanlarını da kapsayacak şekilde deneyde kullanılacak olan buzdolabına uygulanmasından sonra, bu buzdolabı deneyin gerçekleştirileceği ısı odasına alınmaktadır.

Stirling soğutucusu ile çalışan buzdolabının enerji sarfiyatının belirlenebilmesi için yapılan deneylerin gerçekleştirildiği ısı odasının sahip olduğu özellikler, deneylerin ISO standartlarına uygun olarak yapılabilmesine imkan sağlamalıdır. Tez çalışması dahilinde yapılan deneyler; $+5^{\circ}$ / $+50^{\circ}$ C aralığında ortam sıcaklığının sağlanabildiği ısı odasında gerçekleştirilmiştir. Bu odalarda ortam sıcaklığı en fazla $\pm 1^{\circ}$ C sıcaklık salınımına sahip olmaktadır. Isı odasının sıcaklık değişim hızı ise 0.3° C/dak. olmak üzere, soğutma ve ısıtma durumları için aynı değere sahiptir.

Buzdolabı enerji sarfiyatı deneylerinin yapıldığı ortamda önem arzeden bir diğer parametre ise bağıl nemdir. Deneylerin yapıldığı ısı odası; $\pm 3\%$ / $\pm 5\%$ aralığında sapmalar ile, 30% / 95% aralığında bağıl nemi sağlayabilmektedir.

150x50x50 cm ölçülerindeki buzdolabı kabininin, enerji sarfiyatı deneyleri için ısı odasına yerleştirilme koşulları ISO tarafından belirlenmiş ve 8187 numaralı standart ile belgelenmiştir. Buna göre; deneye alınan buzdolabı kabini, ısı odası zemininden 300 mm yüksektir. Kabin, arka duvardan 55 mm, sağ ve sol taraflarındaki bölmelerden ise 300 mm açıkta kalacak şekilde yerleştirilmiştir. Şekil 5.2’de buzdolabı kabininin, ısı odasındaki istasyona yerleştiriliş şeklinin üstten görünümü sunulmuştur.



Şekil 5.2. Buzdolabının istasyona yerleştiriliş şekli.

Buzdolabının yerleştirildiği istasyonun yanında termo-elemanların yerleştirildiği bir kart bulunmaktadır. Bu kart üzerine 32 adet termo-eleman yerleştirilebilmektedir. Kartın görevi; deney düzeneğinin muhtelif noktalarına yerleştirilen termo-elemanlar yardımıyla sıcaklık değerlerini okumak ve bu değerleri, verilerin kaydedildiği bilgisayar ortamına aktarmaktır.

Isı odasındaki her istasyon; biri şebekeden, diğeri panodan olmak üzere iki besleme hattına sahiptir. Şebekeden gelen besleme 220 V / 50 Hz değerinde iken, varyak ile kumanda edilen pano 220 V / 50 Hz elektriksel değerlerin yanısıra, 60 Hz frekans ve değişken gerilimli besleme sağlayabilmektedir. Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanması üzerine yapılan deneysel çalışmalarda soğutucuya değişken gerilimli besleme uygulanmıştır.

5.2. Ölçüm Sistemi

Serbest pistonlu Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulandığı deneylerde temel olarak ölçülen fiziksel büyüklükler; sıcaklık, elektrik akımı ve elektrik gerilimidir.

Sıcaklık ölçümlerinde; bakır (Cu) ve konstantan (Const) ısı çiftinden oluşan ve DIN 43732'ye göre T tipi olarak sınıflandırılan termo-elemanlar kullanılmıştır. Deneyler sırasında termo-elemanlar yardımıyla ölçülen sıcaklıklar, bilgisayar ortamında dakikada bir kez olmak üzere kaydedilmiştir. Termo-elemanların deney düzeneği üzerinde yerleştirildikleri kısımlar; Stirling soğutucusu, termosifon sistemindeki

borular, buzdolabı içindeki raflar ve buzdolabının bulunduğu ortam olmak üzere dört grupta incelenebilmektedir. Stirling soğutucusu üzerinde, sıcak ve soğuk taraflara yerleştirilen termo-elemanlar yardımıyla soğutucunun çalıştığı şartlar belirlenebilmektedir. Daha önceden soğutucu üzerinde yapılan kalorimetrik deneyler sonucunda, soğutucunun farklı şartlar altında (soğuk taraf sıcaklığı, sıcak taraf sıcaklığı, tahrik gerilimi) sahip olduğu performans haritalandırılmıştır. Dolayısı ile, deneylerde soğutucuya ait çalışma şartlarının belirlenmesi, soğutucunun performansının buzdolabı uygulamalarındaki durumu hakkında yorum yapabilmeyi mümkün kılmaktadır. Termosifon sistemindeki borulara yerleştirilen termo-elemanlar sayesinde, soğutucu akışkanın termosifon içerisinde belirli noktalardaki sıcaklığı ve fazı belirlenebilmektedir. Buzdolabı içindeki raflara yerleştirilen termo-elemanların ölçtüğü sıcaklık değerlerinin ortalaması, kabin içi ortalama sıcaklık değerini vermektedir. Buzdolabının sağ ve sol taraflarında standartlara uygun olarak mesafelendirilmiş, dış ortam sıcaklığının ölçülebilmesini sağlayan iki adet termo-eleman bulunmaktadır.

ISO standartlarına göre yapılan buzdolabı enerji sarfıyatı deneyleri sırasında; akım, gerilim ve güç değerlerinin okunmasında üç kanallı bir güçölçer (wattmetre) kullanılmıştır. Ölçüm cihazının kalibrasyonu sonucunda; akım ölçümlerinin $\pm 0.002\%$, gerilim ölçümlerinin ise $\pm 0.06\%$ hassasiyetinde olduğu saptanmıştır. Ölçülen güç değeri; cihazın kendisi tarafından akım, gerilim ve güç çarpanı değerlerine bağlı olarak belirlenmekte olup, güç ölçümlerinin hassasiyeti $\pm 0.01\%$ mertebesindedir.

Tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen tüm deneylerde kesintisiz güç kaynağı kullanılmış olup, besleme gerilimindeki salınım $\pm 0.1\%$ değerleri arasındadır.

5.3. Belirsizlik Analizi

Serbest pistonlu Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanması üzerine yapılan deneylerin tamamlanması sonrasında, ölçüm belirsizliği analizinin de yapılmasının uygun olacağı düşünülmüştür. Sıcaklık değerleri ve elektriksel büyüklükler için yapılan belirsizlik analizi çalışması dahilinde, seçilmiş olan deneye ait genel veriler aşağıda sunulmuştur:

- Soğuk taraf sıcaklığı : -14,8 °C
- Sıcak taraf sıcaklığı : 39,5 °C
- Kabin ortalama sıcaklığı : 5,0 °C
- Buharlaşıma sıcaklığı : -4,0 °C
- Ortam sıcaklığı : 24,5 °C
- Tahrik gerilimi : 7,6 V
- Akım : 3,40 A
- Çekilen güç : 25,5 W

5.3.1. Sistematik hatalar

Bu bölümde, sıcaklık ve elektriksel büyüklük değerlerinin elde edilmesinde meydana gelen sistematik hatalar belirtilmiştir.

