

151363

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

PULSATİF ISI BORULARININ ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Murat AKSOY
(503011012)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 26 Nisan 2004
Tezin Savunulduğu Tarih : 21 Haziran 2004

Tez Danışmanı : Prof.Dr. A. Feridun ÖZGÜÇ
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Taner DERBENTLİ
Yrd.Doç.Dr. Murat ÇAKAN

Taner Derbentli
Murat Çakan

151363

MAYIS 2004

ÖNSÖZ

Bilgisayar, telekomünikasyon, sivil ve askeri elektronik gibi sanayilerde üretilen birçok cihazdan çıkan ısı akısı, daha birkaç sene öncesine kadar normal seviyelerde iken cihazların iyice ufaltılması ve işlemci güçlerinin artırılmasıyla birlikte; şimdilerde çok üst seviyelere tırmanmıştır. Bu yüksek ısı akısının kontrol edilebilirliği bu endüstriler açısından her geçen gün daha büyük önem arz etmektedir; dolayısıyla küçük alanlardan yüksek ısı akılarını çekebilen yeni teknolojiler araştırılmaktadır.

Bu çalışmada, bu alanlarda ısı değiştiricisi olarak kullanılması olası olan pulsatif ısı boruları hakkında hem kaynak araştırması yapılmış; hem de tanıtılan mevcut matematiksel modeller ışığı altında pulsatif bir U-borusu hazırlanan bilgisayar programı ile incelenmiştir. Bilgisayar programı, bir CD içinde tezle beraber arka kapaktaki cepte sunulmuştur. Hakkında birçok niteliksel bilgi bulunmasına karşın, pulsatif ısı borularının termofiziksel mekanizmasını açıklayan kesin bir analitik model tam olarak ortaya konulamamıştır. Bu tez çalışmasının, üzerinde daha birçok araştırma yapılması gereken pulsatif ısı boruları konusunda çalışacaklara faydalı olmasını diliyorum.

Beni bu konuda çalışmaya sevk eden, bilgisi ve engin tecrübeleriyle bana yol gösteren tez danışmanım Prof.Dr. A. Feridun ÖZGÜÇ'e teşekkürlerimi sunarım. Çalışmalarım sırasında benden desteklerini esirgemeyen ve bana emeği geçen bütün büyüklerime ve arkadaşlarıma da teşekkürü bir borç bilirim.

Mayıs 2004

Murat AKSOY

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	iv
TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	vii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
1. GİRİŞ	1
2. PULSATİF ISI BORULARI HAKKINDA GENEL BİLGİLER	2
2.1 Isı Borularının Tarihsel Gelişimi	2
2.2 Isı Borularının Çalışma Prensibi	5
2.3 Isı Borularının Uygulama Alanları.....	8
2.3.1 Isı Değiştiricileri.....	9
2.3.2 Elektrikli ve Elektronik Aletlerde Soğutma.....	10
2.3.3 Fırın ve Ocaklar.....	11
2.3.4 Üretim Aletleri	12
2.3.5 Havacılık.....	12
2.3.6 Vücut Sıcaklığının Kontrolü	13
2.3.7 Buz Çözme.....	13
3. KAYNAK ARAŞTIRMASI	14
4. TEORİ	21
4.1 Pulsatif Akışa Genel Bir Bakış	21
4.2 Açık ve Kapalı Döngü Pulsatif Isı Borularının Analizi.....	28
4.2.1 Yönetici Denklemler.....	28
4.2.2 Isı Geçişi	34
4.2.3 Sayısal Çözümleme	37
4.3 U-Biçimli Açık Döngü Pulsatif Isı Borularının Analizi.....	39
4.3.1 Fiziksel Model.....	39
4.3.2 Yönetici Denklemler.....	40
4.3.3 Boyutsuz Yönetici Denklemler	44
4.3.4 Sayısal Çözümleme	47
4.3.5 Yoğuşturucudan Çekilen Isı için Sayısal Çözümleme	49
5. PULSATİF U-BORUSU UYGULAMASI	52
5.1 U-Borusu Düzeneginin Hazırlanması	52
5.2 Hazırlanan U-Borusunun Teorik Açidan İncelenmesi	55
5.3 Parametrik İncelemeler.....	61
6. SONUÇ	67
KAYNAKLAR	69
EK A	72
ÖZGEÇMİŞ	78

KISALTMALAR

DO	: Doluluk Oranı
FR	: Fill Ratio
KH	: Kontrol Hacmi
KY	: Kontrol Yüzeyi
PHP	: Pulsating Heat Pipe



TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 4.1 Dairesel kesitli borular ve izotermal cidarlar için Graetz serisinin özdeğer ve sabitleri.....	37
Tablo 5.1 Pulsatif U-borusunun Teknik Ayrıntıları.....	55
Tablo 5.2 Boyutsuz katsayılar.....	56
Tablo 5.3 Çap değişiminin U-borusu üzerindeki etkileri.....	62
Tablo 5.4 Buharlaştırıcı iç cidar sıcaklığının U-borusu üzerindeki etkileri...	64

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Oyuncak ördeğin çalışma şekli.....	4
Şekil 2.2 : Simirnov'un pulsatif ısı borusu tasarımı.....	4
Şekil 2.3 : Geleneksel ısı borusu ve elemanları.....	5
Şekil 2.4 : Pulsatif akış.....	6
Şekil 2.5 : Açık ve kapalı döngülü pulsatif ısı boruları.....	7
Şekil 2.6 : Tipik bir ısı borulu ısı değiştiricisi.....	9
Şekil 3.1 : Akachi'nin döngülü tip ısı borularıyla ilgili ilk patenti.....	14
Şekil 3.2 : Çek valfsız pulsatif ısı boruları.....	15
Şekil 3.3 : Dobson'un modeli için seçtiği örnek pulsatif ısı borusu.....	19
Şekil 4.1 : Pulsatif ısı borusunun bir parçasındaki sıvı ve buhar birimleri.....	21
Şekil 4.2 : İki tıkaçın birleşme evreleri.....	21
Şekil 4.3 : İki buhar tıkaçının birleşmesi.....	22
Şekil 4.4 : Kapalı döngü pulsatif ısı borularında akış: (a) Tıkaçlı akış rejimi. (b) Halkasal akışa geçiş.....	23
Şekil 4.5 : Bir sıcak bir soğuk sıralanmış borulardaki tıkaçlı ve halkasal akış.	24
Şekil 4.6 : Yuvarlak habbenin durağan sıvı içinde yükselmesi.....	24
Şekil 4.7 : Kapalı döngülü pulsatif ısı borusunun çalışma aralığı.....	28
Şekil 4.8 : Pulsatif ısı boruları: (a) Açık döngü; (b) Kapalı döngü; (c) Analitik çözümleme için kabul edilen model.....	29
Şekil 4.9 : Pulsatif ısı borusundaki bir sıvı takozunun kontrol hacmi.....	31
Şekil 4.10 : Takozdaki diferansiyel bir kontrol hacmi.....	34
Şekil 4.11 : U-biçimli pulsatif ısı borusu.....	39
Şekil 4.12 : Sıvı hacminde sonlu hacimler yönteminin uygulanması.....	49
Şekil 5.1 : Pulsatif U-borusuna akışkan doldurma düzeneği.....	52
Şekil 5.2 : Tellerin bağlandığı doğru akım güç kaynağı.....	53
Şekil 5.3 : U-borusu düzeneği.....	54
Şekil 5.4 : Boyutsuz konumun boyutsuz zamanla değişimi.....	56
Şekil 5.5 : Boyutsuz basınç değerlerinin boyutsuz zamanla değişimi.....	57
Şekil 5.6 : Boyutsuz konumla basınç farkının boyutsuz zamanla değişimi.....	57
Şekil 5.7 : Boyutsuz sıcaklıkların boyutsuz zamanla değişimi.....	58
Şekil 5.8 : Boyutsuz kütlelerin boyutsuz zamanla değişimi.....	59
Şekil 5.9 : Birinci buhar hacmindeki basınç ve sıcaklığın zamanla değişimi...	59
Şekil 5.10 : Yoğuşturucu cidarından çıkan duyulur ısının zamanla değişimi....	60
Şekil 5.11 : Sürekli rejimde çıkan duyulur ve gizli ısının zamanla değişimi.....	61
Şekil 5.12 : U-borusunun titreşim frekansının çapla değişimi.....	62
Şekil 5.13 : U-borusunun titreşim genliğinin çapla değişimi.....	63
Şekil 5.14 : Yoğusturucudan çıkan duyulur ısının çapla değişimi.....	63
Şekil 5.15 : Titreşim frekansının buharlaştırıcı iç cidar sıcaklığı ile değişimi...	65
Şekil 5.16 : Titreşim genliğinin buharlaştırıcı iç cidar sıcaklığı ile değişimi....	65
Şekil 5.17 : Çıkan duyulur ısının buharlaştırıcı iç cidar sıcaklığı ile değişimi...	67

SEMBOL LİSTESİ

A	: Alan
a	: Matris katsayıları
B	: U-borusunun boyutsuz genliği
Bo	: Bond sayısı
C	: Sürtünme katsayısı
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı
c_v	: Sabit hacimde özgül ısı
D	: Çap
Eö	: Eötvös sayısı
F	: Kuvvet
Fr	: Froude sayısı
g	: Yerçekimi ivmesi
H	: Boyutsuz ısı taşınım katsayısı
h	: Isı taşınım katsayısı
h_{sb}	: Sıvı buhar fazı entalpi farkı
i	: Paralel durumdaki boru kıvrımlarının sayısı
k	: Isı iletim katsayısı
L	: Uzunluk
M	: Boyutsuz kütle
m	: Kütle
ṁ	: Birim zamanda kontrol hacmine giren kütle
N	: Toplam buhar hacmi sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
Ps	: Poiseuille sayısı
Q̇	: Isı
q	: Isı akısı
P	: Boyutsuz basınç
p	: Basınç
R	: Mükemmel gaz sabiti
T	: Sıcaklık
t	: Zaman
u	: Özgül iç enerji
V	: Hacim
v	: Özgül hacim
W	: İş
X, Y, Z	: Kartezyen koordinatlar
X_p	: U-borusunda sıvı hacminin boyutsuz konumu
x_p	: U-borusunda sıvı hacminin konumu
∂	: Kısmi türev operatörü
Δ	: Sonlu farkları ifade eder
α	: Isı yayılım katsayısı

μ	: Dinamik viskozite
ν_e	: Kinematik viskozite
ρ	: Yoğunluk
σ	: Yüzey gerilimi
u	: Bir boyutlu hız
γ	: Özgül ısılar oranı
θ	: Boyutsuz sıcaklık
Θ	: Boyutsuz sıcaklık parametresi
ω	: Boyutsuz frekans
ψ	: Boyutsuz faz farkı
τ	: Boyutsuz zaman
ω_0^2	: Diferansiyel denklem katsayısı
ρ	: Diferansiyel denklem katsayısı

İNDİSLER

0	: Başlangıç ve referans değerler
1	: U-borusunda soldaki buhar tıkaçı
2	: U-borusunda sağdaki buhar tıkaçı
b	: Buhar tıkaçı
cidar	: Cidardaki akışkan özellikleri
ç	: Çıkan
g	: Giren
ı	: Buharlaştırıcı
n	: Sıvı veya buhar hacminin sırası
s	: Sıvı takozu
y	: Yoğuşturucu

PULSATİF ISI BORULARININ ANALİZİ

ÖZET

Pulsatif ısı borusunun pompalama vs için dışarıdan hiçbir ek güce ihtiyacı yoktur. Geleneksel ısı borularında yoğunlaşmış akışkanın buharlaştırıcıya göndermek için bulunan fitil yapısı, pulsatif ısı borusunda gereksizdir; dolayısıyla pulsatif ısı borusu konstrüksiyon açısından da çok basit yapıdadır.

Genel ısı borusu ailesinin bir alt sınıfı olarak gruplandırılmalarına rağmen çalışmaları esnasında oluşan ısı-kütle geçişi ve akışkanlar dinamiği olaylarının karmaşıklığı bu tip ısı borularının incelenmesi için tamamen farklı bir araştırma sahasının açılması ihtiyacını doğurmuştur. Birçok uygulama alanında ısı değiştiricisi olarak kullanılması olası olan pulsatif ısı borularının termodinamik mekanizmasını açıklayan kesin bir matematiksel model ortaya konulamamış; dolayısıyla imalat için gerekli tasarım kuralları ve standartlar oturtulamamıştır.

Bu çalışmada, pulsatif ısı boruları hakkında hem kaynak araştırması yapılmış; hem de laboratuarda kurulan pulsatif U-borusu düzeneği, mevcut matematiksel modeller ışığı altında hazırlanan bilgisayar programıyla incelenmiştir. İncelemede sıvı takozu ve buhar tıkaçları için kütle, momentum ve enerji denklemleri yazılmıştır. Sıvı takozuna uygulanan enerji denklemi sonlu hacimler yöntemiyle ayrıştırılmış ve bilgisayar programında bir algoritma oluşturularak sıvı takozundaki zamana bağlı bir boyutlu sıcaklık dağılımı elde edilmesi suretiyle U-borusunun yoğunlaştırıcısından çıkan ısı hesaplanmıştır.

Pulsatif U-borusunda gözlemlenen frekans ve genlik değerlerinin matematiksel çözümlemeden de elde edilebilmesi için buhar tıkaçlarının buharlaştırıcılardaki ve yoğunlaştırıcudaki ortalama ısı taşınım katsayısının yaklaşık $20 \text{ W/m}^2\text{K}$ alınması gerektiği görülmüştür. Bu değer in mertebesinin gerçekçi olduğu sonucuna varılmıştır. Bilgisayar programından elde edilen sonuçlardan, pulsatif ısı borusunda duyulur ısı geçişinin gizli ısı geçişine göre baskın olduğu görülmüştür. Bu sonuç literatürde elde edilen sonuçlarla örtüşmektedir. Ayrıca, bilgisayar programı ile boru çapı ve buharlaştırıcı iç cidar sıcaklığındaki değişikliklerin U-borusuna etkileri parametrik olarak incelenmiş; literatürdeki kaynaklarla uyumlu sonuçlar elde edilmiştir.

ANALYSIS OF PULSATING HEAT PIPES

SUMMARY

There is no external power supply required for pumping etc. in the pulsating heat pipes. Unlike the traditional heat pipes, there is no wick structure in the pulsating heat pipes which sends the condensed liquid back to the evaporator section. Therefore, the pulsating heat pipe has a simple, maintenance-free structure.

Although the pulsating heat pipes are classified as a subclass of the traditional family of heat pipes, a need for constituting a new research area totally focused on pulsating flow has emerged due to the complexity of the thermophysical phenomena during their operation. A sound mathematical basis for the pulsating heat pipes, that have a great potential as heat exchangers in various applications, could not be established up to now, so there is not enough quantitative information to suggest liable design rules.

In this study, not only a literature survey about pulsating heat pipes and pulsating flow is made, but also an experimental U-shaped pulsating heat pipe setup is analyzed by a computer program adopting up-to-date mathematical models. Fundamental equations of mass, momentum and energy conservation are applied to the control volumes of both the liquid slug and the vapor plugs. The energy equation derived for the control volume of the liquid slug is discretised by the method of finite volumes and the heat dissipated through the condenser of the pulsating heat pipe is calculated by an algorithm in the program that figures out the one dimensional temperature distribution in the slug for every time step.

The results of the mathematical analysis match the amplitude and the frequency of the oscillation observed in the U-shaped pulsating heat pipe setup only if the average convection heat transfer coefficient of the vapor plug both in the evaporator and the condenser is taken to be approximately $20 \text{ W/m}^2\text{K}$. It is deduced that the order of this coefficient is realistic. From the results of the program, it is concluded that the sensible heat is the primary mode of heat transfer in the U-shaped heat pipe, which agrees with the results of the relevant research papers published. Also, a parametric study about the effect of the changes in the diameter of the tube and the evaporator wall temperature on the U-shaped pulsating heat pipe is carried out by the program, and rational results are obtained.

1. GİRİŞ

Geleneksel ısı borusu, ısı geçişini sağlayan birçok değişik tip cihaz içinde günümüzde bilinen en verimli sistemlerden birisidir. Diğer yöntemlere göre geleneksel ısı borusu kullanımının en büyük avantajı, büyük miktarda ısı enerjisinin küçük bir kesit alandan hatırı sayılır bir uzaklığa sisteme hiçbir ek güç vermeksizin aktarılabilmesidir. Bunun yanında tasarım ve imalat kolaylığı, borunun buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı uçları arasındaki ufak sıcaklık farkları ve birçok sıcaklık seviyesinde büyük miktarda ısıнын taşınabilirliği ve kontrol edilebilirliği ısı borularının yegane özellikleridir [1].

Kişisel bilgisayarların iyice ufalması ve işlemcilerin güçlenmesi mikro ve minyatür ısı borularının bu yongaların soğutulması için geliştirilmesine vesile olmuştur. Pulsatif ısı borusu ısı geçişi konusunda gelecek vadeden bir alettir. Mükemmel ısı geçişi performansının yanı sıra geleneksel ısı borularına göre çok daha basit olan bir yapısı vardır. Geleneksel ısı borularında yoğunlaşmış akışkanın buharlaştırıcıya gönderilmesi için kullanılan fitil yapı pulsatif ısı borularında bulunmaz. Bu tip ısı boruları geleneksel ısı borularının kılcallık ve sürüklenme limiti gibi bazı kısıtlamalarını da aşabilmişlerdir. Pulsatif ısı boruları tercih edilir çalışma karakteristiklerine ve daha ucuz maliyetlerine bağlı olarak elektronik alanında bazı uygulamalarda kullanılmaktadırlar.

Genel ısı borusu ailesinin bir alt sınıfı olarak gruplanmalarına rağmen çalışmaları esnasında oluşan ısı-kütle geçişi ve akışkanlar dinamiği olaylarının karmaşıklığı bu tip ısı borularının incelenmesi için tamamen başka bir araştırma sahasının açılması ihtiyacını doğurmuştur. Belli bir elektronik soğutma ihtiyacını karşılayacak pulsatif bir ısı borusunun tasarlanması için şimdiye kadar çalışma mekanizmasını açıklayan ayrıntılı bir kuram, güvenilir bir veritabanı veya tasarım kıstasları tam olarak ortaya konulamamış olmasına rağmen araştırmalar bütün hızıyla sürmektedir [2].

2. PULSATİF ISI BORULARI HAKKINDA GENEL BİLGİLER

2.1 Isı Borularının Tarihsel Gelişimi

Geleneksel ısı borusunun atası olan Perkins tüpü, ondokuzuncu yüzyılın ortalarından itibaren Perkins ailesince İngiltere’de alınan birkaç patent sayesinde tanınmaya başlanmıştır. Perkins tüplerinin çoğu, ısı geçişinin faz değişimiyle sağlandığı (buharlaşma gizli ısı) yerçekimi yardımıyla çalışan fitilsiz ısı borularıdır (termosifonlar). Günümüz ısı borusuna en yakın Perkins tüpü tasarımının patenti 1836’da Jacob Perkins tarafından alınmıştır.

Geleneksel ısı borusu fikrini 1944’te ilk olarak Gaugler ortaya atmıştır. O sıralarda soğutma sorunları üzerinde çalışan Gaugler yoğunlaşmanın olduğu bölümün daha üstünde bir noktada buharlaşmanın olabileceği ve yoğunlaşmış sıvıyı bu yüksekliğe taşımak için ek bir iş yapılmasını gerektirmeyen bir cihazı aklında tasarlamıştır. Cihazı, içinde belli bir miktar sıvı bulunan kapalı bir tüpten ibarettir. Cihazda, tüpün belli bir yerinden ısı alan sıvı buharlaşıp tüp boyunca aşağı doğru iner ve alttaki bölümde yoğunlaşarak gizli ısını buraya bırakır. Daha sonra yoğunlaşan bu sıvı kılcal basınçla tekrar tüpün üst bölümüne geri döner ve işlem yeniden başlar. Gaugler altta yoğunlaşmış sıvıyı tekrar yukarı taşımak için sinterlenmiş demir fitilden oluşan kılcal bir yapı kullanılabileceğini düşünmüştür; fakat bu ısı borusu pek ilgi görmemiştir.

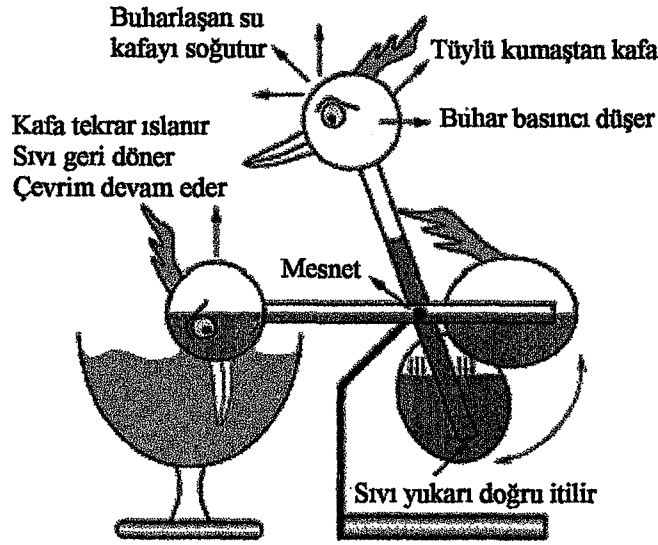
Trefethen 1962’de uzay programıyla ilgili olarak ısı borusunu tekrar gündeme getirmiştir. 1963’te Grover tarafından yeni bir ısı borusu patenti alınmasıyla ciddi atılımlar başlamıştır. Grover önceleri içinde akışkan olarak su bulunan bir ısı borusu prototipi yapmıştır; bunu daha sonra 1100 K sıcaklıkta çalışan sodyum ısı borusu izlemiştir. Grover bunlara ek olarak ısı borularının ısıyı çok etkin biçimde aktarabilen cihazlar olduklarını göstermiştir ve bu cihazların kullanılabilecekleri çeşitli uygulamalar geliştirmiştir. Grover ısı boruları üzerine çok sınırlı bir teorik bir analiz yapmıştır; fakat içlerinde akışkan olarak sodyum, gümüş ve lityumun kullanıldığı fitilli paslanmaz çelik ısı boruları için deneysel sonuçlar sunmuştur.

Geleneksel ısı borusu güvenilir bir ısı cihaz olarak kabul görmeye Cotter'ın 1965'te ısı borusu analizi konusundaki ilk yayınında bahsedilen teorik sonuçlar ve tasarım önerileri ile başlamıştır. Bu yayını takiben dünya çapında da araştırma faaliyetleri başlamıştır. 1964'te ilk kez bir ticari organizasyon olarak RCA ısı borusu araştırmalarına girişmiştir. Başlangıçta en ciddi desteği Amerikan hükümeti ile yaptıkları iki yıllık sözleşme ile elde etmişlerdir. Isı borularında dış malzeme olarak bakır, nikel, paslanmaz çelik, molibden ve TZM molibden; akışkan olarak da su, sezyum, sodyum, lityum ve bizmut kullanılmıştır. Deneysel çalışmalar sayesinde maksimum 1650 °C işletme sıcaklığına ulaşmıştır [1].

Başlangıçta ısı borusu çok kısıtlı miktarda uygulama alanı bulmuştur. Isı boruları kılcallığa dayalı olarak çalıştıklarından dışarıdan hiçbir kuvvet tatbik edilmeden yerçekimsiz ortamlarda çalışabilirler; dolayısıyla ilk başlardaki ısı borusu uygulamaları uzay çalışmalarına yöneliktir. Fakat sonraları enerji maliyetlerinin yükselmesiyle birlikte özellikle Avrupa ve Japonya'da ısı borularının enerji tasarrufunda sağladıkları avantajlar ve çeşitli uygulamalardaki tasarımlara getirdikleri yenilikler ile önemleri anlaşılmıştır. Günümüzde bütün gelişmiş ülkeler geleneksel ısı borularının ticari anlamda araştırılması ve geliştirilmesine iştirak etmektedirler.

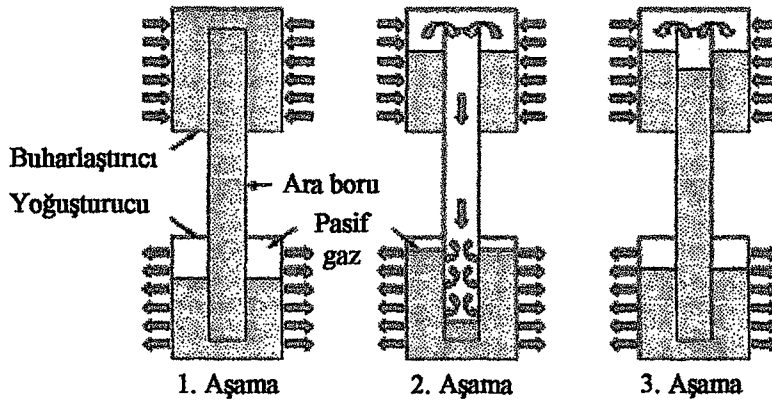
Modern pulsatif ısı borularının çok ilkel bir atası olarak kafasını suya daldırıp çıkartan Şekil 2.1'deki oyuncak ördek gösterilebilir. Bu oyuncak buharlaşmalı ısı geçişi (Hacimsel olarak buhar-sıvı oranı işlem boyunca sabit kalır.) yoluyla periyodik mekanik hareket üreten iki fazlı pasif kapalı bir sistemin klasik bir örneğidir. Başlangıçta dengede duran ördek, gagasının suya daldırılıp bırakılmasıyla salınım yapmaya başlar. Suyu daldırılmış kafasından dışarıya doğru olan ısı geçişiyle beraber kafa tarafında bir yoğunlaşma meydana gelir; kafa tarafında yoğunlaşan fazladan sıvının yarattığı dengesizlik ve ördeğin gövde kısmında mekanik hareketle sıkışan buhar fazındaki akışkanın basınç değişimleri ördeğin sürekli salınımına neden olur.

Pulsatif ısı borularının köklerine ilişkin daha resmi bir kayıt olarak Smirnov'un 1975 yılına ait patenti gösterilebilir [2]. Tasarım ayrıntıları Şekil 2.2'de verilen ısı borusu bir buharlaştırıcı, bir yoğunlaştırıcı ve bu ikisini bağlayan bir borudan oluşur. Başlangıçta buharlaştırıcı taraf ve aradaki boru tamamen akışkan ile doluyken, yoğunlaştırıcının sadece bir kısmı akışkan dolu, diğer kısmı ise işleme etki etmeyen pasif bir gazla doldurulmuştur. Buharlaştırıcı tarafın ısıtılmasıyla, akışkan genişler ve



Şekil 2.1 Oyuncak ördeğin çalışma şekli

yoğuşturucu tarafını doldurmaya başlar. Buharlaştırıcının daha da ısıtılmasıyla buharlaştırıcı tarafta buhar oluşur, sıvı haldeki akışkan yoğuşturucu içine daha çok itilir; dolayısıyla oraya hapsedilmiş olan pasif gaz sıkıştırılmış olur. Bu sırada iki tarafı bağlayan borunun iç yüzeyinde buhar yoğunlaşmaya başlar ve böylece basınç lokal olarak düşer. Buna ek olarak pasif gaz da çok büyük oranda sıkıştırılmış durumdadır. Cihazın herhangi bir bölgesinde meydana gelebilecek iç basınç dağılımındaki anlık dengesizliğe bağlı olarak pasif gazda depolanan potansiyel enerji



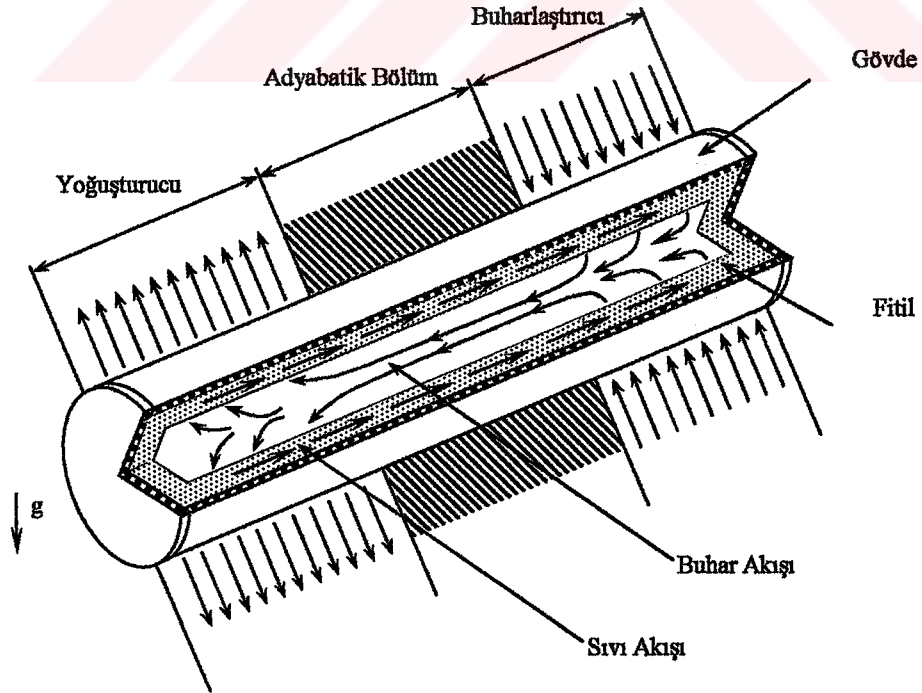
Şekil 2.2 Simirnov'un pulsatif ısı borusu tasarımı

belli bir aşamada sıvı akışkanı buharlaştırıcı tarafa geri iter. Böylece çevrim; kapalı pasif iki fazlı, iki parçalı sabit hacimli sistemde sürekli oluşan dengesizlikler neticesinde sürekli tekrar eder hale gelir.

Modern pulsatif ısı borularının mühendislik açısından kullanımına en uygun tasarım örnekleri olarak Akachi tarafından ortaya konulan bir dizi patent gösterilebilir. Akachi'nin tasarımları mikroelektronik endüstrisinde kendilerine uygulama alanı bulmuşlardır. Bu nedenle modern pulsatif ısı borularının ilk nesli 1990'lı yıllarda ortaya çıkmıştır denilebilir. Çok yeni olmalarına rağmen basit tasarımları, maliyetlerinin uygunluğu ve ısı performanslarının yüksekliği ile bir hayli ilgi çeken pulsatif ısı boruları çok geniş uygulama alanları bulabilirler.

