

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ARAÇ KLİMASI BUHARLAŞTIRICISININ ISIL VE
HİDRODİNAMİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Murat VONAL

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Prof. Dr. Tahsin ENGİN

Temmuz 2014

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ARAÇ KLİMASI BUHARLAŞTIRICISININ ISIL VE
HİDRODİNAMİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Murat VONAL

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 26 / 06 /2014 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.



Prof. Dr. Tahsin ENGİN
Jüri Başkanı



Yrd. Doç. Dr. Hasan KÜÇÜK
Üye



Doç. Dr. Adnan TOPUZ
Üye

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, KALE RADYATÖR A.Ş. tarafından yürütülen ve TÜBİTAK tarafından desteklenen “Türkiye’de Bir İlk Olarak Alüminyum Brazing Teknolojili Fin-Extrüde Tüp Sistemli Klima Evaporatorü Üretimi” konulu Ar-Ge projesi kapsamında yürütülmüştür. Üniversite-sanayi işbirliği çerçevesinde projenin teknik danışmanlığını yapan değerli hocam ve tez danışmanım Prof. Dr. Tahsin Engin’e böylesi uygulamaya dönük gerçek bir projede tez çalışmamı yapmamı sağladığı ve yaptığı yönlendirmeleriyle çalışmaya destek verdiği için teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca KALE RADYATÖR A.Ş. firmasına verdiği destekten ötürü, firmanın Ar-Ge Merkezi teknik yöneticilerinden Ahmet Perut’a, Zeki Tosun’a ve Alper Yeter’e çalışmanın tüm aşamalarında gösterdikleri yakın ilgi ve yardım için teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans çalışmalarım süresince yardımlarını esirgemeyen Arş. Gör. Mehmet Salih CELLEK’e, Arş. Gör. Muaz KEMERLİ’ye, Arş. Gör. Mehmet Faruk YAREN’e, Arş. Gör. Muhammet YALÇIN’a ve Arş. Gör. Murat ÜNVERDİ’ye teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans çalışmam süresince maddi manevi her türlü destekte bulunan aileme ve değerli arkadaşım metalurjist Gökhan ARSLANTAŞ’ a teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ	xiv
TABLolar LİSTESİ	xvi
ÖZET	xvii
SUMMARY	xviii

BÖLÜM.1.

GİRİŞ	1
1.1. Amaç ve Kapsam	2
1.2. Problemin Tarifi	3

BÖLÜM.2.

BUHARLAŞTIRICILAR VE OTOMOTİV SEKTÖRÜ UYGULAMALARI.....	4
2.1. Buharlaştırıcıların Sınıflandırılması.....	4
2.2. Otomotiv Sektöründe Kullanılan Buharlaştırıcı Tasarımları	5

BÖLÜM.3.

LİTERATÜR ÇALIŞMASI	8
3.1. Mini Kanallarda Isı Geçişinin Belirlenmesine Yönelik Literatür Çalışması.....	8
3.2. Mini Kanallarda Basınç Düşümünün Belirlenmesine Yönelik Literatür Çalışması.....	10

3.3. Menfez Kanatlarda, Kanat Yüzeylerinin Islak ve Kuru Olması Durumunda Isı Geçişinin Ve Basınç Düşümünün Belirlenmesine Yönelik Literatür Çalışması.....	13
---	----

BÖLÜM.4.

HİDROLİK VE ISIL HESAPLAMALAR.....	15
4.1. Hesaplama Prosedürünün Belirlenmesi	15
4.2. Çevrim Akışkanın Tarafı Isı Taşınım Katsayısının Belirlenmesi.....	18
4.2.1. Çift faz akışında ısı taşınım katsayısının belirlenmesi.....	21
4.2.2. Kızgın buhar faz akışında ısı taşınım katsayısının belirlenmesi	24
4.2.3. Sıvısız faz akışında ısı taşınım katsayısının belirlenmesi	24
4.3. Çevrim Akışkan Tarafı Basınç Düşümünün Belirlenmesi	24
4.3.1. Faz değişim akışında basınç düşümünün belirlenmesi	25
4.3.2. Kızgın buhar faz akışında basınç düşümünün belirlenmesi.....	30
4.4. Hava Tarafı Isı Taşınım Katsayısının Belirlenmesi.....	30
4.5. Hava Tarafı Basınç Düşümünün Belirlenmesi.....	32
4.6. Toplam Isıl Direncin ve Toplam Isı Geçişinin Belirlenmesi.....	35
4.6.1. Kanat yüzeylerinin kuru olması durumunda toplam ısıl direncin ve toplam ısı geçişinin hesaplanması	35
4.6.2. Kanat yüzeylerinin ıslak olması durumunda toplam ısıl direncin ve toplam ısı geçişinin belirlenmesi.....	37
4.6.2.1. Tahmini yüzey sıcaklıkları kullanılarak tahmini toplam ısı geçişinin belirlenmesi.....	38
4.6.2.2. Sağlama yapılarak tahmini ısı geçişinin doğruluğunun test edilmesi	40
4.6.3. Hava çıkış neminin ve sıcaklığının belirlenmesi	43
4.6.3.1. Kanat yüzeylerinin kuru olması durumunda hava çıkış neminin ve sıcaklığının belirlenmesi.....	43
4.6.3.2. Kanat yüzeylerinin ıslak olması durumunda hava çıkış neminin ve sıcaklığının belirlenmesi.....	43

BÖLÜM.5.

YAZILIM GELİŞTİRME VE DOĞRULAMA	45
5.1. Yazılım Doğrulama Çalışması.....	45
5.1.1. Isıl performans analizlerinin doğrulanması.....	48
5.1.2. Hidrolik performans analizlerinin doğrulanması	48
5.2. Prototip Üretimi Yapılan Buharlaştırıcı	49
5.2.1. Isıl performans analizleri	52
5.2.2. Hidrolik performans analizleri	52
5.3. Parametre Değişimlerinin Buharlaştırıcı Performansı Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi	53
5.3.1. Çalışma basıncının buharlaştırıcı performansı üzerindeki etkisi	53
5.3.2. Kütleli akının buharlaştırıcı performansı üzerindeki etkisi	56
5.3.3. Hava ön cephe hızının buharlaştırıcı performansı üzerindeki etkisi	57
5.3.4. Hava bağıl neminin buharlaştırıcı performansı üzerindeki etkisi	58

BÖLÜM.6.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER	59
KAYNAKLAR.....	61
ÖZGEÇMİŞ	65

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A_{ζ}	: Isı geçişinin olduğu tüp iç yüzey alanı, [m ²]
A_{DL}	: Kanat üzerinde sürüklenmenin olduğu profil alanı, [m ²]
A_e	: Menfez kanatlı yapılarda, hava tarafındaki menfezsiz kısmın yüzey alanı, [m ²]
A_f	: Kanat yüzey alanı, [m ²]
A_{ff}	: Kanat içinden geçen havanın minimum serbest akış alanı, [m ²]
A_{fr}	: Kanada girecek havanın ön cephe bölgesi akış alanı, [m ²]
$A_{f,e}$: Kanat üzerinde bulunan menfezsiz kısım yüzey alanı, [m ²]
A_h	: Hava tarafı ısı geçiş yüzey alanı, [m ²]
A_{kes}	: Kesit alanı, [m ²]
$A_{\acute{o}c}$: Ön cephe alanı, [m ²]
A_{S_1}	: Menfez başlangıç bölgelerindeki kısım yüzey alanı, [m ²]
A_{S_2}	: Kanat orta kısımlarındaki akışın yönlendirildiği kısım yüzey alanı, [m ²]
A_{S_3}	: Menfez bitiş bölgelerindeki kısım yüzey alanı, [m ²]
A_l	: Menfez yüzey alanı, [m ²]
A_t	: Tüp ısı geçiş yüzey alanı, [m ²]
$A_{t,e}$: Hava tarafında kanadın olmadığı yüzey alanı, [m ²]
$A_{t,ort}$: Isı geçişinin olduğu tüp iç yüzey ile dış yüzey ortalama alanı, [m ²]
A_1	: Akışkanın ele alınan küçük aralığa giriş kesit alanı, [m ²]
A_2	: Akışkanın ele alınan küçük aralıktan çıkış kesit alanı, [m ²]
B	: Buharlaştırıcı yüksekliği, [m]
b	: Kanat yüksekliği, [m]