Sıcaklık değerleri, termo-elemanların bağlandığı bir kartın bilgisayara aktardığı ölçümler ile elde edilmektedir. Ölçüm sistemi ticari bir kalibrasyon cihazı ile kalibre edilmiştir. Bu durumda, kalibrasyon çalışması ve sertifikalı sıcaklık kalibrasyon cihazına ait bilgilerden yararlanılarak sıcaklık kanalları için;

$$w_{\text{sis-T1}} = \pm 0,15 \text{ °C} \quad (\text{Kalibrasyon sonrası kalan sistemik hata}) \quad (5.1)$$

$$w_{\text{sis-T2}} = \pm 0,24 \text{ °C} \quad (\text{Kalibrasyon cihazının belirsizliği}) \quad (5.2)$$

değerleri belirlenmiştir. Gerek kalibrasyon sonrasında mevcut olan sistemik hatanın getirdiği belirsizlik, gerekse kalibrasyon cihazının kendisinden kaynaklanan belirsizlik % 95 güvenilirlik sınırı içerisinde.

Elektriksel büyüklüklerin okunmasında üç kanallı bir güçölçer kullanılmıştır. Aşağıda; gerilim, akım ve güç ölçümlerine ait olan sistemik hatalar ve her bir büyüklük için, üreticinin garanti değerlerine göre sertifikalı güçölçer kalibrasyon cihazından gelen belirsizlik değerleri sunulmuştur:

Stirling soğutucusu gerilim ölçüm kanalı için;

$$w_{\text{sis-V1}} = \pm 0,02 \text{ V} \quad (\text{Kalibrasyon sonrası kalan sistemik hata}) \quad (5.3)$$

$$w_{\text{sis-V2}} = \pm (\% 0,05 + 0,0066) \text{ V} \quad (\text{Kalibrasyon cihazının belirsizliği}) \quad (5.4)$$

Stirling soğutucusu akım ölçüm kanalı için;

$$w_{\text{sis-I1}} = \pm 0,0016 \text{ A} \quad (\text{Kalibrasyon sonrası kalan sistematik hata}) \quad (5.5)$$

$$w_{\text{sis-I2}} = \pm (\% 0,1+0,0003) \text{ A} \quad (\text{Kalibrasyon cihazının belirsizliği}) \quad (5.6)$$

Stirling soğutucusu güç ölçüm kanalı için;

$$w_{\text{sis-SW1}} = \pm 0,09 \text{ W} \quad (\text{Kalibrasyon sonrası kalan sistematik hata}) \quad (5.7)$$

$$w_{\text{sis-SW2}} = \pm (\% 0,05+0,025) \text{ W} \quad (\text{Güçölçerin belirsizliği}) \quad (5.8)$$

$$w_{\text{sis-SW3}} = \pm \% 0,1 \text{ W} \quad (\text{Güç çarpanının 1,0 olmaması sebebiyle güçölçerden gelen hata}) \quad (5.9)$$

5.3.2. Rastgele hataların hesaplanması

Seçilen deneyde 1,5 saatlik sürekli rejim süresince, dakikada bir adet ölçüm almak suretiyle toplam 90 adet ölçüm değeri kaydedilmiştir. Buna göre herhangi bir parametre için aritmetik ortalama;

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (5.10)$$

şeklinde hesaplanabilmektedir. Bu ifadede “n” ölçüm sayısını temsil etmektedir. Belirli bir büyüklüğün standart sapma ifadesi ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\sigma = \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \right]^{0.5} \quad (5.11)$$

Ortalamanın standart sapması;

$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (5.12)$$

olarak tanımlanmaktadır. Bu eşitlikteki $\bar{\sigma}$ değerinin güvenilirlik seviyesi % 68’dir. Güvenilirlik seviyesinin % 95’e yükseltilebilmesi için $\bar{\sigma}$ değeri 2 ile çarpılmalıdır.

5.3.3. Toplam hataların hesaplanması

Seçilen deneyin rejimde olduğu süre içerisinde alınan ölçüm değerlerinin, % 95 güvenilirlik seviyesindeki rastgele hata değerleri hesaplanmıştır. Sistematik hatalar ise (5.3.1) numaralı bölümde belirtilmiştir. Herhangi bir parametrenin toplam hatası, sistematik ve rastgele hataların vektörel toplamına eşittir. Bu tanımlama cebirsel olarak aşağıdaki şekilde gösterilmektedir [49].

$$\pm w = \sqrt{(w_{\text{sis1}})^2 + (w_{\text{sis2}})^2 + \dots + (w_{\text{sisn}})^2 + (w_{\text{rast}})^2} \quad (5.13)$$

Seçilen deneye ait olan tüm hata değerleri Tablo 5.1’de sunulmuştur.

Tablo 5.1. lm büyüklüklerinin % 95 güvenilirlik seviyesinde hata değerleri.

lm Büyüklüğü	Ortalama Değer	Rastgele Hata	Sistematik Hata - 1	Sistematik Hata - 2	Sistematik Hata - 3	Toplam Hata
Soğuk taraf sıc.(°C)	-14,8	60,001	60,15	60,24	-	0,283
Sıcak taraf sıc.(°C)	39,5	60,013	60,15	60,24	-	0,283
Kabin ort. sıc.(°C)	5,0	60,004	60,15	60,24	-	0,283
Buharlaşma sıc.(°C)	-4,0	60,005	60,15	60,24	-	0,283
Ortam sıcaklığı (°C)	24,5	60,005	60,15	60,24	-	0,283
Tahrik gerilimi (V)	7,6	60,000	60,02	60,057	-	0,060
Akım (A)	3,4	60,000	60,0016	60,0014	-	0,002
Çekilen g (W)	25,5	60,000	60,009	60,004	60,01	0,014

Hesaplanan tüm değerler için, seçilen deneyinin sonuçları yazılacak olursa;

Soğuk taraf sıcaklığı : -14,86 0,283 °C
Sıcak taraf sıcaklığı : 39,5 6 0,283 °C
Kabin ortalama sıcaklığı : 5,0 6 0,283 °C
Buharlaşma sıcaklığı : -4,0 6 0,283 °C
Ortam sıcaklığı : 24,5 6 0,283 °C
Tahrik gerilimi : 7,6 6 0,060 V
Akım : 3,4 6 0,002 A
Çekilen g : 25,5 6 0,014 W

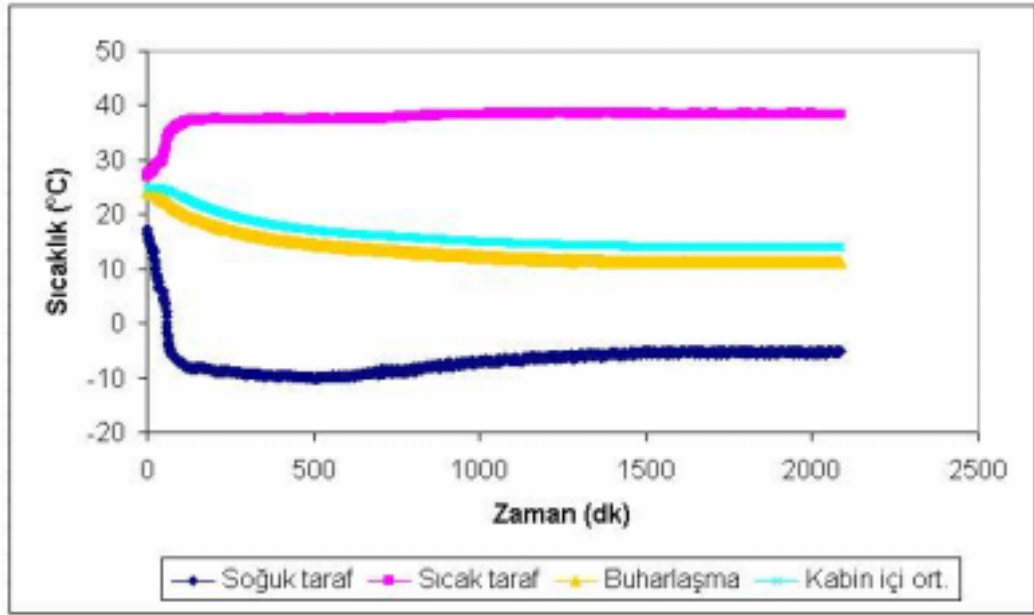
değerleri elde edilmektedir. Bu ifadeler doğrultusunda ölçümleri alınan deney parametrelerinin değerlerinin belirsizlik analizi tamamlanmış olmaktadır.