2.2 Isı Borularının Çalışma Prensibi

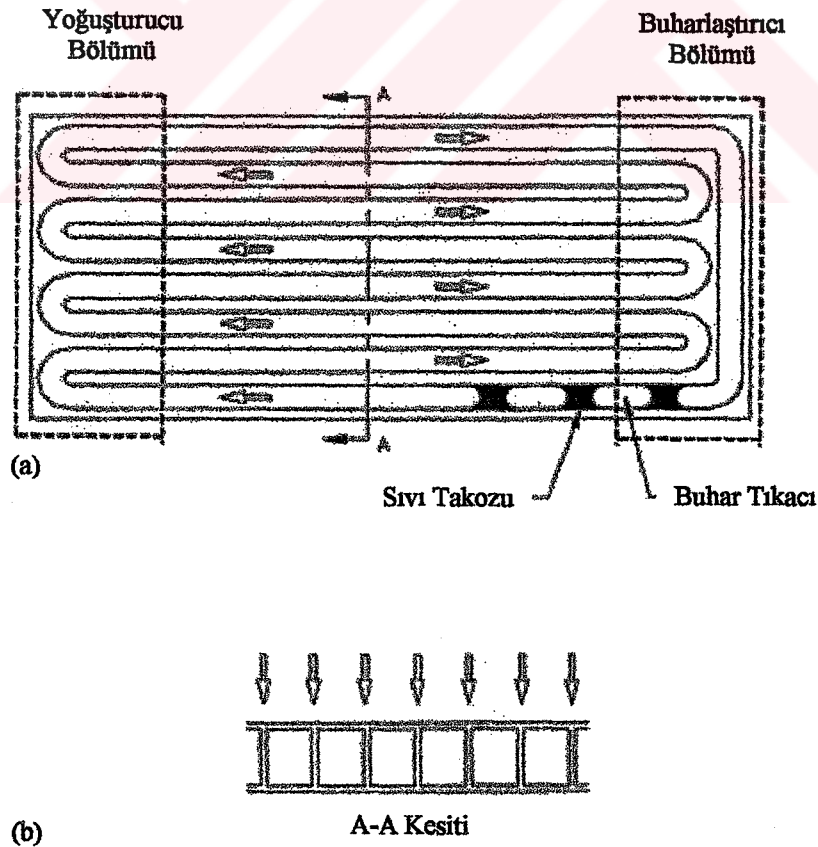
Geleneksel ısı borusu elemanları olarak iki ucundan kapatılmış cidar, bu cidarın içindeki kılcal fitil yapı ile bu kapalı ortamda kendi buharıyla dengede olan az miktardaki akışkan sayılabilir. Geleneksel ısı borusu uzunluğu boyunca üç ayrı bölümde incelenebilir: buharlaştırıcı bölüm, adyabatik bölüm ve yoğuşurucu bölüm. Uygulama ve tasarıma bağlı olarak ısı boruları birden fazla sayıda buharlaştırıcı ve



Şekil 2.3 Geleneksel ısı borusu ve elemanları

yoğusturucu bölüme sahip olabilir; bazı durumlarda adyabatik bölümlere ihtiyaç duyulmayabilir. Geleneksel ısı borusunun çalışma biçimi en kolay Şekil 2.3'de gösterildiği gibi silindirik bir geometride anlaşılabilir. Isı borusunun bir tarafından ısıtılması ile buharlaşan akışkan yoğusturucuya kadar sürüklenir. Yoğusturucuya gelen buhar burada gizli ısısını vererek yeniden sıvı hale döner. Boru içinde bulunan ve fitil olarak adlandırılan kılcal gözenekli ortam yüzey gerilimi kuvvetleri ile yoğuşmuş akışkanı yerçekimine karşı buharlaştırıcıya geri taşır. Isı borusu, yeterli yüzey gerilimi kuvvetleri olduğu sürece bu yöntemle buharlaştırıcıdan yoğusturucuya sürekli olarak buharlaşma gizli ısısı taşıyabilir. Geleneksel ısı borusu, buhar bölgesinde basınç değişimleri küçük olduğundan, boru genellikle izotermale yakın ve buhar basıncına karşılık gelen doymuş buhar basıncında çalışır. Buharlaştırıcı ve yoğusturucu uçlar arasındaki küçük sıcaklık farkında büyük ısı miktarının taşınabilmesi ısı iletimindeki çok yüksek ısı iletkenliğine denk gelir [1,3].

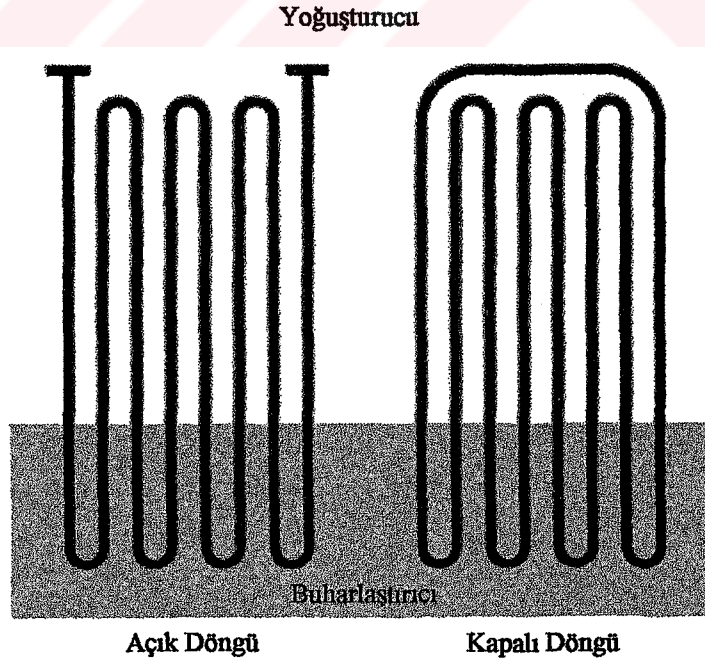
Pulsatif ısı borusu kılcal uzun bir borunun birçok yerinden serpantin şeklinde kıvrılmasıyla elde edilir. Öncelikle içi vakumlanan ısı borusu daha sonra kısmen uygun bir akışkanla doldurulur. Akışkan kılcal borunun içinde sıvı ve buhar hacimleri



Şekil 2.4 Pulsatif akış

olarak parça parça dağılır. Oluşan buhar hacimlerine tıkaç, sıvı hacimlerine ise takoz denir. Her bir boru bölümünde faz dağılımı hacimsel olarak farklıdır. Şekil 2.4’de kapalı bir serpantin döngüsü şeklindeki akış kanallarında meydana gelen ısı farkların neden olduğu pulsatif akış gösterilmiştir. Kanal doymuş sıvı-buhar karışımıyla doludur. Pulsatif ısı borusunun çapı, kılcalık etkisiyle ayrıık buhar tıkaçları ve sıvı takozlarının oluşmasına imkan verecek kadar küçük olmalıdır. Pulsatif ısı borularında iç çap genellikle 0,1 mm – 5,0 mm aralığında değişir. Çapın çok büyük olması halinde sıvı buhar fazları katmanlaşma eğilimi gösterirler.

Akışkanın boru eksenı doğrultusundaki titreşimine bağılı olarak ısı buharlaştırıcı bölümden yoğuşturucu bölüme aktarılmaktadır. Buharlaştırıcı bölümde dışarıdan alınan ısı buharlaştırıcı bölümdeki buhar tıkaçının basıncını arttırır. Bu basınç artışı komşu buhar tıkaçlarını ve sıvı takozlarını daha düşük basınçtaki yoğuşturucuya doğru iter. Basıncıdaki bu değişkenliklere tamamen ısıı güçler neden olduğundan akışkan hareketi için dışarıdan ek bir mekanik güç kaynağına ihtiyaç yoktur. Başka bir deyişle; buharlaştırıcıdaki habbe oluşumu ve bu habbelerin yoğuşturucuda yok olması, bu habbelerin arasına sıkışmış sıvı hacimlerinin titreşim ve ötelenmelerini sağlayan bir çeşit pompalama işlevi görür. Çalışan bir pulsatif ısı borusunda çekirdek kaynamasıyla yeni yeni oluşan habbelerin sürekli ısınması nedeniyle buhar basıncı



Şekil 2.5 Açık ve kapalı döngülü pulsatif ısı boruları

sabit rejimde dengeye ulaşmaz. Pulsatif ısı borusu temel olarak ısı denge­sizliklerle çalışan bir ısı ge­çi­şi cihazıdır. Cihazın performansının başarısı sistemdeki denge­sizlik halinin sürekli olarak sağlanmasına ve sürdü­r­ü­le­bil­me­si­ne ba­ğı­lıdır [4-6]. Bu ısı boruları yatay veya düşey her türlü işletme şartlarında başarılı şekilde çalışabilirler.

Özetle pulsatif ısı borularının ortak özellikleri olarak; içlerinde fitil yapı barındırmamaları, en az bir tane yoğunlaştırıcı, bir tane buharlaştırıcı ve bu iki alan arasında zorunlu olmamakla beraber adyabatik bir ara bölgenin olması, yüzey gerilimine bağlı olarak ısı farklarla oluşan titreşimli akış ve bu kendi kendine titreşen akış sayesinde duyulur ısı geçişinin yanı sıra gizli ısı geçişinin de mümkün olması sayılabilir. Pulsatif ısı boruları Şekil 2.5'deki gibi iki ucu birbirine bağlanmış kapalı döngülü pulsatif ısı boruları ve iki ucu birbirinden ayrık olan açık döngülü pulsatif ısı boruları şeklinde gruplanabilir [7].

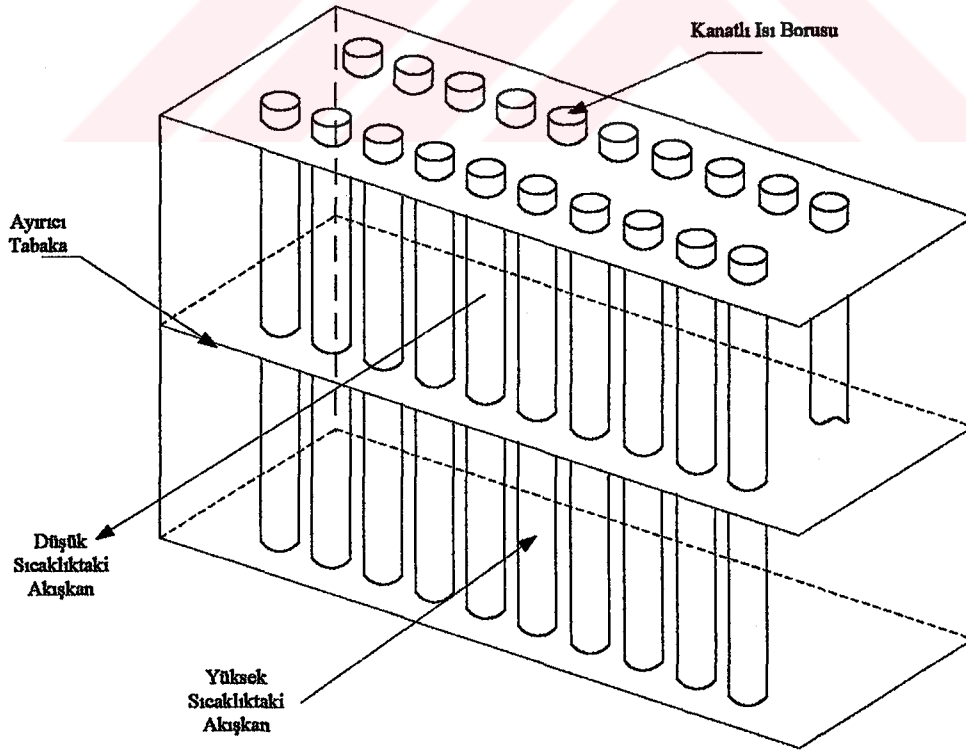
2.3 Isı Borularının Uygulama Alanları

Isı boruları 1964'ten beri pek çok değişik alanda uygulanma olanağı bulmuşlardır. Kullanım amacına bağlı olarak ısı boruları 4 K ile 3000 K arasında değişen bir sıcaklık aralığında çalışabilirler [1]. Kullanılma amaçları üç ana kategoride özetlenebilir: sıcak ısı kaynağı ile soğuk ısı kaynağı arasında ısı aktarımı, sıcaklık eşitleme ve sıcaklık kontrolü. Son derece yüksek ısıl iletkenlikleri sebebiyle ısı boruları sıcak ısı kaynağından belli bir mesafedeki soğuk ısı kaynağına etkin bir şekilde ısı taşıyabilirler. Bu özellik soğutma için gereken hacim miktarını azalttığından elektronik parçaların birbirleriyle sıkı sıkıya bütünleştirilmelerine imkan verir. Yüksek ısıl iletkenliğin bir başka yararı da hassas bir sıcaklık eşitleme yöntemi sunmasıdır. Örneğin uzayda herhangi bir yörüngede dönen bir uydunun karşılıklı iki yüzü arasında çalışması öngörülen bir ısı borusu iki tarafta da eşit ve sabit sıcaklık sağlayarak ısıl gerilimleri en düşük seviyeye çekecektir. Isı borularının sıcaklık kontrolü amaçlı kullanımları ise çok büyük miktarda ısıyı süratle taşıyabilmelerine dayanmaktadır. Bu özellik, değişken ısı akısı yayan bir kaynağın sıcaklığının sabitlenmesine, ısı akısının sınır değerleri ısı borusunun çalışma aralığında kaldığı sürece imkan verir.

2.3.1 Isı Değiştiricileri

Enerji maliyetindeki artışlar endüstriyel uygulamalarda enerjiden tasarruf etmek için yeni yöntemlerin geliştirilmesini tetiklemiştir. Yüksek ısı iletim kapasiteleri ve hiçbir ek güç gereksinmemeleri sebebiyle ısı boruları birçok uygulamada ısı değiştiricilerinde kullanılmaktadırlar. Isı borulu ısı değiştiricilerinin (Şekil 2.6) geleneksel ısı değiştiricilerine göre en önemli avantajları hemen hemen izotermal olmaları ve sızıntıya karşı yapılarının daha dayanıklı olmalarıdır. Ayrıca ısı borulu hava ısıtıcıları geleneksel borulu ısı değiştiricilerine göre daha küçük olduklarından ve birkaç modül halinde gruplanabildiklerinden daha ucuza mal olurlar. Isı borulu ısı değiştiricileri güç gerektirmeyen ve basınç düşüşünün az olduğu atık ısı geri kazanım sistemleri olarak iş görebilirler ve mevcut hatlara kolaylıkla uygulanabilirler.

Isı borulu ısı değiştiricileri gaz – gaz, gaz – sıvı ve sıvı – sıvı ısıtma birimlerine göre üç ayrı sınıfta incelenebilir. Bu üç grup arasında en çok gaz – gaz ısı borulu ısı değiştiricileri sanayide uygulama sahası bulmuştur. Geçmişte boylerlerden çıkan ısı hiçbir işleme tabi tutulmadan atmosfere bırakılırdı. Fakat üretimdeki maliyetlerin düşürülebilmesi için atık ısıdan da olabildiğince yararlanmak günümüzde zorunlu



Şekil 2.6 Tipik bir ısı borulu ısı değiştiricisi

hale gelmiştir. Atık ısıyı geri kazanmaya yarayan bu tip bir ısı değıştircisi, dış yüzeylerinde kanatlar bulunan bir grup ısı borusundan ibarettir. Bu birimlerdeki soğuk ve sıcak gaz akışlar, aralarındaki katı cidar nedeniyle birbirlerinden tamamen yalıtılmış olup iki akış birbirlerine hiçbir şekilde karışamaz. Ayrıca ısı borusu tasarımı tersinir olduğundan ısının istenen yönde geçişi sağlanabilir. Gaz – gaz ısı geri kazanım birimleri üç bölümde incelenebilir: hava iklimlendirme sistemlerindeki (düşük sıcaklıklar) ısı geri kazanımı, herhangi bir işlem sonrasında (orta sıcaklıklar) ortaya çıkan çürük buharın ısısının bir ortamın ısıtılması için geri kazanımı, herhangi bir işlem sonrasında ortaya çıkan yüksek sıcaklıktaki çürük buharın ısısının tekrar işlemde kullanılması için geri kazanılması (örneğin yanma odasına girecek havanın önısıtmasında kullanılması). Uygulamaya bağlı olarak birimlerin boyutları ve konstrüsyonları farklılık göstermesine rağmen piyasada bu tasarımı temel alan birçok gaz – gaz ısı borulu ısı değıştircisi modeli mevcuttur. Günümüz atık ısı boylerlerinin verimlerinin çok yüksek olması nedeniyle gaz – sıvı ısı borulu ısı değıştircileri gaz – gaz tiplerine göre daha az tercih edilmektedirler.

2.3.2 Elektrikli ve Elektronik Aletlerde Soğutma

Bilgisayar, telekomünikasyon, sivil ve askeri elektronik gibi birçok sektörde işlemci gücünün artmasıyla beraber birkaç sene öncesine kadar normal seviyelerde seyreden ısı oluşumu çok üst seviyelere ulaşmıştır. Bu ısıнын kontrol edilebilirliğinin elektronik endüstrisi için önemi her geçen gün daha da artmaktadır. Konuyla ilgili olarak bazı uzmanlar yakın gelecekte etkin ısıl çözümler bulmanın maliyeti düşürücü ana kıstas olacağını ve ticari elektronik şirketleri için başarı veya başarısızlığın buna bağlı olduğunu savunmaktadırlar.

İşlemci gücünün yükselmesiyle artan ısı oluşumunun yanı sıra modern elektronik aletlerin ufalması bu ısıl sorunu daha da ciddi bir hale getirmektedir. Örneğin, eskiden bir odayı dolduran bilgisayarlar artık bir çantaya konup elde taşınabilir hale gelmişlerdir. Elektronik aletlerin bu kadar ufalmasıyla bu aletlerin içindeki elektronik devrelerin birbirlerine çok yakın, sıkışık şekilde yerleştirilmeleri zorunlu olmuştur. Bu iki etkiyle elektronik cihazlardaki ısı akısı giderek artmaktadır. Intel PentiumII mikroişlemcilerinde oluşan ısı akısı $15-20 \text{ W/cm}^2$ iken bundan sonraki mikroişlemcilerde 100W/cm^2 civarında ısı akıları beklenmektedir [4]. Isı iletimi prensibine dayanan geleneksel kanatlı ısı değıştircileri yüksek ısı akılarında çok

yetersiz kalmaktadırlar. Bu yüksek ısı akıları için daha etkin soğutma çözümleri gereklidir. Soğutma işlevini geniş yüzey alanlarıyla gören kanatlı ısı değıştircilerine karşı olan üstünlükleri nedeniyle elektronik cihazların ısı borularıyla soğutulması popüler hale gelmektedir. Diğer soğutma tekniklerine göre avantajları olarak mekanik bir pompa sisteminin bulunmaması, hiçbir güç harcanmaması ve bunlara bağılı olarak da çok sessiz ve güvenilir olmaları sıralanabilir. Elektronik aletlerinin ısı boruları ile soğutulmasına örnek olarak tranzistörler, amplifikatörler, yüksek yoğunluklu yarıiletkenler gösterilebilir.

Büyük ölçekli elektronik aletlerde, bu sıkışık yerleştirme tasarımı belirleyici etmen olmamasına rağmen elektronik bileşenlerin düşük sıcaklıklarda daha verimli çalışmaları sebebiyle ısı boruları bu tip uygulamalarda yine de önemlidir. Çalışma esnasında soğutma yapması için rotor çevresinde konumlandırılmış ısı borularının bulunduğu elektrik motorları tasarlanmıştır. Bir başka tasarımda da ısı borusu motor miline yerleştirilmiştir. Bu tasarımlarla ısı elektrik motorunun içinden atılır; rulmanlar daha düşük sıcaklıkta çalışır ve verim artar. Ayrıca motorun içindeki elektrik sargıların direnci sıcaklıkla birlikte düştüğünden belli bir yük için daha az güçte ihtiyaç duyulur. Benzer olarak devre kesiciler ve elektrik transformatörleri de ısı borularının sağladığı avantajlardan yararlanırlar.

Sıcak su ve buhar borularına yakın geçen yeraltı güç iletim kabloları bazen ısı etkileşime bağılı olarak izin verilebilir maksimum akımda kısıtlamalara tabi tutulabilirler. Bu nedenle bu tip yerlerde bakım gerektirmeyen ısı borulu soğutma sistemlerinin kullanılması avantajlıdır; böylece kullanıcıya daha yüksek akım yükleri sağlanabilir.

2.3.3 Fırın ve Ocaklar

Piştirme fırınları ısı borularının ilk uygulama sahalarından biridir. Ateşle ısıtılan geleneksel fırınlarda yanma odasını çevreleyen ateş tuğlası ısınır ve sıcak tuğla bu ısıyı piştirme haznesine iletir; böylece yanma ürünleri pişirilen yemeğe karışmaz. Sıralı dizilmiş ısı borularının kullanılmasıyla piştirme odasına ısı, boruların içlerindeki akışkanın buharlaşması ve yoğuşmasıyla aktarılmıştır. Bu düzenleme ile yüzde 25’lik bir yakıt tasarrufunun yanısıra fırın içinde daha düzgün bir sıcaklık dağılımı sağlanmıştır [1].

Yüksek sıcaklık ocakları; ısıt işlemler, sinterleme ve diğer işlemler için geliştirilmiştirler. Bu ocaklar aslında içinde akışkan olarak sıvı metal olan halka biçimli ısı borularıdır. Halka biçimli ısı borularının içlerinin izotermal davranışı ocak tasarımı için idealdir. Geleneksel ocaklar için her zaman önemli bir problem olan sıcaklık gradyanı bu tip ocakların uzunluğu boyunca çok düşük seviyede kalır. Isı borularının çalışma biçimi nedeniyle halka tipli bu ısı borusunun dış yüzeyinin sadece ufak bir kısmının ısıtılması yeterlidir.

2.3.4 Üretim Aletleri

Metal kalıpla ve enjeksiyonla dökümde katılaşma işlemi sırasında dengeli bir ısı geçişi sağlamak ve kalıplarda ısıt şok olayını en aza indirmek için ısı boruları kullanılır. Metal kalıpla dökümde erimiş haldeki bir malzeme kalıba döküldükten sonra katılaşana kadar soğutulur; katılaştıktan sonra kalıptan çıkarılır. Parçanın kalıptan mümkün olan en az sürede çıkarılması üretim maliyeti açısından çok önemli olduğundan kalıplar genellikle su ile soğutulur. Suyun ulaşamadığı kısımlarda ısı boruları kullanılır. Bu ısı boruları aynı zamanda erimiş maddenin kalıba düzgün akışını sağlayabilmek için kalıbın önısıtmasında da kullanılabilir.

2.3.5 Havacılık

Isı boruları; uzay araçlarında, soğutma ve sıcaklığın dengelenmesi konularında; hafif olmaları, hiçbir bakım gerektirmemeleri ve güvenilirlikleri nedeniyle çok cazip cihazlardır. Yörüngedeki bir uydunun her tarafındaki sıcaklığı eşitlemek, güneşten gelen ışıının neden olabileceği bükülme ve yamulmayı önlemek açısından çok önemlidir. Yörüngedeki bir uydu gözlem yaparken uydunun bir tarafı güneşten gelen yoğun ışıının altında kalır; diğer tarafı ise soğuk boşluğa bakar. Isı boruları aracın her tarafındaki sıcaklığı eşitlemek için güneş maruz kalan taraftan soğuk tarafa ısı aktarırlar. Isı boruları uydulardaki elektronik ekipmanın ürettiği ısıyı atmak için de kullanılırlar.

1974'ten itibaren uydularda ve uzay mekiklerinde ısı borusu kullanımı artarak devam etmiştir. Örneğin, yüksek güçteki lazerlerin aynalarının ısı boruları ile soğutulmaları su ile soğutulmalarına göre çok daha iyi bir seçenektir [1]. Hiç soğutulmayan aynalar aşırı ısınmaya bağlı şekil bozukluklarına uğramadan önce sadece birkaç saniye dayanabilirken; su soğutmalı aynaların çalışma süresi daha uzundur. Fakat bu tip aynalar da şekil bozulmalarına yola açan yüksek iç gerilmelere maruz kalırlar.

Bakırdan imal edilen ve akışkan olarak da suyun seçildiği bir ısı borusunun kullanıldığı bir deneyde ayna geleneksel aynaların karşılaştığı hiçbir sorundan etkilenmemiştir. Isı borularının yeterli ön ısıtma yapıldığı takdirde başarıyla kullanılacakları bu deney ile ortaya konulmuştur.

2.3.6 Vücut Sıcaklığının Kontrolü

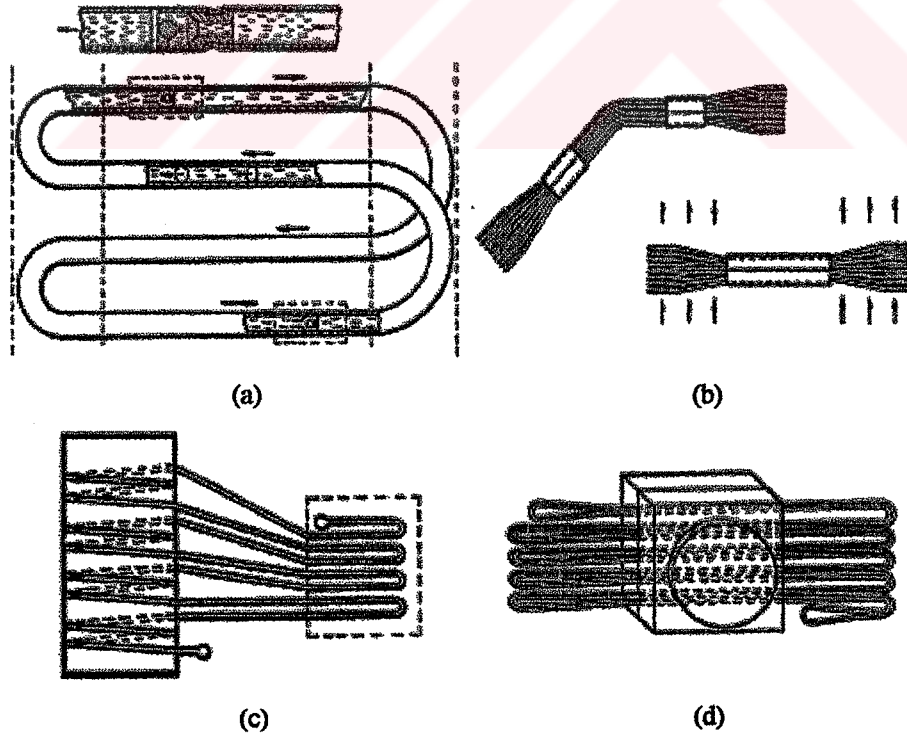
Büyük potansiyel vadeden, insanlara yönelik bir uygulama ise vücut sıcaklığının kontrolü ile ilgilidir. İnsanların aşırı sıcaklıklara maruz kaldıkları bölgelerde veya iş dallarında (kutuplarda veya dökümhanelerde çalışan işçiler gibi) bu ortamlardan kaynaklanan sağlık sorunları olasıdır. Bu tip problemler vücudun ilgili bölümünden ısı çekmek veya bölgeye ısı vermek amacıyla içlerine ısı borusu yerleştirilmiş eldiven, çorap ve giysilerin kullanımıyla çözümlenebilir. Örneğin itfaiyecilerin maruz kaldıkları çok sıcak ortamlar için şimdiki ağır ve hantal giysilerin yerine içinde ısı boruları bulunan daha hafif giysiler tasarlanabilir. Soğuk yerlerde çalışan işçilerin parmaklarının donmaması için ise koldan parmaklara ısı taşıyabilen ısı borulu bir eldiven tasarımı düşünülebilir.

2.3.7 Buz Çözme

Isı boruları yeraltındaki jeotermal ısıyı yüzeye taşıyarak kışın karayollarının, köprülerin ve uçak pistlerinin üstünde oluşan buzlu çözmek için kullanılmaktadır. Kış aylarında denizciler için buzlanma sürekli karşılaşılan çok önemli bir sorundur. Çözüm, motorda oluşan atık ısının geminin istenilen bölümlerine ısı boruları vasıtasıyla taşınmasıdır. Bu sürekli ısıtma yöntemi ile buzlanma büyük boyutlara ulaşmadan önlenmiş olur.

3. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Pulsatif ısı borularının Şekil 3.1’de gösterilen ilk tipleri 1990 yılında ortaya çıkmıştır [8]. Akachi’nin icat edip patentini aldığı bu ilk örnekler Döngülü Tip Isı Boruları olarak bilinirler. Bu patentte yer verilen yirmi dört değişik örneğin temel özellikleri pulsatif ısı borularına benzer olmakla birlikte bu örneklerde akışa belli bir yön vermek için yerleştirilmiş geri dönüşsüz çek valfler bu örnekleri burada incelenen pulsatif ısı borularından ayıran en önemli farklılıktır. Bu örneklerdeki boru kesiti çapları genellikle 2 mm veya daha büyük boyutlardadır. Sıvı ve buhar fazlarının boru içinde ayrılarak ayrı ayrı sıvı takozları ve buhar tıkaçları oluşturmalarına yüzey gerilimi kuvvetleri sebep olduğundan önerilen belli bir çap boyutunun üstüne çıkılamaz. Eötvös sayısına ve deneysel temele dayanılarak ortaya atılmış olan Denklem (3.1) çap boyutunun kabaca belirlenmesinde kullanılır. Patentte yer alan ısı

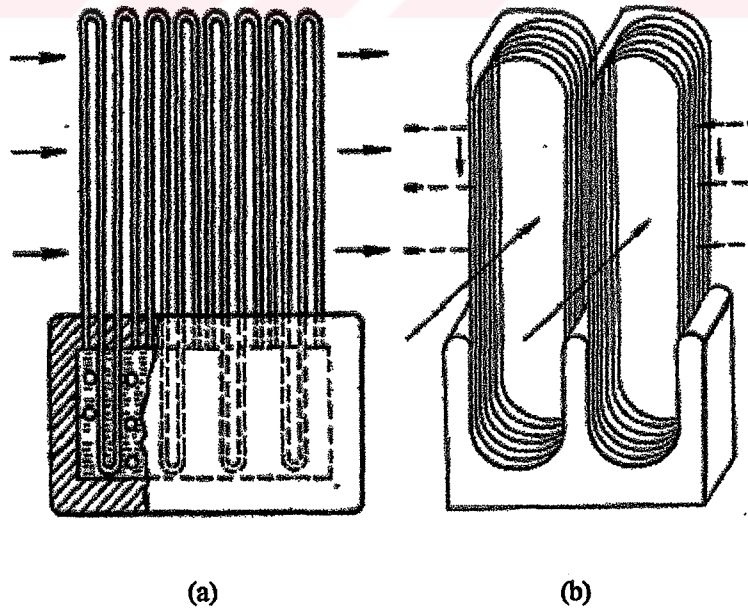


Şekil 3.1 Akachi'nin döngülü tip ısı borularıyla ilgili ilk patentinden örnekler

borularının 920-310 W'lık güç aralığındaki ısı dirençleri su için 0,082 K/W ile 0,233 K/W, Freon-11 içinse 0,077 K/W ile 0,189 K/W arasındadır. Freon-11 ile doldurulmuş ısı boruları uygulanan bütün ısılarda daha iyi çalışmışlardır. Patentte geleneksel ısı borularında kullanılması uygun olmayan akışkanların bu tip ısı borularında karşılaştırılabilir ve hatta daha iyi bir performansla çalıştıkları iddia edilmiştir. Buna sebep olarak da döngü tipi ısı borularıyla geleneksel ısı borularının çalışma prensipleri arasındaki farklılık gösterilmiştir. Bu tip ısı borularında yüksek doyma basıncı gradyanı ile beraber düşük dinamik viskozitesi olan akışkanların tercih edilmesi gerektiği vurgulanmıştır.

$$D < 2 \sqrt{\frac{\sigma}{(\rho_s - \rho_b)g}} \quad (3.1)$$

Bu tip ısı borularını yine patenti Akachi'ye ait olan Şekil 3.2'deki çek valfsız pulsatif ısı boruları izlemiştir [9]. Bu patentte boru iç çapı 1 mm mertebesinde olan açık ve kapalı döngülü pulsatif ısı borularına yer verilmiştir. Isı borusu, dış çapı 1,0 mm ve iç çapı 0,7 mm olan metal borulardan imal edilmiş ve içine akışkan olarak HFC-142b konulmuştur. Isıl güç olarak 5 W ile 90 W aralığında yapılan deneylerde ortalama ısı direncin 0,64 K/W ile 1,16 K/W arasında değiştiği gözlemlenmiştir. Miyazaki ve Akachi ayrıca kılcal kapalı döngü bir ısı borusunun ısı geçişi karakteristikleri üzerine



Şekil 3.2 Çek valfsız pulsatif ısı boruları

deneysel araştırma da yapmışlardır [10]. Geleneksel ısı borularında ısı geçişi sırasında meydana gelen kısıtlamalarla pulsatif ısı borularında karşılaşılmadığını bulmuşlardır. Deney sonuçları basınçtaki değişkenlik ile titreşimli akışın birbirlerini harekete geçirdiğini öne sürmüştür. Deneydeki titreşim özellikleri ışığında kendi kendine oluşan titreşim için basit bir analitik model önerilmiştir.

Pulsatif ısı borularıyla ilgili tanıtıcı bilimsel makalelerden sonra birçok deneysel araştırma literatürde yer almıştır. Bu ısı borularının akış doğalarının ilginçliği birçok araştırmacıyı akış görüntüleme ve akış doğasını incelemeye itmiştir [6]. Wook, Hyun, Jeung ve Jong pirinç levhadan yapılmış kapalı döngü bir pulsatif ısı borusu üzerinde akış görüntüleme deneyleri yapmışlardır [11]. Pulsatif ısı borusu, levhanın üzerine şekil verilmek suretiyle oluşturulmuş dört kıvrımlı bir kanal ve bu kanalın üzerine oturtulan akrilik bir levha ile oluşturulmuştur ve daha sonra kanala kısmen etanol doldurulmuştur. Deneysel çalışmalar 0,2 ile 0,8 aralığında değişen doluluk oranları üzerinde yapılmıştır. Işık kaynağı olarak bir stroboskop kullanılmış ve görüntüler yüksek hızlı bir kamera kullanılarak çekilmiştir. Deneylerde kanal içinde akışkan dolaşımı gözlemlenmemiştir; fakat 90°'lik eğim açısında titreşim en yoğun 0,4 ile 0,6 doluluk oranları arasında gözlemlenmiştir.

Miyakazi ve Arikawa da düz bir levha üzerine şekil vererek hazırladıkları kapalı döngü pulsatif ısı borusu üzerinde akış görüntüleme deneyi yapmışlardır [12]. Akışkan olarak R142b kullanmışlardır. Doluluk oranı 0,42 olan pulsatif ısı borusunu yatay konumlandırmışlar ve ısı borusuna 80 W'lık bir ısı vermişlerdir. Deneyde sadece titreşimler gözlemlenmiştir.

Gi, Sato, Maezawa da iç çapı 2 mm olan ve kısmen R142b ile doldurulmuş teflon borudan yapılmış kapalı döngü pulsatif ısı borusu için akış görüntüleme deneyi yapmışlardır [13]. Pulsatif ısı borusunda 10 kıvrım bulunmaktadır ve buharlaştırıcı ile yoğuşturucu arasında 400 mm'lik bir mesafe vardır. Buharlaştırıcı sıcak banyoya daldırılarak ısıtılır ve yoğuşturucu da soğuk banyoya daldırılarak soğutulurken pulsatif ısı borusunun akış davranışı bir video kamera aracılığı ile kaydedilmiştir. Akışkanın ısı borusu içinde dolaştığı ve titreşim yaptığı gözlemlenmiştir. Deneyde eğim açısının ve doluluk oranının ısı performansına etkileri de araştırılmıştır. Isı borusundan en iyi ısı performansının doluluk oranının 0,5 ile 0,6 arasında olduğu şartlarda elde edildiği sonucuna varılmıştır. Çalışmada, deneylerin çoğunlukla ısı

borusunun performansı üzerine odaklandığı ve akış karakteristiklerinin ayrıntılı olarak incelenmediği belirtilmiştir.

Tong, Wong ve Ooi'nin yine kapalı döngü pulsatif ısı borusundaki akışı görüntülemek için yaptıkları bir başka çalışmada da ısı borusunun bir ısı değiştirici olarak çalışabilmesi için başlangıçta eşik bir ısı gücü girişi gerektiği belirtilmiştir [14]. İç çapı 1,8 mm olan payreks camdan yapılmış, 10^{-5} torr'a vakumlanmış ve doluluk oranı 0,6 olacak şekilde içine kısmen metanol doldurulmuş olan pulsatif ısı borusuna 50 W'lık ısı gücü uygulanmıştır. Isı borusunun çalışmasının başlangıç evresinde buharlaştırıcıdan yoğunlaştırucuya doğru büyük genlikli titreşimler oluşmuştur. Bu evreden sonra sürekli rejimde akışkanın sürekli dolaşımı gözlemlenmiştir. Dolaşım başladıktan sonra akışkanın akış yönü değişmemiştir; fakat aynı deney düzeneğinde ayrı ayrı çalıştırmalarda akışkan dolaşımı farklı yönlerde olmuştur. Buna ek olarak, akışkan hızı verilen ısı miktarına bağlı olarak artmıştır. Akışkan dolaşım halindeyken takoz ve tıkaçların bir yandan da titreştiği gözlemlenmiştir. Deneylerde, çekirdek kaynaması, buhar kabarcıklarının birleşmesi ve dalgalı akış gibi karmaşık olaylara rastlanmıştır.

Khandekar, Dollinger ve Groll'un kapalı döngü pulsatif ısı borularındaki akışı görüntülemek için yaptıkları deneyde su, etanol ve R-123 olmak üzere üç değişik akışkan kullanmışlardır [15]. İç çapı 2 mm olan pulsatif ısı borusu hem yatay hem de düşey konumda test edilmiştir. Sonuçlar, giren ısı akısının ve hacimsel doluluk oranının cihazın ısıl performansı üzerindeki kuvvetli etkilerini göstermiştir. Belli bir ısı akısı için daha iyi çalışan ve kendi kendine oluşan pulsatif hareketin gözlemlendiği ısı borularında doluluk oranının akışkanın cinsine bağlı olarak %25-%65 arasında değiştiği belirlenmiştir. Bu aralığın üstünde kabarcıkların buharlaştırıcıda genişlererek ve yoğunlaştırucuda büzülerek oluşturdukları pompalama etkisi cihazı etkin şekilde çalıştıramamaktadır. Belli bir doluluk oranının altında buharlaştırıcıda kaynama nedeniyle kısmi kurumalar gözlemlenmiştir.

Pulsatif ısı borularının matematiksel modellenmesi ve teorik analizi birçok basitleştirilmiş yaklaşımla denenmiştir. Şimdiye kadar literatürde yer almış olan matematiksel yaklaşımlar kullandıkları basitleştirmelere göre kategorize edilebilirler. Bu yaklaşımlar şu şekilde özetlenebilir:

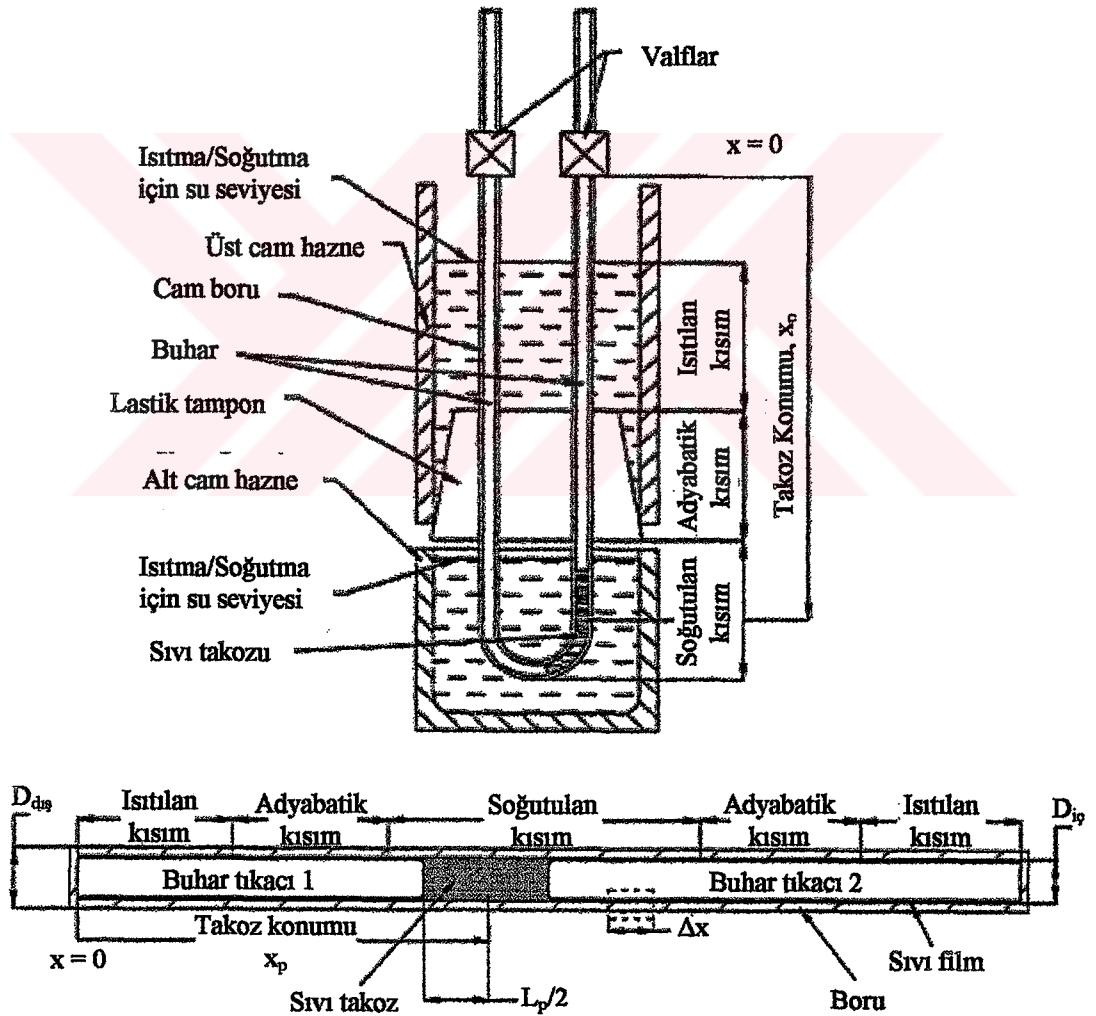
- İlk model, pulsatif ısı borusu sistemiyle tek bir kütle yay ve sönümleyici sisteminin arasında benzeşim kurulduğu ve sistem özelliklerinin ısı geçişinden etkilendiği bir matematiksel yaklaşımla elde edilmiştir [4,16].
- Yukarıdaki yaklaşıma benzer olarak, bir yerine çoklu bir kütle yay ve sönümleyici sistemiyle pulsatif ısı borusu arasında benzeşim kurulmuştur. Bu model sistemin ısı geçişi özelliklerini ele almadan sadece sıvı takozları ile buhar tıkaçlarının kinematikini ele almıştır [17].
- Başka bir yaklaşım olarak, pulsatif ısı borusu belirli kontrol hacimlerine temel kütle momentum ve enerji denklemleri uygulanarak modellenmiştir [18].
- Bazı çalışma şartlarında pulsatif ısı borularında kaosu varlığını kabul ederek matematiksel analizler yapılmıştır [19-21].

Bu yaklaşımların hepsinde aşırı basitleştirmeler yapılmıştır; dolayısıyla bu modellerin geçerlilikleri çok sınırlıdır. Zuo, North ve Ray pulsatif ısı borusundaki pulsatif hareketi; tekli bir kütle yay ve sönümleyici sistemiyle benzeştirerek, zamana bağlı bir yay sabiti olan ikinci dereceden homojen bir diferansiyel denklem ile modellemiştirler [4,16]. Basitleştirilmiş bu pulsatif akış modellemesi iki fazlı pulsatif akışın hidrodinamiği üzerine odaklanmıştır ve ısı borusunun ısı geçişi performansı hakkında hiçbir öngöründe bulunamaz. Modelin başka bir sınırlaması da buharlaştırıcıdaki buharlaşma dinamiğini hesaba katmamasından dolayı titreşimin sebebini açıklayamamasıdır. Bunlara ek olarak model, akışkanın titreşiminin istatistiksel doğasını açıklayamamıştır; dolayısıyla akış kanallarının kıvrım sayısının ve buhar-sıvı hacimlerinin ısı borusu içindeki dağılımının pulsatif akışın kararlılığı ve sürdürülebilirliği üzerindeki kritik etkileri hakkında bir yorum yapılamamıştır. Bunlara rağmen modelle uygun doluluk oranı tahminleri yapılabilmektedir.

Wong'un önerdiği modelde ise ısı geçişi ile ilgili hiçbir tahmin yapılmamıştır [17]. Model sadece Lagrange yaklaşımıyla sıvı-buhar takoz-tıkaç sisteminin kinematiki ile ilgilenmiştir. Buhar tıkaçı ile cidar arasındaki sıvı film ihmal edilmiş ve yüzey gerilimi etkisi hesaba katılmamıştır. Modelde pulsatif ısı borusunun bütün kısımlarında adyabatik şartlar kabul edilmiştir; ısı borusunun hiçbir tarafından ısı girişi yoktur. Buharlaştırıcı kısmındaki buhar tıkaçına ısı girişini modellemek amacıyla o hacme ani bir basınç dalgası uygulanmıştır. Örnek olarak açık döngü bir pulsatif ısı borusu ele alınmıştır. Sistemdeki basınç dalgalanmalarının etkileri

üzerinde çalışılmış ve sıvı takozu uzunlukları ile doluluk oranlarına göre parametrik analizler yapılmış ve sonuçları sunulmuştur. Birbirleriyle aynı fazda ve fazdışı olan basınç dalgalarının pulsatif ısı borusunda eşzamanlı olarak bulunabildikleri deneysel olarak gösterilmiştir.

Dobson, Swanepoel ve Taylor kütle, enerji, momentum yönetici denklemlerini Şekil 3.3'de gösterilen, içinde tek bir sıvı takozu ile bunun her iki tarafında birer buhar tıkaçı bulunan basitleştirilmiş bir pulsatif ısı borusuna uygulamışlardır [18]. Temel denklemler; buhar tıkaçlarına, bu tıkaçları çevreleyen ince sıvı film tabakaya, boruya ve sıvı takozuna uygulanmıştır. Öngörülen modelin doğruluğunu sınamak için bir de



Şekil 3.3 Dobson'un modeli için seçtiği örnek pulsatif ısı borusu

deney tesisatı kurulmuştur. Teorik model takoz hareketine dair kesin sonuçlar vermemekle birlikte takoz hareketinin sadece genel eğilimlerini göstermiştir.

Shafii, Faghri ve Zhang içinde birçok sıvı takozu ile buhar tıkaçı bulunan açık ve kapalı döngü pulsatif ısı boruları için analitik modeller sunmuşlardır [22]. Modellerinde duyulur ısı geçişi de hesaba katılmıştır. Isıtma ve soğutma bölümlerinde ısı geçişi katsayıları sabit kabul edilmiştir. Kapalı ve açık döngü pulsatif ısı borularının her ikisinde de ısı geçişinin temel olarak duyulur ısı alışverişine dayandığı sonucuna varmışlardır. Buldukları sonuçlar buharlaştırıcının cidar sıcaklığının düşmesiyle beraber sistemden atılan ısıya da büyük ölçüde azaldığını göstermiştir. Ayrıca buhar tıkaçlarının sayısı başlangıçta ne olursa olsun ısı borusu çalıştıkça bu sayının ısıtma kısımlarının sayısına indirgendığını öne sürmüşlerdir. Zhang, Faghri ve Shafii diğer bir makalelerinde U-şeklindeki açık döngülü pulsatif bir ısı borusunu incelemişlerdir [23]. Bu makalelerinde de [22]'ye benzer bir yöntem takip etmekle birlikte sadece buhar tıkaçları için enerji denklemi yazmışlar ve bir boyutsuzlaştırma yöntemi kullanarak U-borusundaki iki tıkaçın boyutsuzlaştırılmış basınç, sıcaklık, kütle ve konumlarıyla ilgili matematiksel incelemeler yapmışlardır.

Zhang ve Faghri ucu açık bir pulsatif ısı borusundaki ısı geçişini de incelemişlerdir [24]. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kısımlarındaki buharlaşma ve yoğuşma, ince film buharlaşması ve yoğuşması analiz edilerek modellenmiştir. Sonuçlar bu tip bir pulsatif ısı borusunda da ısı geçişinin duyulur ısı alışverişiyle olduğunu ortaya koymuştur.

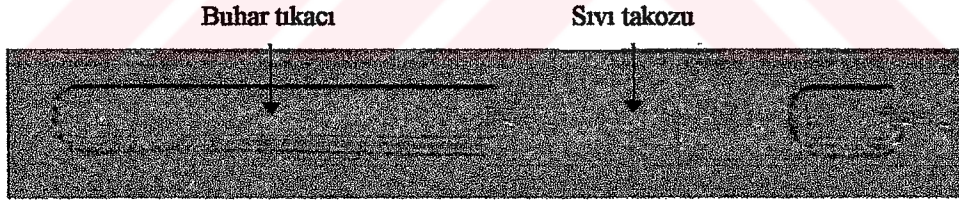
Son zamanlarda bazı çalışma şartları altında pulsatif ısı borularında kaosu varlığına dair deneysel çalışmalar yapılmıştır [19-21]. Maezawa'nın pulsatif bir ısı borusunun tek bir kıvrımı üzerinde yaptığı teorik bir çalışmada iki fazlı akışın temel denklemleri uygulanmış ve geniş bir ısı akışı yelpazesinde akışa kaotik dinamiğin hakim olduğu sonucuna varılmıştır [19].

4. TEORİ

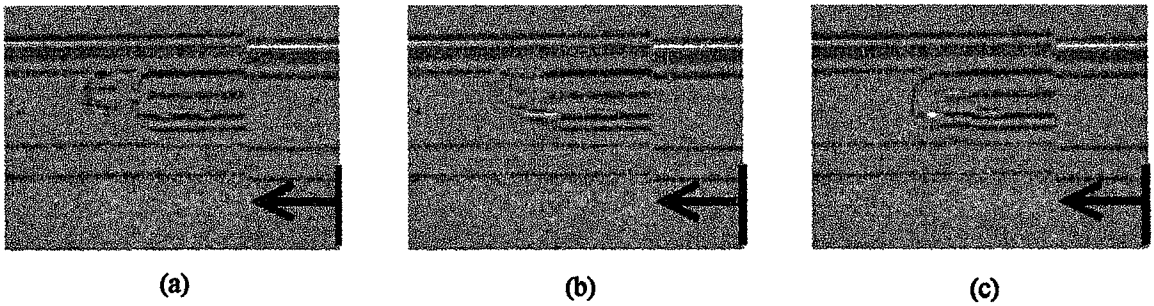
4.1 Pulsatif Akışa Genel Bir Bakış

Pulsatif ısı borusu içindeki sıvı fazdaki akışkan miktarı, doluluk oranına göre değişir. Yüksek bir doluluk oranı ısı borusunun içinde çoğunlukla sıvı fazın bulunduğunu gösterir. Isı borusu kısmen doldurulduktan sonra peş peşe sıra gelen sıvı-buhar takoz-tıkaç birimlerinin boru içine rasgele dağıldıkları gözlemlenmiştir. Şekil 4.1’de farklı uzunluklardaki sıvı takozları ile buhar tıkaçlarının ısı borusu kısmen doldurulduktan hemen sonraki halleri gösterilmiştir [14].

Yatay düzlemde bulunan kapalı döngü pulsatif ısı borusunun içindeki iki tıkaçın birleşme evreleri Şekil 4.2’de gösterilmiştir [14]. Tıkaçların birleşmesi çok çabuk ve rasgele olur. Şekil 4.3’te ise uzunca bir tıkaçın aradaki kısa sıvı takozunu boru çeperlerine doğru iterek küçük tıkaçla birleşmesi gösterilmiştir [14]. Kaldırma kuvveti, atalet kuvveti, yüzey gerilimi kuvveti ve viskoz kuvvet akış sırasında



Şekil 4.1 Pulsatif ısı borusunun bir parçasındaki sıvı ve buhar birimleri



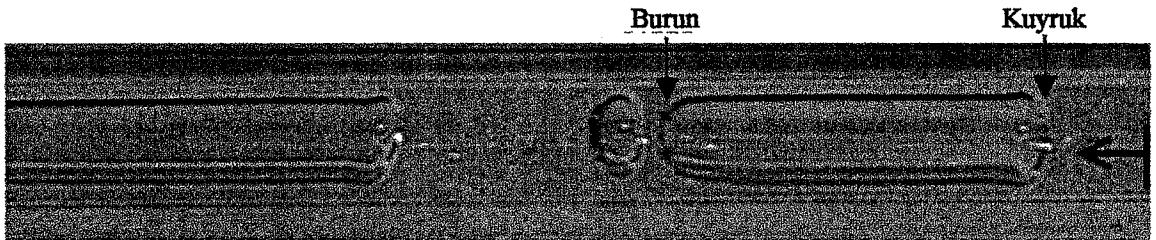
Şekil 4.2 İki tıkaçın birleşme evreleri

tıkaçların birleşmesini etkileyebilir. Buna ek olarak; tıkaçların birleşmesi, bu kabarcıkları çevreleyen sıvıda hareketliliğe sebep olur ve kütle geçişinde etkisi büyük olur [14].

Normal şartlar altında çalışan geleneksel bir ısı borusunda sıvı, boru cidarını saran fitil yapı yardımıyla buharlaştırıcıya akarken; buhar yoğunlaştırıcıya borunun merkezinden akar; dolayısıyla dış kısımda sıvı ve iç kısımda buhar akışı olmak üzere ters bir halkasal akış vardır. Geleneksel ısı borularında birincil ısı geçişi gizli ısı alışverişi ile olur; hatta duyulur ısı alışverişi ihmal edilebilir [2].

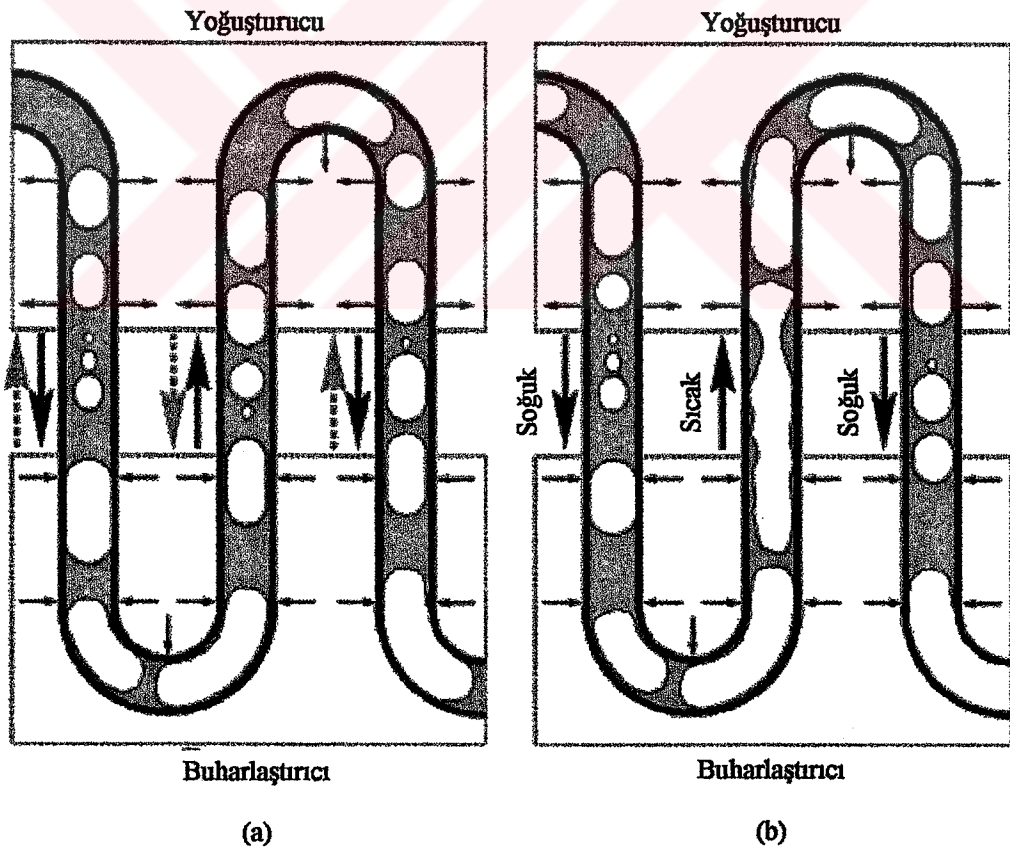
İlk çalıştırma esnasında pulsatif ısı borularından, buharlaştırıcıya ısı verilmesiyle beraber keskin bir ses gelebilir. Bu ses, buharlaştırıcının iç çeperlerinin sıcaklığı akışkanın doyma sıcaklığından çok yüksek olduğu durumlarda buharlaştırıcıda bulunan sıvı takozlarının aniden kaynaması sonucunda oluşur [14]. Kapalı döngü pulsatif ısı borularında akışkan hareketi belli bir minimum ısı değerinin buharlaştırıcıya verilmesiyle başlar. Pulsatif ısı borularının yapılarından dolayı boru içinde yüzey gerilimi kuvvetleri etkisiyle kılcal takoz-tıkaç akışı görülür. Bu akış şartları altında ısı akısına, doluluk oranına ve Eötvös sayısına bağlı olarak çalışmaya başladıktan belli bir süre sonra akış sürekli yön değiştirmeye başlar. Bu akış tipi pulsatif ısı borusunun çalışması boyunca değişmezse ısı borusunun yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı kısımlarından eşzamanlı olarak doymuş buhar tıkaçları ve sıvı takozları beraber geçer. Sıvı kütlelerine göre buhar tıkaçlarının kütlesi ihmal edilebilir olduğundan iki fazlı karışımın eşzamanlı soğutulması sırasında sıvı takozundan olan duyulur ısı geçişi buhar tıkaçından olan gizli ısı geçişine göre çok daha baskındır [2].