Bo	: Kaynama sayısı
Bo'	: Bond sayısı
b_{ζ}	: Ele alınan küçük aralığa giren çevrim akışkanının sıcaklık değerine ve tüp ortalama sıcaklık değerine sahip havanın doyma eğrisinin eğimi, [J/kgK]
$b_{\zeta,21}$: Ele alınan küçük aralığa giren çevrim akışkanının giriş ve çıkış sıcaklık değerlerine sahip havanın doyma eğrisinin eğimi, [J/kgK]
b_t	: Ele alınan küçük aralıktaki tüpün ortalama sıcaklık değerine sahip havanın doyma eğrisinin eğimi, [J/kgK]
$b_{w,ort}$: Ele alınan küçük aralıktaki tüpün dış yüzeyindeki su film sıcaklık değerine sahip havanın doyma eğrisinin eğimi, [J/kgK]
C	: Chisholm katsayısı
C_c	: Çift faz akışı daralma kayıp katsayısı
C_{ζ}	: Kanat yüzeyinde yoğuşma olmaması durumunda çevrim akışkanının ısı kapasitesi, [W/K]
$C_{\zeta,w}$: Kanat yüzeyinde yoğuşma olması durumunda çevrim akışkanının ısı kapasitesi, [kg/s]
C_{DL}	: Menfez yüzeyindeki sürüklenme katsayısı
C_h	: Kanat yüzeyinde yoğuşma olmaması durumunda havanın ısı kapasitesi, [W/K]
$C_{h,w}$: Kanat yüzeyinde yoğuşma olması durumunda havanın ısı kapasitesi, [kg/s]
C_{min}	: Kanat yüzeyinde yoğuşma olmaması durumunda minimum ısı kapasite, [W/K]
$C_{min,w}$: Kanat yüzeyinde yoğuşma olması durumunda minimum ısı kapasite, [kg/s]
C_{mak}	: Kanat yüzeyinde yoğuşma olmaması durumunda maksimum ısı kapasite, [W/K]
$C_{mak,w}$: Kanat yüzeyinde yoğuşma olması durumunda maksimum ısı kapasite, [kg/s]
c_{p_b}	: Kaynama akışında buhar fazın özgül ısısı, [J/kgK]

$c_{p,c}$: Çevrim akışkanı özgül ısısı, [J/kgK]
$c_{p,h}$: Hava özgül ısısı, [J/kgK]
C_r	: Isıl kapasite oranı
Co	: Taşınım sayısı
D_h	: Hidrolik çap, [m]
$D_{h,e}$: Menfez kanatlı yapılarda kanadın menfezsiz kısmının karakteristik uzunluğu, [m]
D_{maj}	: Tüp kesiti göz önüne alındığı zaman uzun kenar uzunluğu, [m]
D_{min}	: Tüp kesiti göz önüne alındığı zaman kısa kenar uzunluğu, [m]
$(dP/dz)_{iv}$: İvmelenmen kaynaklanan basınç düşümü gradyeni, [Pa/m]
$(dP/dz)_{sür}$: Sürtünmeden kaynaklanan basınç düşümü gradyeni, [Pa/m]
$(dP/dz)_{yç}$: Yer çekiminden kaynaklanan basınç düşümü gradyeni, [Pa/m]
f	: Yüzey sürtünmesi faktörü
f_b	: Faz değişim akışında sıvı fazın sürtünme faktörü
f_e	: Menfez kanatlı yapılarda, hava tarafındaki menfezsiz kısımda yüzey sürtünme katsayısı
F_h	: Kanat uzunluğu, [m]
F_p	: Kanat hatve uzunluğu, [m]
Fr_s	: Çift faz akışında tüm akışkanın sıvı fazında olması kabulü ile elde edilen Froude sayısı
G	: Kütlesel akı, [kg/m ² s]
g	: Yerçekimi ivmesi, [m ² /s]
h_c	: Çevrim akışkanının ısı taşınım katsayısı, [W/m ² K]
$h_{c,kab}$: Kaynama akışında, kabarcıklı kaynama etkisi ile gerçekleşen ısı taşınım katsayısı, [W/m ² K]
$h_{c,kon}$: Kaynama akışında, taşınımsal kaynama etkisi ile gerçekleşen ısı taşınım katsayısı, [W/m ² K]
$h_{c,s}$: Kaynama akışında, sıvı fazın ısı taşınım katsayısı, [W/m ² K]
$h_{c,x}$: Kaynama akışında, sıvısız faz bölgesinde ısı taşınım katsayısı, [W/m ² K]
h_e	: Menfez kanatlı yapılarda, kanadın menfezsiz kısmından geçen

	havanın ısı taşınım katsayısı, [W/m ² K]
$h_{h,d}$: Kanat yüzeyinin kuru olması durumunda hava tarafı ısı taşınım katsayısı, [W/m ² K]
$h_{h,w}$: Kanat yüzeyinin ıslak olması durumunda hava tarafı ısı taşınım katsayısı, [W/m ² K]
I_{zv}	: Faz değişim akışındaki sürtünme basınç düşümü hesabında kullanılan katsayı
$i_{ç,gir}$: Çevrim akışkanının buharlaştırıcıya giriş entalpisi, [J/kg]
$i_{ç,1}$: Ele alınan küçük aralığa giren çevrim akışkanın sıcaklığına sahip havanın doyma entalpisi, [J/kg]
$i_{ç,2}$: Ele alınan küçük aralıktan çıkan çevrim akışkanın sıcaklığına sahip havanın doyma entalpisi, [J/kg]
$i_{h,1}$: Ele alınan küçük aralığa giren havanın entalpisi, [J/kg]
$i_{h,2}$: Ele alınan küçük aralıktan çıkan havanın entalpisi, [J/kg]
i_{sat}	: Havanın doyma entalpisi, [J/kg]
$i_{sat,ç,ort}$: Ele alınan küçük aralıkta çevrim akışkanı ortalama sıcaklık değerine sahip havanın doyma entalpisi, [J/kg]
$i_{sat,t,ort}$: Ele alınan küçük aralıkta tüp ortalama sıcaklık değerine sahip havanın doyma entalpisi, [J/kg]
$i_{sat,w,ort}$: Ele alınan küçük aralıkta kanat yüzeyinde yoğuşan sıvı film tabakasının sıcaklık değerine sahip havanın doyma entalpisi, [J/kg]
i_{sb}	: Çevrim akışkan buharlaşma gizli ısı, [J/kg]
j	: Colburn faktörü
j_b	: Faz değişim akışında buhar fazın yüzeysel hızı, [m/s]
j_s	: Faz değişim akışında sıvı fazın yüzeysel hızı, [m/s]
k	: Havanın ısı iletim katsayısı, [W/mK]
k_b	: Kaynama akışında buhar fazın ısı iletim katsayısı, [W/mK]
K_c	: Daralma kayıp katsayısı
K_e	: Genişleme kayıp katsayısı
k_f	: Kanat malzemesinin ısı iletim katsayısı, [W/mK]
k_s	: Kaynama akışında sıvı fazın ısı iletim katsayısı, [W/mK]

k_t	: Tüp malzemesinin ısı iletim katsayısı, [W/mK]
L	: Buharlaştırıcı derinliği, [m]
L_f	: Hava akış yönündeki kanat uzunluğu, [m]
L_l	: Menfez uzunluğu, [m]
L_p	: Menfez hatve uzunluğu, [m]
M	: Bir kanattaki menfez sayısı
$m_{\dot{c}}$: Çevrim akışkanı kütleli debisi, [kg/s]
$m_{\dot{c},b}$: Kaynama akışında buhar fazın kütleli debisi, [kg/s]
$m_{\dot{c},s}$: Kaynama akışında sıvı fazın kütleli debisi, [kg/s]
m_h	: Hava kütleli debisi, [kg/s]
M_{S_2}	: Bir kanattaki akışı ters tarafa yönlendiren yönlendirici menfez sayısı
NTU	: Isıl birim sayısı
P	: Basınç, [Pa]
$P_{\dot{c},\dot{c}ık}$: Çevrim akışkanının sistemden çıkış basıncı, [Pa]
Pr_s	: Kaynama akışında sıvı fazın Prandtl sayısı
Q	: Geçen ısı miktarı, [W]
q	: Isı akısı, [W/m ²]
r_p	: Buharlaştırıcı sisteminde, birinci geçişteki tüp sayısının ikinci geçişteki tüp sayısına oranı
Re_b	: Kaynama akışında buhar fazın Reynold sayısı
Re_{D_h}	: Kanat üzerinde akan havanın Reynold sayısı
Re_{L_p}	: Menfezlerden geçen havanın Reynold sayısı
Re_s	: Kaynama akışında sıvı fazın Reynold sayısı
S	: Buharlaştırıcı genişliği, [m]
S_1	: Menfez başlangıç bölgelerindeki kısım uzunluğu, [m]
S_2	: Kanat orta kısımlarındaki akışın yönlendirildiği kısım uzunluğu, [m]
S_3	: Menfez bitiş bölgelerindeki kısım uzunluğu, [m]
$T_{\dot{c},ort}$: Çevrim akışkanının ele alınan küçük aralığa giriş ve çıkışta sahip olduğu sıcaklıkların ortalaması, [K, °C]