5.4. Deneylerin Yapılışı

Serbest pistonlu Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanması ve bu uygulamalardaki enerji sarfiyatının belirlenmesi üzerine yapılan deneyler; soğutucuların soğutma kapasitesi tahrik gerilimi ile değiştiği için, farklı gerilim basamaklarında gerçekleştirilmiştir. 12 VAC / 60 Hz elektriksel değerlerindeki Stirling soğutucusu ile gerçekleştirilen deneylerde, tahrik gerilimi bir varyak yardımıyla ayarlanmıştır. Fan kullanılan deneylerde ise fanın enerjisi 220 V / 50 Hz değerindeki şebekeden sağlanmıştır.

Stirling soğutucusu ile çalışan buzdolabının enerji sarfiyatı deneyleri ISO 8187 standardına uygun olarak gerçekleştirilmiştir. Buna göre; ısı odasında $+25^{\circ}\text{C} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ dış ortam sıcaklık şartı sağlanmıştır. Isı odası içerisinde, yüksekliğe bağlı olarak düşey yöndeki ortam sıcaklığı değişim miktarı 2°C/m değerinin altında kalmıştır. 8187 numaralı standarda göre bağıl nem miktarının % 45 - % 75 aralığında tutulması gerekmektedir. Tez çalışması dahilinde yapılan deneylerde, ısı odasının bağıl nemi %55 mertebelerinde olmuştur. Buzdolabının yerleştirildiği istasyon ile kabin arka duvarı arasında 55 mm, istasyonun yan bölmeleri ile kabinin sağ ve sol duvarları arasında 300 mm ve kabin tabanı ile ısı odasının zemini arasında yine 300 mm mesafe korunmuştur. Buzdolabı, deneyler sırasında ısı odası içerisinde 0.25 m/s değerinden daha fazla hızlarda hava akımına maruz kalmamıştır. Yine ISO standardına uygun olarak, soğutucunun beslendiği kaynakta, gerilim değerinin salınımı $\pm\% 1$ değerinin üzerine çıkmamıştır.

Deneylerin başlangıcında, Stirling soğutucusunun tahrik gerilimi düşük bir değerde tutulmuş, daha sonra zamana bağlı olarak kontrollü olarak arttırılmıştır. Tahrik gerilimi istenen değere ulaştıktan sonra deneylerin sürekli rejime girmesi beklenmiştir. Sürekli rejimin tayini için; soğutucunun soğuk ve sıcak taraf sıcaklıkları, buharlaşma sıcaklığı ve kabin içi ortalama sıcaklığı gibi temel parametreler dikkate alınmıştır. Örnek bir deneyde, bu sıcaklıkların zamanla değişimi Şekil 5.3’de sunulmuştur.



Şekil 5.3. Örnek bir deney sırasında temel sıcaklıkların zamanla değişimi.

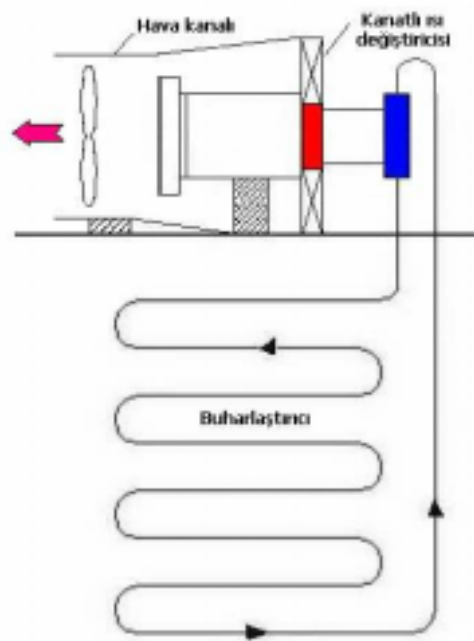
Şekil 5.3'den görüldüğü üzere, Stiling soğutucusunun soğuk taraf sıcaklığı, sürekli hal sıcaklığı mertebelerine hızla inmekte ve daha sonra sürekli rejim sıcaklığı civarlarında yaklaşık $\pm 0,5$ °C salınımlar yaparak seyretmektedir. Buharlaşma sıcaklığı ve bu sıcaklığa bağlı olarak kabin içi ortalama sıcaklığı ise sürekli rejim sıcaklığına, soğutucunun soğuk tarafının aksine, oldukça geç ulaşmaktadır. Yapılan bütün deneyler göz önüne alındığında; en kısa sürekli rejim süresi 6 saat, en uzun sürekli rejim süresi ise 15 saat civarlarında olmuştur.

Bir sonraki bölümde; tez çalışması kapsamında yapılan deneysel çalışmaların sonuçları ve değerlendirmeleri sunulmuştur.

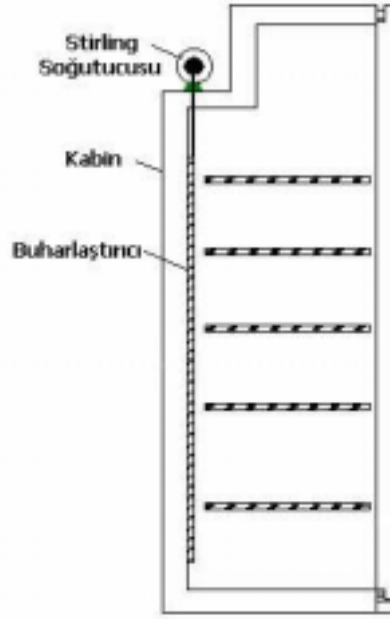
6. DENEY SONUÇLARI ve DENEYLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ

Bu bölümde, serbest pistonlu Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanması üzerine yapılan deneylerin sonuçları ve bu sonuçların değerlendirilmesi hakkında bilgiler sunulmuştur.

Serbest pistonlu Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanması üzerine yapılan deneysel çalışmalarda; Stirling soğutucusunun sıcak tarafında fan ve kanatlı ısı değiştiricisi, soğuk tarafında ise termosifon sistemleri kullanılmıştır. Bu uygulamalar dahilinde kurulan deney düzeneği şematik olarak Şekil 6.1’de sunulmuştur. Şekil 6.2’de ise Stirling soğutucusu ve buharlaştırıcının kabin üzerine yerleştirilişi gösterilmektedir.



Şekil 6.1. Sıcak tarafta fan / soğuk tarafta termosifon uygulaması.