Su, etanol ve R-123 gibi akışkanların kullanıldığı 2,0 mm çaplı kılcal kapalı döngü pulsatif ısı borularında, verilen ısı akısının arttırılmasıyla beraber tıkaç akışından halkasal akışa geçiş görülmüştür. Bu çalışma şartlarında gizli ısı geçişinin öneminin

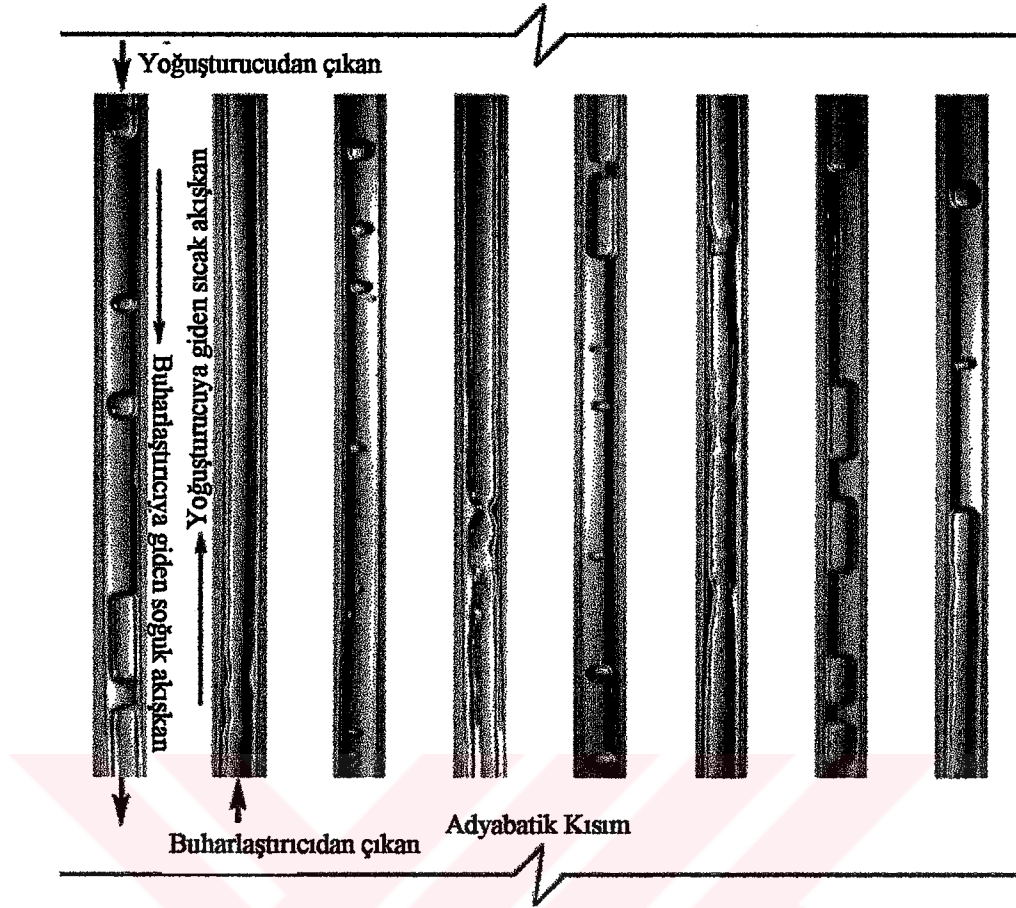


Şekil 4.3 İki buhar tıkaçının birleşmesi

arttığı ve ısı borusunun ısıl direncinin azaldığı gözlemlenmiştir. Düşük ısı akılarında görülen pulsatif hareket ve sürekli yön değiştirme yerine yüksek ısı akılarında akış sabit bir yön almaya başlar. Akışkanın tek yönlü dolaşımı başladıktan sonra genellikle bu akış yönü değişmez. Verilen ısı gücünün artırılmasıyla bu tek yönlü dolaşımın hızı da artar [14]. Halkasal akış başladıktan sonra Şekil 4.4'deki gibi buharlaştırıcıdan çıkan boruların sıcak, yoğuşturucudan çıkanların ise soğuk olduğu bir durum hasil olur. Yoğuşturucudan çıkan borularda tıkaç ve takozların olduğu bir akış, buharlaştırıcıdan çıkan borularda ise halkasal veya yarı-halkasal bir akış şekli gözlemlenmiştir. Bir sıcak bir soğuk sıralanmış bu boruların içinde gözlemlenen akış çeşitleri Şekil 4.5'de gösterilmiştir [25]. Isı akısı yavaşça azaltıldığında akışta tekrar pulsatif hareket gözlemlenir. Aynı deney tesisatında akışkan her seferinde başka bir yönde dolaşım yapabilir. Dolaşım yönünün böyle rasgele olması takoz ve tıkaçların dengesiz dağılımına ve de başlangıç esnasındaki konumlarına bağlanabilir.

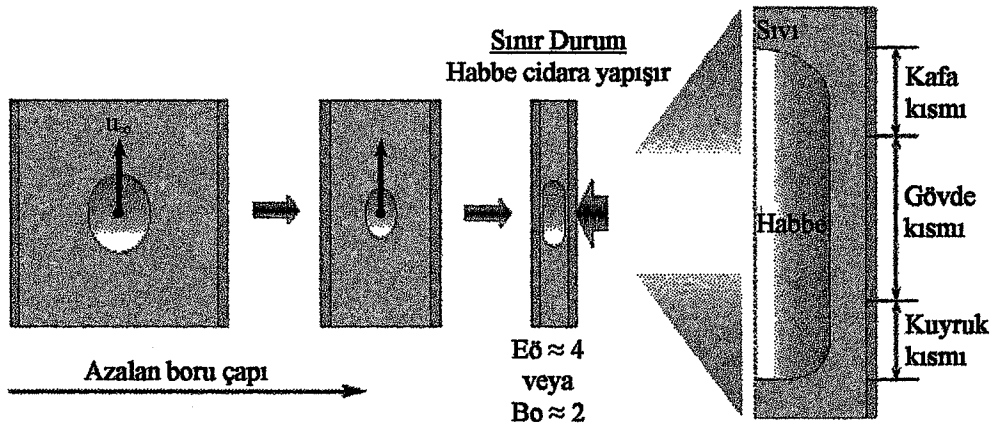


Şekil 4.4 Kapalı döngü pulsatif ısı borularında akış: (a) Birkaç saniyelik bir periyodla akışın yön değiştirdiği tıkaçlı akış rejimi. (b) Halkasal akışa geçiş ve akış yönünün sabitleşmesi.



Şekil 4.5 Bir sıcak bir soğuk sıralanmış borulardaki tıkaçlı ve halkasal akış

Pulsatif ısı borusunun karmaşık çalışma mekanizması, ısı performansını etkileyen birçok parametrenin olduğuna işaret etmektedir. Bu parametreler arasında iç çap, doluluk oranı ve akışkan seçimi sayılabilir. Dairesel kesitli borularda akışkan içinde



Şekil 4.6 Yuvarlak habbenin durağan sıvı içindeki yükselme hızına yüzey geriliminin etkisi

serbest kalan kabarcıkların hızlarının belli bir üst sınırı vardır. Habbe yoğun sıvı içinde kaldırma kuvveti nedeniyle yükselir. Durağan sıvı içinde yükselen Şekil 4.6'daki gibi yuvarlak bir habbenin u_∞ hızı; kaldırma kuvvetine, kabarcığın şekli ve hareketi yüzünden etki eden diğer kuvvetlere bağlıdır [7]. Kabarcığın içindeki buharın viskozitesi ihmal edilirse, kaldırma kuvvetinin yanı sıra diğer önemli kuvvetler olarak sıvı ataleti, sıvı viskozitesi ve yüzey gerilimi sayılabilir. Kaldırma kuvvetiyle bu üç kuvvet arasındaki denge üç tane boyutsuz sayı ile ifade edilebilir. Froude, Poiseuille ve Eötvös boyutsuz sayıları sırasıyla aşağıdaki gibidir:

$$\text{Froude} = Fr = \frac{\rho_s u_\infty^2}{Dg(\rho_s - \rho_b)} \quad (4.1)$$

$$\text{Poiseuille} = Ps = \frac{(u_\infty \mu_s)/D}{Dg(\rho_s - \rho_b)} \quad (4.2)$$

$$\frac{1}{\text{Eötvös}} = \frac{1}{Eö} = \frac{(\sigma/D)}{Dg(\rho_s - \rho_b)} \quad (4.3)$$

Eötvös sayısı Bond sayısına göre şu şekilde de tanımlanabilir:

$$\text{Bond} = Bo = D \sqrt{\frac{g(\rho_s - \rho_b)}{\sigma}} = \sqrt{Eö} \quad (4.4)$$

Kanal kesitinin karakteristik boyutu D , dairesel bir kesitte iç çapı temsil eder. Viskoz kuvvetlerin ve yüzey gerilmelerinin ihmal edilebildiği durumlarda, yükselme hızı ile sadece Denklem (4.1) arasında ilişki kurulabilmektedir. Eğer sadece viskoz kuvvetler baskın durumdaysa yükselme hızı Poiseuille sayısından elde edilir. Fakat baskın durumda olan yüzey gerilimi ise Eötvös sayısı geçerlidir.

Ayrık takozların oluşabilmesi yerçekimi ve yüzey gerilimi kuvvetlerinin dengesine bağlıdır. Genelde $Bo \approx 2$ yüzey geriliminin yerçekimine olan baskınlık limitini tayin eder. Boru çapı küçüldükçe ($Eö$ azaldıkça) bu limit hız da azalma eğilimi gösterir; Eötvös sayısı 4 civarında iken limit hız sıfır olur. Limit hızın sıfır olduğu $Eö$ değeri deney düzeneklerine göre ufak farklar göstermekle beraber sınır hızdaki bu azalma yüzey geriliminin etkisinin artmasına bağlıdır. Bu etki ayırık takoz ve tıkaç oluşumuna yaradığı için pulsatif ısı borusu için temel önşart kabul edilebilir. Pulsatif

ısı boruları için seçilebilecek maksimum ϕ bu kriter göre belirlenirken seçilebilecek minimum ϕ da basınç kayıplarına göre değerlendirilir [5].

Isı girişı, maksimum kabul edilebilir buharlaştırıcı sıcaklığı ve ısı borusunun diğeri geometrik özelliklerinin aynı kalması koşuluyla, ϕ optimum bir değeri aşıya doğru çekilirse; basınç kayıplarının artmasına bağılı olarak, cihazın ısı performansı da düşer. Duyulur ısı alışverişı birincil ısı geçişı mekanizması olarak kabul edilirse ϕ azalmasıyla beraber sistemdeki sıvı miktarı da azalır; bu da daha az duyulur ısı geçişı anlamına gelir. Belli bir optimum değeri üstündeki ϕ larda ise yüzey gerilimi kuvveti etkisini yitirir ve buna bağılı olarak fazlarda katmanlaşma görülebilir; dolayısıyla akışın temel karakteri değişebilir. Bahsedilen optimum ϕ diğeri bütün etki parametrelerinin de optimum olarak seçildikleri kabulüne dayanmaktadır.

Doluluk oranı, cihazın içinde bulunan toplam akışkanın hacminin cihazın toplam hacmine oranı olarak tanımlanır. Kapalı döngü bir pulsatif ısı borusunun doluluk oranı bağlamında içinde akışkan bulunmayan (D.O. = 0) ve tamamen akışkanla doldurulmuş (D.O. = 1) olmak üzere iki uç noktası vardır. Boş bir pulsatif ısı borusunda ancak iletimle ısı geçişı hadisesi görülür ve bu şekildeki bir ısı geçişinin ısı direnci de çok yüksektir. Tamamen doldurulmuş kapalı döngü bir pulsatif ısı borusunun çalışması ise tek fazlı bir termosifona benzer. Borularda hiç tıkaç olmadığından pulsatif bir hareket de görülmez; ama sıcaklık farkından dolayı oluşan yoğunluk farklarının sebep olduğu sıvı dolaşımına bağılı olarak belli ölçülerde duyulur ısı alışverişı görülebilir [7]. Bu iki uç doluluk oranının arasındaki bölge de; %100'e yakın bölge, %0'a yakın bölge ve pulsatif ısı borusunun bu iki bölge arasındaki gerçek çalışma aralığı olarak üçe ayrılabilir.

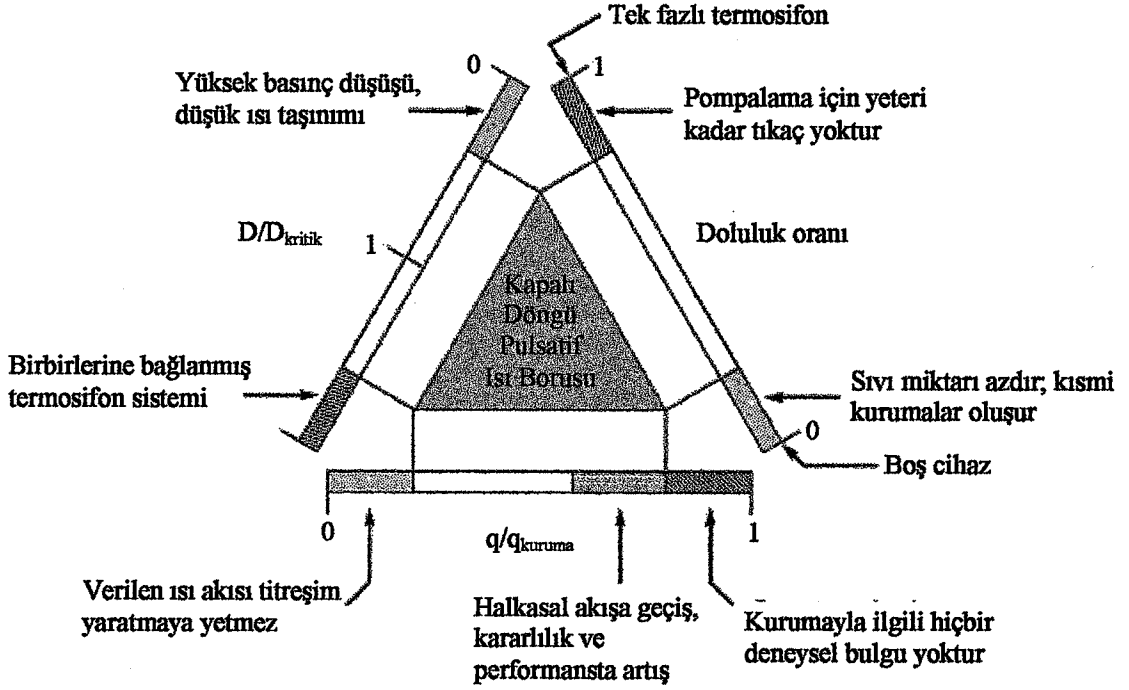
Tam doluluğa yakın bölgede çok az tıkaç bulunur. Gereklili pompalama etkisini ve dolayısıyla pulsatif hareketi başlatacak kadar buhar tıkaçı yoktur. Yoğunluk farklarına dayalı sıvı dolaşımı da az sayıdaki buhar tıkaçları tarafından engellenir. Cihazın ısı performansı cihazın tamamen dolu halinden de kötüdür. Doluluk oranının sıfıra yakın olduğu bölgede de ayırık takozlar oluşturacak kadar fazla sıvı yoktur ve buharlaştırıcının kuruması yönünde bir eğilim vardır. Cihazın çalışma karakteristikleri kararsızdır.

Pulsatif ısı borularında %20 ile %80'lik doluluk oranları arasında gerçek bir pulsatif akış gözlemlenebilir. Kesin çalışma aralığı akışkana, çalışma parametrelerine ve de konstrüksiyon detaylarına göre farklılık gösterebilir. Her bir pulsatif ısı borusu için optimum bir doluluk oranı olduğu düşünülürse, ısı borusunda daha çok tıkaçın olması hareket serbestliğini arttır; fakat azalan sıvı miktarıyla beraber duyulur ısı geçişi de azalır. Aynı şekilde tıkaç miktarındaki bir azalma ise (doluluk oranının artması) pompalama etkisinin ve bununla beraber ısı performansın düşmesine neden olur.

Şimdiye kadar yapılan çalışmalar pulsatif ısı borularında kullanılan akışkanların aşağıdaki özelliklere sahip olması gerektiğini ortaya koymuştur [15]:

- Yüksek $(dP/dT)_{\text{doyma}}$: Buharlaştırıcıya giren akışkanın sıcaklığındaki ufak bir artışın akışkanın doyma basıncında büyük bir artışa neden olması istenir. Böylece buharlaştırıcıda oluşan kabarcıkların meydana getirdikleri basınç artışı cihazın içindeki genel pompalama hareketine yardımcı olur.
- Düşük Dinamik Viskozite (μ): Düşük kayma gerilmeleri basınç kayıplarını azaltır.
- Düşük Gizli Isı (h_{sb}): Birincil ısı geçişi yönteminin duyulur ısı olduğu düşünülürse, akışkanın gizli ısının düşük olması tıkaç oluşumunu ve bu tıkaçların yok olmasını çabuklaştırır.
- Yüksek Özgül Isı (c_p): Akışkanın özgül ısının cihazın ısı performansı üzerindeki etkilerine yönelik belirli bir çalışmanın olmamasına rağmen pulsatif ısı borusunda ana olarak duyulur ısı geçişinin görüldüğü hesaba katılırsa yüksek özgül ısı tercih edilebilir. Tıkaçlı akıştan halkasal akışa geçildiği taktirde gizli ısı geçişi, duyulur ısı geçişinden önemli hale gelebilir.
- Düşük Yüzey Gerilimi (σ): Dinamik temas açısı histerezisine bağlı olarak ısı borusunda ek basınç düşüşü yaşanabilir. Bu yüzden düşük yüzey gerilimi istenir. Temas açısı histerezisi, sıvının katı yüzeyle yaptığı temas açısının yer yer değişmesidir.

Bu eğilimler şimdiye kadar elde edilen deneyimlere göre şekillenmiştir; tabii ki daha çok bilgi elde edildikçe saptanan bu kriterler de değişikliklere uğrayacaklardır. Şekil



Şekil 4.7 Kapalı döngülü pulsatif ısı borusunun çalışma aralığı

4.7’de kapalı döngülü pulsatif ısı borularının çalışma aralıkları ile ilgili bilgiler özetlenmiştir [7].

4.2 Açık ve Kapalı Döngü Pulsatif Isı Borularının Analizi

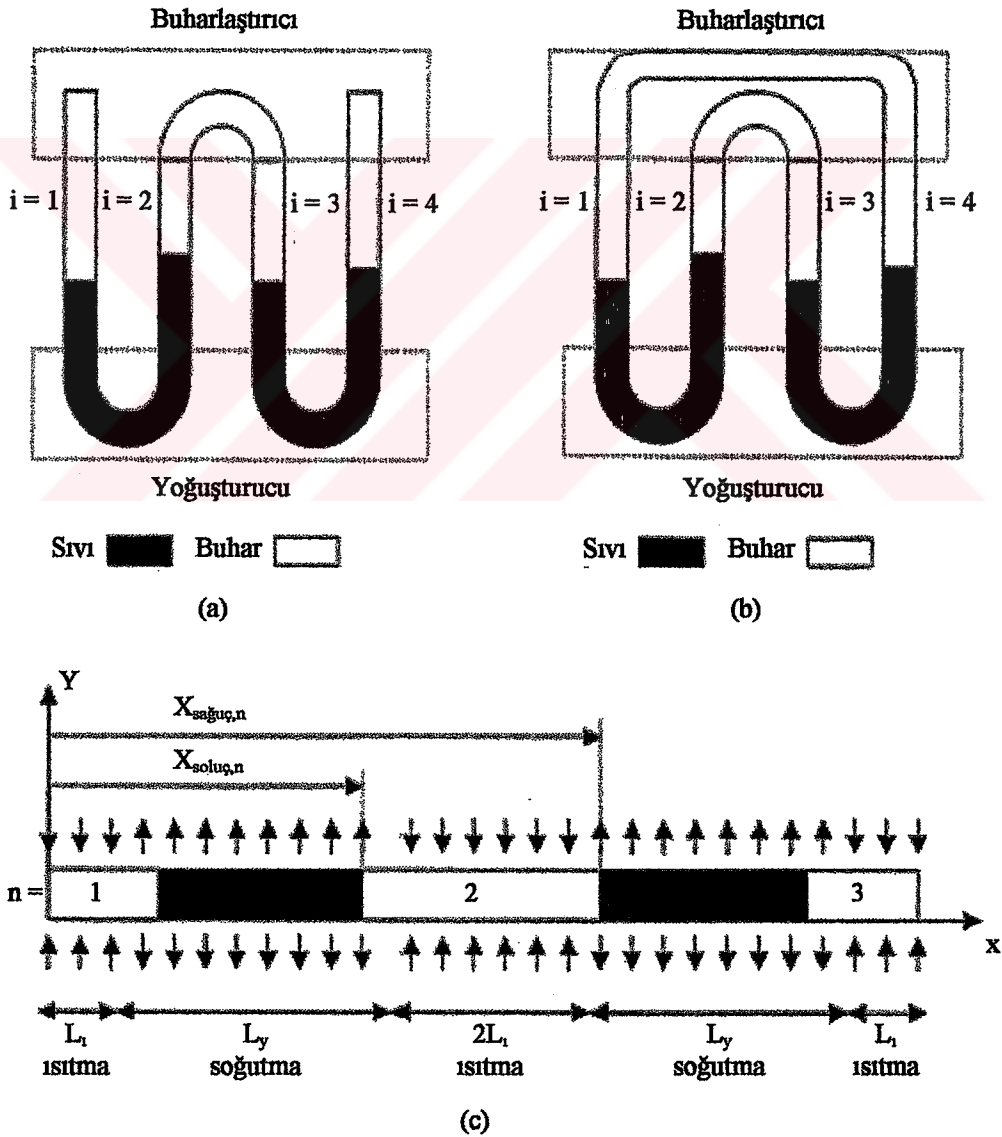
4.2.1 Yönetici Denklemler

Pulsatif ısı borularında görülen titreşim hareketi, kütle, momentum ve enerji denklemlerinin her bir sıvı takozu ve buhar tıkaçına uygulanmasıyla çözümlenebilir. Açık ve kapalı döngü pulsatif ısı boruları Şekil 4.8’de basitleştirilmiş olarak gösterilmiştir; çözümlemede pulsatif ısı borusu kolaylık açısından kıvrımsız, düz bir tüp olarak ele alınmıştır. Modeldeki ısıtma ve soğutma bölümlerinin yerleri ve sayıları gerçek ısı borularındaki kıvrım sayısını temsil etmektedir. Şekil 4.8’deki ısı borularında üç tane ısıtma, iki tane de soğutma bölümü vardır. Isı borusunun ısıtma ve soğutma bölümlerindeki boru iç cidar sıcaklıkları sırasıyla T_1 ve T_y olarak gösterilebilir. İki buhar tıkaçı arasına hapsedilmiş bir sıvı takozunun kontrol hacmi Şekil 4.9’da verilmiştir. Problemin analitik çözümlemesinde aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Buharlaştırma ve yoğunlaşma ısı geçiş katsayıları sabit kabul edilmiştir.

- Buharlaştırıcı bölümlerinde sıvı takozlarının sıkıştırılmaz olduğu, buhar tıkaçlarının ise mükemmel gaz gibi davrandığı kabul edilmiştir.
- Kıvrımlarda meydana gelen basınç kayıpları ihmal edilmiştir. Bu kabul, fazla kıvrımı olmayan pulsatif ısı borularında geçerlidir. Bu dirseklerde meydana gelen basınç kayıpları kıvrım sayısının artmasıyla beraber ihmal edilemez bir mertebeye gelebilir.

Belli bir kontrol hacmi için süreklilik denklemi yada diğer bir deyişle kütlenin korunumu denklemi basitçe, kontrol hacmi içindeki kütlenin belli bir zaman aralığındaki değişiminin bu zaman aralığında kontrol hacmine giren veya bu kontrol hacminden çıkan net kütleye eşit olması, şeklinde ifade edilebilir [26,27]. Kütleye



Şekil 4.8 Pulsatif ısı boruları: (a) Açık döngü; (b) Kapalı döngü; (c) Analitik çözümleme için kabul edilen model.

korunumunun genel matematiksel ifadesi Denklem (4.5)'te verilmiştir. Burada eşitliğin sağındaki ilk ifade kontrol hacmindeki zamana bağlı kütle değişimini, ikinci ifade ise kontrol hacminin yüzeylerinden giren net kütle akısını temsil etmektedir. Yoğunluk ρ ile, hacim V ile, hız vektörü $\vec{v}$ ile, alan vektörü ise $\vec{A}$ ile gösterilmiştir. Pulsatif ısı borusundaki herhangi bir sıvı takozu için kütle korunumu Denklem (4.6)'daki gibidir. Sıvı kontrol hacminin kütleindeki birim zamandaki değişim, birim zamanda komşu kontrol hacimlerinden bu kontrol hacmine giren kütle ile bu hacimden dışarı çıkan kütle arasındaki farka eşittir. Yaklaşık olarak n . sıvı hacminin kütleindeki değişim de kendisine komşu olan buhar hacimlerinin kütlelerindeki değişimlerin ortalamasına eşit alınabilir.

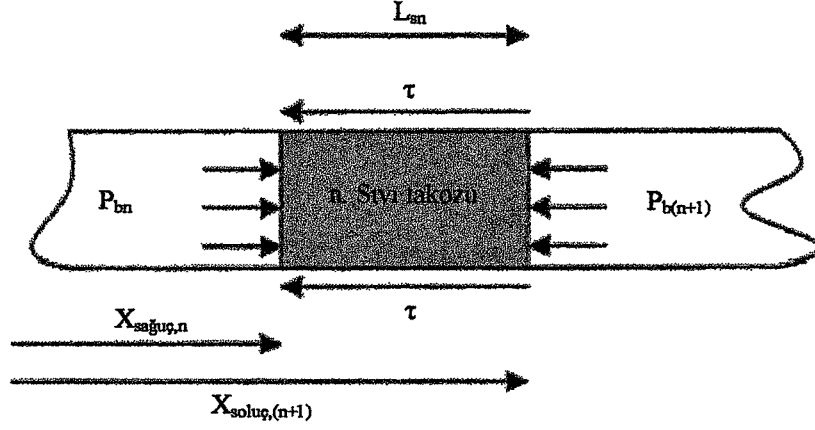
$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{KH} \rho dV + \int_{KY} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} \quad (4.5)$$

$$\frac{dm_{sn}}{dt} = \dot{m}_{g,sn} - \dot{m}_{\phi,sn} = \frac{1}{2} \left(\frac{dm_{bn}}{dt} + \frac{dm_{b(n+1)}}{dt} \right) \quad (4.6)$$

Herhangi bir kontrol hacmi için momentum denklemi de, kontrol hacmindeki net momentum değişiminin kontrol hacmine etki eden yüzey ve gövde kuvvetleri toplamına eşit olması prensibine dayanır. Newton'un ikinci hareket yasasına dayanan momentum denkleminin genel matematiksel ifadesi Denklem (4.7)'de verilmiştir. Eşitliğin sol tarafındaki F_Y ve F_G sırasıyla kontrol hacmine etkiyen yüzey ve gövde kuvvet vektörlerini gösterirken denklemin sağındaki ilk terim kontrol hacmi içindeki momentum değişimini, ikinci terim ise kontrol yüzeylerinden giren yada çıkan net momentum akısını ifade etmektedir.

$$\vec{F} = \vec{F}_Y + \vec{F}_G = \frac{\partial}{\partial t} \int_{KH} \vec{u} \rho dV + \int_{KY} \vec{u} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} \quad (4.7)$$

Pulsatif ısı borusunun düşey ekseninde çalıştığı varsayılırsa n . sıvı hacmi için momentum denklemi aşağıda verilmiştir. Eşitliğin sol tarafındaki terim kontrol hacmi içindeki net momentum değişimini, sağdaki terimler ise sıvı hacmine etki eden başlıca yüzey ve gövde kuvvetlerini göstermektedir. Sağ taraftaki ilk terim komşu iki buhar tıkaçının basınçlarının sebep olduğu net yüzey kuvvetini, ikinci terim sıvı ile boru cidarı arasındaki kayma gerilmesinden kaynaklanan yüzey kuvvetini, üçüncü terim ise yerçekimi ivmesinden kaynaklanan yerçekimi gövde kuvvetini göstermektedir. Denklemdaki i sayısı ısı borusunun hangi kısmının incelenmekte



Şekil 4.9 Pulsatif ısı borusundaki bir sıvı takozunun kontrol hacmi

olduğunu göstermektedir. Çözümlemede ısı borusu düz kabul edildiğinden incelenen kısma bağlı olarak yerçekimi farklı yönlerde etkimektedir. İncelenen modelde kıvrımlı pulsatif ısı borusunda dört tane birbirine paralel kısım mevcuttur. Bunlar Şekil 4.8’de numaralanmış olarak gösterilmiştir. Buharlaştırıcı pulsatif ısı borusunun üst tarafındadır. Birinci veya üçüncü boru kısmındaki bir sıvı hacim incelenirken yerçekimi ivmesi vektörü pozitif yöndedir; dolayısıyla Denklem (4.8)’deki yerçekimi terimi de pozitifdir. İkinci ve dördüncü kısımlarda ise yerçekimi vektörü ters yönde etkir; Denklem (4.8)’deki yerçekimi terimi de negatif olur.

$$\frac{d(m_{sn} v_{sn})}{dt} = (P_{bn} - P_{b(n+1)})A - \pi d L_{sn} \tau - (-1)^i m_{sn} g \quad (4.8)$$

Boru cidarı ile n. sıvı hacmi arasındaki kayma gerilmesi τ Denklem (4.9)’dan, sürtünme katsayısı C_{sn} Denklem (4.10)’dan elde edilebilir.

$$\tau = \frac{1}{2} C_{sn} \rho_s v_{sn}^2 \quad (4.9)$$

$$C_{sn} = \begin{cases} \frac{16}{Re} & Re \leq 1180 \\ 0,078 Re^{-0.2} & Re > 1180 \end{cases} \quad (4.10)$$

$$\frac{dm_{bn}}{dt} = \dot{m}_{g,bn} - \dot{m}_{q,bn} \quad (4.11)$$

Kütle korunumu denklemi n. buhar tıkaçına uygulanarak Denklem (4.11) elde edilir. Denklemin sağ tarafındaki ilk terim birim zamanda buharlaşma ile n. buhar kontrol hacmine giren buharı, ikinci terim ise yoğuşmaya bağlı olarak n. buhar kontrol

hacminden çıkan kütleyi temsil etmektedir. Bu iki terim sırasıyla Denklem (4.12) ve (4.13)'ten hesaplanabilir. Buharlaştırıcıdan buhar hacmine giren ısı, komşu sıvı hacimlerinden buhar hacmine buharlaşma yoluyla kütle girişine sebep olur. Bu durum Denklem (4.12)'de gösterilmiştir. Yoğuşturucuda buhar hacminden çekilen ısı ile beraber buhar hacmi ile bu kontrol hacmine komşu olan sıvı hacimlerinin arayüzeylerinde yoğuşma olur; buna bağlı olarak da buhar hacminden kütle çıkışı gözlemlenir. Bu durum Denklem (4.13)'te matematiksel olarak ifade edilmiştir.

$$\dot{m}_{g,bn} = \frac{(h_1 + h_{bduy}) \pi d L_m (T_{bn} - T_1)}{h_{sb}} \quad (4.12)$$

$$\dot{m}_{\phi,bn} = \frac{(h_y + h_{bduy}) \pi d L_{yn} (T_y - T_{bn})}{h_{sb}} \quad (4.13)$$

Herhangi bir kontrol hacmi için enerjinin korunumu, birim zamanda kontrol hacmi yüzeylerinden geçen net ısı ve mekanik enerji akısı ile kontrol hacmi içinde üretilen enerjinin toplamalarının kontrol hacminde depolanan enerjiye eşit olması şeklinde açıklanabilir. Enerjinin korunumu ifadesi basitçe Denklem (4.14)'de gösterilmiştir. Bu denklem sürekli rejimde olmayan açık bir sistem için Enerji Korunumunu yada diğer bir deyişle Termodinamiğin 1. Kanununu ifade eder. İfadede elektromanyetik ve nükleer enerji gibi diğer enerji türleri ihmal edilmiştir. Enerji korunumunun integral formdaki genel matematiksel ifadesi Denklem (4.15)'de verilmiştir.

$$\left(\begin{array}{c} \text{Birim zamanda} \\ \text{kontrol hacminde} \\ \text{İç enerji ve Kinetik} \\ \text{enerji artışı} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Birim zamanda} \\ \text{kontrol hacmine} \\ \text{Taşımla giren} \\ \text{İç enerji ve Kinetik enerji} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Birim zamanda} \\ \text{kontrol hacminden} \\ \text{Taşımla çıkan} \\ \text{İç enerji ve Kinetik enerji} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Birim zamanda} \\ \text{kontrol hacmine} \\ \text{İletimle giren} \\ \text{net Isı} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Birim Zamanda} \\ \text{sistemin çevreye} \\ \text{yaptığı net İş} \end{array} \right) \quad (4.14)$$

$$\dot{Q} - \dot{W}_{mil} - \dot{W}_{kayma} - \dot{W}_{diğer} = \frac{d}{dt} \int_{KH} \left(u + \frac{v^2}{2} + gz \right) \rho dV + \int_{KY} \left(u + Pv + \frac{v^2}{2} + gz \right) \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} \quad (4.15)$$

Denklemden eşitliğin solundaki terimler sırasıyla birim zamanda kontrol hacmi ile çevre arasındaki ısı ve iş alışverişini göstermektedir; eşitliğin sağındaki ilk terim kontrol hacmindeki enerji değişimini, ikinci terim ise kontrol hacmi yüzeylerinden geçen enerji akısını ifade etmektedir.