$T_{\phi,1}$: Çevrim akışkanının ele alınan küçük aralığa giriş sıcaklığı, [K,°C]
$T_{\phi,2}$: Çevrim akışkanının ele alınan küçük aralıktan çıkış sıcaklığı, [K,°C]
$T_{t,ort}$: Ele alınan küçük aralıkta tüp iç yüzey ve dış yüzey sıcaklıklarının ortalaması, [K,°C]
$T_{w,ort}$: Kanat yüzeyinde yoğuşan suyun ortalama film sıcaklığı, [K,°C]
t_f	: Kanat kalınlığı, [m]
t_t	: Tüp duvar kalınlığı, [m]
$T_{h,1}$: Havanın ele alınan küçük aralığa giriş sıcaklığı, [K,°C]
$T_{h,2}$: Havanın ele alınan küçük aralıktan çıkış sıcaklığı, [K,°C]
$U_{ıslak}$: Kanat yüzeylerinin ıslak olması durumunda toplam ısı geçiş katsayısı, [kg/sm ²]
U_{kuru}	: Kanat yüzeylerinin kuru olması durumunda toplam ısı geçiş katsayısı, [W/m ² K]
$V_{b,1}$: Kaynama akışında ele alınan küçük aralığa giriş esnasında buhar fazın hızı, [m/s]
$V_{b,2}$: Kaynama akışında ele alınan küçük aralıktan çıkış esnasında buhar fazın hızı, [m/s]
V_c	: Kanat arasından geçen hava hızı, [m/s]
V_{fr}	: Kanat ön cephe bölgesindeki hava hızı, [m/s]
$V_{s,1}$: Kaynama akışında ele alınan küçük aralığa giriş esnasında sıvı fazın hızı, [m/s]
$V_{s,2}$: Kaynama akışında ele alınan küçük aralıktan çıkış esnasında sıvı fazın hızı, [m/s]
We_{bs}	: Faz değişim akışında buhar fazın Weber sayısı
w_c	: Kanal genişliği, [m]
$W_{sat,(T_{t,ort})}$: Ele alınan küçük aralıkta tüp iç yüzey ve dış yüzey sıcaklıklarının ortalama değerine sahip doymuş havanın özgül nemi, [kg su/kg kuru hava]
We_{ss}	: Faz değişim akışında sıvı fazın Weber sayısı

W_1	: Ele alınan küçük aralığa giren havanın özgül nemi, [kg su/kg kuru hava]
W_2	: Ele alınan küçük aralıktan çıkan havanın özgül nemi, [kg su/kg kuru hava]
x	: Çevrim akışkanı kuruluk derecesi
X	: Lockhart-Martinelli katsayısı
Y	: Bir tüpteki kanal sayısı
y_w	: Kanat yüzeyinde yoğuşan sıvı film kalınlığı, [m]
α	: Boşluk oranı
$\beta_1, \beta_2, \beta_3$: Chisholm katsayısının belirlenmesinde Weber sayısına bağlı olarak kullanılan katsayı
ΔP	: Basınç düşümü, [Pa]
$\Delta P_{çık}$: Kanaldan veya kanatlardan akışkan çıkışı esnasında genişlemeden kaynaklanan basınç düşümü, [Pa]
ΔP_{gir}	: Kanala veya kanatlara akışkan girişi esnasında daralmadan kaynaklanan basınç düşümü, [Pa]
ΔP_{iv}	: İvmelenmeden kaynaklanan basınç düşümü, [Pa]
$\Delta P_{sür}$: Sürtünmeden kaynaklanan basınç düşümü, [Pa]
ε	: Etkenlik
η	: Kanadın yüzey verimi
η_f	: Kanat verimi
θ	: Menfez açısı, [derece, radyan]
μ_b	: Çevrim akışkanı buhar faz dinamik viskozitesi, [kg/ms]
μ_s	: Çevrim akışkanı sıvı faz dinamik viskozitesi, [kg/ms]
ν	: Kinematik viskozite, [m ² /s]
ρ_b	: Çevrim akışkanı buhar fazı yoğunluğu, [kg/m ³]
$\rho_{h,gir}$: Havanın kanada girişi esnasındaki yoğunluğu, [kg/m ³]
$\rho_{h,ort}$: Havanın kanada girişi ve kanattan çıkışı esnasındaki yoğunluklarının ortalaması, [kg/m ³]
ρ_s	: Çevrim akışkanı sıvı faz yoğunluğu, [kg/m ³]
ρ_1	: Akışkanın ele alınan küçük aralığa giriş yoğunluğu, [kg/m ³]

ρ_2	: Akışkanın ele alınan küçük aralıktan çıkış yoğunluğu, [kg/m ³]
σ	: Farklı kesit geçişlerinde kesit alanları oranı
σ_r	: Çevrim akışkanının yüzey gerilmesi, [N/m]
Φ_b	: Faz değişim akışındaki sürtünme basınç düşümü hesabında kullanılan faz değişim çarpanı
ψ	: Viskoz etkilerin yüzey gerilmesi etkilerine oranını ifade eden katsayı
Ω	: Tüp eksenini ile yatay eksen arasındaki açı, [derece]

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı	2
Şekil 2.1. Buharlaştırıcıların Sınıflandırılması	4
Şekil 2.2. Hava soğutmalı buharlaştırıcı tipleri.....	5
Şekil 2.3. Çoklu mini kanallara sahip, yassı alüminyum tüplerden oluşan menfez kanatlı bir araç kliması buharlaştırıcısı	6
Şekil 4.1. Webb tarafından test edilen iki geçişli buharlaştırıcı.....	15
Şekil 4.2. Kale firması tarafından test ettirilen altı geçişli buharlaştırıcı.....	16
Şekil 4.3. Çoklu kanallı tüp kesit görünüşü	16
Şekil 4.4. Havanın menfezli kanata giriş kısmı.....	16
Şekil 4.5. Menfez kanat kesit görüntüsü	17
Şekil 4.6. Klasik tüplerin düşey konumlandırılması durumunda faz değişim akışında gözlemlenen akış rejimleri	19
Şekil 4.7. Klasik tüplerin yatay konumlandırılması durumunda faz değişim akışında gözlemlenen akış rejimleri	19
Şekil 4.8. Klasik kanalların yatay ve düşey konumlandırılması durumunda soğutucu akışkan ısı taşınım katsayısının kuruluk derecesine bağlı olarak değişimi	20
Şekil 4.9. Çift faz akışında ani genişleme	27
Şekil 4.10. Çift faz akışında ani daralma	28
Şekil 4.11. Kare kesitli kanallarda Ke ve Kc bölgesel kayıp katsayıları grafiği.	29
Şekil 4.12. Üçgensel kesitli kanatlarda Ke ve Kc bölgesel kayıp katsayıları grafiği.	35
Şekil 5.1. Buharlaştırıcı yazılım algoritması.....	46
Şekil 5.2. Geçişlerdeki tüp sayısına bağlı olarak çevrim akışkanının ısı geçişi.....	48
Şekil 5.3. Geçişlerdeki tüp sayısına bağlı olarak çevrim akışkanının basınç düşümü	49
Şekil 5.4. Kale firması buharlaştırıcısının ısı geçişine ait analiz ve test sonuçlarının karşılaştırması	52
Şekil 5.5. Kale firması buharlaştırıcısının basınç düşümüne ait analiz ve test sonuçlarının karşılaştırması	53

Şekil 5.6. Farklı çalışma basınçlarında kuruluk derecesine bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimi	54
Şekil 5.7. Farklı çalışma basınçlarında kanal boyunca ısı taşınım katsayısının değişimi	54
Şekil 5.8. Farklı çalışma basınçlarında ısı geçişi	55
Şekil 5.9. Kütleli akı değerine bağlı olarak ısı geçişi	56
Şekil 5.10. Kütleli akı değerine bağlı olarak basınç düşümü.....	57
Şekil 5.11. Hava ön cephe hızına bağlı olarak ısı geçişi	58
Şekil 5.12. Hava bağıl nemine bağlı olarak ısı geçişi	58

TABLolar LİSTESİ

Tablo 4.1. Çift faz akışında ısı taşınım katsayısının belirlenmesi için kullanılan Shah bağıntısı	23
Tablo 4.2. Farklı σ değerleri için verilen C_c daralma katsayıları.....	29
Tablo 5.1. Wu ve Webb tarafından test edilen buharlaştırıcı.....	47
Tablo 5.2. Kale firması tarafından test ettirilen buharlaştırıcı	50
Tablo 5.3. Kale firması tarafından yurtdışında test ettirilen buharlaştırıcıya ait deneysel çalışma sonuçları	51

ÖZET

Anahtar kelimeler: Paralel Kanallı Buharlaştırıcı, Isı Geçişi, Basınç Düşümü, Çift Faz Akışı, Nem Alma, Menfez Kanat

Bu çalışmada, yassı alüminyum tüplü ve menfez kanatlı buharlaştırıcılar için termo-hidrokinamik tasarım hesaplamaları yapılmıştır. Tüp, çoklu kanallara sahiptir. Tüp boyunca küçük aralıklar alınarak hesaplamalar yapılmış ve her küçük aralık için elde edilen sonuçlar toplanarak toplam basınç düşümü ve ısı geçişi hesaplanmıştır. Toplam ısı geçişinin hesaplanmasında etkinlik-NTU yöntemi kullanılmıştır. Kanallar içerisinden geçen çevrim akışkanı üç farklı rejim bölgesine ayrılmış ve bu bölgeler için farklı basınç düşümü ve ısı taşınım katsayısı eşitlikleri kullanılmıştır. Boru boyunca her küçük aralık için işlemleri tekrar etmek uzun ve zaman alıcı olacağından bir algoritma üzerinden yazılım haline getirilmiştir. Yazılım yardımıyla iki farklı buharlaştırıcı için ısı geçişi ve basınç düşümü verileri elde edilmiş olup sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Yazılım ile elde edilen ısı geçişi verileri ile deneysel ısı geçişi verileri arasındaki ortalama bağıl yüzde hata % 10 olarak bulunmuştur. Yazılım ile elde edilen basınç düşümü verileri ile deneysel basınç düşümü verileri arasındaki ortalama bağıl yüzde hata ise sırasıyla % 10 ve %54 olarak bulunmuştur.