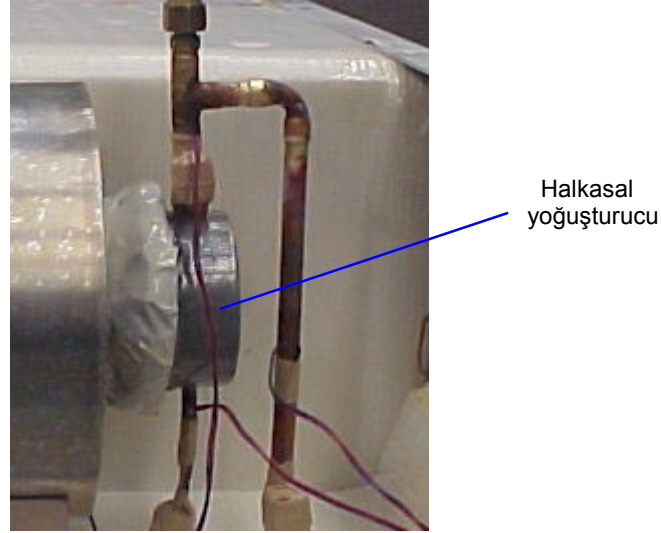
Şekil 6.2. Soğutucu ve buharlaştırıcının kabine yerleştiriliş şekli.

Bu uygulamada, kabin içerisindeki ısı yük bir termosifon düzeneği vasıtası ile Stirling soğutucusunun soğuk tarafına aktarılmaktadır. Kapalı bir çevrim oluşturan termosifon sisteminin buharlaştırıcı kısmı oval kesitli alüminyum borulardan oluşmaktadır ve bu borular yine alüminyum malzemeden bir levhaya sabitlenmiştir. Şekil 6.3’de, kabin içerisindeki buharlaştırıcı ve üzerine yerleştirilen termo-elemanlar görülmektedir.



Şekil 6.3. Soğuk tarafa uygulanan termosifon sisteminin buharlaştırıcı kısmı.

Termosifon düzeneğinin kabinin dışında kalan kısmında ise, Stirling soğutucusunun soğuk tarafı üzerine yerleştirilen halkasal yoğuşturucu bulunmaktadır. Şekil 6.4’de halkasal yoğuşturucu uygulaması sunulmuştur.



Şekil 6.4. Halkasal yoğuşturucu uygulaması.

Soğutucunun sıcak tarafı üzerindeki ısı yük, alüminyum malzemeden üretilmiş kanatlı ısı değişiricisi ve 1 W gücünde bir adet eksenel fan yardımı ile dış ortama atılmaktadır.

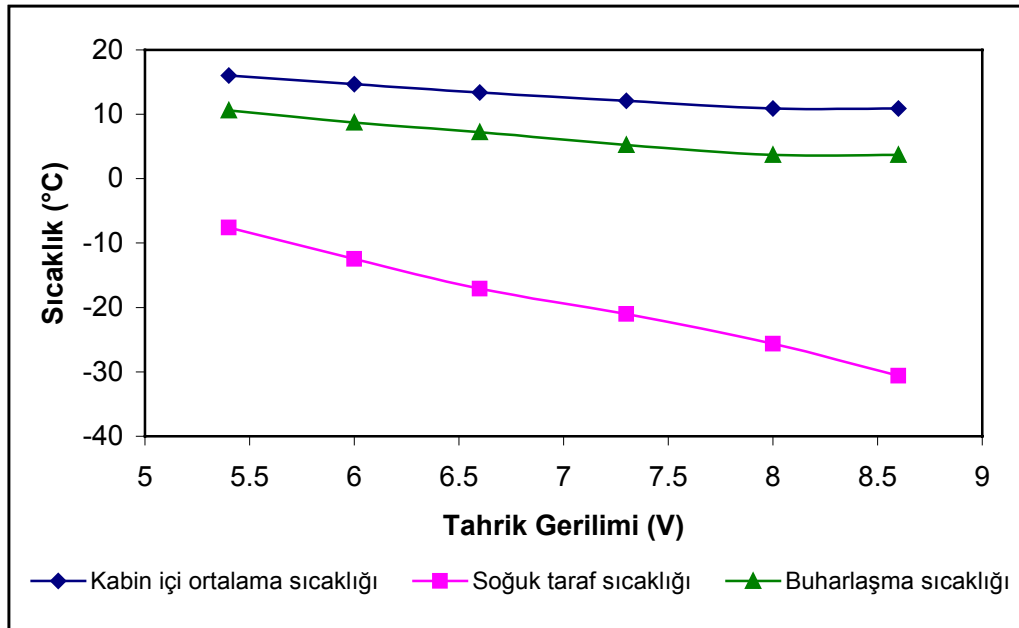
Kabin içine yerleştirilen termosifon ile iki ayrı uygulama çalışılmıştır. Buharlaştırıcının kabin arka duvarına temaslı olması ve arka duvardan 20 mm açıkta olması durumu için yapılan deneylerde; ayrık buharlaştırıcının UA değerinin, bitişik buharlaştırıcının UA değerinden yaklaşık % 18 daha yüksek olduğu görülmüştür.

Tablo 6.1’de; R134a soğutucu akışkanı ve halkasal yoğuşturucu ile yapılan deneyler ve sonuçları sunulmuştur. Bu deneyler 220 V / 50 Hz elektriksel değerlerindeki bir Stirling soğutucusu ile yapılmış olup, tablodaki gerilim değerleri 12 V / 60 Hz elektriksel değerlerindeki Stirling soğutucusu için kalorimetrik deneylerden yararlanılarak kalibre edilmiştir. Böylelikle tüm deneyler aynı sınıf içerisinde karşılaştırılabilmektedir. Tablodan görüleceği üzere tahrik gerilimindeki artış; soğutma kapasitesinin artmasına, soğutucunun soğuk taraf sıcaklığının ise azalmasına sebep olmaktadır. Soğuk taraf sıcaklığının düşmesi ile buharlaşma sıcaklığı ve dolayısıyla kabin içi ortalama sıcaklığı değerleri de azalmaktadır.

Tablo 6.1. R134a ile yapılan halkasal yoğuşturucu deneyleri.