Pulsatif ısı borusundaki herhangi bir buhar hacmi ile buharlaştırıcı veya yoğunlaştırıcı arasındaki ısı geçişinin sadece gizli ısı alışverişi yoluyla olduğu, buharlaşma ve yoğunlaşma hadiselerinin de komşu sıvı hacimleri ile buhar hacmi arasında bulunan buhar-sıvı arayüzeylerinde olduğu kabul edilirse böyle bir buhar hacmi için enerjinin korunumu Denklem (4.16)'daki hali alır. Denklemden kinetik ve potansiyel enerji terimleri ve sürtünme ihmal edilmiştir. Burada eşitliğin solundaki terim kontrol hacmindeki iç enerji değişimini, sağdaki ilk terim buhar hacmine giren enerjiyi, ikinci terim çıkan enerjiyi, son terim ise buharın hacminde meydana gelen değişiklikle çevreye karşı yaptığı işi göstermektedir. Eşitliğin sağındaki ilk ve ikinci terimlerde bulunan P_v terimleri ise buhar hacmine yapılan akış işlerini ifade etmektedir. Denklemden ısı girişi ile ilgili başka terim bulunmamaktadır; çünkü ısı giriş veya çıkışı arayüzeyde olmaktadır. Arayüzeyden ısı çekilmesine bağlı olarak yoğunlaşma oluyorsa, bu olay buhar kontrol hacminden kütle çıkışı, ısı girişiyle buharlaşma oluyorsa kontrol hacmine kütle girişi olarak değerlendirilir. Ayrıca gizli ısı geçişi olması nedeniyle arayüzeylerde sıvı sıcaklıkları buhar sıcaklığına eşittir.

$$\frac{d(m_{bn} u_{bn})}{dt} = \dot{m}_{g,bn} (u_{g,bn} + P_{g,bn} v_{g,bn}) - \dot{m}_{\phi,bn} (u_{\phi,bn} + P_{\phi,bn} v_{\phi,bn}) - P_{bn} \frac{dV_{bn}}{dt} \quad (4.16)$$

Mükemmel gazlarda ve sıkıştırılabilir sıvılarda iç enerji sadece sıcaklığın fonksiyonu olduğuna göre iç enerji ve entalpi aşağıdaki gibi ifade edilebilir. Buhar kontrol

$$u = c_v T \quad h = c_p T \quad (4.17)$$

$$u_{bn} \frac{dm_{bn}}{dt} + m_{bn} \frac{du_{bn}}{dt} = \dot{m}_{g,bn} h_{g,bn} - \dot{m}_{\phi,bn} h_{\phi,bn} - P_{bn} \frac{dV_{bn}}{dt} \quad (4.18a)$$

$$c_v T_{bn} (\dot{m}_{g,bn} - \dot{m}_{\phi,bn}) + m_{bn} \frac{d(c_v T_{bn})}{dt} = \dot{m}_{g,bn} (c_p T_{bn}) - \dot{m}_{\phi,bn} (c_p T_{bn}) - P_{bn} \frac{dV_{bn}}{dt} \quad (4.18b)$$

$$m_{bn} c_v \frac{dT_{bn}}{dt} = \dot{m}_{g,bn} (c_p - c_v) T_{bn} - \dot{m}_{\phi,bn} (c_p - c_v) T_{bn} - P_{bn} \frac{dV_{bn}}{dt} \quad (4.18c)$$

$$m_{bn} c_v \frac{dT_{bn}}{dt} = (\dot{m}_{g,bn} - \dot{m}_{\phi,bn}) R T_{bn} - P_{bn} A \frac{dX_{bn}}{dt} \quad (4.18d)$$

hacminde mükemmel gaz kabulü yapılırsa Denklem (4.16)'da bazı basitleştirmeler yapılarak Denklem (4.18d) elde edilir. Mükemmel gaz kanunundan n. buhar hacminin P_{bn} basıncı da şu şekilde bulunur:

$$P_{bn} V_{bn} = m_{bn} RT_{bn} \quad (4.19)$$

Denklem (4.19)'dan hesaplanan basınç, Denklem (4.18d)'den hesaplanan sıcaklığa karşılık gelen doyma basıncından fazla olamaz. Denklem (4.18)'den hesaplanan buhar basıncı doyma basıncının altında ise buhar kızgın haldedir ve mükemmel gaz yaklaşımı geçerlidir. Öte yandan hesaplanan basınç doyma basıncının üzerinde ise artık mükemmel gaz yaklaşımı geçerli değildir; basınç olarak Denklem (4.18d)'den hesaplanan sıcaklığa karşılık gelen doyma basıncı esas alınır.

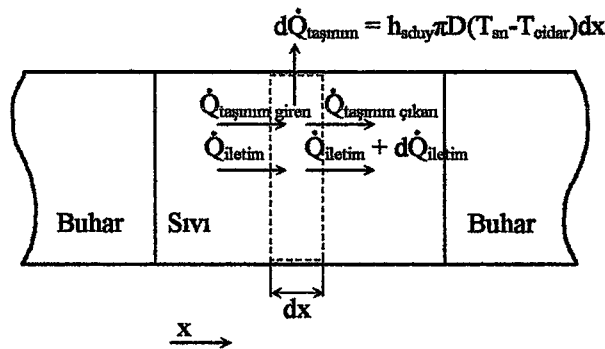
$$P_{bn} = P_{doyma}(T_{bn}) \quad (4.20)$$

4.2.2 Isı Geçişi

Pulsatif ısı borusunda ısı geçişi, ısıtma kısımlarından soğutma kısımlarına geçirilen toplam ısı olarak tarif edilir. Isı geçişinin bir bölümüne akışkanın buharlaşma ve yoğunlaşması sebep olur. Isı geçişinin diğer kısmını ise boru cidarları ile sıvı takozları arasındaki tek fazlı ısı alışverişi oluşturur. Buhar hacmine giren kütle aslında ısı olarak sıvı fazdan buhar fazına geçmiştir. Aynı şekilde buhar hacminden çıkan kütle ise kendisinden ısı çekildiği için buhar fazından sıvı faza geçmiştir. Her bir buhar tıkaçında buharlaşma ve yoğunlaşma sebebiyle olan ısı alışverişi aşağıdaki şekildedir:

$$\dot{Q}_{g,bn} = \dot{m}_{g,bn} h_{sb} \quad (4.21a)$$

$$\dot{Q}_{ç,bn} = \dot{m}_{ç,bn} h_{sb} \quad (4.21b)$$



Şekil 4.10 Takozdaki diferansiyel bir kontrol hacmi

Boru cidarı ile sıvı hacimleri arasındaki tek fazlı ısı geçişi, pulsatif ısı borusundaki herhangi bir sıvı hacmi için enerji denkleminin elde edilmesiyle bulunabilir. Şekil 4.10'da enerji denkleminin uygulanacağı diferansiyel kontrol hacmi gösterilmiştir. Sürtünme kayıpları ihmal edilirse bu diferansiyel kontrol hacmi için enerjinin korunumu aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{d(m_{sn} u_{sn})}{dt} = Q_{taşınım, giren} - Q_{taşınım, çıkan} + Q_{iletim} - (Q_{iletim} + dQ_{iletim}) - dQ_{taşınım} \quad (4.22a)$$

$$Q_{taşınım, giren} = \dot{m}_{g,sn} (u_{g,sn} + P_{g,sn} v_{g,sn}) \quad Q_{taşınım, çıkan} = \dot{m}_{ç,sn} (u_{ç,sn} + P_{ç,sn} v_{ç,sn})$$

$$Q_{iletim} = -k_s A \frac{dT_{sn}}{dt} \quad (Q_{iletim} + dQ_{iletim}) = -k_s A \frac{dT_{sn}}{dt} + d\left(-k_s A \frac{dT_{sn}}{dt}\right)$$

$$dQ_{taşınım} = h_{sduy} \pi D (T_{sn} - T_{cibar}) dx$$

$$\frac{d(m_{sn} u_{sn})}{dt} = \dot{m}_{g,sn} (u_{g,sn} + P_{g,sn} v_{g,sn}) - \dot{m}_{ç,sn} (u_{ç,sn} + P_{ç,sn} v_{ç,sn})$$

$$+ d\left(k_s A \frac{dT_{sn}}{dt}\right) - h_{sduy} \pi D (T_{sn} - T_{cibar}) dx \quad (4.22b)$$

$$u_{sn} \frac{dm_{sn}}{dt} + m_{sn} \frac{du_{sn}}{dt} = \dot{m}_{g,sn} (u_{g,sn} + P_{g,sn} v_{g,sn}) - \dot{m}_{ç,sn} (u_{ç,sn} + P_{ç,sn} v_{ç,sn})$$

$$+ d\left(k_s A \frac{dT_{sn}}{dt}\right) - h_{sduy} \pi D (T_{sn} - T_{cibar}) dx \quad (4.22c)$$

$$m_{sn} c_v \frac{dT_{sn}}{dt} = \dot{m}_{g,sn} (u_{g,sn} - u_{sn} + P_{g,sn} v_{g,sn}) - \dot{m}_{ç,sn} (u_{ç,sn} - u_{sn} + P_{ç,sn} v_{ç,sn})$$

$$+ d\left(k_s A \frac{dT_{sn}}{dt}\right) - h_{sduy} \pi D (T_{sn} - T_{cibar}) dx \quad (4.22d)$$

Burada h_{sduy} cidarla kontrol hacmi arasındaki ısı taşınım katsayısını, k_s sıvının ısı iletim katsayısını, T_{cibar} iç cidar sıcaklığını, T_{sn} kontrol hacmindeki sıvının sıcaklığını, A ise borunun kesit alanını temsil etmektedir. Diferansiyel sıvı kontrol hacminin de sıvı takozu ile beraber aynı hızda hareket ettiği düşünüldüğü taktirde, bu diferansiyel kontrol hacmine kütle girişi veya kontrol hacminden kütle çıkışı olmaz; dolayısıyla enerji denklemi şu hali alır:

$$(\rho_s A dx) c_v \frac{dT_{sn}}{dt} = k_s A d\left(\frac{dT_{sn}}{dt}\right) - h_{sduy} \pi D (T_{sn} - T_{cibar}) dx \quad (4.22e)$$

$$\frac{\rho_s c_v}{k_s} \frac{dT_{sn}}{dt} = \frac{d^2 T_{sn}}{dx^2} - \frac{h_{sduy} \pi D}{k_s A} (T_{sn} - T_{cibar}) \quad (4.22f)$$

Bu denklemdeki sınır şartları aşağıdaki şekildedir:

$$\begin{aligned} T_{sn} &= T_{bn} & x &= x_{\text{sağuc, bn}} \\ T_{sn} &= T_{b(n+1)} & x &= x_{\text{soluc, bn}} \end{aligned} \quad (4.23)$$

Sıvı hacminde Reynolds sayısının laminar akışa, geçiş bölgesine ve türbülanslı akışa karşılık gelen çok geniş bir aralıkta değişmesinden ötürü ısı geçiş katsayısı (h_{sduy}) da değişkenlik gösterebilmektedir. Laminar akışta ($Re < 2200$), problem ısı sınır tabakası gelişen bir Hagen-Poiseuille akışı olarak ele alınabilir ve akış için Nusselt sayısı da aşağıda verilmiştir. Denklem (4.25)'te bulunan sonsuz serinin ilk beş terimi için λ_n özdeğerleri ve G_n sabitleri Tablo 4.1'de verilmiştir; ayrıca L_1^* da Denklem (4.26)'da tanımlanmıştır [28].

$$Nu = \frac{1}{4L_1^*} \ln \left(\frac{1}{\theta_m^*} \right) \quad (4.24)$$

$$\theta_m^* = 8 \sum_{n=0}^{\infty} \frac{G_n}{\lambda_n^2} e^{(-2\lambda_n^2 L_1^*)} \quad (4.25)$$

$$L_1^* = \frac{L_{sn}/D}{Re_D Pr} \quad (4.26)$$

Geçiş ve türbülanslı bölgede aşağıdaki ampirik denklemler kullanılır:

$$Nu = 0,012 \left(|Re|^{0,87} - 280 \right) Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{cidar}}} \right)^{0,11} \left[1 + \left(\frac{D}{L_{sn}} \right)^{2/3} \right] \quad 2200 < |Re| < 10000 \quad (4.27)$$

$$Nu = 0,0236 |Re|^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{cidar}}} \right)^{0,25} \quad |Re| > 10000 \quad (4.28)$$

Sıvı hacmi ile cidar arasındaki ısı geçişi aşağıdaki gibi hesaplanabilir. Denklemlerde $T_{sn,x}$ n. sıvı hacminde x konumundaki sıcaklığı, h_x ise x konumundaki ısı taşınım katsayısını göstermektedir.

$$\dot{Q}_{g,sn} = \int_{x_{\text{sağuc, bn}}}^{x_{\text{soluc, b(n+1)}}} \pi D h_x (T_{\text{cidar}} - T_{sn,x}) \quad T_{sn} \leq T_{\text{cidar}} \quad (4.29)$$

$$\dot{Q}_{g,sn} = \int_{x_{\text{sağuc, bn}}}^{x_{\text{soluc, b(n+1)}}} \pi D h_x (T_{sn,x} - T_{\text{cidar}}) \quad T_{sn} \geq T_{\text{cidar}} \quad (4.30)$$

Tablo 4.1 Dairesel kesitli borular ve izotermal cidarlar için Graetz serisinin özdeğer ve sabitleri

n	λ_n	G_n
0	2,704	0,7488
1	6,679	0,5438
2	10,673	0,4629
3	14,671	0,4154
4	18,67	0,3829
5	22,67	0,3587

Pulsatif ısı borusuna giren ve ısı borusundan çıkan toplam ısı miktarları da sırasıyla Denklem (4.31) ve Denklem (4.32)'de verilmiştir. Burada N terimi pulsatif ısı borusunda bulunan buhar hacimlerinin sayısını (N-1) terimi ise ısı borusundaki sıvı hacimlerinin sayısını göstermektedir.

$$\dot{Q}_{g, toplam} = \sum_{n=1}^N \dot{Q}_{g, bn} + \sum_{n=1}^{N-1} \dot{Q}_{g, sn} \quad (4.31)$$

$$\dot{Q}_{q, toplam} = \sum_{n=1}^N \dot{Q}_{q, bn} + \sum_{n=1}^{N-1} \dot{Q}_{q, sn} \quad (4.32)$$

4.2.3 Sayısal Çözümleme

Aşağıdaki denklemlerle t zamanındaki eski değerlerden t + dt zamanındaki yeni değerler açık çözümleme ile elde edilebilir:

$$m_{bn}^{yeni} = m_{bn} + (\dot{m}_{g, bn} - \dot{m}_{q, bn}) \Delta t \quad (4.33)$$

$$T_{bn}^{yeni} = T_{bn} + \frac{(\dot{m}_{g, bn} - \dot{m}_{q, bn}) RT_{bn} \Delta t - P_{bn} A \Delta X_{bn}}{m_{bn} c_v} \quad (4.34)$$

$$P_{bn}^{yeni} = \frac{m_{bn} RT_{bn}}{V_{bn}} \quad (4.35)$$

$$m_{sn}^{yeni} = m_{sn} + \frac{1}{2} [(\dot{m}_{g, bn} - \dot{m}_{g, bn}) + (\dot{m}_{g, b(n+1)} - \dot{m}_{g, b(n+1)})] \Delta t \quad (4.36)$$

$$m_{sn}^{yeni} v_{sn}^{yeni} = m_{sn} v_{sn} + [(P_{bn} - P_{b(n+1)})A - \pi d L_{sn} \tau + m_{sn} g] \Delta t \quad (4.37)$$

Sıvı takozlarının ve buhar tıkaçlarının konumlarının belirlenmesi açık döngü ve kapalı döngü pulsatif ısı boruları için farklıdır. Açık döngülü pulsatif ısı borusunda her bir tıkaçın konumu uçlarının konumlarından aşağıdaki gibi belirlenebilir:

$$X_{sağuç, n}^{yeni} = X_{sağuç, n} + v_{sn} \Delta t \quad X_{soluç, n}^{yeni} = X_{soluç, n} + v_{s(n-1)} \Delta t \quad (4.38)$$

$$X_{sağuç, N} = L \quad X_{soluç, 1} = 0 \quad (4.39)$$

Burada N buhar hacimlerinin toplam sayısını, L pulsatif ısı borusunun toplam uzunluğunu belirtmektedir; X ise Şekil 4.8'de gösterilen başlangıç noktasından ölçülen konumdur. Buhar hacimlerinin eski konumlarına göre yeni konumlarındaki farklar aşağıdaki denklemlerle verilmiştir.

$$\Delta X_{sağuç, n}^{yeni} = X_{sağuç, n}^{yeni} - X_{sağuç, n} \quad \Delta X_{soluç, n}^{yeni} = X_{soluç, n}^{yeni} - X_{soluç, n} \quad (4.40)$$

$$\Delta X_{sağuç, N}^{yeni} = 0 \quad \Delta X_{soluç, 1}^{yeni} = 0 \quad (4.41)$$

$$\Delta X_{bn}^{yeni} = \Delta X_{sağuç, n}^{yeni} - \Delta X_{soluç, n}^{yeni} \quad (4.42)$$

Açık döngülü pulsatif ısı boruları için kullanılan yönetici denklemler kapalı döngülüler için de geçerli olmakla beraber kapalı döngülülerde ilk ve son buhar hacmi aslında aynı hacim olduğundan kapalı döngülü ısı boruları için yapılan çözümlemede bu iki hacmin basınç ve sıcaklık değerleri eşit alınır. Buhar hacimlerinin sınırlarının konumları aşağıdaki denklemlerle bulunur.

$$X_{sağuç, n}^{yeni} = X_{sağuç, n} + v_{sağuç, n} \Delta t \quad X_{soluç, n}^{yeni} = X_{soluç, n} + v_{soluç, (n-1)} \Delta t \quad (4.43)$$

$$\begin{aligned} X_{sağuç, n}^{yeni} &= X_{sağuç, n}^{yeni} - L & X_{sağuç, n}^{yeni} &> L \\ X_{soluç, n}^{yeni} &= X_{soluç, n}^{yeni} - L & X_{soluç, n}^{yeni} &> L \end{aligned} \quad (4.44)$$

$$\begin{aligned} X_{sağuç, n}^{yeni} &= X_{sağuç, n}^{yeni} + L & X_{sağuç, n}^{yeni} &< L \\ X_{soluç, n}^{yeni} &= X_{soluç, n}^{yeni} + L & X_{soluç, n}^{yeni} &< L \end{aligned} \quad (4.45)$$

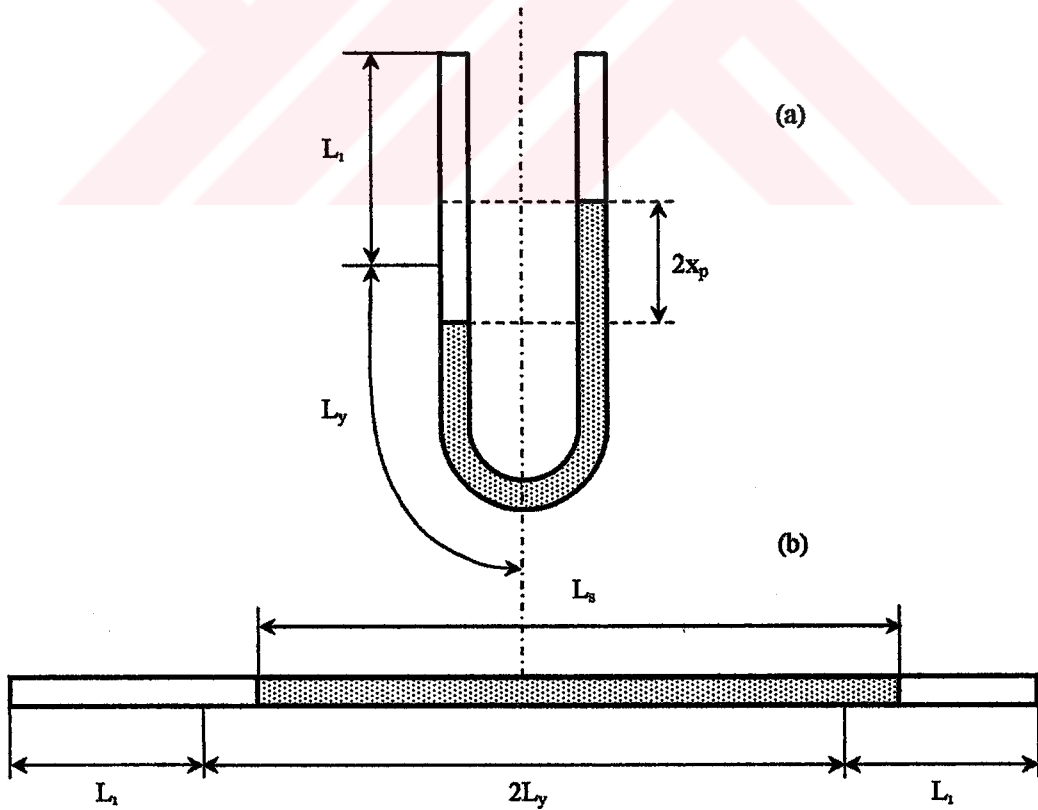
$$\Delta X_{bn}^{yeni} = \Delta X_{sağuç, n}^{yeni} - \Delta X_{soluç, n}^{yeni} \quad (4.46)$$

Denklem (4.44) ve (4.45) buhar hacimlerinin uçlarının 0 ile L aralığında kalmasını sağlar. Zaman aralığı sistematik olarak değiştirilerek sayısal çözümde en az hata için en uygun zaman aralığı belirlenir. Sayısal çözümle duyulur ısıнын hesabı için Denklem (4.22f)'de verilen sıvı hacimlerin enerji denklemi kullanılır. Bu çözümleme için sıvı hacmi içinde düğüm noktaları belirlenerek bu düğüm noktalarındaki sıcaklıklar örtülü sayısal çözümleme ile bulunur. Bulunan bu sıcaklık değerleri Denklem (4.29) ve (4.30)'da yerlerine konularak duyulur ısı hesaplanır. Bu yöntemin ayrıntıları bir sonraki bölümde U şeklindeki açık döngülü pulsatif ısı borusunun çözümlemesinde verilmiştir.

4.3 U-Biçimli Açık Döngü Pulsatif Isı Borularının Analizi

4.3.1 Fiziksel Model

U-biçimli açık döngü pulsatif ısı borusu, çapı d ve uzunluğu $2L$ olan bir borunun ortadan ikiye bükülüp içi vakumlandıktan sonra borunun içine kısmen sıvı



Şekil 4.11 U-biçimli pulsatif ısı borusu

doldurulup iki ucundan kapatılmasıyla elde edilir. Şekil 4.11’de gösterildiği gibi U-borusunda her birinin uzunluğu L_1 olan iki buharlaştırıcı bölümü kapatılmış olan iki uç kısmında, uzunluğu $2L_y$ olan yoğuşturucu bölümü ise borunun alt tarafındadır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu bölümlerinde borunun iç cidar sıcaklıkları sırasıyla T_1 ve T_y olmaktadır. Boyu L_s olan sıvı hacmi ısı borusunun alt tarafında bulunmaktadır. Sıvı hacminin konumu x_p yer değiştirmesi ölçülmektedir. Yer değiştirme (x_p) sıvı hacmi borunun tam ortasındayken sıfır olmaktadır. Sıvı hacim sağ tarafa kaydığında yer değiştirme pozitif, sola kaydığında ise yer değiştirme negatif olur.

Yer değiştirme başlangıç değerinin (x_{p0}) sıfırdan büyük olduğu bir durumda sol taraftaki buhar hacminin bir kısmı yoğuşturucuyla temas halindedir; dolayısıyla bu buhar hacminin basıncında (p_{b1}) yoğuşmaya bağlı olarak bir düşüş meydana gelir. Sıvı hacminin sağ ucu ise sağ taraftaki buharlaştırıcı ile temas halindedir. Burada buharlaştırıcı ile sıvının temas ettiği yerde buharlaşma olur ve bu da sağdaki buhar hacminin basıncının (p_{b2}) artmasına neden olur. İki buhar hacmi arasındaki basınç farkından ($\Delta p = p_{b1} - p_{b2} < 0$) dolayı sıvı hacim sola doğru itilir. Yer değiştirme (x_p) gitgide sıfıra yaklaşır. Yer değiştirme sıfırken iki buhar hacminde de buharlaşma yada yoğuşma olmamasına rağmen sıvı kütlesi, ataleti nedeniyle sol buharlaştırıcıya doğru hareket etmeye devam eder. Sıvı hacminin bir kısmı sol buharlaştırıcıya girdiğinde sağdaki buhar hacminin bir kısmı da yoğuşturucuya girer. Bu noktada soldaki buhar hacminde buharlaşma ve sağdaki buhar hacminde yoğuşma olduğundan soldaki basınç artmaya sağdaki basınç da azalmaya başlar; dolayısıyla yukarıdaki basınç farkı (Δp) belli bir noktada pozitif olur ve sıvı hacmi bu sefer de sağa doğru hareket etmeye başlar. İki buhar hacminde de birbiri ardı sıra meydana gelen buharlaşma ve yoğuşmalarla sıvı hacminin titreşimi sağlanmış olur.

4.3.2 Yönetici Denklemler

Çözümlemede pulsatif ısı borusu kolaylık açısından Şekil 4.11(b)’deki gibi kıvrımsız, düz bir tüp olarak ele alınmıştır. Problemin analitik çözümlemesinde aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Buharlaşma ve yoğuşma ısı geçiş katsayıları sabit kabul edilmiştir.
- Buharlaştırıcı bölümlerinde sıvı takozunun sıkıştırılmaz olduğu, buhar hacimlerinin ise mükemmel gaz gibi davrandığı kabul edilmiştir.
- Kıvrımda meydana gelen basınç kayıpları ihmal edilmiştir.