THERMAL AND HYDRODYNAMIC ANALYSIS OF AUTOMOBILE AIR CONDITIONER EVAPORATOR

SUMMARY

Key Words: Multichannel Evaporator, Heat Transfer, Pressure Drop, Two Phase Flow, Dehumidification, Louver Fin

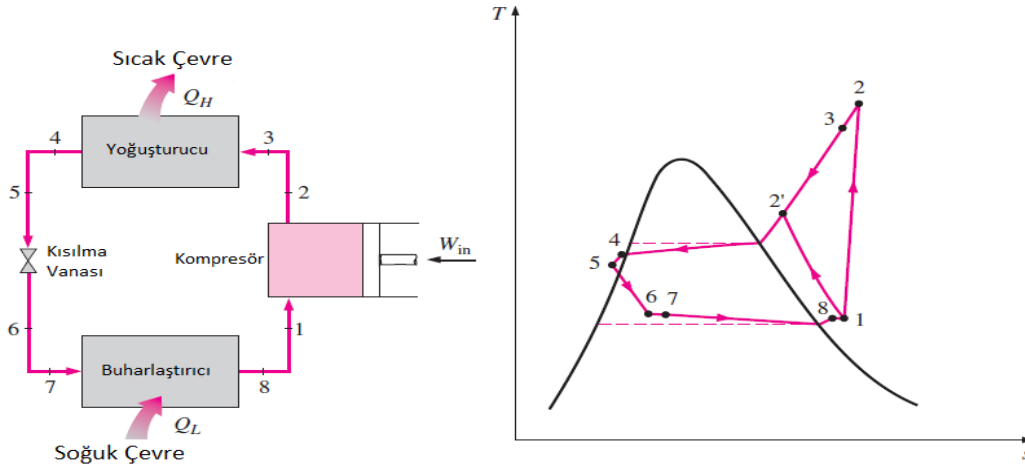
In this study, thermal and hydraulic design calculations are done for flat aluminum tubes and louver finned evaporators. Tubes have multi-channel. Calculations are made by using small increments along tube flow direction. Total pressure drop and heat transfer rate are calculated by summing results of each increment. The effectiveness-NTU method is used for calculating total heat transfer rate. Refrigerant in multi-channel was divided into three regions and for these regions, different pressure drop and heat transfer coefficient correlations are used. Repeating such calculations for all small increments along tubes is time consuming, and so a program is written to perform tedious calculations. The data obtained with the help of the program are compared with two experimental data set. Relative absolute error between experimental heat transfer data and program heat transfer data is found to be 10 %. Relative absolute error between experimental pressure drop data and program pressure drop results is found to be 10 % and 54 %, respectively.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde dört ana bileşen bulunur. Bu bileşenler; kompresör, yoğuşturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcıdır. Bileşenlerin içinde, ısıyı bir bölgeden alıp başka bir bölgeye aktarmaya yarayan çevrim akışkanı bulunur.

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin düzeni ve $T - s$ diyagramı Şekil 1.1.'de gösterilmiştir. Çevrimde dolaşan çevrim akışkanı kompresöre 1 halinde kızgın buhar olarak girer ve sıkıştırılarak istenilen yoğuşturucu giriş basıncına çıkarılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, çevrim akışkanının sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Kompresörden çıkan çevrim akışkanı 3 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucudan 4 halinde sıkıştırılmış sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma esnasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Çevrim akışkanının sıcaklığı 5 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir. Sıkıştırılmış sıvı halinde yoğuşturucudan çıkan akışkan, kısılma vanasından geçerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında çevrim akışkanının sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Kısılma vanasından 7 halinde çıkan çevrim akışkanı, buharlaştırıcıya kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak tümüyle buharlaşır. Çevrim akışkanı buharlaştırıcıdan kızgın buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimini tamamlar.

Yukarıda çalışma prensibi özetlenen soğutma çevriminin bileşenlerinden biri olan buharlaştırıcılar bu çalışmada incelenmiştir. İncelenen buharlaştırıcı, araç klimalarında yaygın olarak kullanılan mini kanallı yassı tüplerden oluşmaktadır. Bu yassı tüpler dikdörtgen kesitli paralel kanallara sahiptir. Yassı tüpler arasında menfez kanatlar bulunur. Kanatlar ile yassı tüpler birbirlerine sert lehimleme teknolojisi kullanılarak birleştirilmiştir.



Şekil 1.1. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı [1]

1.1. Amaç ve Kapsam

Bu çalışma ile araç klimalarında kullanılan paralel mini kanallı, yassı tüplü ve menfez kanatlı alüminyum buharlaştırıcılara ait ısı ve hidrolik performansın belirlenmesi ayrıca optimum tasarım koşullarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda bir algoritma üzerinden yazılım oluşturulması ve hesaplamaların bilgisayar aracılığıyla gerçekleştirilmesi planlanmıştır.

Yazılım doğrulaması için Wu ve Webb [2] tarafından verilen buharlaştırıcı geometrisi ve o geometriye ait deneysel veriler kullanılmıştır. Ayrıca tasarımı ve prototip üretimi KALE RADYATÖR A.Ş. tarafından gerçekleştirilen ve yine aynı firma tarafından yurtdışında test ettirilen ürünün test verileri de doğrulama için kullanılmıştır.

Tez kapsamında; öncelikli olarak ısı ve hidrolik performansın belirlenmesine yönelik literatür çalışması yapılmış sonrasında ise ele alınan sisteme ve çalışma koşullarına uygun bağıntıların literatürden seçilmesi ve yazılımın oluşturulması sağlanmıştır.

Yazılım aracılığıyla;

- buharlaştırıcının ısı ve hidrolik performansı
- çevrim akışkanının kuruluk derecesine bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimi
- çevrim akışkan ısı taşınım katsayısının kanal boyunca değişimi
- buharlaştırıcıdaki toplam tüp sayısının sabit kaldığı durumlarda, geçişlerdeki tüp sayılarını değiştirmenin ısı geçişinde ve basınç kayıplarında nasıl bir değişime sebep olacağı

belirlenmiş ve gerekli değerlendirmeler yapılmıştır.

1.2. Problemin Tarifi

Ele alınan alüminyum buharlaştırıcının verilen şartlarda ısı ve hidrolik hesaplamaları yapılırken, kanal boyunca ardışık küçük aralıkların alınması ve her küçük aralıktaki değerlerin toplanarak buharlaştırıcının toplam performansının belirlenmesi gerekmektedir. Bunun sebebi, kanal içinde akan çevrim akışkanının ısı taşınım katsayısının ve buhar hacminin toplam hacme oranını veren boşluk oranının kanal boyunca değişmesidir. Ayrıca, kanal boyunca bazı bölgelerdeki kanat yüzeylerinde yoğuşma olurken bazı bölgelerde yoğuşma olmaması küçük aralıkların alınarak hesaplamaların yapılması zorunluluğunu doğurmuştur. Her küçük aralık için ısı ve hidrolik hesaplamaların yapılması uzun işlemleri de beraberinde getirmektedir. Bundan dolayı, bir yazılımın oluşturulması ve hesaplamaların bilgisayar yardımıyla yapılması gereği doğmuştur. Elde edilen yazılım, kanal boyunca ele alınan her küçük aralık için kanat yüzeyinde yoğuşma olup olmayacağını belirlemeli ve ona göre hesaplama prosedürü uygulamalıdır.

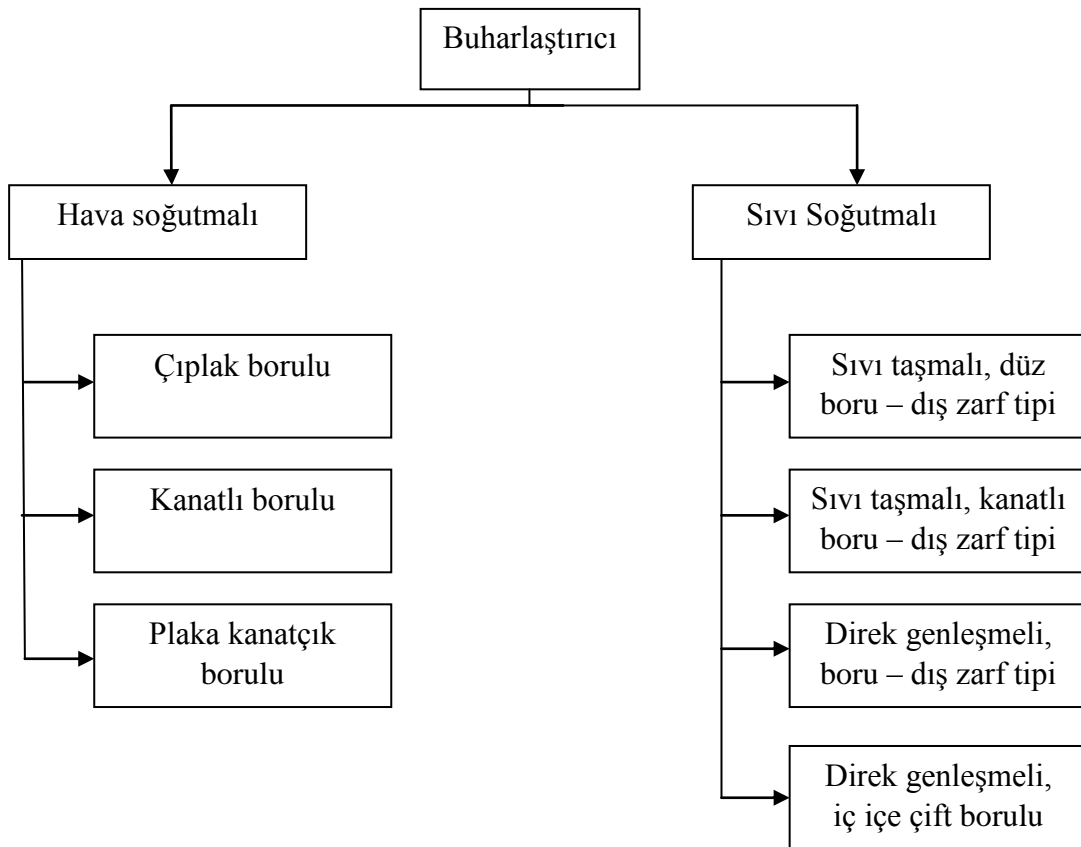
Yazılım yardımıyla ısı ve hidrolik performans belirlenirken, havanın buharlaştırıcı girişindeki termo-hidrodinamik özellikleri ile çevrim akışkanının buharlaştırıcıya girişindeki veya çıkışındaki termo-hidrodinamik özelliklerinin verilmesi gerekmektedir. Ayrıca buharlaştırıcı geometrik özellikleri de yazılıma girilmelidir.