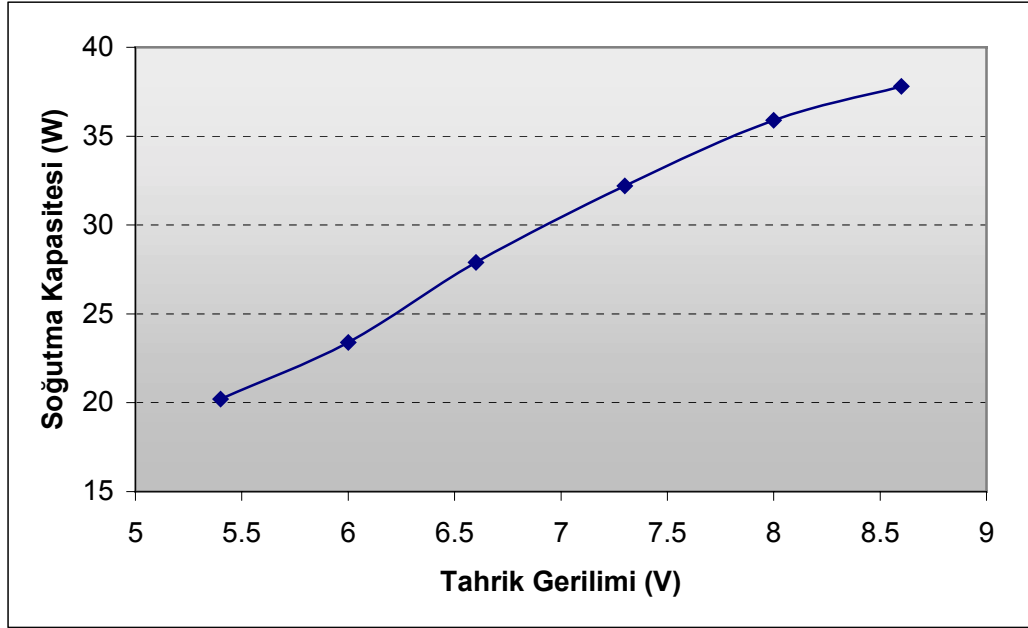
Deney no.	1	2	3	4	5	6
Şarj miktarı (g)	38	38	38	38	38	38
Tahrik gerilimi (V)	5,4	6,0	6,6	7,3	8,0	8,6
Soğuk taraf sıc. (°C)	-7,6	-12,5	-17,1	-21,0	-25,6	-30,6
Sıcak taraf sıc. (°C)	31,3	32,9	34,5	36,3	37,8	39,3
Buharlaşma sıc. (°C)	10,6	8,7	7,2	5,2	3,7	3,6
Kabin içi ort. sıc.(°C)	16,0	14,7	13,4	12,1	10,9	10,8
Ortam sıc. (°C)	24,9	25,1	25,1	25,1	25,0	25,1
Ort. Çekilen güç (W)	14,5	18,9	23,6	28,6	34,2	40,8
Hesaplanan kap. (W)	20,2	23,4	27,9	32,2	35,9	37,8
Carnot SEK	6,8	5,7	4,9	4,4	3,9	3,5
Hesaplanan SEK	1,71	1,50	1,32	1,19	1,04	0,92
Hesaplanan güç (W)	11,8	15,6	21,1	27,0	34,5	41,1
Hata oranı (Güç) (%)	18,8	17,2	10,6	5,4	-0,8	-0,7
Kabin ısı kazancı (W)	11,1	13,0	14,6	16,3	17,6	17,8
Sisteme ısı kaçağı (W)	9,1	10,4	13,3	15,9	18,3	20,0
Buh.UA değeri (W/K)	2,05	2,16	2,35	2,36	2,44	2,47
Yoğ. çıkış sıc (°C)	11,3	9,6	8,0	6,3	4,8	4,8
Yoğ.UA değeri (W/K)	1,07	1,06	1,11	1,18	1,18	1,07

Şekil 6.5’de; 38g R134a soğutucu akışkanı, halkasal yoğuşturucu ve farklı gerilim değerleri ile gerçekleştirilen deneylerde elde edilen sıcaklık değerleri sunulmuştur.



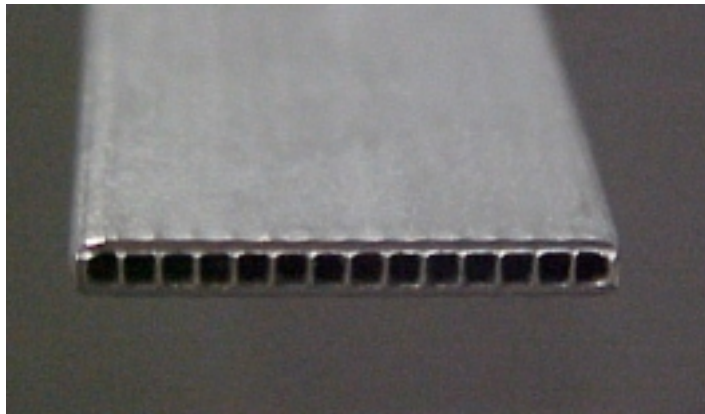
Şekil 6.5. Farklı gerilimlerde elde edilen sıcaklık değerleri.

Şekil 6.6'da ise Stirling soğutucusuna uygulanan tahrik gerilimi ile soğutucunun soğutma kapasitesinin değişimi gösterilmiştir.



Şekil 6.6. Tahrik gerilimi ile soğutma kapasitesinin değişimi.

Buzdolabı deneylerinde mevcut olan bir diğer parametre ise yoğuşturucu geometrisidir. Halkasal ve mikrokanallı yoğuşturucular ile yapılan deneyler neticesinde, mikrokanallı yoğuşturucuların daha üstün olduğu belirlenmiştir. Şekil 6.7'de mikrokanallı boru kesiti görülmektedir.



Şekil 6.7. Mikrokanallı boru kesiti.

Aynı şartlar altında halkasal ve mikrokanallı yoğuşturucular için deneyler yapılmış ve iki farklı yoğuşturucu kıyaslanabilmiştir. Tablo 6.2'de; halkasal ve mikrokanallı yoğuşturucular ile yapılan deneylerin karşılaştırılması sunulmuştur.

Tablo 6.2. Halkasal ve mikrokanallı yoğuşturucuların karşılaştırılması.

Soğutucu akışkan	Akışkan miktarı (g)	Tahrik gerilimi (V)	Yoğuşturucu geometrisi	Sıcak taraf sıcaklığı (°C)	Soğuk taraf sıcaklığı (°C)	Kabin ort. sıcaklığı (°C)	Ortalama çekilen güç (W)
R134a	38	6.6	Halkasal	34.5	-17.1	13.4	23.6
R134a	38	6.6	Mikrokanallı	35.3	-6.1	10.1	21.8

Eşit soğutucu akışkan miktarı, tahrik gerilimi ve birbirine yakın sıcak taraf sıcaklığı şartlarında; mikrokanallı yoğuşturucu ile yapılan deneyde sistemin SEK değeri, halkasal yoğuşturucu ile yapılan deneyde elde edilen değere nazaran % 40 daha yüksektir. Bu farkı oluşturan en temel etken; mikrokanallı yoğuşturucunun UA değerinin, halkasal yoğuşturucunun UA değerinden yüksek olması sonucunda daha yüksek soğuk taraf sıcaklığı sağlayabilmesidir. Soğuk taraf sıcaklık değerindeki artış, serbest piston Stirling soğutucularının etkinlik katsayısının artmasına sebep olmaktadır. Dolayısı ile mikrokanallı yoğuşturucu uygulamalarında, Stirling soğutucusu daha etkin bölgede çalışmaktadır.

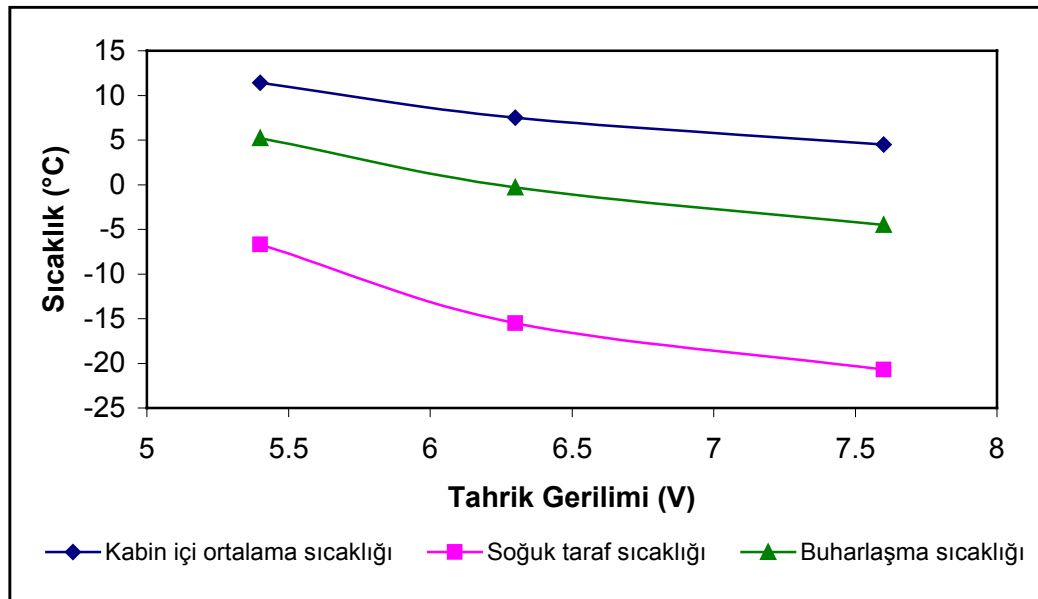
Alüminyum malzemeden imal edilmiş olan mikrokanallı borular, Stirling soğutucusunun soğuk yüzeyine sıkı geçme olarak geçecek şekilde bükülerek ve üç kat üstüste konularak biraraya getirilmiştir. Daha sonra bu borular, kurduğunda sertleşen macunsu bir yapıştırıcı ile yapıştırılarak yoğuşturucu meydana getirilmiştir.