Sıvı için momentum denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{d(m_s \vec{v}_s)}{dt} = \sum \vec{F} \quad (4.47)$$

Sıvı hacminde kütlenin yaklaşık olarak sabit olduğu kabul edilebilir. Sıvı hacmine etki eden başlıca kuvvetler olarak da sıvının her iki tarafından etki eden buhar basınçlarının farkından ortaya çıkan kuvvet, ısı borusunun bir kolonundaki sıvı yüksekliğinin diğer kolondakine göre fazla olmasından kaynaklanan statik basınç farkının ortaya çıkardığı kuvvet ve boru cidarı ile sıvı arasındaki kayma gerilmesinin meydana getirdiği kuvvet sayılabilir. Borunun kesit alanı A_{kesit} ve sıvı hacminin hızı da yer değiştirmenin (x_p) zamana göre türevi olduğuna göre yukarıda bahsedilen kabullerle sıvı hacmi için momentum denklemi şu hali alır:

$$A_{\text{kesit}} L_s \rho_s \frac{d^2 x_p}{dt^2} = (p_{b1} - p_{b2}) A_{\text{kesit}} - 2\rho_s g A_{\text{kesit}} x_p - \pi d L_s \tau_s \quad (4.48)$$

Denklem (4.48)'de yer alan son terimdeki kayma gerilmesinin yerine Denklem (4.9) konulabilir. Denklem (4.9)'daki sürtünme katsayısı C_s laminar akışta ayrı türbülanslı akışta ayrı değerler almaktadır. Laminar akışla türbülanslı akış arasındaki farkın Denklem (4.48)'i etkilemeyeceği öngörülerek analitik çözümlemeyi kolaylaştıracak olan laminar akışın sürtünme katsayısı tercih edilir. Efektif kinematik viskozite (ν_e) mutlak viskozitenin (μ_s) yoğunluğa (ρ_s) oranı olmak üzere momentum denklemi aşağıdaki hali alır:

$$A_{\text{kesit}} L_s \rho_s \frac{d^2 x_p}{dt^2} = (p_{b1} - p_{b2}) A_{\text{kesit}} - 2\rho_s g A_{\text{kesit}} x_p - \pi d L_s \left(\frac{1}{2} \left(\frac{16\mu}{\rho_s \nu_s d} \right) \rho_s \nu_s^2 \right) \quad (4.49a)$$

$$\frac{d^2 x_p}{dt^2} + \frac{32\nu_e}{d^2} \frac{dx_p}{dt} + \frac{2g}{L_s} x_p = \frac{\Delta p}{\rho_s L_s} \quad (4.49b)$$

Her bir buhar hacminde birim zamanda meydana gelen iç enerji değişimi bu hacme giren net iç enerji akısının, hacme giren kütlenin yaptığı net akış işinin ve buhar hacminin birim zamanda çevreye karşı yaptığı net sınır işinin toplamına eşittir. İki buhar hacmi için de kütlenin korunumu Denklem (4.50)'de verilmiştir. Buhar hacminden kütle çıkışı yoğunlaşma ile buhar hacmine kütle girişi ise buharlaşma ile olur. Buhar hacmine giren veya buhar hacminden çıkan kütle sıvı-buhar arayüzeyinde buharlaştığı yada yoğunlaştığı kabul edilir. Dolayısıyla buhar hacmine giren veya buhar hacminden çıkan kütlenin özellikleri buhar hacminin içinde bulunan

kütlenin o anki özellikleriyle özdeşdir. Mükemmel gazlarda iç enerji sadece sıcaklığın fonksiyonu olduğuna göre soldaki buhar hacmi için enerji dengesi Denklem (4.51c)'deki gibi bulunur.

$$\frac{dm_{b1}}{dt} = \dot{m}_{b1,g} - \dot{m}_{b1,q} \quad \frac{dm_{b2}}{dt} = \dot{m}_{b2,g} - \dot{m}_{b2,q} \quad (4.50)$$

$$\frac{d(m_{b1}u_{b1})}{dt} = \dot{m}_{b1,g}(u_{b1} + p_{b1}v_{b1}) - \dot{m}_{b1,q}(u_{b1} + p_{b1}v_{b1}) - p_{b1}A_{kesit} \frac{dx_p}{dt} \quad (4.51a)$$

$$u_{b1} \frac{dm_{b1}}{dt} + m_{b1} \frac{du_{b1}}{dt} = (u_{b1} + p_{b1}v_{b1}) \frac{dm_{b1}}{dt} - p_{b1}A_{kesit} \frac{dx_p}{dt} \quad (4.51b)$$

$$m_{b1}c_v \frac{dT_{b1}}{dt} = RT_{b1} \frac{dm_{b1}}{dt} - p_{b1} \frac{\pi d^2}{4} \frac{dx_p}{dt} \quad (4.51c)$$

Sağ taraftaki buhar hacmi için de enerji denklemi yukarıdaki gibi elde edilebilir. İki denklem arasında sadece sınır işi terimlerinde bir işaret farklılığı vardır. Soldaki buhar hacmi genişlerken çevreye sınır işi yaptığında sağ taraftaki buhar büzülür. Bu büzülme sırasında çevre sisteme iş yapmaktadır; dolayısıyla bu iş artı değerdedir. Eşzamanlı olarak bir taraf büzülürken bir taraf genişlemektedir; bir tarafta çevre sisteme iş yaparken diğer tarafta sistem çevreye iş yapmaktadır. Sağ taraftaki buhar için enerji denklemi de aşağıdaki şekildedir.

$$m_{b2}c_v \frac{dT_{b2}}{dt} = RT_{b2} \frac{dm_{b2}}{dt} + p_{b2} \frac{\pi d^2}{4} \frac{dx_p}{dt} \quad (4.52)$$

İki buhar hacmi için de mükemmel gaz kanunu geçerli olduğuna göre buhar hacimlerindeki basınçlar sırasıyla Denklem (4.53) ve (4.54)'te verilmiştir.

$$p_{b1} \left(L_1 + x_p \right) \frac{\pi d^2}{4} = m_{b1} RT_{b1} \quad (4.53)$$

$$p_{b2} \left(L_1 - x_p \right) \frac{\pi d^2}{4} = m_{b2} RT_{b2} \quad (4.54)$$

Denklem (4.53)'ün zamana göre türevi aşağıdaki şekildedir:

$$\frac{\pi d^2}{4} \left(L_1 + x_p \right) \frac{dp_{b1}}{dt} + p_{b1} \frac{\pi d^2}{4} \frac{dx_p}{dt} = m_{b1} R \frac{dT_{b1}}{dt} + RT_{b1} \frac{dm_{b1}}{dt} \quad (4.55)$$

Denklem (4.51c)'yi c_v ile bölünüp Denklem (4.55)'te yerine konulursa sonuç olarak Denklem (4.56c) elde edilir. Burada γ özgül ısılar (c_p/c_v) oranıdır.

$$\frac{\pi d^2}{4R} (L_1 + x_p) \frac{dp_{b1}}{dt} + p_{b1} \frac{\pi d^2}{4R} \frac{dx_p}{dt} = \left(1 + \frac{R}{c_v}\right) T_{b1} \frac{dm_{b1}}{dt} - p_{b1} \frac{\pi d^2}{4c_v} \frac{dx_p}{dt} \quad (4.56a)$$

$$\frac{m_{b1} R T_{b1}}{p_{b1}} \frac{dp_{b1}}{dt} + \frac{m_{b1} R T_{b1}}{(L_1 + x_p)} \left(\frac{c_p}{c_v}\right) \frac{dx_p}{dt} = R \left(\frac{c_p}{c_v}\right) T_{b1} \frac{dm_{b1}}{dt} \quad (4.56b)$$

$$\frac{1}{m_{b1}} \frac{dm_{b1}}{dt} = \frac{1}{\gamma} \frac{1}{p_{b1}} \frac{dp_{b1}}{dt} + \frac{1}{(L_1 + x_p)} \frac{dx_p}{dt} \quad (4.56c)$$

Denklem (4.56c) entegre edilerek sol taraftaki buhar hacminin kütesini basıncına ve sıvı hacminin konumuna göre veren Denklem (4.57) elde edilir. Burada C_1 entegrasyon sabitidir. Bu denklem de Denklem (4.53)'te yerine konulursa sıcaklığı basınç cinsinden ifade eden Denklem (4.58) bulunmuş olur.

$$m_{b1} = C_1 p_{b1}^{1/\gamma} (L_1 + x_p) \quad (4.57)$$

$$T_{b1} = \frac{\pi d^2}{4C_1 R} p_{b1}^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (4.58)$$

C_2 de bir entegrasyon sabiti olmak üzere benzer şekilde sağ taraftaki buhar hacminin kütesi ve sıcaklığı için de bağıntılar aşağıda ifade edilmiştir:

$$m_{b2} = C_2 p_{b2}^{1/\gamma} (L_1 - x_p) \quad (4.59)$$

$$T_{b2} = \frac{\pi d^2}{4C_2 R} p_{b2}^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (4.60)$$

U-biçimli pulsatif ısı borusunun simetrik bir yapısı olduğundan yukarıda belirtilen C_1 ve C_2 entegrasyon sabitleri birbirlerine eşittirler; dolayısıyla bu iki sabit için sadece C kısaltması kullanılabilir. Buhar hacimlerindeki kütle değişimleri buharlaşma ve yoğunlaşma ile olduğundan kütle değişimleri için Denklem (4.61) ve Denklem (4.62)'de verilen ifadeler kullanılabilir.

$$\frac{dm_{b1}}{dt} = \begin{cases} \frac{-h_y \pi d x_p (T_{b1} - T_y)}{h_{sb}} & x_p > 0 \\ \frac{h_i \pi d (L_1 + x_p) (T_1 - T_{b1})}{h_{sb}} & x_p < 0 \end{cases} \quad (4.61)$$

$$\frac{dm_{b2}}{dt} = \begin{cases} \frac{h_i \pi d (L_1 - x_p) (T_1 - T_{b2})}{h_{sb}} & x_p > 0 \\ \frac{h_y \pi d x_p (T_{b2} - T_y)}{h_{sb}} & x_p < 0 \end{cases} \quad (4.62)$$

4.3.3 Boyutsuz Yönetici Denklemler

Yönetici denklemlerin boyutsuzlaştırılması için öncelikle U-borusu için referans bir hal seçilir. Bu referans halde iki buhar hacminin de basınç ve sıcaklıkları p_0 ve T_0 olup, bu referans halde sıvı hacminin yer değiştirmesi de x_{p0} ise Denklem (4.58) ve (4.60)'a göre C_1 ve C_2 sabitleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$C_1 = C_2 = \frac{\pi d^2}{4RT_0} p_0^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (4.63)$$

Referans halde iki buhar hacminde bulunan kütle miktarları ve ortalama kütle miktarı sırasıyla Denklem (4.64), (4.65) ve (4.66)'da verilmiştir.

$$m_{b10} = \frac{\pi d^2}{4RT_0} p_0 (L_1 + x_{p0}) \quad (4.64)$$

$$m_{b20} = \frac{\pi d^2}{4RT_0} p_0 (L_1 - x_{p0}) \quad (4.65)$$

$$m_0 = \frac{m_{b10} + m_{b20}}{2} = \frac{\pi d^2}{4RT_0} p_0 L_1 \quad (4.66)$$

Denklem (4.57) ve (4.58)'e aşağıdaki işlemler uygulanarak Denklem (4.67) ve (4.68) elde edilir. Bu denklemler, sırasıyla birinci buhar hacminin kütlelerinin ortalama referans kütleyle oranını ve birinci buhar hacminin sıcaklığının referans sıcaklığa oranını vermektedirler. İkinci buhar hacmi için oranlar da aynı şekilde bulunur. Bu oranlar da Denklem (4.69) ve (4.70)'te verilmiştir.

$$\frac{m_{b1}}{m_0} = \frac{\left(\frac{\pi d^2}{4RT_0} p_0^{(\gamma-1)/\gamma} \right) p_{b1}^{1/\gamma} (L_1 + x_p)}{\frac{\pi d^2}{4RT_0} p_0 L_1} \quad \frac{m_{b1}}{m_0} = \left(\frac{p_{b1}}{p_0} \right)^{1/\gamma} \frac{(L_1 + x_p)}{L_1} \quad (4.67)$$

$$T_{b1} = \frac{\pi d^2}{4 \left(\frac{\pi d^2}{4RT_0} p_0^{(\gamma-1)/\gamma} \right) R} p_{b1}^{(\gamma-1)/\gamma} \quad \frac{T_{b1}}{T_0} = \left(\frac{p_{b1}}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (4.68)$$

$$\frac{m_{b2}}{m_0} = \left(\frac{p_{b2}}{p_0} \right)^{1/\gamma} \frac{(L_1 - x_p)}{L_1} \quad (4.69)$$

$$\frac{T_{b2}}{T_0} = \left(\frac{p_{b2}}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (4.70)$$

Yer değiştirme, zaman ve iki buhar hacminin sıcaklık basınç ve kütle değerleri için boyutsuz sayılar aşağıdaki gibi tarif edilebilir:

$$X_p = \frac{x_p}{L_1} \quad \theta_1 = \frac{T_{b1}}{T_0} \quad P_1 = \frac{p_{b1}}{p_0} \quad M_1 = \frac{m_{b1}}{m_0} \\ \tau = \frac{v_e t}{d^2} \quad \theta_2 = \frac{T_{b2}}{T_0} \quad P_2 = \frac{p_{b2}}{p_0} \quad M_2 = \frac{m_{b2}}{m_0} \quad (4.71)$$

Buhar hacimleri için boyutsuz kütlenin boyutsuz basınç ve boyutsuz yer değiştirmeyle bağıntısı ve boyutsuz sıcaklığın boyutsuz basınç ile bağıntısı sırasıyla aşağıdaki denklemlerde ifade edilmiştir.

$$M_1 = P_1^{1/\gamma} (1 + X_p) \quad (4.72)$$

$$\theta_1 = P_1^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (4.73)$$

$$M_2 = P_2^{1/\gamma} (1 - X_p) \quad (4.74)$$

$$\theta_2 = P_2^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (4.75)$$

Denklem (4.49b) bu boyutsuz sayılar cinsinden ifade etmek istenirse Denklem (4.76) elde edilir:

$$\frac{d^2 X_p}{d\tau^2} + 32 \frac{dX_p}{d\tau} + \omega_0^2 X_p = \phi(P_1 - P_2) \quad (4.76)$$

Burada ω_0^2 ve $\wp$ iki boyutsuz parametredirler ve aşağıdaki denklemlerle ifade edilirler:

$$\omega_0^2 = \frac{2gd^4}{L_s v_e^2} \quad \wp = \frac{p_0 d^4}{\rho_s L_s L_i v_e^2} \quad (4.77)$$

Denklem (4.61)ve (4.62)'yi Denklem (4.71)'de verilen boyutsuz sayılar cinsinden ifadeleri aşağıda verilmiştir:

$$\frac{dM_1}{dt} = \begin{cases} -H_y X_p (\theta_1 - \theta_y) & X_p > 0 \\ H_i (1 + X_p) (\theta_1 - \theta_i) & X_p < 0 \end{cases} \quad (4.78)$$

$$\frac{dM_2}{dt} = \begin{cases} H_i (1 - X_p) (\theta_1 - \theta_2) & X_p > 0 \\ H_y X_p (\theta_2 - \theta_y) & X_p < 0 \end{cases} \quad (4.79)$$

Bu denklemlerdeki boyutsuz parametreler H_i , H_y , θ_i , θ_y ise aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$H_y = \frac{4h_y R T_0^2 d}{p_0 h_{sb} v_e} \quad H_i = \frac{4h_i R T_0^2 d}{p_0 h_{sb} v_e} \quad (4.80)$$

$$\theta_y = \frac{T_y}{T_0} \quad \theta_i = \frac{T_i}{T_0}$$

Böylece herhangi bir U-borusu Denklem (4.77) ve (4.80)'de verilen altı tane boyutsuz parametre ile tarif edilmiş olur. Eğer referans sıcaklık buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı kısımlardaki boru iç cidar sıcaklıkları olan T_i ve T_y 'nin ortalaması olarak seçilirse θ_i ve θ_y 'ye göre tanımlanan yeni Θ sayısıyla boyutsuz parametre sayısı beşe iner.

$$\theta_i = 1 + \Theta \quad \theta_y = 1 + \Theta$$

$$\Theta = \frac{T_i - T_y}{T_i + T_y} \quad (4.81)$$

Sistemin başlangıç şartları olarak pulsatif U-borusunun referans hali seçildiği takdirde boyutsuz başlangıç değerleri aşağıdaki gibi olur:

$$X_p = X_0 \quad \tau = 0 \quad (4.82)$$

$$P_1 = P_2 = 1 \quad \tau = 0 \quad (4.83)$$

$$\theta_1 = \theta_2 = 1 \quad \tau = 0 \quad (4.84)$$

$$M_1 = 1 + X_0 \quad M_2 = 1 - X_0 \quad \tau = 0 \quad (4.85)$$

4.3.4 Sayısal Çözümleme

Pulsatif U-biçimli ısı borularındaki titreşimli akış Denklem (4.72)'den Denklem (4.78)'e kadar olan ifadelerle tanımlanmış, ve Denklem (4.82)'den Denklem (4.85)'e kadar verilen bağıntılarla da akış için başlangıç şartları belirtilmiştir. Boyutsuz parametreler olan ω_0^2 , $\wp$, H_y , H_x , Θ ve X_0 'ın belirlenmesiyle herhangi bir U-borusundaki akışı çözümlemek için gerekli bütün özellikleri ortaya konulmuş olur.

Denklem (4.76)'nın homojen olmayan lineer adi bir diferansiyel denklemdir ve zorlanmış sönümlü hareketi tarif etmektedir. Eğer denklemin sağ tarafında yer alan iki buhar hacmi arasındaki basınç farkını veren teriminin Denklem (4.86)'daki gibi sinüzoidal olarak değiştiği kabul edilirse Denklem (4.76)'nın çözümü Denklem (4.87)'deki gibidir. Burada B_0 ve φ_0 titreşimin başlangıç şartlarına bağlı olarak belirlenen sabitlerdir. Basınç farkı (ΔP) ile yer değiştirme (X_p) arasındaki faz farkı (ψ) da Denklem (4.88)'de verilmiştir.

$$\Delta P = A \cos(\omega \tau) \quad (4.86)$$

$$X_p = B_0 e^{-16\tau} \cos\left(\tau \sqrt{\omega_0^2 - 256} + \varphi_0\right) + \frac{\wp A \cos(\omega \tau - \psi)}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 1024\omega^2}} \quad (4.87)$$

$$\tan \psi = \frac{32\omega}{\omega_0^2 - \omega^2} \quad (4.88)$$

Denklem (4.87)'nin sağ tarafındaki ilk terim serbest sönümlü hareket için çözümdür; sisteme dışarıdan bir kuvvet uygulanmadığı zaman sistemin nasıl davranacağını gösterir. Sağ taraftaki ilk terimde bulunan üstel fonksiyon nedeniyle zaman ilerledikçe bu terimin X_p 'ye olan etkisini azalmaktadır. Belli bir süre sonunda bu

terim ihmal edilebilir bir mertebeye gelir. Sağdaki ikinci terim sabit genlikli sinüzoidal bir fonksiyon olduğundan yer değiştirme (X_p) tümüyle bu terime bağlı hale gelir. Dolayısıyla yer değiştirme (X_p), sistemin Denklem (4.86)'da tanımlanmış basınç farkına cevabı halini alır. Yeterli bir süre sonunda Denklem (4.87) aşağıdaki Denklem (4.89) gibi ifade edilebilir. Dolayısıyla boyutsuz konum değiştirmenin genliği Denklem (4.90)'daki gibidir.

$$X_p = \frac{\varphi A}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 1024\omega^2}} \cos(\omega\tau - \psi) \quad (4.89)$$

$$B = \frac{\varphi A}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 1024\omega^2}} \quad (4.90)$$

Basınç farkı iki buhar hacminde meydana gelen ısı geçişi olaylarına bağlı olduğu için bu basınç farkının genliği ve frekansı ancak sayısal çözümleme sonucunda belirlenebilir. Belli bir zaman adımı için takip edilecek sayısal çözümleme yöntemi aşağıdaki gibidir:

1. Başlangıç boyutsuz sıcaklık değerleri θ_1 ve θ_2 tahmin edilir.
2. Bu sıcaklık değerlerine göre boyutsuz basınç değerleri P_1 ve P_2 Denklem (4.73) ve (4.75)'ten bulunur.
3. Denklem (4.76) X_p için çözülür.
4. Denklem (4.78) ve (4.79)'dan boyutsuz kütle değerleri M_1 ve M_2 hesaplanır.
5. Bulunan boyutsuz kütle değerleriyle Denklem (4.72) ve (4.74)'ten yine buhar hacimlerinin boyutsuz basınçları P_1 ve P_2 hesaplanır.
6. Bulunan bu basınç değerleriyle Denklem (4.73) ve (4.75)'ten boyutsuz sıcaklıklar θ_1 ve θ_2 hesaplanır.
7. Altıncı adımda hesaplanan θ_1 ve θ_2 değerleriyle ilk adımda tahmin edilen θ_1 ve θ_2 değerleri karşılaştırılır. Değerler arasındaki fark çok büyükse yakınsayan bir çözüm elde edilene kadar 2. adımdan 6. adıma kadar bütün adımlar sırasıyla tekrarlanır. Değerler arasındaki fark tolerans sınırları içindeyse bir sonraki zaman adımına geçilir.

Ek A'da verilmiş olan FORTRAN programında Denklem (4.76)'nın sayısal çözümü Euler yöntemiyle elde edilmiştir [29]. Öncelikle X_p 'nin τ 'ya göre birinci türevi ayrı

bir fonksiyon olarak ele alarak Denklem (4.76)'nın mertebesi düşürülür. Ortaya çıkan bu lineer diferansiyel denklem sistemi başlangıç şartlarıyla beraber Denklem (4.91)'de verilmiştir. Euler yöntemiyle sayısal çözüm yöntemi Denklem (4.92)'de gösterilmiştir.

$$\begin{aligned} \frac{dX_p}{d\tau} &= \eta & X_p(0) &= X_0 \\ \frac{d\eta}{d\tau} &= -32\eta - \omega_0^2 + \wp(P_1 - P_2) & \eta(0) &= 0 \end{aligned} \quad (4.91)$$

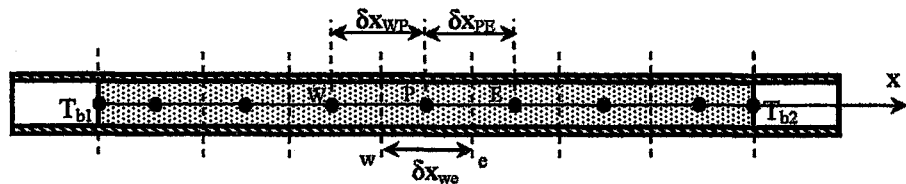
$$\begin{aligned} X_p^{yeni} &= X_p + \eta \Delta \tau \\ \eta^{yeni} &= \eta - (32\eta + \omega_0^2 - \wp(P_1 - P_2)) \Delta \tau \end{aligned} \quad (4.92)$$

4.3.5 Yoğuşturucudan Çekilen Isı için Sayısal Çözümleme

U-borusunun yoğuşturucu kısmından dışarıya iki farklı şekilde ısı çekilir. Yoğuşturucuya giren buharda meydana gelen yoğuşma ile gizli ısı geçişi, buharlaştırıcıya girip sonra yoğuşturucuya geri dönmüş ısınmış sıvı hacminden de yoğuşturucunun boru cidarlarına duyulur ısı geçişi olur. Yoğuşturucudan dışarı atılan gizli ısı Denklem (4.93)'deki gibi hesaplanır. Dolayısıyla sayısal çözümde belli bir zaman adımıında buhar hacimlerinden çıkan kütle bulunduktan sonra yoğuşturucuya giren gizli ısı miktarı bulunabilir.

$$\dot{Q}_{\text{gizli},\varphi} = \sum \dot{m}_{b,\varphi} h_{sb} \quad (4.93)$$

Yoğuşturucudan çıkan duyulur ısı miktarının bulunabilmesi için öncelikle yoğuşturucudaki sıvının sıcaklığının bulunması gerekir. Sıvı hacminde sıcaklığın konumla değişimi önceki bölümde sıvı hacimler için enerji ifadesini veren Denklem (4.22f)'den sayısal çözümleme ile bulunabilir. Denklem (4.22f)'nin sayısal çözümlemesi sonlu hacimler yöntemiyle yapılmıştır [30,31]. Şekil 4.12'de



Şekil 4.12 Sıvı hacminde sonlu hacimler yönteminin uygulanması

gösterildiği gibi sıvı sonlu hacimlere bölünür. Denklem (4.22f) sıvının içindeki herhangi bir P hacmi için entegre edilirse Denklem (4.94b)'de verilen ifade ortaya çıkar. Bu ifadede zaman adımıyla örtülü yöntem kullanıldığı için sıcaklık olarak yeni zaman adımına denk gelen değerler alınır. Hacim uzunlukları ve hacim içi noktaların birbirlerine olan uzaklıkları eşit kabul edilirse Denklem (4.95) elde edilir. Sıvının en solundaki ve en sağındaki sonlu hacimler içinse sırasıyla Denklem (4.96) ve (4.97) kullanılır. Son olarak bu denklemler katsayıları kısaltılmış olarak düzenlenirse Denklem (4.98) elde edilir.

$$\frac{1}{\alpha} (T_P - T_P^0) \delta x_{we} = \left(k_s A_{kesit} \left(\frac{T_E - T_P}{\delta x_{PE}} \right) - k_s A_{kesit} \left(\frac{T_P - T_W}{\delta x_{WP}} \right) \right) \Delta t - \frac{h_{sduy} \pi d}{k_s A_{kesit}} T_P \delta x_{we} \Delta t + \frac{h_{sduy} \pi d}{k_s A_{kesit}} T_{Cidar} \delta x_{we} \Delta t \quad (4.94a)$$

$$\left(1 + \frac{\alpha k_s A_{kesit} \Delta t}{\delta x_{we} \delta x_{PE}} + \frac{\alpha k_s A_{kesit} \Delta t}{\delta x_{we} \delta x_{WP}} + \frac{h_{sduy} \pi d \alpha \Delta t}{k_s A_{kesit}} \right) T_P = T_P^0 + \left(\frac{\alpha k_s A_{kesit} \Delta t}{\delta x_{we} \delta x_{PE}} \right) T_E + \left(\frac{\alpha k_s A_{kesit} \Delta t}{\delta x_{we} \delta x_{WP}} \right) T_W + \left(\frac{h_{sduy} \pi d \alpha \Delta t}{k_s A_{kesit}} \right) T_{Cidar} \quad (4.94b)$$

$$\left(1 + \frac{2k_s A_{kesit} \alpha \Delta t}{(\Delta x)^2} + \frac{h_{sduy} \pi d \alpha \Delta t}{k_s A_{kesit}} \right) T_P = T_P^0 + \left(\frac{k_s A_{kesit} \alpha \Delta t}{(\Delta x)^2} \right) T_E + \left(\frac{k_s A_{kesit} \alpha \Delta t}{(\Delta x)^2} \right) T_W + \left(\frac{h_{sduy} \pi d \alpha \Delta t}{k_s A_{kesit}} \right) T_{Cidar} \quad (4.95)$$

$$\left(1 + \frac{3k_s A_{kesit} \alpha \Delta t}{(\Delta x)^2} + \frac{h_{sduy} \pi d \alpha \Delta t}{k_s A_{kesit}} \right) T_P = T_P^0 + \left(\frac{k_s A_{kesit} \alpha \Delta t}{(\Delta x)^2} \right) T_E + \left(\frac{2k_s A_{kesit} \alpha \Delta t}{(\Delta x)^2} \right) T_{b1} + \left(\frac{h_{sduy} \pi d \alpha \Delta t}{k_s A_{kesit}} \right) T_{Cidar} \quad (4.96)$$

$$\left(1 + \frac{3k_s A_{kesit} \alpha \Delta t}{(\Delta x)^2} + \frac{h_{sduy} \pi d \alpha \Delta t}{k_s A_{kesit}} \right) T_P = T_P^0 + \left(\frac{2k_s A_{kesit} \alpha \Delta t}{(\Delta x)^2} \right) T_{b2} + \left(\frac{k_s A_{kesit} \alpha \Delta t}{(\Delta x)^2} \right) T_W + \left(\frac{h_{sduy} \pi d \alpha \Delta t}{k_s A_{kesit}} \right) T_{Cidar} \quad (4.97)$$

$$\begin{aligned}
a_p T_p &= T_p^0 + a T_E + a T_W + a_{Cidar} T_{Cidar} \\
a_{P,Smr} T_p &= T_p^0 + a T_E + a_{Smr} T_{b1} + a_{Cidar} T_{Cidar} \\
a_{P,Smr} T_p &= T_p^0 + a_{Smr} T_{b2} + a T_W + a_{Cidar} T_{Cidar}
\end{aligned} \tag{4.98}$$

Bütün sıvı hacmi buharlaştırıcılarla yoğuşturucu arasında gidip geldiğinden her bir sonlu sıvı hacminde cidar sıcaklıkları hacim elemanın konumuna göre yoğuşturucu sıcaklığı T_y veya buharlaştırıcı sıcaklığı T_i değerlerinden birini almaktadır. Denklem (4.98) içinde n tane hacim elemanı olan sıvı hacmine uygulanırsa aşağıdaki matris ifadesi elde edilir. Bu matrisin çözümünde TDMA algoritması kullanılmıştır.

$$\begin{bmatrix}
a_{P,Smr} & -a & & & & \\
-a & a_p & -a & & & \\
& -a & a_p & -a & & \\
& & \ddots & \ddots & \ddots & \\
& & & \ddots & \ddots & \\
& & & & -a & a_p & -a \\
& & & & & -a & a_p & -a \\
& & & & & & -a & a_{P,Smr}
\end{bmatrix}
\begin{bmatrix}
T_1 \\
T_2 \\
T_3 \\
\vdots \\
\vdots \\
\vdots \\
T_{n-2} \\
T_{n-1} \\
T_n
\end{bmatrix}
=
\begin{bmatrix}
T_1^0 + a_{Smr} T_{b1} + a_{Cidar} T_{Cidar} \\
T_2^0 + a_{Cidar} T_{Cidar} \\
T_3^0 + a_{Cidar} T_{Cidar} \\
\vdots \\
\vdots \\
\vdots \\
T_{n-2}^0 + a_{Cidar} T_{Cidar} \\
T_{n-1}^0 + a_{Cidar} T_{Cidar} \\
T_n^0 + a_{Smr} T_{b2} + a_{Cidar} T_{Cidar}
\end{bmatrix} \tag{4.99}$$

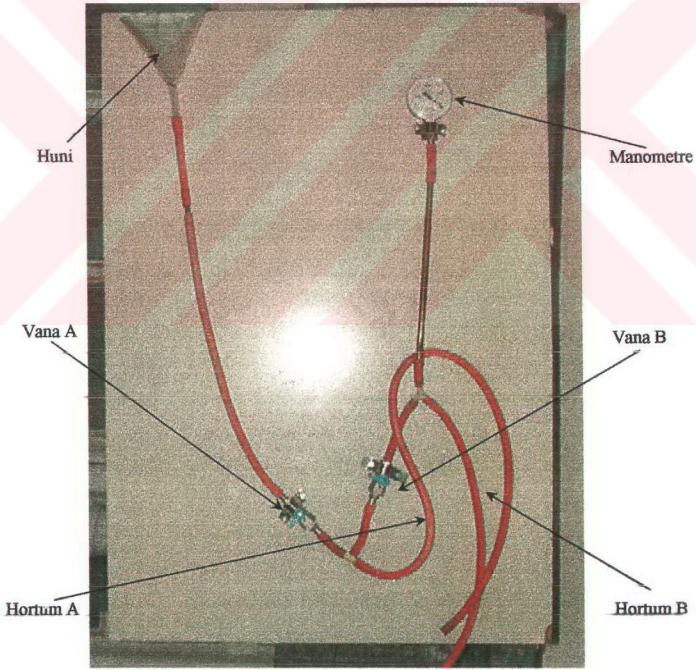
Yoğuşturucudan çekilen duyulur ısıyı veren ifade aşağıdaki şekildedir. Borudan dışarı çekilen duyulur ısının hesaplanması için her bir sonlu hacim elemanından taşınım ile boru cidarına geçen ısı matristen bulunan sıvı sıcaklıkları kullanılarak ayrı ayrı bulunur ve daha sonra bu değerler toplanır.

$$\dot{Q}_{duyulur, \varphi} = \sum_{i=1}^n h_{sduy} \pi d \Delta x (T_{s,i} - T_y) \tag{4.100}$$

5. PULSATİF U-BORUSU UYGULAMASI

5.1 U-Borusu Düzenekinin Hazırlanması

U-borusundaki pulsatif hareketin gözlemlenebilmesi için bir deney tesisatı hazırlanmıştır. Deney tesisatının hazırlanmasındaki ilk aşama iki ucu açık düz uzunca bir borunun çeşitli işlemlerden geçirilerek U-şekilli açık döngülü bir pulsatif ısı borusuna dönüştürülmesidir. Öncelikle düz borunun ortasına yakın bir bölümünden iyice ısıtılmasından sonra boruya bükerek U-şekli verilir. Daha sonraki işlemlerde sorun yaşanmaması için şekil verme işlemi sırasında borunun bir ucu



Şekil 5.1 Pulsatif U-borusuna akışkan doldurma düzenek

diğer ucuna göre biraz daha uzun bırakılır ve kısa olan tarafın ucu ısıtılarak buradan boruya hava girmeyecek şekilde kapatılır.