BÖLÜM 2. BUHARLAŞTIRICILAR VE OTOMOTİV SEKTÖRÜ UYGULAMALARI

2.1. Buharlaştırıcıların Sınıflandırılması

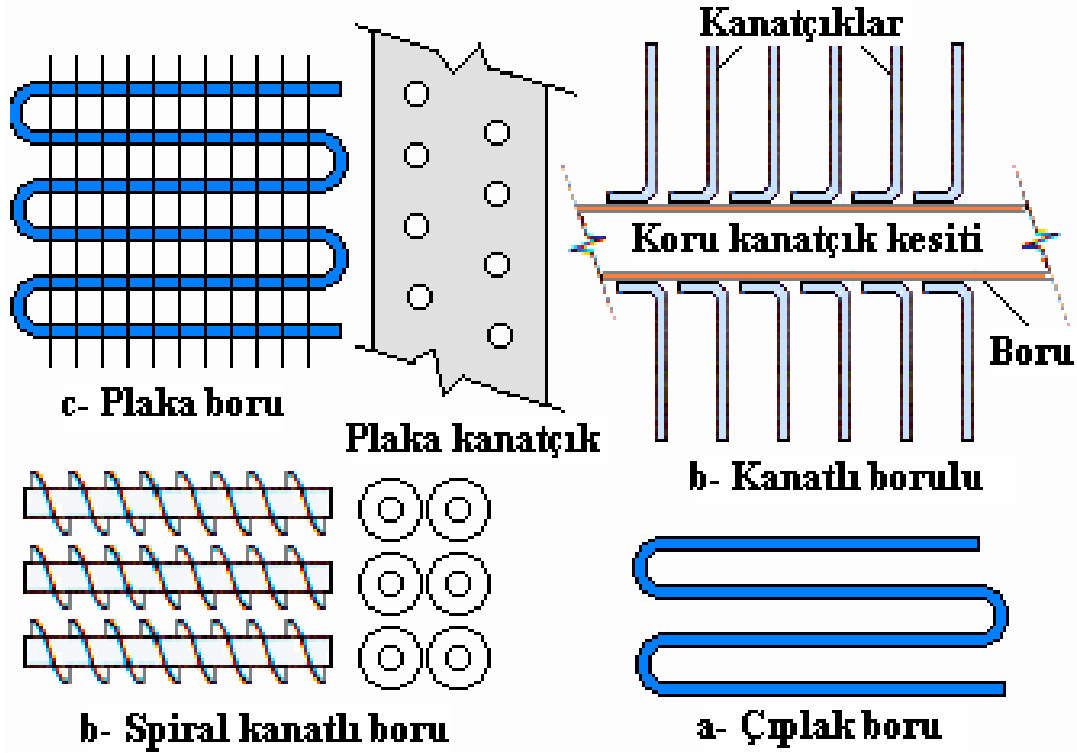
Soğutma sisteminde kullanılan buharlaştırıcılar, çevrim akışkanının uygun basınçta buharlaştırıldığı ve bu sırada bulunduğu ortamdan ısı alarak soğutma işleminin gerçekleştirildiği cihazlardır.

Buharlaştırıcılar çok çeşitli faktörlere göre sınıflandırılabilirler. Şekil 2.1.'de buharlaştırıcılar dış yüzeylerinden geçen akışkanın cinsine göre sınıflandırılmıştır.



Şekil 2.1. Buharlaştırıcıların sınıflandırılması [3]

Hava soğutmalı buharlaştırıcılarda dış yüzeylerden hava geçişi olurken, sıvı soğutmalı buharlaştırıcı sistemlerinde ise dış yüzeyden genellikle su geçişi olur. Hava soğutmalı buharlaştırıcılar Şekil 2.2.'de verilmiştir.



Şekil 2.2. Hava soğutmalı buharlaştırıcı tipleri

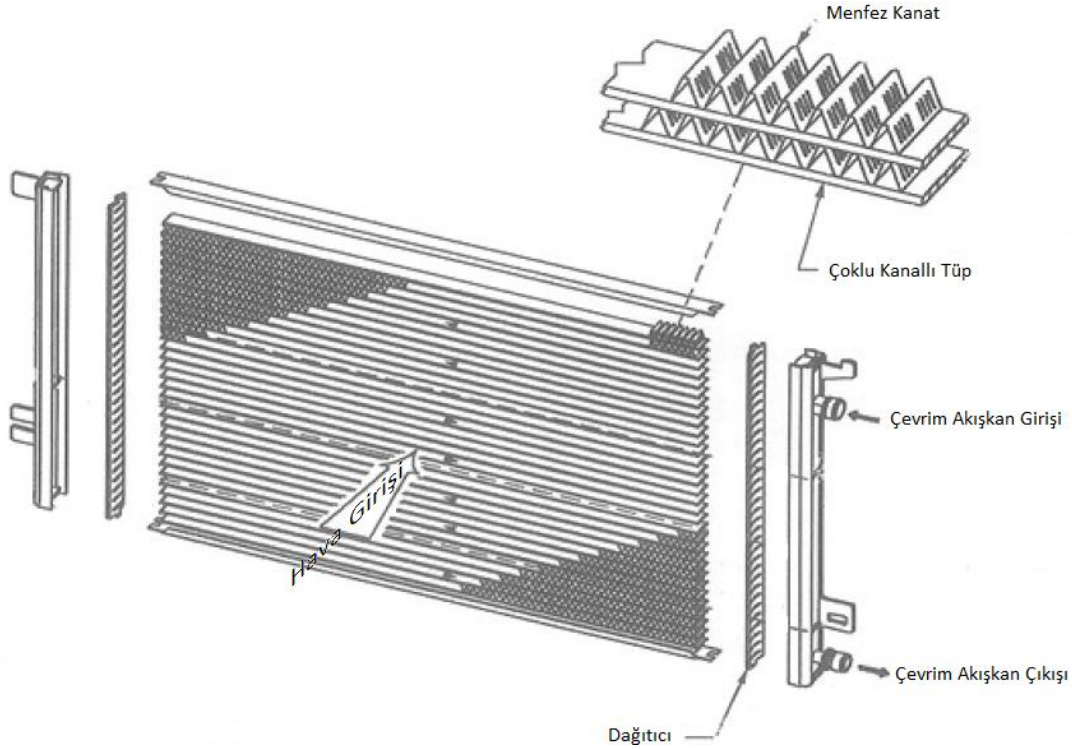
Şekil 2.2.'de genel hatlarıyla verilen hava soğutmalı buharlaştırıcılar, ısıl ve hidrolik performansın artırılması amacıyla sürekli olarak geliştirilmektedir. Geliştirmeler hem kanat tarafında hem de tüp tarafında yapılmaktadır.

Bu çalışmada hava soğutmalı, kanatlı borulu buharlaştırıcı tasarımlarından olan menfez kanatlı buharlaştırıcılar üzerinde durulacaktır.

2.2. Otomotiv Sektöründe Kullanılan Buharlaştırıcı Tasarımları

Buharlaştırıcılar, araç klima sistemlerinde soğutma çevriminin bir parçası olarak bulunurlar. Hava soğutmalı olarak çalışan bu buharlaştırıcılarda genellikle menfez kanatlı ve mini kanallara sahip yassı tüplü yapılar kullanılır. Tüp ve kanatlar

alüminyumdan üretilerek sert lehimleme yöntemi ile birleştirilirler. Mini kanallara sahip tüplerden oluşan menfez kanatlı bir buharlaştırıcı Şekil 2.3.'de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Çoklu mini kanallara sahip, yassı alüminyum tüplerden oluşan menfez kanatlı bir araç kliması buharlaştırıcısı [4]

Menfez kanatlı buharlaştırıcılar, kanat yüzeyinde türbülans oluşumunu sağlamakta ve yüzeydeki sınır tabaka gelişimini önleyerek, ısı taşınım katsayısında artışa sebep olmaktadır.