Soğutucunun sıcak yüzeyinde kullanılan ısı değiştiricisi üzerinden geçirilen hava, fan tarafından üfleme ya da emiş yoluyla tahrik edilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda; fanın emiş yapması halinde sıcak taraf sıcaklığının düştüğü, buna bağlı olarak sistemin daha verimli çalıştığı gözlenmiştir. Üfleme ile zorlanmış taşınımına nazaran emiş uygulamasında daha düşük yüzey sıcaklıklarına ulaşılmasındaki ana neden; emişte çekilen havanın, üflenenden havada olduğu gibi soğutucunun doğrusal motoru üzerindeki ısı yükü de çekerek sıcaklığını arttırmamasıdır. Bu sayede hava, alüminyum kanatlı ısı değiştiricisine daha düşük sıcaklıkta (daha yüksek ΔT değeri ile) girmektedir. Bir diğer neden ise; emiş durumunda alüminyum ısı değiştiricisinin kanallarındaki akışın daha düzgün olmasıdır. Tablo 6.3’de bu uygulama ile gerçekleştirilen deneyler ve sonuçları sunulmuştur.

Tablo 6.3. R134a ile yapılan mikrokanallı yoğuşturucu deneyleri.

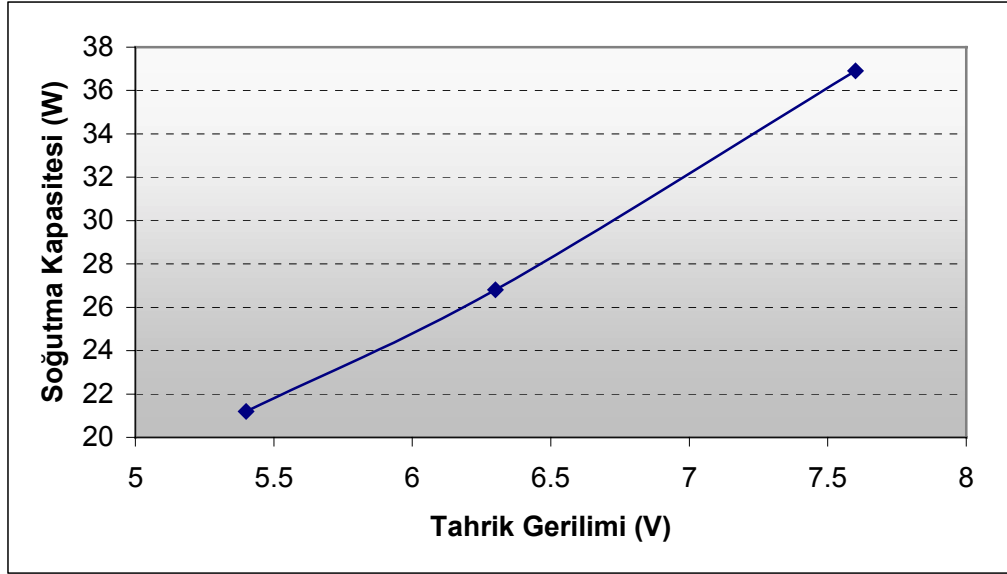
Deney no.	1	2	3	4	5
Şarj miktarı (g)	38	38	38	38	38
Tahrik gerilimi (V)	5,4	6,3	7,6	7,0	7,6
Fan-Hava ilişkisi	Üfleme	Üfleme	Üfleme	Emiş	Emiş
Soğuk taraf sıc. (°C)	-6,7	-15,5	-20,7	-12,5	-14,8
Sıcak taraf sıc. (°C)	34,8	39,3	41,3	38,3	39,5
Buharlaşma sıc. (°C)	5,2	-0,3	-4,5	-2,7	-4,0
Kabin içi ort. sıc.(°C)	11,4	7,5	4,5	5,8	5,0
Ortam sıc. (°C)	24,4	24,5	24,3	24,4	24,5
Ort. Çekilen güç (W)	12,2	20,8	28,5	22,8	25,5
Hesaplanan kap. (W)	21,1	26,8	36,9	32,1	39,4
Carnot SEK	6,4	4,7	4,1	5,1	4,8
Hesaplanan SEK	1,89	1,49	1,31	1,6	1,51
Hesaplanan güç (W)	11,2	18,0	28,1	20,1	26,1
Hata oranı (Güç) (%)	8,6	13,6	1,3	11,9	-2,1
Kabin ısı kazancı (W)	16,2	21,3	24,7	23,2	24,3
Sisteme ısı kaçağı (W)	4,9	5,5	12,2	9,0	15,0
Buh.UA değeri (W/K)	2,63	2,73	2,71	2,73	2,7
Yoğ. çıkış sıc (°C)	6,6	1,6	-1,1	0,3	-0,9
Yoğ.UA değeri (W/K)	1,57	1,57	1,91	2,63	2,71

Şekil 6.8’de; mikrokanallı yoğuşturucunun kullanıldığı ve fanın havayı üfleterek tahrik ettiği deneylerde elde edilen sıcaklık değerleri sunulmuştur.



Şekil 6.8. Farklı gerilimlerde elde edilen sıcaklık değerleri.

Şekil 6.9’da ise, aynı deneyler için tahrik gerilimi ile soğutma kapasitesinin değişimi gösterilmiştir. Grafikten de gözlenebileceği üzere, Stirling soğutucusuna uygulanan tahrik geriliminin artırılması sonucunda, soğutucunun soğutma kapasitesi de artmaktadır. Dolayısıyla buzdolabının ihtiyaç duyduğu soğutma kapasitesi, tahrik gerilimini belirlemekte, bir başka deyişle soğutucunun çektiği gücü belirleyen parametrelerden biri olmaktadır.



Şekil 6.9. Tahrik gerilimi ile soğutma kapasitesinin değişimi.

Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanması üzerine yapılan deneylerde son hedef; 25 °C ortam sıcaklığında, 5 °C kabin içi ortalama sıcaklığının mümkün olduğunca düşük güç çekilerek sağlanmasıdır. Tez çalışması dahilinde bu amaca hizmet eden en iyi deneyde 5 °C kabin içi ortalama sıcaklığı; Stirling soğutucusunun 25,5 W, fanın ise 1 W olmak üzere sistemin toplam 26,5 W güç çektiği durumda sağlanmıştır. Bu deney; 38g R134a ve mikrokanaallı yoğuşturucu kullanılarak, 7,6 V tahrik gerilimi değerinde gerçekleştirilmiştir. Hava, sıcak tarafta bulunan kanatlı ısı değiştiricisi üzerinden, fan tarafından emilerek geçirilmiştir.