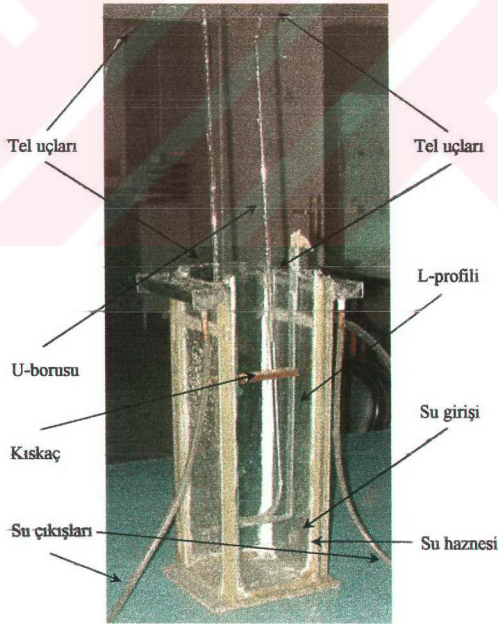
Şekil 5.1'de ısı borusuna akışkan doldurmak için kullanılan düzeneğe gösterilmiştir. Başlangıçta şekildeki gibi iki vanası da kapalı olan düzeneğin hunisinden tepeye kadar akışkan doldurulur. Akışkan olarak kullanılan su daha önceden kaynatılmış olmalıdır. Bu şekilde suyun içindeki erimiş hava miktarı minimum düzeye çekilmiş olur. Öncelikle A vanası açılarak bağlantı hortumlarının içi yıkanır; daha sonra A vanası kapatılarak vana ile huni arasındaki hortum aşağıdan yukarıya doğru sıkıp bırakılarak hortum içindeki hava kabarcıklarının hunideki su yüzeyine doğru atılması sağlanır. Huni ile A vanası arasındaki hortumda hiç hava kabarcığı kalmadığından emin olduktan sonra kısa ucu hava almayacak şekilde kapatılmış U-şekli verilmiş boru uzun ucundan akışkan doldurma düzeneğindeki A hortumuna bağlanır. Vakum pompası ise akışkan doldurma düzeneğinin B hortumuna bağlanır. Bu aşamada iki vana da kapalıdır. U-borusunun içindeki havanın alınması için B vanası açılır ve vakum pompası çalıştırılır. Manometre sıfır gösterinceye, borunun içindeki bütün hava çekilinceye kadar bu işlem devam eder. Bütün hava çekildikten sonra B vanası kapatılır, A vanası açılarak borunun içine akışkan gönderilir, ısı borusunda istenilen



Şekil 5.2 Tellerin bağlandığı doğru akım güç kaynağı

doluluk oranı sağlandıktan sonra A vanası kapatılarak ısı borusuna daha fazla akışkan girmesi önlenir. Daha sonra ısı borusunun uzun tarafı A hortumuna bağlı durumdayken kaynak aleviyle ısıtılmaya başlanır; belli bir süre sonra içindeki düşük basıncın etkisiyle boru ısıtılan yerinden içine doğru büzümeye başlar ve hava almayacak şekilde bu ucu da kapatılır. Dolayısıyla bu kesme işlemi sırasında uzun tarafın bir kısmı atıldığından U-borusunun iki ucunun boyları eşitlenmiş olur. Son olarak U-borusunun uçlarından içeri doğru bir hava girişinin olup olmadığı kontrol edilir.

Isı borusunun çalıştırılabilmesi için iki ucunun ısıtılması, aşağı tarafının da soğutulması gerekir. Isıtma için boru uçlarına tel sarılır ve bu tellerin üstü cam yünüyle kaplanarak yalıtılır. Tellerin ucu Şekil 5.2'de gösterilen doğru akım güç kaynağına bağlanır. Doğru akım güç kaynağının sağdaki iki girişine ısı borusunun bir tarafına sarılmış telin iki ucu, güç kaynağının soldaki girişlerine ise U-borusunun diğer tarafına sarılmış telin iki ucu teker teker bağlanır. Böylece içinden elektrik geçen bu iki tel U-borusuna ısı veren birer direnç vazifesi görür.



Şekil 5.3 U-borusu düzeneği

Yoğuşturucu olarak büyükçe bir su haznesi kullanılır. U-borusunun alt tarafı hazneye daldırıldığında suyun içinde sabit durması için Şekil 5.3’de gösterilen aparatlar kullanılır. Kısa kaç ısı borusunun öne yada arkaya düşmesini, L-profil de borunun aşağıya kaymasını engeller. Hazneye kesintisiz su girişi sağlanarak yoğuşturucu sıcaklığı sabit tutulur. Su hazneye alttan girer ve üstten haznenin iki yanından dışarı çıkar. Bu işlemlerden sonra U-borusu düzeneği çalışmaya hazır hale getirilmiş olur.

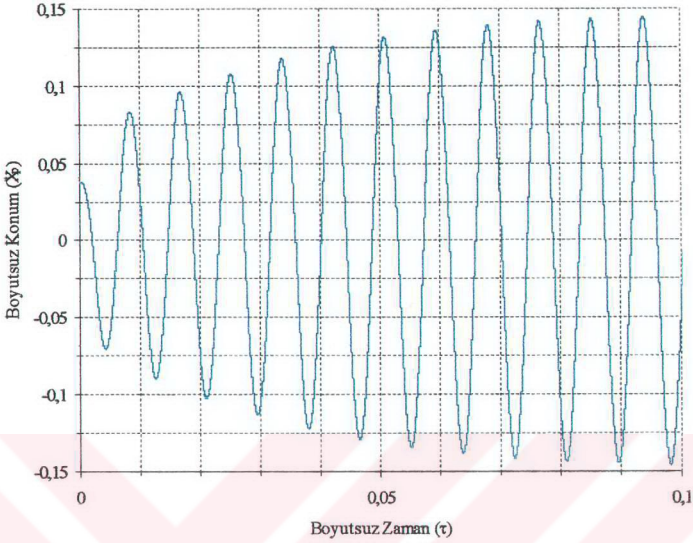
5.2 Hazırlanan U-Borusunun Teorik Açından İncelenmesi

Önceki bölümde nasıl hazırlandığı açıklanan pulsatif U-borusunun teknik ayrıntıları Tablo 5.1’de verilmiştir. U-borusuna ısı verilmesiyle elde edilen titreşimli hareketin genliğinin ve frekansının yaklaşık değerleri ve buharlaştırıcılarla yoğuşturucudaki tahmini iç cidar sıcaklıkları da yine bu tabloda belirtilmiştir.

U-borusunun boyutsuz parametrelerle incelenebilmesi için öncelikle referans sıcaklık ve referans basınç değerlerinin seçilmesi gereklidir. Referans sıcaklık olarak yoğuşturucu ve buharlaştırıcı iç cidar sıcaklıklarının ortalaması alınabilir. Referans basıncın seçilmesinde ise çok dikkatli davranılmalıdır. Kullanılan modelde buhar hacimleri için mükemmel gaz kabulü yapıldığından bu hacimler her zaman kızgın buhar halinde olmalıdır. Çözümlemenin herhangi bir anında hesaplanan buhar basıncı hesaplanan sıcaklığa karşılık gelen doyma basıncının üstündeyse bu hal sıkıştırılmış sıvı fazına denk geldiğinden yapılan çözümleme geçersiz hale gelir. Bu açıdan yapılan her çözümlemede bulunan en düşük buhar sıcaklığı değeri ile o andaki basınç değerlerine özellikle dikkat edilmelidir. Sıcaklığın en düşük olduğu noktalar buhar hacimlerinin yoğuşturucuya girdikleri ve yoğuşmanın olduğu anlardır ve buralarda basınç doyma basıncına eşit kabul edilebilir. Bu noktadaki sıcaklık ile basınç değerleri kontrol edilmeli ve eğer basınç, sıcaklığa karşılık gelen doyma basıncının üstündeyse yeni bir referans basınç değeri seçilmelidir.

Tablo 5.1 Pulsatif U-borusunun Teknik Ayrıntıları

İç çap d (mm)	x_{p0} (cm)	L_x (cm)	L_y (cm)	L_s (cm)	T_1 (K)	T_y (K)	Frekans (Hz)	Genlik (cm)
6,8	1,0	26,0	31,5	63,0	330	290	1,7	4,0

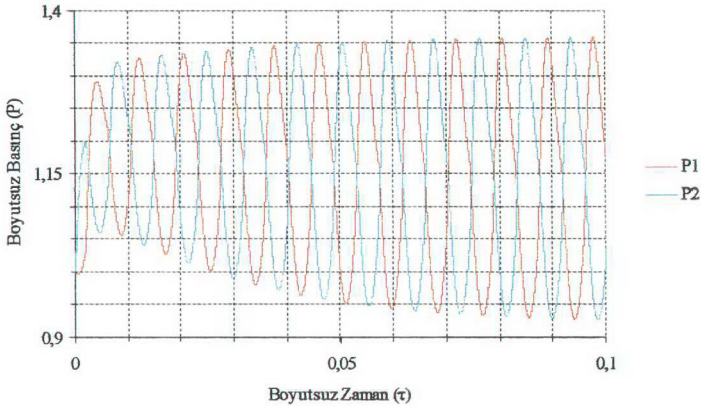


Şekil 5.4 Boyutsuz konumun boyutsuz zamanla değişimi

Gözlemlenen frekans ve genliğin matematiksel çözümlemesinde de elde edilebilmesi için uygun referans basınç değeriyle yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcılardaki uygun ısı taşınım katsayıları deneme yanılma yöntemiyle belirlenir. Isı taşınım katsayısının yoğunlaştırıcıda ve buharlaştırıcıda eşit olduğu kabul edilmiştir. Buna göre uygun referans basıncı ile ısı taşınım katsayısı ve bu değerlere göre hesaplanmış boyutsuz katsayılar Tablo 5.2’de gösterilmiştir. Tablodaki katsayıların hesaplanmasında referans sıcaklık değerlerine karşılık gelen sıvı yoğunluğu, sıvı viskozitesi, sıvı ısı iletim katsayısı v.b. kullanılmıştır. Tablodaki boyutsuz katsayıların bilgisayar programına girilmesiyle elde edilen boyutsuz konum, basınç ve basınç farkı ($\Delta P = P_1 - P_2$), sıcaklık, kütle grafikleri sırasıyla Şekil 5.4, Şekil 5.5, Şekil 5.6, Şekil 5.7, Şekil 5.8’te gösterilmiştir.

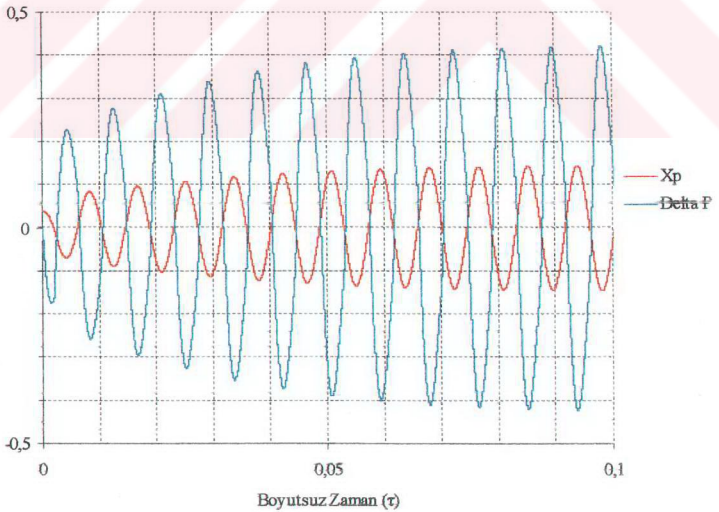
Tablo5.2 Boyutsuz katsayılar

T_0 (K)	P_0 (Pa)	h (W/m ² K)	$\Delta\tau$	X_{p0}	θ_1	θ_y	ω_0^2	ϕ	H
310	5000	20	$5,0 \times 10^{-7}$	0,038	1,065	0,935	135945,7	134188,1	2856,2

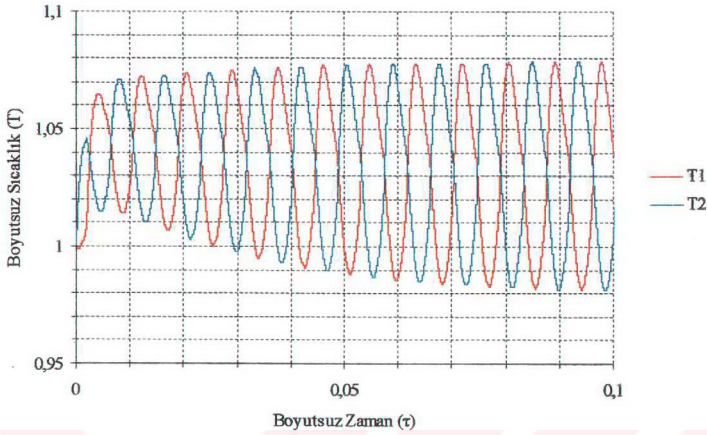


Şekil 5.5 Tıkaçlarda boyutsuz basınç değerlerinin boyutsuz zamanla değişimi

Şekil 5.4'te boyutsuz konumun genliğinin yaklaşık 0,15 olduğu görülmektedir ki bu değer de gözlenmiş olan gerçek genliğe denk gelmektedir. Grafikteki boyutsuz periyot değeri hesaplandıktan sonra Denklem (4.71) kullanılarak boyutlu hale



Şekil 5.6 Boyutsuz konumla basınç farkının boyutsuz zamanla değişimi



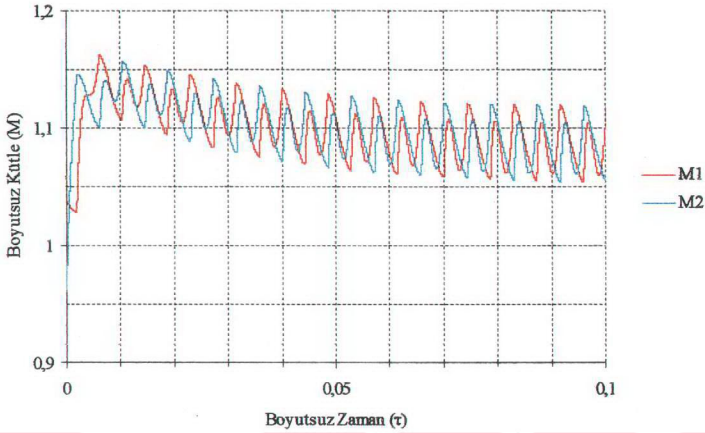
Şekil 5.7 Buhar tıkaçlarında boyutsuz sıcaklıkların boyutsuz zamanla değişimi

getirildiğinde yaklaşık olarak gözlemlenmiş olan frekans değerine karşılık geldiği görülmektedir. Grafikten Denklem (4.86) ve (4.89)'daki ω 'nın değerinin yaklaşık 698 olduğu görülmektedir. Şekil 5.6'dan ΔP 'nin genliğinin 0,42 ve X_p ile arasındaki faz farkının yaklaşık 0,005 olduğu görülebilir. Grafikten bulunan ω değeri ve diğer boyutsuz parametreler Denklem (4.90)'da yerlerine konulduğunda boyutsuz basınç farkının genliği ile boyutsuz konumun genliğinin birbirlerini yaklaşık olarak sağladıkları görülür. Buna göre Denklem (4.89)'dan boyutsuz genliğin ve Denklem (4.86)'dan boyutsuz basınç farkının analitik ifadeleri aşağıda verilmiştir.

$$X_p = 0,15\cos(698\tau - 0,005) \quad (5.1)$$

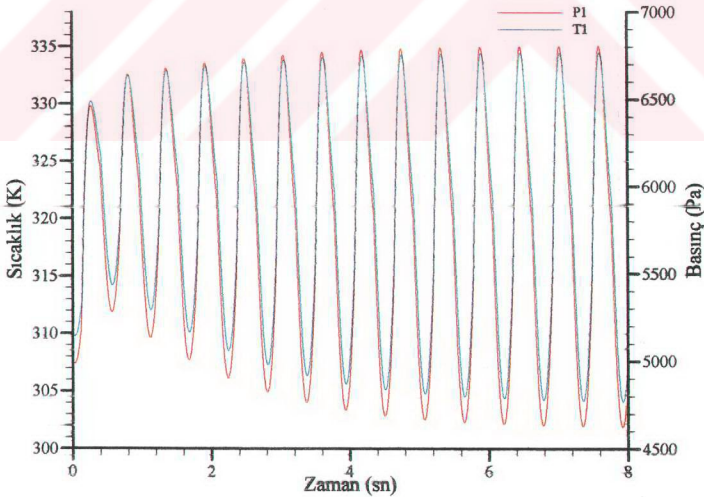
$$\Delta P = 0,42\cos(698\tau) \quad (5.2)$$

Sıcaklığa bağlı olarak basıncın kızgın buhar fazına mı yoksa sıkıştırılmış sıvı fazına mı denk geldiğinin anlaşılabilmesi için Şekil 5.9'da verilen grafik kullanılır. Bu grafikte en düşük sıcaklık olarak 305 K görülmektedir ve o andaki buhar basıncı da yaklaşık 4600 Pa olarak okunmaktadır. Okunan bu en düşük sıcaklığa karşılık gelen doyma basıncı 4600 Pa'ya yakın fakat üzerinde olduğundan buhar bütün çalışma aralığında kızgın buhar fazındadır ve bu referans basınç değeri rahatlıkla kullanılabilir.



Şekil 5.8 Buhar hacimlerindeki boyutsuz kütlelerin boyutsuz zamanla değişimi

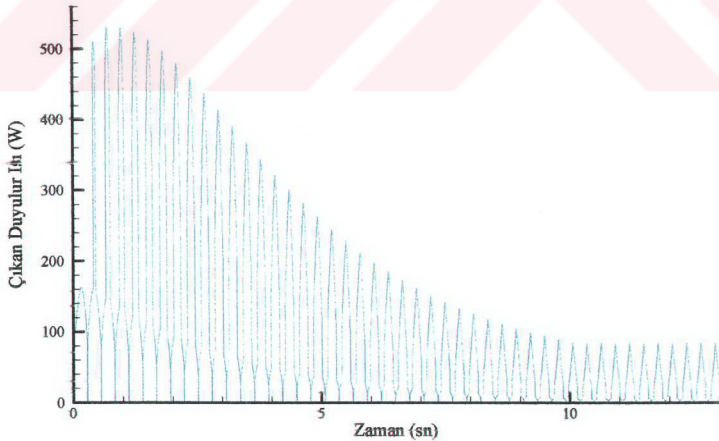
Isı taşınım katsayısı olarak $20 \text{ W/m}^2\text{K}$ yerine $200 \text{ W/m}^2\text{K}$ kullanılmış olsaydı boyutsuz H katsayısı 10 katına çıkardı. Boyutsuz taşınım katsayısı H' 'de bu



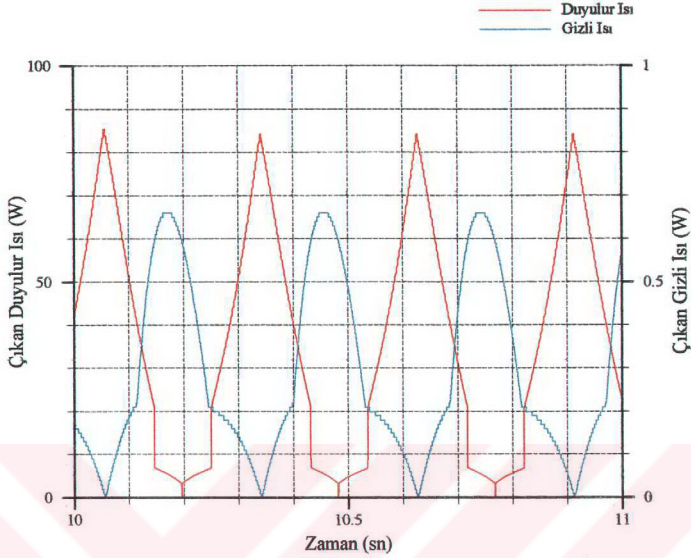
Şekil 5.9 Birinci buhar hacmindeki basınç ve sıcaklığın zamanla değişimi

mertebedeki bir artış genliğin yaklaşık iki katına çıkmasına ve frekansta %6'lık bir düşüşe neden olur. Dolayısıyla gözlemlenen frekans ve genlik değerleri için en uygun olan taşınım katsayısı değeri $20 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'dir.

Boyutsuz zaman adımının ($\Delta\tau$) $5,0 \times 10^{-7}$ ve iterasyon adım sayısının (n) $4,0 \times 10^5$ olarak alındığı bilgisayar programından yukarıdaki verilere ek olarak sıvının ortalama hızının $0,246 \text{ m/s}$, ortalama Reynolds sayısının 2392 , ortalama taşınım katsayısının ise $2182 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu bulunmuştur. Sıvı hacminde 630 tane düğüm noktası kullanılarak sıvıdan yoğuşturucu cidarına geçen ortalama duyulur ısının 113 W ve yoğuşturucuya giren buharın yoğuşmasıyla yoğuşturucu cidarına geçen ortalama gizli ısının ise $0,29 \text{ W}$ olduğu hesaplanmıştır. Şekil 5.10'da sıvıdan yoğuşturucu cidarına geçen duyulur ısının zamanla değişimi gösterilmiştir. Yukarıda bahsedilen 113 W 'lık duyulur ısı ortalaması sadece ilk 13 sn için geçerlidir; şekilden de görüleceği gibi yoğuşturucu cidarına geçen ısı bir süre sonra sürekli rejime geçmektedir. Sürekli rejimde ortalama duyulur ısı geçişi yaklaşık 40 W olmaktadır. İterasyon adımı artırılıp 13 sn 'nin ötesi hesaplandığında bu daha net olarak görülmektedir. Başlangıçtaki bu nispeten yüksek duyulur ısı çıkışının nedeni ise sıvı hacminde bütün düğüm noktalarında başlangıç sıcaklığı olarak buharlaştırıcı ve



Şekil 5.10 Yoğuşturucu cidarından çıkan duyulur ısının zamanla değişimi



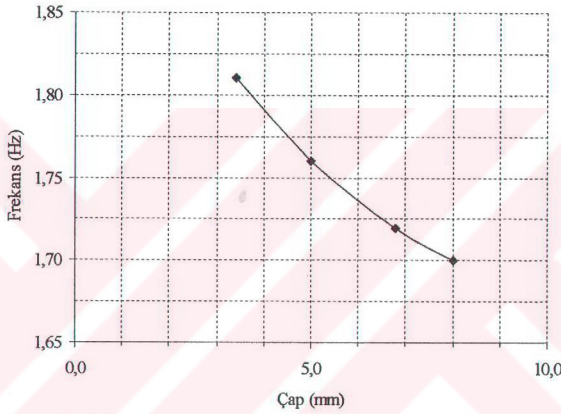
Şekil 5.11 Sürekli rejimde çıkan duyulur ve gizli ısıların zamanla değişimi

yoğuşturucu iç cidar sıcaklıklarının ortalamasının alınmış olmasıdır. Dolayısıyla çözümlemede sistemin başlangıç şartlarındaki davranışından ziyade sürekli rejim davranışının incelenmesi U-borusu hakkında fikir vermesi açısından daha gerçekçi olur. Sürekli rejimde yoğuşturucudan çıkan gizli ve duyulur ısıların zamanla değişimi Şekil 5.11’de verilmiştir. Grafikten bazı anlarda duyulur ısı geçişi ve gizli ısı geçişi değerlerinin sıfır olduğu görülmektedir. Reynolds sayısının iyice küçüldüğü ve ısı taşınım katsayısının sıfıra yaklaştığı noktalarda yoğuşturucu cidarına duyulur ısı geçişi olmamaktadır. Aynı şekilde, buhar tıkaçlarından yoğunlaşma olmadığı anlarda yoğuşturucu cidarına gizli ısı geçişi de olmamaktadır. Şekil 5.11’de verilen grafikten yoğuşturucu cidarından atılan ısıların ağırlıklı olarak duyulur ısı olduğu sonucuna varılabilir.

5.3 Parametrik İncelemeler

Bu bölümde boru çapının ve buharlaştırıcı iç cidar sıcaklığının U-borusu üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çeşitli çaplarda U-borusundan elde edilebilecek titreşimlerin genlikleri ve frekansları ile yoğuşturucu cidarından dışarıya çıkan duyulur ve gizli ısı

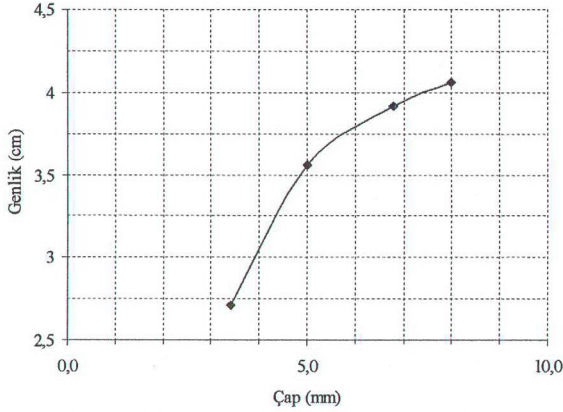
değerleri Tablo 5.3'te verilmiştir. Bu değerler hazırlanan bilgisayar programıyla elde edilmiştir. Tabloda ayrıca çözümlemede kullanılan adım sayısı ve boyutsuz zaman adımı ile yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı sıcaklıkları ve pulsatif U-borusunun diğer önemli özellikleri verilmiştir. Yapılan incelemede referans basınç değerlerinin çapla beraber fazla değişmediği görülmüştür; dolayısıyla bütün çaplarda aynı değer kabul edilmiştir. Çözümlemelerin yapılması için gerekli diğer değerler tabloda özetlenmiştir. Tablodaki değerlerden Şekil 5.12, 5.13 ve 5.14'teki grafikler çizilmiştir.



Şekil 5.12 U-borusunun titreşim frekansının çapla değişimi

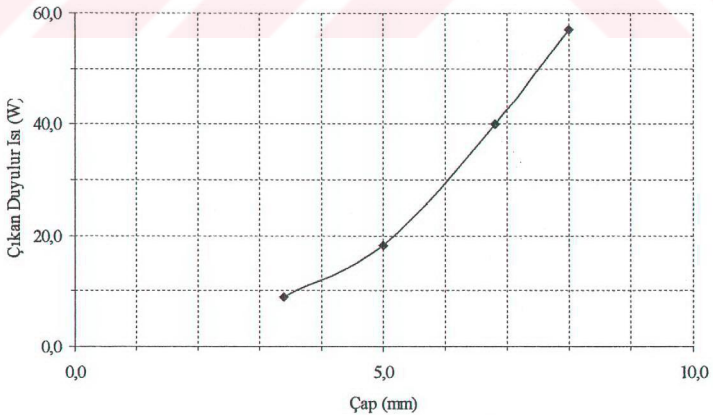
Tablo 5.3 Çap değişiminin U-borusu üzerindeki etkileri

n	$\Delta\tau$	P_0 (Pa)	T_0 (K)	T_1 (K)	T_y (K)	x_{p0} (cm)	L_n (cm)	L_a (cm)	h (W/m ² K)
$5,0 \times 10^5$	$5,0 \times 10^{-6}$	5000	310	330	290	1,0	26,0	63,0	20,0
İç çap d (mm)	ω_0^2	ρ		H	Genlik (cm)	Frekans (Hz)	Duyulur Isı (W)	Gizli Isı (W)	
3,4	8496,6	8386,8		1428,1	2,71	1,81	9,0	0,11	
5,0	39738,4	39224,6		2100,1	3,56	1,76	18,3	0,21	
6,8	135945,7	134188,1		2856,2	3,92	1,72	40,0	0,31	
8,0	260429,3	257062,2		3360,2	4,06	1,70	57,0	0,38	



Şekil 5.13 U-borusunun titreşim genliğinin çapla değişimi

Şekil 5.12'deki grafikte titreşim frekansının çapla değişimi gösterilmiştir. Grafikten çap arttıkça frekansın düştüğü ve buna mukabil düşüş hızında azalma görülmektedir. Şekil 5.13'teki grafikte ise titreşim genliğinin çapla değişimi gösterilmiştir. Çap arttıkça frekansın aksine genlik artmaktadır. Çap artışıyla beraber frekansın düşmesine rağmen boyutsuz ω değeri artmıştır, boyutsuz ΔP değerinde de hafif bir yükseliş gözlenmiştir. Şekil 5.14'teki grafik de yoğunlaştırıcı cidarından çıkan duyulur



Şekil 5.14 U-borusunun yoğunlaştırıcısından çıkan duyulur ısının çapla değişimi

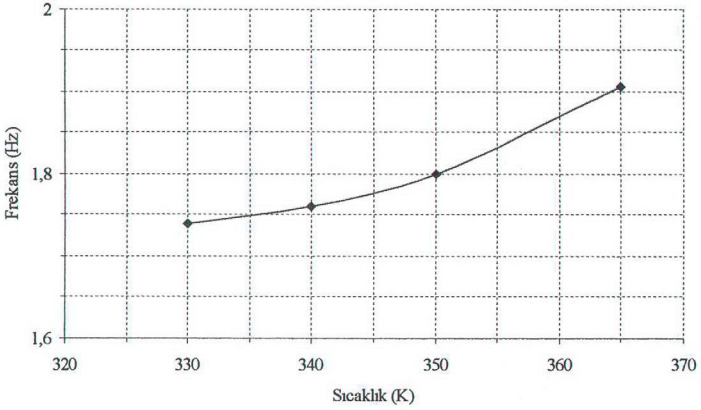
ısının çapla değişimini göstermektedir. Çapla beraber duyulur ısı çıkışında da bir yükseliş olmuştur. Titreşim hareketinin oluşabilmesi için çıkan bu duyulur ısı kadar sisteme buharlaştırıcıdan ısı girişi olması gerekir; dolayısıyla grafikteki hal çap artışıyla beraber titreşim için gerekli ısı enerjisi miktarı da artar şeklinde yorumlanabilir. Ayrıca tablodan yoğunlaştırıcı cidarından çıkan gizli ısının çapa göre doğrusal olarak değiştiği söylenebilir.

Çeşitli buharlaştırıcı iç cidar sıcaklıklarında bilgisayar programı ile elde edilen titreşim genliği, frekansı, yoğunlaştırıcıdan çıkan duyulur ve gizli ısı değerleriyle çözümlemede kullanılan adım sayısı ve boyutsuz zaman adımı ve pulsatif U-borusunun diğer önemli özellikleri Tablo 5.4'te özetlenmiştir. Yapılan incelemede referans basınç değeri buharlaştırıcı iç cidar sıcaklığına göre farklılık göstermiştir. Çözümlemelerin yapıldığı referans basınç ve sıcaklık değerleri de tabloda verilmiştir. Tablodaki frekans, genlik ve duyulur ısı değerlerine göre elde edilen grafikler sırasıyla Şekil 5.15, 5.16 ve 5.17'de verilmiştir.