Çoklu mini kanallara sahip tüplerden oluşan buharlaştırıcılarda çevrim akışkan tarafındaki ısı geçiş alanı artar ve buharlaştırıcı kompakt bir yapıya sahip olur. Yassı tüpler, hava tarafında akışa karşı oluşan direncin ve buna bağlı olarak hava tarafı basınç kaybının azalmasını sağlar. Ekstrüzyon yöntemiyle üretilen bu yassı tüplerin iç yüzeylerinde bulunan girintili çıkıntılı yapı ise çevrim akışkanı tarafındaki ısı taşınım katsayısının artmasını sağlar.

Araç ısı değiştiricilerinde çok uzun süre malzeme olarak bakır tercih edilmiştir. Bakırın pahalı olması, korozyona karşı düşük dirençli olması, kanat ve tüplerin

lehimle birleştirilmesi sırasında bakırın ergimesi için yaklaşık 800 °C sıcaklığa kadar çıkılması ve buna bağlı olarak üretim maliyetlerinin yükselmesi üreticileri alternatif arayışına itmiştir. Günümüzde ise araç buharlaştırıcılarında bakır malzeme kullanımı yerini pek çok avantajından dolayı alüminyum malzeme kullanımına bırakmıştır.

Alüminyum malzemenin bakır malzemeye göre avantajlarını,

- korozyona karşı yüksek direnç
- üretim esnasında alüminyumun ergimesi için 615 °C civarındaki sıcaklık yeterli olacağından üretim maliyetlerinde düşüş
- alüminyum malzemenin bakır malzemeye göre yaklaşık üç kat daha ucuz olmasından kaynaklanan maliyet açısından kazanç
- ağırlık yönünden alüminyum malzemenin bakır malzemeye göre yaklaşık üçte bir daha hafif olmasından kaynaklanan maliyet açısından kazanç

olarak sıralayabiliriz.

Üretim esnasında buharlaştırıcı tüp ve kanatlarının birleştirilmesi sert lehimleme teknolojisi ile yapılmaktadır. Bu yöntemin avantajı, tüp ile kanadın temas noktalarının ergitilip birleştirilmesi esnasında homojen bir birleşmenin elde edilip, temas direncinin ortadan kaldırılması ve ısıl performansta artış sağlanmasıdır. Sert lehimleme yönteminin başka bir avantajı da seri üretime uygun olmasıdır.

BÖLÜM 3. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

3.1. Mini Kanallarda Isı Geçişinin Belirlenmesine Yönelik Literatür Çalışması

Çoklu paralel kanallı yassı tüpler, kanallarının hidrolik çapına göre sınıflandırılır. Kandlikar [5] tarafından yapılan çalışmada; hidrolik çapları 3 mm'den büyük olan kanallar klasik kanal, 3 mm ile 200 µm aralığında olan kanallar mini kanal ve 200 µm ile 10 µm aralığında olan kanallar da mikro kanal olarak sınıflandırılmıştır.

Webb ve Jung [6] tarafından yapılan çalışmada; yassı tüplü çoklu kanallı ısı değiştiricisi ile dairesel tüplü klasik ısı değiştiricilerinin performansları incelenmiş ve yassı tüplü çoklu kanallı ısı değiştiricisinin ısı performansının % 90 daha yüksek iken basınç kaybı performansının ise sadece % 25 daha düşük olduğu görülmüştür.

Shah [7] tarafından yapılan çalışmada; akış kaynamasında iki mekanizmanın baskın olduğu gözlemlenmiştir. Bu mekanizmalar, kabarcıklı kaynama ve taşınımsal kaynama mekanizmalarıdır. Çalışmada, deneysel veriler kullanılmış ve hangi mekanizmanın daha baskın olduğu belirlenerek ısı taşınım katsayısı eşitlikleri önerilmiştir. Önerilen eşitlik, yatay ve düşey konumlandırılmış borularda uygulanabilir. Deneysel verilerin elde edildiği tüpler klasik tüplerdir.

Kandlikar [8] tarafından yapılan çalışmada; yatay ve düşey tüplerdeki akış kaynamasında ısı taşınım katsayısını belirleyen eşitlikler geliştirilmiştir. Eşitlikler F_{FL} parametresine bağlı olup bu parametre akışkana bağlı olarak 0 ile 5 arasında değerler almaktadır. F_{FL} parametresi yardımı ile farklı akışkanlar için ısı taşınım katsayıları elde edilebilmektedir.

Kandlikar [9] tarafından yapılan çalışmada; kanal içinde gerçekteşen soğuk kaynama ile doymuş akış kaynamasında, akışkanın kuruluk derecesine, ısı akısına ve kütle

akıya bağılı olarak hangi akış modellerinin görüleceğini belirleyen bir akış kaynama haritası çıkarılmıştır. Daha önceleri su ve soğutucu akışkanlar için elde edilen deneysel veriler ve eşitlikler, bu haritaların türetilmesinde kullanılmıştır. Doymuş akış kaynamasında; kabarcıklı kaynama ve taşınımsal kaynama mekanizmalarından hangisi daha baskın ise o kaynama mekanizmasının karakteristiğinin akışın karakteristiğini belirleyeceği görülmüştür. Eşitlikte; farklı akışkanların, çalışma basınçlarının, ısı akısının ve kütle akının etkilerini göz önüne alabilmek için yoğunluklar oranı ve Kaynama sayısı tanımlanmıştır. Deneysel veriler, tüpün hidrolik çapının 3 mm ile 25 mm arasında olduğu klasik dairesel kanallar için ve akışın Reynold sayısının 3000'den yüksek olduğu durumlar için elde edilmiştir.

Wattelet ve arkadaşları [10] tarafından yapılan çalışmada; 2.43 m uzunluğa, 7.04 mm iç çapa sahip, yatay olarak konumlandırılmış bakır bir tüpte; halka kesitli, dalgalı ve katmanlı akışlar için deneysel ısı taşınım katsayısı verileri elde edilmiş ve bu veriler kullanılarak bir eşitlik geliştirilmiştir.

Kandlikar [3] tarafından yapılan çalışmada; mini kanallarda akış modelleri, ısı geçişi ve basınç düşümü üzerine bir derleme yayınlanmıştır. Yayında, mini kanallardaki kaynama akışında genellikle üç farklı akış modelinin olduğu gözlemlenmiştir. Bu akış modelleri; ayrık kabarcıklı, sınırlandırılmış kabarcıklı ve halka kesitli akış modelleridir. Ayrık kabarcıklı akış modeli çok sayıda kabarcığın yüzeyden ayrılarak oluşturduğu akış modelidir. Sınırlandırılmış kabarcıklı akış modeli, akışkanın içinden geçtiği tüpün yatay veya düşey olmasına göre sırasıyla düzensiz akış ve yumru akış profiline sahip olabilir. İlgili çalışmada, klasik kanallar için geliştirilen eşitliklerin mini kanallar için geliştirilecek eşitliklerde ilk yaklaşım olarak kullanılabileceği anlaşılmıştır.

Kandlikar ve Balasubramanian [11] tarafından yapılan çalışmada; mini kanallardaki akış kaynamasında, sıvı akışının; geçiş, laminar ve derin laminar olduğu durumlarda ısı taşınım katsayısının hesaplanmasını sağlayan eşitlik geliştirilmiştir. Geçiş akışı, Reynold sayısının 1600 ile 3000 aralığında olduğu; laminar akış Reynold sayısının 410 ile 1600 aralığında olduğu; derin laminar akış ise Reynold sayısının 100 ile

410 aralığında olduğu durum olarak tanımlanmıştır. Reynold sayısının 100' den küçük olduğu durumlar dikkate alınmamıştır.

Peter ve Kandlikar [12] tarafından yapılan çalışmada; Kandlikar ve Balasubramanian [11] tarafından önerilen eşitlik, daha fazla deneysel veri kullanılarak geliştirilmiştir. Reynold sayısının 100 ile 410 aralığında olduğu durum için Froude sayısı ısı taşınım katsayısı eşitliğinden çıkarılmıştır.

Lee ve arkadaşları [13] tarafından yapılan çalışmada; mini kanallardaki akış kaynaması için ısı taşınım katsayısı eşitliği önerilmiştir. Önerilen eşitlik, çeşitli çevrim akışkanları, çalışma koşulları ve kanal çap ebatları için yüksek doğrulukta sonuçlar vermektedir. Kanallarda, kabarcık ebatının hesaplanması için Bond sayısı kullanılmıştır.

3.2. Mini Kanallarda Basınç Düşümünün Belirlenmesine Yönelik Literatür

Çalışması

Kaynama gibi faz değişim akışlarında basınç gradyeninin belirlenebilmesi için ayrık akış hesaplamaları kullanılabilir. Ayrık akış hesaplamalarında sıvı ve gaz fazları ayrı ayrı düşünülerek eşitlikler geliştirilir ve daha sonra fazların etkileşimleri incelenir. Ayrık akış hesaplamalarının temelleri, Lockhart ve Martinelli [14] tarafından yapılan çalışmalara dayanır. Temel oluşturan bu çalışmalar Friedel [15,16] tarafından geliştirilmiştir.

Lockhart ve Martinelli [14] tarafından yapılan çalışmada; dairesel ve dikdörtgen kesitli tüplerdeki faz değişim akışında basınç düşüm gradyenini hesaplamak için eşitlik önerilmiştir. Daha sonra bu eşitlik Chisholm [17] tarafından geliştirilmiş ve eşitliğe sıvı ve gaz fazlarındaki akış rejimlerine bağlı olarak değişen C sabiti eklenmiştir.