Buzdolabı enerji sarfiyatı deneylerinden elde edilen sonuçlar ile, buzdolabının Avrupa kıstaslarına göre sahip olduğu enerji sınıfı belirlenebilmektedir. Enerji sınıfı hesaplamaları EN 153 standardına göre yapılmaktadır. Bu hesaplamalar sonucunda buzdolabının sahip olduğu “indeks” değeri belirlenmektedir. İndeks değeri; mevcut buzdolabının yıllık enerji sarfiyatının, aynı buzdolabı için belirlenmiş yıllık standart

enerji sarfiyatına olan oranının 100 ile çarpılmasıyla elde edilmektedir. Tablo 6.4’de indeks değerlerine karşılık gelen enerji sınıfları sunulmuştur.

Tablo 6.4. İndeks değerlerine karşılık gelen enerji sınıfları.

İndeks değeri (İ)	İ<55	İ<75	İ<90	İ<100	İ<110	İ<125	İ>125
Enerji sınıfı	A	B	C	D	E	F	G

Bu durumda; en iyi sonuçları veren deney dikkate alındığında, sistemin çektiği toplam güç 26,5 W, buzdolabının indeks değeri 76, enerji sınıfı ise C olmaktadır. Halkasal yoğuşturucu ile en iyi sonucun elde edildiği deneyde ise sistemin çektiği toplam güç 31,6 W değerindedir. Bu uygulamada ise buzdolabının indeks değeri 91, enerji sınıfı ise D’ dir.

7. SONUÇLAR ve GENEL DEĞERLENDİRMELER

Bu bölümde, serbest pistonlu Stirling soğutucularının buzdolaplarına uygulanması üzerine yapılan çalışmaların sonuçları ve genel değerlendirmeleri sunulmuştur.

Deneylerde soğutucuların soğuk yüzeylerinde yoğuşturucu görevi gören, halkasal ve mikrokanallı olmak üzere iki farklı ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Bu ısı değiştiricileri, kabin içerisine yerleştirilen buharlaştırıcı ile kapalı bir çevrim oluşturmaktadır. Yoğuşturucu çıkışında oluşan sıvı kolonunun statik basınç etkisi sayesinde, sistemde dolaşan soğutucu akışkan tahrik edilmekte ve çevrim sağlanmaktadır. 5°C kabin içi ortalama sıcaklığına ulaşmanın hedeflendiği deneylerde, halkasal yoğuşturucu ile yakalanan en iyi durumda sistemin çektiği toplam güç 31,6 W olurken, buzdolabının indeks değeri 91, enerji sınıfı ise D olmaktadır. Mikrokanallı yoğuşturucunun kullanıldığı deneylerde ise ulaşılan en iyi durumda, buzdolabının çektiği toplam güç 26,5 W, buzdolabının indeks değeri 76, enerji sınıfı ise C olmaktadır.

İndeks 76 değerinin altına inilebilmesi için, atılması önerilecek bir takım adımlar aşağıda maddelendirilmiştir:

- Termosifon ısı değiştiricilerinde gerçekleşen iki fazlı akışın incelenmesi ve buna bağlı olarak ısı değiştiricisi tasarımının ve en uygun soğutucu akışkan şarj miktarının belirlenmesi.
- Mikrokanallarda yoğuşma ve buharlaşma hadiselerinin incelenmesi ve buna bağlı olarak mikrokanallı ısı değiştiricilerinin tasarımında iyileştirmeye gidilmesi.
- Stirling soğutucusunun sıcak tarafındaki ısı yükünün ortama atılması için dış tarafta da kullanılabilecek ve herhangi bir tahrik mekanizmasına ihtiyaç duymayan termosifon ısı değiştiricileri üzerinde çalışılması.
- Sıcak taraftaki ısı yükünü fan ve kanatlı ısı değiştiricisi ile dış ortama aktarıldığı uygulamalar için, toplam ısı geçirgenlik değeri yüksek ısı değiştiricilerin tasarlanması ve üretilmesi.

- Buzdolabı kabininin yalıtımında iyileştirme sağlayarak, normal çalışma şartlarında dış ortamdan kabine olan ısı kaçağı değerinin azaltılması.
- Stirling soğutucusunun soğuk yüzeyinin kabin dışında kalması durumunda, dış ortamdan soğuk yüzeye olabilecek ısı kaçağı değerinin azaltılması için soğuk yüzey üzerine uygulanabilecek yalıtım tekniklerinin çalışılması.
- Kabin içerisinde, buharlaştırıcı görevi gören termosifon ısı değiştiricilerinin paralel ya da seri bağlanması durumlarının, soğutucu akışkanın iki fazlı akış koşulları göz önünde bulundurularak çalışılması.

KAYNAKLAR

- [1] **Stirling, R.**, 1816. British Patent, No: 4081.
- [2] **Çengel, Y. A. ve Boles, M. A.**, 1996. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, McGraw-Hill&Literatür, İstanbul.
- [3] **Oğuz, E.**, 2000. Serbest piston Stirling soğutucularının deneysel olarak incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [4] **Schulz, S. ve Schwendig, F.**, 1996. A General Simulation Model For Stirling Cycles, *ASME J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, **118**, 1-7.
- [5] **Wurm, J., Roose, T. R., Staats, W. R. ve Kinast, J.**, 1990. Stirling and Vuilleumier Heat Pumps: Design and Applications, Mc Graw Hill.
- [6] **Organ, A. J.**, 1992. The Thermodynamics and Gas Dynamics of the Stirling Cycle Machine, Cambridge University Press.
- [7] **Dirik, E.**, 1991. Stirling Soğutma Çevrimi ve Makinaları, Arçelik A.Ş. Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi Dahili Raporu, ABN-012, İstanbul.
- [8] **Hargreaves, C. M.**, 1991. The Philips Stirling Engine, Elsevier Science Ltd.
- [9] **Welty, S. ve Cueva, F.**, 2001. Energy Efficient Freezer Installation Using Natural Working Fluids and a Free Piston Stirling Cooler, *CIAR 2001-VI Ibero-American Congress of Air Conditioning and Refrigeration*, 2001.
- [10] **Berchowitz, D. M., Kiika, D. E. ve Mennink, B. D.**, 1996. Test Results for Stirling Cycle Cooled Domestic Refrigerators, *IIR Conference – 2nd Int. Conference on the Use of Non-Artificial Substances*, Aarhus, Denmark.
- [11] **McDonald, K., Berchowitz, D. M. ve Rosenfeld, J.**, 1994. Stirling Refrigerators for Space Shuttle Experiments, *The 29th Intersociety Energy Conversion Eng. Conference*, Monterey, CA, August 7-11.
- [12] **Berchowitz, D. M., McEntee, J. ve Welty, S.**, 1999. Design and Testing of a 40W Free Piston Stirling Cycle Cooling Unit, *20th International Congress of Refrigeration*, Sydney, Australia.