Şekil 5.15'te verilen grafiğe göre frekans buharlaştırıcı iç cidar sıcaklığıyla birlikte artmaktadır. Şekil 5.16'da genlik buharlaştırıcı sıcaklığıyla birlikte doğrusal bir artış göstermektedir. Boyutsuz ω değerinde de artış görülmüştür. Sıcaklıkla birlikte boyutsuz katsayılar da boyutsuz ω değerinde görülen artış sonucunda boyutsuz ΔP değerinin genliğinde artışlar olur. Referans basınç değerlerindeki artış da göz önüne alınırsa sıcaklıkla beraber gerçek basınçların genliğinde de artış olduğu görülür.

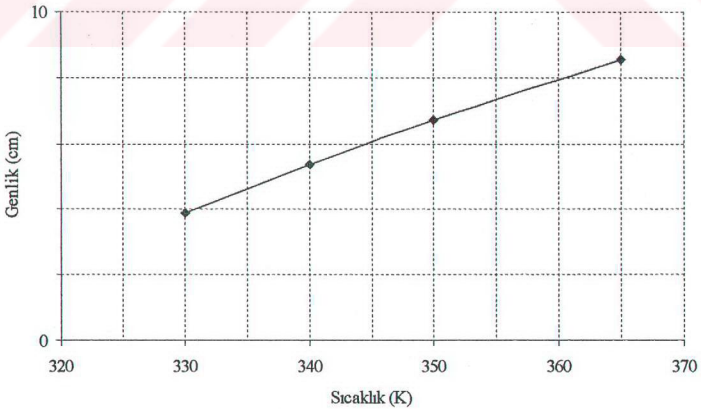
Tablo 5.4 Buharlaştırıcı iç cidar sıcaklığının U-borusu üzerindeki etkileri

n	$\Delta\tau$		İç çap d (mm)	T_y (K)	x_{p0} (cm)	L_1 (cm)	L_2 (cm)	h (W/m ² K)	
$5,0 \times 10^5$	$5,0 \times 10^{-6}$		6,8	290	1,0	26,0	63,0	20,0	
P_0 (Pa)	T_0 (K)	T_1 (K)	ω_0^2	ϕ	H	Genlik (cm)	Frekans (Hz)	Duyulur Isı (W)	Gizli Isı (W)
5000	310	330	135945,7	134188,1	2856,2	3,90	1,740	42,00	0,31
5000	315	340	161695,4	159926,9	3232,4	5,38	1,760	111,28	0,44
5250	320	350	195677,2	203600,2	3512,4	6,73	1,800	212,90	0,58
5750	327,5	365	247647,6	283262,3	3807,6	8,55	1,906	291,80	0,79

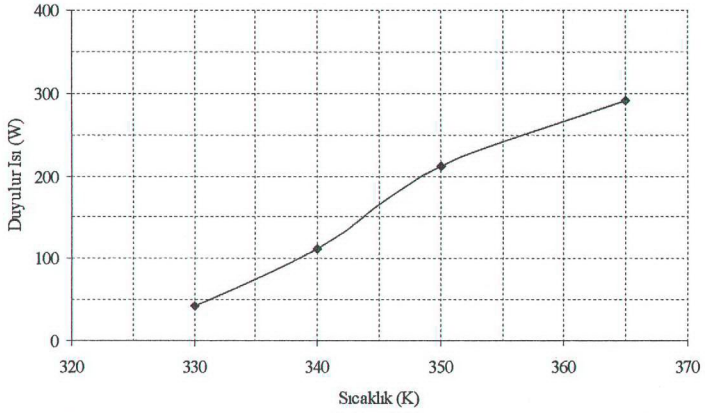


Şekil 5.15 Titreşim frekansının buharlaştırıcı iç cidar sıcaklığı ile değişimi

Şekil 5.17'de yoğuşturucu cidarından çıkan duyulur ısının buharlaştırıcı iç cidar sıcaklığına göre değişimi verilmiştir. Grafikte yoğuşturucudan çıkan ısı buharlaştırıcı sıcaklığıyla beraber artmaktadır. Yoğuşturucudan çıkan ısıda artış olduğunda buharlaştırıcıdan U-borusuna giren ısıda da artış olması gerekir. Nitekim buharlaştırıcı cidarındaki sıcaklık artışı da zaten buharlaştırıcıya giren ısıdaki artışa bağlıdır. Tablodan yoğuşturucu cidarından çıkan gizli ısıda da sıcaklıkla beraber



Şekil 5.16 Titreşim genliğinin buharlaştırıcı iç cidar sıcaklığı ile değişimi



Şekil 5.17 Çıkan duyulur ısının buharlaştırıcı iç cidar sıcaklığı ile değişimi

doğrusal bir artış olduğu görülmektedir. Buharlaştırıcı iç cidar sıcaklığından ziyade yoğunlaştırıcı ile buharlaştırıcı arasındaki sıcaklık farkı pulsatif U-borusunun çalışma karakteristiği açısından önemli bir parametredir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artırılmasıyla incelenen aslında sıcaklık farkının U-borusuna olan etkisidir.

6. SONUÇ

Dışarıdan pompalama vs için hiçbir ek güç gerektirmeyen pulsatif ısı boruları, konstrüksiyon açısından çok basit olmalarına rağmen termofiziksel açıdan çok karmaşık sistemlerdir. Birçok uygulama alanında ısı değiştiricisi olarak kullanılması olası olan pulsatif ısı boruları hakkında birçok niteliksel bilgi bulunmasına karşın, termofiziksel mekanizmasını açıklayan kesin bir analitik model tam olarak ortaya konulamamış; dolayısıyla imalat için gerekli tasarım kuralları ve standartlar oturtulamamıştır.

Bu çalışmada, pulsatif ısı boruları hakkında başta yapılan literatür çalışmasının yanı sıra laboratuarda hazırlanan pulsatif U-borusu düzeneği Faghri'nin [23]'de ortaya koyduğu model ışığında incelenmiştir. Makalede verilen algoritma kullanılarak bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Ayrıca bu incelemede, [23]'den farklı olarak buhar tıkaçlarının yanında sıvı takozuna da Faghri'nin [22] makalesindeki gibi enerji denklemi uygulanmıştır. Bu enerji denklemi daha sonra sonlu hacimler yöntemiyle ayrıştırılmış ve sıvı takozu içindeki bir boyutlu sıcaklık dağılımının bulunması için bir algoritma oluşturulmuştur. Böylece hazırlanan FORTRAN programı ile U-borusunun yoğunlaştırıcısından çıkan ısı hesaplanabilmiştir.

U-borusu düzeneğinde yaşanan aksilikler nedeniyle ciddi bir deneysel çalışma yapılamamış olmasına karşın, gözlemlenen frekans ve genlik değerleri matematiksel çözümlemede elde edilmeye çalışılmıştır. Gözlemlenen frekans ve genlik değerlerinin matematiksel çözümlemeden de elde edilebilmesi için buhar tıkaçları için buharlaştırıcılardaki ve yoğunlaştırıcudaki ısı taşınım katsayısının [23]'deki gibi $200 \text{ W/m}^2\text{K}$ değil sadece $20 \text{ W/m}^2\text{K}$ alınması gerektiği görülmüştür. Buhar tıkaçındaki ısı geçişi şartları göz önüne alındığında, bu değerlerin mertebesinin daha gerçekçi olduğu sonucuna varılmıştır.

Ayrıca bilgisayardan elde edilen ısı geçişi değeri de bu boyutlardaki bir pulsatif U-borusu için makul seviyelerdedir. Programdan elde edilen verilerden, duyulur ısı geçişinin gizli ısı geçişine göre baskın olduğu görülmüştür. Bu sonuç [22]'de verilen sonuçlarla uyumludur. Bilgisayar programı ile boru çapı ve buharlaştırıcı iç cidar

sıcaklığındaki olası değişiklikler de parametrik olarak incelenmiş ve mantıklı sonuçlar elde edilmiştir. Çaptaki artışla beraber frekansın düştüğü; fakat genlikle yoğuşturucudan çıkan ısının arttığı; buharlaştırıcı ve yoğuşturucu arasındaki sıcaklık farkının artmasıyla da hem frekans hem genlik hem de ısı geçişinde artışlar görölmüştür. Sonuç olarak, incelenen model ve bu model ışığında hazırlanan bilgisayar programı en azından mertebeler konusunda aydınlatıcı olmuştur ve ilerideki çalışmalarda bu konuda yeni araştırmaya başlayanlarca bir kılavuz olarak kullanılabilir.



KAYNAKLAR

- [1] **Faghri, A.**, 1995. Heat Pipe Science and Technology, Taylor & Francis, Washington DC.
- [2] **Groll, M. and Khandekar, S.**, 2003. Pulsating Heat Pipes: Progress and Prospects, *Proceedings of Int. Conf. on Energy and the Environment*, Shanghai, China, May 2003.
- [3] **Özgüç, F.**, 1989. Isı Borusu Ders Notları, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.
- [4] **Zuo, Z.J., North, M.T. and Ray, L.**, 2003. Combined Pulsating and Capillary Heat Pipe Mechanism for Cooling of High Heat Flux Electronics, Thermacore Inc., <http://www.thermacore.com>.
- [5] **Groll, M. and Khandekar, S.**, 2002. Pulsating Heat Pipes: A Challenge and Still Unsolved Problem in Heat Pipe Science, *Proceedings of the 3rd Conf. on Transport Phenomena in Multiphase Systems*, Sandomierski, Poland, June 2002.
- [6] **Khandekar, S., Schneider, M. and Groll, M.**, 2003. Mathematical Modeling of Pulsating Heat Pipes: State of the Art and Future Challenges, University of Stuttgart, <http://www.ike.uni-stuttgart.de>.
- [7] **Khandekar, S. and Groll, M.**, 2003. On the Definition of Pulsating Heat Pipes: An Overview, *Proceedings of the 5th Minsk Int. Seminar on Heat Pipes Heat Pumps and Refrigerators*, Minsk, Belarus, 2003.
- [8] **Akachi, H.**, 1990. Loop Type Heat Pipe, *United States Patent*, No: 4921041 dated 1990.
- [9] **Akachi, H.**, 1993. Loop Heat Pipes without the Check Valves, *United States Patent*, No: 5219020 dated 1993.
- [10] **Miyazaki, Y., Akachi, H.**, 1996. Heat Transfer Characteristics of Looped Capillary Heat Pipe, *Proceedings of the 5th Heat Pipe Symposium*, Melbourne, Australia, 1996, pp. 378-383.
- [11] **Wook, H.L., Hyun, S.J., Jeung, H.K. and Jong, S.K.**, 1999. Flow Visualization of Oscillating Capillary Tube Heat Pipe, *Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference*, Tokyo, Japan, 1999, pp.131-136.
- [12] **Miyazaki, Y. and Arikawa, M.**, 1999. Oscillatory Flow in the Oscillating Heat Pipe, *Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference*, Tokyo, Japan, 1999, pp. 131-136.
- [13] **Gi, K., Sato, F. and Maczawa, S.**, 1999. Flow Visualization Experiment on Oscillating Heat Pipe, *Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference*, Tokyo, Japan, 1999, pp. 149-153.

- [14] **Tong, B.Y., Wong, T.N. and Ooi, K.T., 2001.** Closed-loop Pulsating Heat Pipe, *Applied Thermal Engineering*, **21**, pp. 1845-1462.
- [15] **Khandekar, S., Dollinger, N. and Groll, M., 2003.** Understanding Operational Regimes of Closed Loop Pulsating Heat Pipes: An Experimental Study, *Applied Thermal Engineering*, **23**, pp. 707-719.
- [16] **Zuo, Z.J. and North, M.T., 2003.** Miniature High Heat Flux Heat Pipes for Cooling of Electronics, Thermacore Inc., <http://www.thermacore.com>.
- [17] **Wong, T.N., 1999.** Theoretical Modeling of Pulsating Heat Pipe, *Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference*, Tokyo, Japan, 1999, pp.159-163.
- [18] **Swanepoel, G., Taylor, A.B. and Dobson, R.T., 2000.** Theoretical Modeling of Pulsating Heat Pipes, *6th International Heat Pipe Symposium*, Chiang, Thailand, May 2000.
- [19] **Maezawa, S., 2000.** Chaotic Dynamics of Looped Oscillating Heat Pipes (Theoretical Analysis on Single Loop), *6th International Heat Pipe Symposium*, Chiang, Thailand, May 2000.
- [20] **Maezawa, S., Izumi, T. and Gi, K., 1997.** Experimental Chaos in Oscillating Capillary Tube Heat Pipes, *10th International Heat Pipe Conference*, Stuttgart, Germany, 1997.
- [21] **Maezawa, S., 1996.** Experimental Study on Chaotic Behavior of Thermohydraulic Oscillation in Oscillating Thermosyphon, *5th International Heat Pipe Symposium*, Melbourne, Australia, 1996.
- [22] **Shafii, M.B., Faghri, A. and Zhang, Y., 2001.** Thermal Modeling of Unlooped and Looped Pulsating Heat Pipes, *ASME Journal of Heat Transfer*, **123**, pp. 1159-1172.
- [23] **Zhang, Y., Faghri, A. and Shafii, M.B., 2002.** Analysis of Liquid-Vapor Pulsating Flow in a U-Shaped Miniature Tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, pp. 2501-2508.
- [24] **Zhang, Y. and Faghri, A., 2002.** Heat Transfer in a Pulsating Heat Pipe with Open End, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, pp.755-764.
- [25] **Khandekar, S., Charoensawan, P., Groll, M. and Tertoon, P., 2003.** Closed Loop Pulsating Heat Pipes Part: B Visualization and Semi-Empirical Modeling, *Applied Thermal Engineering*, (in print)
- [26] **Bird, R.B., Stewart, W.E. and Lightfoot, E.N., 1960.** Transport Phenomena, John Wiley & Sons, New York.
- [27] **Fox, R.W. and McDonald, A.T., 1999.** Introduction to Fluid Mechanics, John Wiley & Sons, New York.
- [28] **Bejan A., 1995.** Convection Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York.
- [29] **Mathews, J.H., 1999.** Numerical Methods for Mathematics Science and Engineering, Prentice Hall International, London.
- [30] **Patankar, S.V., 1980.** Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corporation, Washington DC.

- [31] **Versteeg, H.K. and Malalasekera, W.,** 1995. An Introduction to Computational Fluid Dynamics, Prentice Hall International, London.
- [32] **Meissner, L.P.,** 1997. Essential Fortran 90 & 95, PWS Publishing Company, Boston
- [33] **Incropera, F.P. and DeWitt, D.P.,** 2001, Isı ve K tle Geişinin Temelleri 4. Basımdan eviri, Literat r Yayıncılık, İstanbul.
- [34] **White, F.M.,** 1991. Viscous Fluid Flow, Mc-Graw-Hill, New York.
- [35] ** zt rk, A., Kılı, A. ve Yavuz, H.,** 2001. *Termodinamik ve Isı Geişi Tabloları*, ağlayan Kitabevi, Beyoğlu.



EK A

Program Metni

```
program tez
implicit none
integer::i,j,m,n,dugum,y
real::xpo,dt,kat1,kat2,hc,he,Thc,The,gama,PI,d,mu,ro,ve,gerxpo,R,Po,Lh,Lc,To,Te,Tc,hfg,alfa,alan,k,
deltax,apboundary,aboundary,ap,ac,acidar,orthiz,oriRE,Pr,Pre,Prc,orthlsen,TOPTHlsen
real(8)::TOPLAMDUYISI,TOPLAMGIZISI,TOPLAMISI,Lyil,Thetam,mo,gerdt
real(8),dimension(1:1000000)::t
real(8),dimension(1:1000000)::xp,yp,m1,m2,Th1o,Th2o,Th1,Th2,p1,p2,T1,T2,deltam1,deltam2,TQls
enckn,TQlsengrn,Qgizlickn,Qgizligrn,B,Tsivi,Tsivio,Tcidar,Qlsenckn,Qlsengrn,Prcidar,hlsen,Thlsen,
gerxp,gerhiz,RE
real,dimension(1:1000000)::orTh1,orTh2,gerp1,gerp2,gert,xdugum,deltap
real(8),dimension(1:2500,1:2500)::A
open(unit=2,file="data2.txt")
open(unit=3,file="data3.txt")
open(unit=4,file="data4.txt")
open(unit=5,file="data5.txt")
print*,'Xpo, Theta1o, Theta2o, dt, n degerlerini giriniz'
read*,xpo,Th1o(2),Th2o(2),dt,n
!xpo=0.038
!Th1o(2)=1.0
!Th2o(2)=1.0
!dt=0.000005
!n=500000
print*,'kat1, kat2, hc, he, Thc, The, gama degerlerini giriniz'
read*,kat1,kat2,hc,he,Thc,The,gama
!kat1=372372
!kat2=207751
!hc=2856.2
!he=2856.2
!Thc=0.935
!The=1.065
!gama=1.327
do i=1,n
t(1)=0
xp(1)=xpo
yp(1)=0
p1(1)=1
p2(1)=1
Th1o(1)=1
Th2o(1)=1
m1(1)=1+xpo
m2(1)=1-xpo
t(i+1)=t(i)+dt
5    p1(i+1)=Th1o(i+1)**(gama/(gama-1.0))
    p2(i+1)=Th2o(i+1)**(gama/(gama-1.0))
    yp(i+1)=yp(i)+(kat2*(p1(i)-p2(i))-32*yp(i)-kat1*xp(i))*dt
    xp(i+1)=xp(i)+yp(i)*dt
    if(xp(i).gt.0.0)then
        m1(i+1)=m1(i)-hc*(xp(i)+xp(i+1))/2*(Th1o(i)-Thc)*dt
        m2(i+1)=m2(i)+he*(1-(xp(i)+xp(i+1))/2)*(The-Th2o(i))*dt
```

!yp xp nin zamana göre türevi

!girilen theta değerlerine
!göre hesaplanan basınçlar

!Hesaplanan basınçlardan bulunan xp

```

else
    lxp ve Th1o ve Th2o değerlerinden m1 ve m2 bulunur
    m1(i+1)=m1(i)+he*(1+(xp(i)+xp(i+1))/2)*(The-Th1o(i))*dt
    m2(i+1)=m2(i)+hc*(xp(i)+xp(i+1))/2*(Th2o(i)-Thc)*dt
end if
p1(i+1)=(m1(i+1)/(1+xp(i+1)))**gama
p2(i+1)=(m2(i+1)/(1-xp(i+1)))**gama
Th1(i+1)=p1(i+1)**((gama-1.0)/gama)
Th2(i+1)=p2(i+1)**((gama-1.0)/gama)
orTh1(i+1)=ABS(Th1(i+1)-Th1o(i+1))
orTh2(i+1)=ABS(Th2(i+1)-Th2o(i+1))
if(orTh1(i+1).gt.0.001)then
    Th1o(i+1)=Th1(i+1)
    Th2o(i+1)=Th2(i+1)
    goto 5
end if
if(orTh2(i+1).gt.0.001)then
    Th1o(i+1)=Th1(i+1)
    Th2o(i+1)=Th2(i+1)
    goto 5
end if
deltap(i)=p1(i)-p2(i)
end do
print*, '    T(i)  XP(i)  P1o(i)  Th1o(i)  P2o(i)  Th2o(i)  DELTA P  M1(i)  M2(i)'
do i=1,n,10
    write(2,fmt='(1x,i7,f9.6,f8.5,7f8.3)')i,t(i),xp(i),p1(i),Th1o(i),p2(i),Th2o(i),deltap(i),m1(i),m2(i)
end do
print*, 'Lh(m), Lc(m), d(m), Po(Pa), To(K), mu(Ns/m2), ro(kg/m3), orthlsen(W/m2K), hfg(kJ/kg),
alfa(m2/s), k(W/mK), dugum sayisi, Pr, Prc, Pre degerlerini giriniz'
read*, Lh, Lc, d, Po, To, mu, ro, orthlsen, hfg, alfa, k, dugum, Pr, Prc, Pre
!Lh=0.46
!Lc=0.23
!d=0.0068
!Po=5000
!To=310
!mu=0.000695
!ro=993
!orthlsen=6385.835
!hfg=2414000
!alfa=0.0000001514
!k=0.628
!dugum=200
!Pr=4.62
!Prc=7.56
!Pre=3.15
R=461.52
PI=3.141592654
mo=(PI*(d**2)*Po*Lh)/(4*R*To)
Te=The*To
Tc=Thc*To
TOPLAMDUYISI=0.0
TOPLAMGIZISI=0.0
TOPThlsen=0.0
gerhiz(1)=0.0
RE(1)=0.0
orthiz=0.0
ortRE=0.0
deltam1(1)=0
deltam2(1)=0
alan=PI/4*(d**2)
ve=mu/ro

```

!p1 p2 elde edilen
!m1 m2 ye göre düzeltilir

!Th1o ve Th2o fazla farklar
!var mı diye kontrol edilir

```

gerdt=(d**2)*dt/ve
gerxpo=xpo*Lh
gerxp(1)=gerxpo
deltax=Lc/dugum
xdugum(1)=deltax/2
do i=1,n
  gerp1(i)=Po*p1(i)
  gerp2(i)=Po*p2(i)
  T1(i)=To*Th1o(i)
  T2(i)=To*Th2o(i)
  gert(i)=t(i)*(d**2)/ve
  gerxp(i+1)=xp(i+1)*Lh
  gerhiz(i+1)=(gerxp(i+1)-gerxp(i))/gerdt
  orthiz=orthiz+ABS(gerhiz(i))
  RE(i+1)=d*ro*ABS(gerhiz(i+1))/mu
  ortRE=ortRE+RE(i)
  TQlsenckn(i)=0.0
  TQlsengrn(i)=0.0
  Thlsen(i)=0.0
end do
apboundary=1+(3*alfa*k*alan*gerdt)/deltax**2+(orthlsen*PI*d*alfa*gerdt)/(k*alan)
aboundary=2*alfa*k*alan*gerdt/deltax**2
ap=1+(2*alfa*k*alan*gerdt)/deltax**2+(orthlsen*PI*d*alfa*gerdt)/(k*alan)
ac=alfa*k*alan*gerdt/deltax**2
acidar=(orthlsen*PI*d*alfa*gerdt)/(k*alan)
do i=1,dugum
  do j=1,dugum
    A(i,j)=0.0
    if(j.eq.i-1)then
      A(i,j)=-ac
    end if
    if(j.eq.i+1)then
      A(i,j)=-ac
    end if
    if(j.eq.i)then
      A(i,j)=ap
    end if
  end do
end do
A(1,1)=apboundary
A(dugum,dugum)=apboundary
do j=1,dugum
  do m=1,dugum
    if(j.eq.m)then
      A(j+1,m+1)=A(j+1,m+1)-ac**2/A(j,m)
    else
      A(j,m)=0.0
    end if
    if(m.eq.j+1)then
      A(j,m)=-ac
    end if
  end do
end do
do i=1,dugum
  Tsivio(i)=To
end do
do i=1,n
  do j=1,dugum
    xdugum(j+1)=xdugum(j)+deltax
    if(gerxp(i).lt.0.0)then

```

!düğümmler arasındaki uzaklık
!sıvının solundan başlayarak herbir düğümün konumu

!buhar sıvı arayüzeyi sıcaklıkları

!matris katsayıları

!TDMA algoritması

!gerçek xp değerine göre cidar
!sıcaklıklarının herbir düğüm noktası için tayini

```

if(xdugum(j).lt.-gerxp(i))then
Tcidar(j)=Te
Prcidar(j)=Pre
else
Tcidar(j)=Tc
Prcidar(j)=Prc
end if
end if
if(gerxp(i).eq.0.0)then
Tcidar(j)=Tc
Prcidar(j)=Prc
end if
if(gerxp(i).gt.0.0)then
if(xdugum(j).gt.Lc-gerxp(i))then
Tcidar(j)=Te
Prcidar(j)=Pre
else
Tcidar(j)=Tc
Prcidar(j)=Prc
end if
end if
if(RE(i).le.25.0)then
hlsen(j)=0.0
else
if(RE(i).le.2200.0)then
!Taşınım Katsayıları Hesaplanır
Lyil=Lc/(RE(i)*Pr*d)
Thetam=8*((0.1024*exp(-14.6232*Lyil))+(0.0122*exp(-89.2181*Lyil))+(0.00406*exp(-
227.8259*Lyil)))
hlsen(j)=k/(4*Lyil*d)*log(1/Thetam)
else
if(RE(i).le.10000.0)then
hlsen(j)=0.012*k/d*(RE(i)**0.87-280)*(Pr**0.4)*((Pr/Prcidar(j))**0.11)*(1+(d/Lc)**(2/3))
end if
if(RE(i).gt.10000.0)then
hlsen(j)=0.0236*k/d*(RE(i)**0.8)*(Pr**0.43)*((Pr/Prcidar(j))**0.25)
end if
end if
end if
Thlsen(i)=Thlsen(i)+hlsen(j)
end do
!TDMA algoritması
TOPThlsen=TOPThlsen+Thlsen(i)/dugum
B(1)=Tsivio(1)+aboundary*T1(i)+acidar*Tcidar(1)
B(dugum)=Tsivio(dugum)+aboundary*T2(i)+acidar*Tcidar(dugum)
do j=2,dugum-1
B(j)=Tsivio(j)+acidar*Tcidar(j)
end do
do j=1,dugum
B(j+1)=B(j+1)+B(j)*ac/A(j,j)
end do
Tsivi(dugum)=B(dugum)/A(dugum,dugum) !Düğüm noktalarındaki sıvı sıcaklıkları bulunur
do j=2,dugum
Tsivi(dugum-j+1)=(B(dugum-j+1)+ac*Tsivi(dugum-j+2))/A(dugum-j+1,dugum-j+1)
!herbir dugum için sıcaklık bulunur
end do
do j=1,dugum
Tsivio(j)=Tsivi(j) !Yeni sıcaklık bir sonraki döngüde eski sıcaklık olur
end do
do j=1,dugum
if(Tsivi(j).gt.Tcidar(j))then
Qlsenckn(j)=PI*d*hlsen(j)*(Tsivi(j)-Tcidar(j))*deltax
Qlsengrn(j)=0.0

```

```

else
Qlsenckn(j)=0.0
end if
if(Tsivi(j).le.Tcidar(j))then
Qlsengrn(j)=PI*d*hlsen(j)*(Tcidar(j)-Tsivi(j))*deltax
Qlsenckn(j)=0.0
else
Qlsengrn(j)=0.0
end if
TQlsenckn(i)=TQlsenckn(i)+Qlsenckn(j)
TQlsengrn(i)=TQlsengrn(i)+Qlsengrn(j)
end do
TOPLAMDUYISI=TOPLAMDUYISI+TQlsenckn(i)
TOPTHlsen=TOPThlsen/n
do i=1,n
deltam1(i+1)=(m1(i+1)-m1(i))*mo/gerdt
deltam2(i+1)=(m2(i+1)-m2(i))*mo/gerdt
if(deltam1(i).ge.0.0)then
if(deltam2(i).ge.0.0)then
Qgizlickn(i)=0.0
Qgizligrn(i)=(deltam1(i)+deltam2(i))*hfg
else
Qgizlickn(i)=-deltam2(i)*hfg
Qgizligrn(i)=deltam1(i)*hfg
end if
else
if(deltam2(i).gt.0.0)then
Qgizlickn(i)=-deltam1(i)*hfg
Qgizligrn(i)=deltam2(i)*hfg
else
Qgizlickn(i)=-(deltam1(i)+deltam2(i))*hfg
Qgizligrn(i)=0.0
end if
end if
TOPLAMGIZISI=TOPLAMGIZISI+Qgizlickn(i)
end do
TOPLAMGIZISI=TOPLAMGIZISI/n
TOPLAMDUYISI=TOPLAMDUYISI/n
TOPLAMISI=TOPLAMDUYISI+TOPLAMGIZISI
write(*,fmt='(7x,a12,a12,a13,a12,a13,a12)')t(i) (s)',xp(i) (m)',p1(i) (Pa)',T1(i) (K)',p2(i) (Pa)',T2(i) (K)'
do i=1,n,10
write(3,fmt='(1x,i7,f9.4,f13.5,4f12.3,2f12.7)')i,ger(i),gerxp(i),gerp1(i),T1(i),gerp2(i),T2(i),deltam1(i),deltam2(i))
end do
print*,'Devam etmek icin 1 tusuna basiniz...'
read*,y
write(*,fmt='(7x,a11,a11,a13,a13,a13,a13)')t(i)(s)',xp(i)(m)',CknDuyIsi(W)',CknGzlIsi(W)',GrnDuyIsi(W)',GrnGzlIsi(W)'
do i=1,n,10
write(4,fmt='(1x,i7,f9.4,f13.5,6f12.2)')i,ger(i),gerxp(i),TQlsenckn(i),Qgizlickn(i),TQlsengrn(i),Qgizligrn(i)
end do
write(*,fmt='(10x,a30)')'Buharlastiricidan Cekilen:'
write(*,fmt='(10x,a21,f6.2,a5)')'Ortalama Gizli Isi=',TOPLAMGIZISI,'W'
write(*,fmt='(10x,a21,f6.2,a5)')'Ortalama Duyulur Isi=',TOPLAMDUYISI,'W'
write(*,fmt='(2x,a29,f6.2,a5)')'Toplam cekilen Isi=',TOPLAMISI,'W'
orthiz=orthiz/n
ortRE=ortRE/n

```

!n. döngüde sıvıya giren net duyulur ısı

!Yoğuşturucudan çekilen toplam duyulur ısı
ısının hesabı

!Yoğuşturucudan çekilen gizli ısı hesaplanır

```

print*,' Ort.HIZ ',' Ort.RE ',' Ort.Hlsen '
print*,orthiz,ortRE,TOPTHlsen
do i=1,n,10
write(5,fmt='(1x,i7,f9.4,f13.5,2f12.2)')i,ger(i),gerxp(i),gerhiz(i),RE(i)
end do
end program tez

```



ÖZGEÇMİŞ

Murat AKSOY, 1979 yılında İstanbul'da doğdu. 1990 yılında Şair Nedim İlkokulu'nu, 1997 yılında ise Özel Amerikan Robert Lisesi'ni bitirdi. 1997 yılında girdiği İTÜ Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nden 2001 yılında ikincilikle mezun oldu. Aynı yıl İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programı'nda yüksek lisans öğrenimine başladı. Yüksek lisans öğrenimi halen devam etmekte olan Murat AKSOY, İngilizce ve Almanca bilmektedir.