Mishima ve Hibiki [18] tarafından yapılan çalışmada; Chisholm [17] tarafından önerilen C parametresi düzenlenmiştir. Hava ve su çevrim akışkanı olarak

kullanılmıştır. Kanal ebatları 1 mm ile 4 mm aralığında değişmektedir. Önerilen C parametresi sadece hidrolik çapa bağlıdır. Fakat daha sonraki çalışmalar C parametresinin birden fazla parametreye bağlı olduğunu göstermiştir.

Lee ve Lee [19] tarafından yapılan çalışmada; yatay olarak konumlandırılmış dikdörtgen kesitli kanallar için elde edilen 305 veri kullanılarak faz değişim akışında basınç düşümü bağıntısı geliştirilmiştir. Test akışkanı olarak hava ve su kullanılmıştır. Kütleli akının basınç düşümü üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu etkiler göz önüne alınarak geliştirilen C parametresi, faz değişim akışında tüm akışkanın sıvı kabul edilmesiyle elde edilen Reynold sayısı da dahil üç parametreye bağlıdır. Önerilen bağıntının deneysel verileri doğrulama yüzdesi %10 ile %20 bandında değişmektedir.

Kulkarni ve Bullard [20] tarafından yapılan çalışmada; literatür çalışması yapılmış ve Souza ve Pimenta [21], Zhang ve Kwon [22] ve Friedel [15] tarafından klasik kanallar için önerilen basınç düşümü bağıntılarının mikrokanallardaki faz değişim akışında kullanılabilir bağıntılar olduğu belirlenmiştir. Yatay olarak konumlandırılmış düz ve mikrokanallı tüpler içindeki basınç düşümünü hesaplamak için Souza ve Pimenta [21] tarafından önerilen bağıntı seçilmiş ve düzenlenerek deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Düzenlemede, seçilen sürtünme kaybı bağıntısına ayırık akış modeli yaklaşımı uygulanmıştır. İvmelenme etkisinin önemli olduğu ifade edilip bağıntıya ivmelenmeden kaynaklanan basınç düşümü terimi de eklenmiştir. R-12, R-22, R-134a, MP-39 ve R-32/R-125 akışkanları çevrim akışkanı olarak kullanılmıştır. Elde edilen bağıntı ile deneysel veriler arasındaki ortalama sapma % 8.2 olarak belirlenmiştir.

Zhang ve Webb [23] tarafından yapılan çalışmada; Zhang ve Kwon [22] tarafından yapılan çalışma temel alınmıştır. Çalışmada çevrim akışkanı olarak R-134a kullanılmıştır. Hidrolik çapı 2.13 mm olan çoklu kanallı alüminyum tüplerdeki tek faz ve faz değişim akışlarında basınç düşümü incelenmiş ve bir bağıntı geliştirilmiştir. Elde edilen bağıntı Friedel [16] tarafından önerilen bağıntının düzenlenmiş halidir. Boyutsuz yoğunluk ve viskozite oranları bağıntıdan çıkarılmış, yerine indirgenmiş basınç terimi ilave edilmiştir. Friedel [16] tarafından önerilen

bağıntıda kullanılan Weber ve Froude sayılarının basınç düşümü üzerindeki etkilerinin çok az olduğu kabul edilmiş ve bağıntıdan çıkarılmıştır. Elde edilen bağıntı ile 119 deneysel veri arasındaki ortalama sapma % 11.5 olarak belirlenmiştir.

Kandlikar [5] tarafından yapılan çalışmada; mini kanallı buharlaştırıcılarda önemli oranda basınç düşümü dalgalanmasının olduğu gözlemlenmiştir. Genişleyen kabarcıkların akışta oluşturduğu akış dönümlerinin bu dalgalanmaya sebep olduğu düşünülmektedir. Bu dalgalanmanın ısı geçişini ve basınç düşümünü etkilediği bilinmekle birlikte etkiler tam olarak anlaşılammıştır. Ancak ayırık akış basınç düşümü modelinin minikanallarda kabul edilebilir derecede doğru sonuçlar verdiği bilinmektedir.

Field ve Hrnjak [24] tarafından yapılan çalışmada; mini kanal içinde akan soğutucu akışkanların faz değişim akışlarındaki adyabatik basınç düşümlerini belirleyen bir bağıntı geliştirilmiştir. Bağıntı geliştirilirken dört farklı soğutucu akışkandan ve farklı hidrolik çaplara sahip altı dikdörtgen kesitli kanaldan elde edilen veriler kullanılmıştır. Chisholm [17] tarafından önerilen C parametresi, buhar fazının Reynold sayısına, viskozite oranlarına ve yüzey gerilmesine bağlı olarak yeniden tanımlanmıştır. Elde edilen bağıntı termo-fiziksel özelliklere bağlı olarak farklı akışkanlar için de kullanılabilir. Faz değişim akışında hangi akış rejiminin etkisinin baskın olduğunu belirlemek için sınırları Akbar ve arkadaşları [25] tarafından belirlenmiş olan Weber sayısı kullanılmıştır. Elde edilen bağıntı ile deneysel verilerin % 82.5' inde ortalama sapma %12.6 olarak belirlenmiştir.

Lee ve arkadaşları [13] tarafından yapılan çalışmada; mini kanallardaki akış kaynaması için basınç düşümü eşitliği önerilmiştir. Önerilen eşitlik, çeşitli çevrim akışkanları, çalışma koşulları ve kanal çap ebatları için yüksek doğrulukta sonuçlar vermektedir. Kanallardaki kabarcık ebatının hesaplanması için Bond sayısı kullanılmıştır.

3.3. Menfez Kanatlarda, Kanat Yüzeylerinin Islak ve Kuru Olması Durumunda Isı Geçişinin ve Basınç Düşümünün Belirlenmesine Yönelik Literatür Çalışması

Bir akışkandan diğerine ısı geçişi ısı dirençler ile ifade edilebilir. Hava ile sıvı akışkan kullanılan ısı değiştiricilerinde en yüksek ısı direnç hava tarafında oluşur. Bunun sebebi hava tarafı ısı taşınım katsayısının sıvı tarafına oranla düşük olmasıdır. Bundan dolayı ısı geçişini iyileştirmeye yönelik uygulamalar genellikle hava tarafına yapılmaktadır.

Isı geçişini ve basınç düşümünü etkileyen diğer bir etken ise kanat yüzeylerinde yoğuşmanın olup olmamasıdır. Kanat yüzey sıcaklığının, üzerinden geçen havanın doyma sıcaklığının altında olması durumunda yüzeyde yoğuşma olur. Yoğuşma olması durumunda ısı geçişi ve basınç düşümü artmaktadır. Basınç düşümünün artması, yüzeyde oluşan yoğuşma katmanının hava akışının geçiş kesitini azaltmasından ileri gelir.

Kanatlı yüzeylerde ısı geçişini ve basınç düşümünü belirlemeye yönelik olarak boyutsuz Colburn faktörü (j) ve yüzey sürtünmesi faktörü (f) kullanılır. Deneysel veriler yardımıyla bu boyutsuz sayıların hesaplanmasını sağlayan eşitlikler geliştirilmiştir.

Webb ve arkadaşları [26] tarafından yapılan çalışmada; ilk olarak farklı geometrik ölçülere sahip 57 menfez kanatlı ısı değiştiricisi için deneysel veriler elde edilmiştir. Sonrasında ise bu deneysel veriler kullanılarak ısı taşınım katsayısını ($h_{h,d}$) ve yüzey sürtünme faktörünü (f) belirlemeye yönelik eşitlikler geliştirilmiştir.

Chang ve Wang [27] tarafından yapılan çalışmada; ilk olarak çeşitli tüp genişliklerini, menfez hatvelerini, menfez uzunluklarını, kanat yüksekliklerini ve kanat hatvelerini içeren 27 farklı ısı değiştiricisi için deneysel veriler elde edilmiştir. Test edilen ısı değiştiricileri menfez kanatlı ve yassı tüplü olup alüminyumdan üretilmiştir. Daha sonra bu veriler kullanılmış, yüzey sürtünme (f) ve Colburn (j) faktörleri için eşitlikler geliştirilmiştir.

Chang ve Wang [28] tarafından yapılan çalışmada; farklı geometrik ölçülere sahip 91 menfez kanatlı ısı değiştiricisi için deneysel veriler elde edilmiş ve bu veriler kullanılarak ısı geçişi eşitliği geliştirilmiştir.

Isı geçişini hesap etmek için kullanılan ısı taşınım katsayısı bağıntıları, kuru yüzeylerde sadece duyulur ısı kaynaklı iken, ıslak yüzeylerde hem duyulur ısı hem de gizli ısı kaynaklıdır.

McLaughlin ve Webb [29] tarafından yapılan çalışmada; ıslak yüzeylerdeki duyulur ısı kaynaklı ısı taşınım katsayısı ile kuru yüzeylerdeki duyulur ısı kaynaklı ısı taşınım katsayısının birbirlerine çok yakın olduğu gözlemlenmiştir. Aynı şekilde ıslak yüzeylerdeki sürtünme faktörü de kuru yüzeylerdeki sürtünme faktörüne çok yakındır.