- [13] **Larsson, A., Nilsson, P. O. ve Holmlund, P.,** 2000. Use of CO₂ - and propane – Thermosyphons in Combination with Compact Cooler in Domestic Freezer, Proceedings of the Workshop: Selected Issues on CO₂ as Working Fluid in Compression Systems, 49-57, Trondheim, Norway, 2000.
- [14] **Green, R. H., Bailey, P. B., Roberts, L. ve Davey, G.,** 1996. The Design and Testing of a Stirling Cycle Domestic Freezer, Refrigeration Science and Technology Proceedings – Application for Natural Refrigerants, Aarhus, Denmark, September 3-6, 153-161.
- [15] **Yoshimura, K. ve Moriyama, T.,** 2000. Refrigerator, *Japan Patent*, No: 2000018748, dated 18.01.2000.
- [16] **Nishimoto, T., Chin, I. ve Masuda, M.,** 2002. Refrigerator, *Japan Patent*, No: 2002162152, dated 07.06.2002.
- [17] **Ogura, Y.,** 2000. Stirling refrigerator, *Japan Patent*, No: 2000130875, dated 12.05.2000.
- [18] **Yoshimura, K.,** 2001. Stirling refrigerator, *Japan Patent*, No: 2001033140, dated 09.02.2001.
- [19] **Chen, W. ve Masuda, M.,** 2002. Stirling refrigerator, *World Patent*, No: 0216842, dated 28.02.2002.
- [20] **Chin, I.,** 2002. Stirling refrigerator, *Japan Patent*, No: 2002062021, dated 28.02.2002.
- [21] **Ogura, Y.,** 2000. Refrigerator, *Japan Patent*, No: 2000337747, 08.12.2000.
- [22] **Sakai, A.,** 2000. Refrigerator, *Japan Patent*, No: 2000199672, dated 18.07.2002.
- [23] **Ogura, Y., Sakai, A. ve Sakamoto, J.,** 2001. Cold insulating chamber, *World Patent*, No: 0184065, dated 08.11.2001.
- [24] **Kitamura, Y., Yamasato, H., Shimizu, K., Ogura, Y., Yoshimura, K. ve Sakai, A.,** 2000. Cooler, *Japan Patent*, No: 2000193361, dated 14.07.2000.
- [25] **Kitamura, Y., Yamasato, H., Shimizu, K., Ogura, Y., Yoshimura, K. ve Sakai, A.,** 2000. Cooler, *Japan Patent*, No: 2000241036, dated 08.09.2000.
- [26] **Cho, T.,** 2002. Stirling cooling system and cooling compartment, *Japan Patent*, No: 2002071237, dated 08.03.2002.
- [27] **Nishimoto, T., Chen, W., Masuda, M. ve Zhang, H.,** 2002. Stirling cooling device, cooling chamber and refrigerator, *World Patent*, No: 0216836, dated 28.02.2002.
- [28] **Sakai, A.,** 2001. Refrigerator, *Japan Patent*, No: 2001330355, dated 30.11.2001.

- [29] **Shimizu, K.**, 2000. Cooler, *Japan Patent*, No: 2000205682, dated 28.07.2000.
- [30] **Chen, W. ve Masuda, M.**, 2002. Stirling refrigeration system and cooling chamber with the refrigeration system, *World Patent*, No: 0235160, dated 02.05.2002.
- [31] **Barrash, M. J., Rudick, A. G. ve Ziesel, L. B.**, 2001. Apparatus using Stirling cooler system and methods of use, *United States Patent*, No: 6272867, dated 14.08.2001.
- [32] **Barrash, M. J., Rudick, A. G. ve Ziesel, L. B.**, 2002. Apparatus using Stirling cooler system and methods of use, *United States Patent*, No: 6347524, dated 19.02.2002.
- [33] **Kiika, D. E., Rudick, A. G. ve Berchowitz, D. M.**, 2002. Vibrationally isolated Stirling cooler refrigeration system, *United States Patent*, No: 6422025, dated 23.07.2002.
- [34] **Rudick, A. G., Glithero, J.I. ve Graber, J. M.**, 2002. Apparatus using vibrationally isolating Stirling cooler system, *United States Patent*, No: 20020088237, dated 11.07.2002.
- [35] **Rudick, A. G. ve Simmons, D.W.**, 2002. Modular eutectic-based refrigeration system, *United States Patent*, No: 20020007637, dated 24.01.2002.
- [36] **Zeng, Y. Y., Rezkallah, K. S. ve Besant, R.W.**, 1992. Heat Transfer Measurements in Two-Phase Two-Component Flow Inside Heat Exchanger Coils of a Run-Around Heat Recovery System, Two-Phase Flow in Energy Systems: The Heat Transfer Division, ASME, 1992.
- [37] **Er, İ. D.**, 1994. İki fazlı akış kanalının termo-hidrolik analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [38] **Nino, V., Payne, W., Hrnjak, P. ve Newell, T. A.**, 2001. Two Phase Pressure Drop in Microchannels, *IIF-IIR-Commission B1*, Paderborn, Germany.
- [39] **Payne, W. T., Nino, V. G., Hrnjak, P. S. ve Newell, T. A.**, 2000. Void Fraction and Pressure Drop in Microchannels, University of Illinois at Urbana Champaign ACRC Internal Report, TR-178.
- [40] **Khrustalev, D.**, Loop Thermosyphons for Cooling of Electronics, Thermacore Inc. Internal Report, Lancaster.
- [41] **Kandlikar, S. G. ve Habsberg, S.**, 1989. Review of Literature and a Preliminary Experimental Investigation on Start-up Instabilities in an R-11 Thermosyphon Loop with Applications in Microelectronic Chip Cooling, Natural Circulation in Single-Phase and Two-Phase Flow: The Heat Transfer Division, ASME, 1989.

- [42] **Mathur, G. D.**, 1989. Modelling and Simulation of Refrigerant Charged Flat Plate Solar Collector of a Natural Circulation Closed Loop, Natural Circulation in Single-Phase and Two-Phase Flow: The Heat Transfer Division, ASME, 1989.
- [43] **Global Cooling B. V., Sunpower Inc. ve Greenpeace**, 1995. The Free Piston Stirling Cooling System, *The 19th International Congress on Refrigeration Exhibition*, The Hague, The Netherlands, August 20-25.
- [44] **Yay, K.**, 1995. Stirling Motoru, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [45] **Incropera, F. P. ve DeWitt, D. P.**, 1996. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley&Sons Inc., New York.
- [46] **Genceli, O. F.**, 1999. Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [47] **Öztürk, A. ve Yavuz, H.**, 1995. Uygulamalarla Isı Geçişi: Tanıtım ve Işınım, Çağlayan Kitabevi, İstanbul.
- [48] **Dağsöz, A. K.**, 1995. Isı Geçişi, Beta Basım Yayım Dağıtım A.Ş., İstanbul.
- [49] **Genceli, O. F.**, 2000. Ölçme Tekniği, Birsen Yayınevi, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

Serdar Çelik, 1979 yılında İstanbul’da doğdu. İlk öğrenimini 1990 yılında Beylerbeyi İlköğretim Okulu’nda, orta öğrenimini 1997 yılında Özel Eyüboğlu Lisesi’nde tamamladı. 1997 yılında girdiği Y.T.Ü. Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü’nden, 2001 yılında Makina Mühendisi olarak mezun oldu. Aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Programı’nda yüksek lisans öğrenimine başladı. 2002 yılından itibaren, İ.T.Ü. ve ARÇELİK A.Ş. arasında imzalanan özel bir anlaşma çerçevesinde, ARÇELİK A.Ş. Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi’nde çalışmalarına devam etmektedir.