Kim ve Bullard [30, 31] tarafından yapılan çalışmalarda; kanat yüzeyleri ıslak olan, menfez kanatlı ve yassı tüplü 30 ısı değiştiricisi için deneysel veriler elde edilmiştir. Bu veriler kullanılarak, yüzey sürtünmesi (f) ve Colburn (j) faktörleri için eşitlikler geliştirilmiştir.

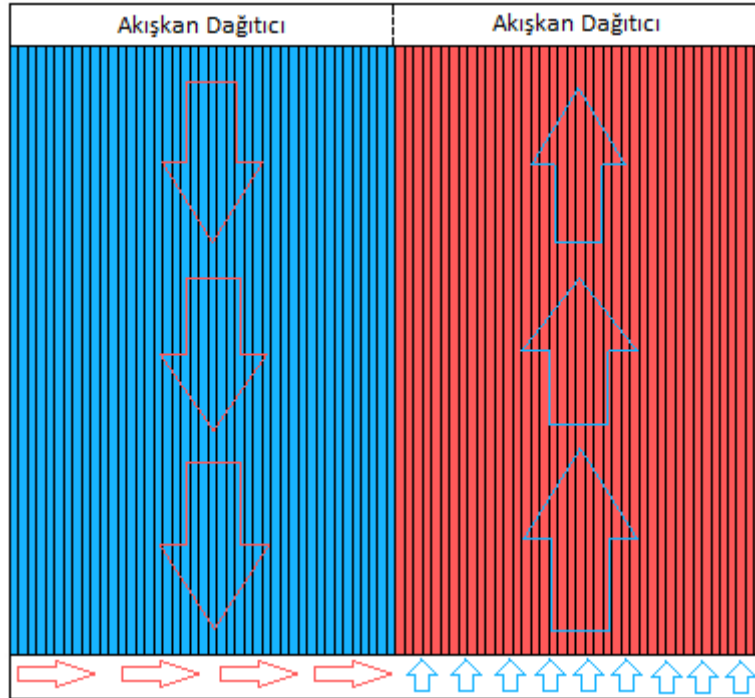
Park ve arkadaşları [32] tarafından yapılan çalışmada; dokuz farklı laboratuvardan, menfez kanatlı ve yassı tüplü 126 ısı değiştiricisi için 1270 yüzey sürtünmesi faktörü (f) ve 1030 Colburn (j) faktörü verileri alınmış ve bu veriler kullanılarak eşitlik geliştirilmiştir.

BÖLÜM 4. HİDROLİK VE ISIL HESAPLAMALAR

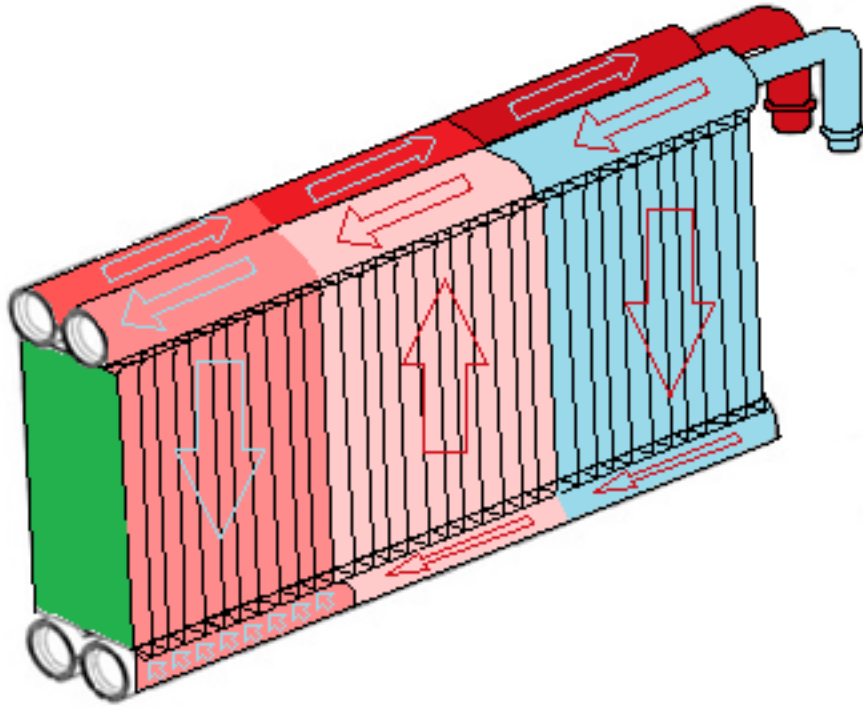
4.1. Hesaplama Prosedürünün Belirlenmesi

Şekil 4.1.'de Webb [2] tarafından test edilen iki geçişli buharlaştırıcı Şekil 4.2.'de ise Kale firması tarafından test edilen altı geçişli buharlaştırıcı gösterilmektedir. Buharlaştırıcıların ayrıntılı görünüşleri ise Şekil 4.3-4-5'de verilmiştir.

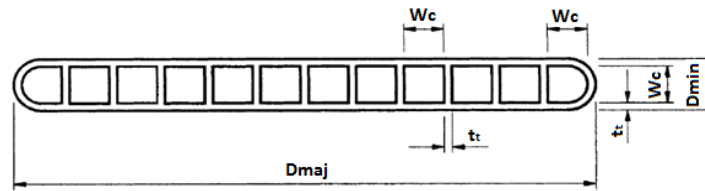
Sistemde dolaşan çevrim akışkanı buharlaştırıcıya girdikten sonra dağıtıcılar vasıtasıyla geçişlere yönlendirilir ve tüm geçişlerden geçerek buharlaştırıcıyı terk eder.



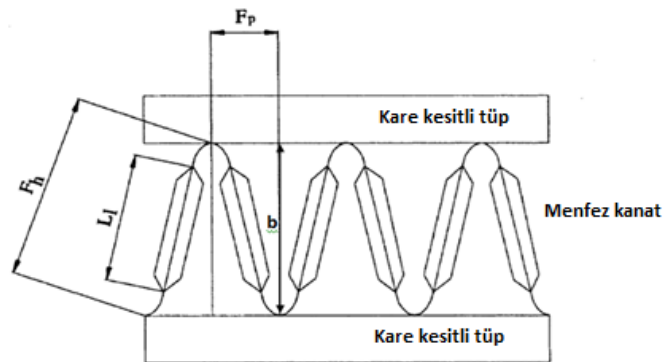
Şekil 4.1. Webb [2] tarafından test edilen iki geçişli buharlaştırıcı



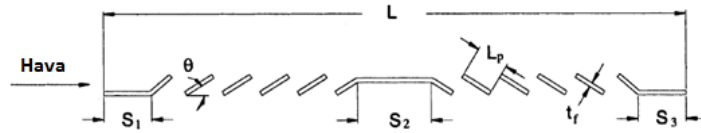
Şekil 4.2. Kale firması tarafından test ettirilen altı geçişli buharlaştırıcı



Şekil 4.3. Çoklu kanallı tüp kesit görünüşü



Şekil 4.4. Havanın menfezli kanata giriş kısmı



Şekil 4.5. Menfez kanat kesit görüntüsü

Buharlaştırıcı sisteminde dolaşan çevrim akışkanını kanallar içinden geçerken, dış taraftaki hava ise kanatlar arasından geçer. Bu geçiş esnasında, akışkana göre daha yüksek sıcaklığa sahip olan hava kütlesi ısısının bir kısmını çevrim akışkanına verir. Akışkanın kanallardan geçişi ve havanın kanatlardan geçişi esnasında basınç düşümleri oluşur.

Basınç düşümleri ve ısı geçişleri hesaplanırken küçük aralıkların alınması ve hesaplamaların bu aralıklar için yapılması gerekir. Her küçük aralık için hesaplamaların yapılması uzun işlemler gerektirdiğinden bir algoritma üzerinden yazılım oluşturulmuş, buharlaştırıcının hidrolik ve ısı performansını bu yazılım aracılığıyla belirlenmiştir.

Faz değişim akışında akışkan; kademeli olarak sıvı fazdan buhar fazına geçmekte ve buhar fazında sıcaklığını arttırarak sistemden çıkmaktadır. Bu esnada, sıvı ve buhar fazlarındaki akışkan miktarları sürekli olarak değişmekte ve bu değişime bağlı olarak akışın karakteristiği de değişmektedir. Bu çalışmada; benzer akış karakteristiğinin gözlemlendiği üç ayrı bölgenin olduğu kabul edilmiş ve bu bölgeler için farklı bağıntılar kullanılmıştır. Akışkanın kuruluk derecesinin $0 \leq x \leq 0.8$ aralığında olduğu bölge çift faz bölgesi, $0.8 \leq x \leq 1$ aralığında olduğu bölge sıvısız faz bölgesi ve $x \geq 1$ aralığında olduğu bölge kızgın buhar fazı bölgesi olarak belirlenmiştir. Burada $x = 0.8$ kuruluk derecesi değeri, sıvı fazın temasının tüp yüzeyinden tamamen kesildiği değer olarak tanımlanmıştır. Pierre ve Sthapak [33,34] tarafından yapılan deneylerde yüzeyle temasın kesildiği kuruluk derecesi değerinin $0.7 - 0.9$ aralığında değiştiği gözlemlenmiştir. Yüzeyden sıvı temasının kesilmesi ile birlikte çevrim akışkanının ısı taşınım katsayısı önemli oranda düşmeye başladığından bu değer kritik değer olarak belirlenmiştir.

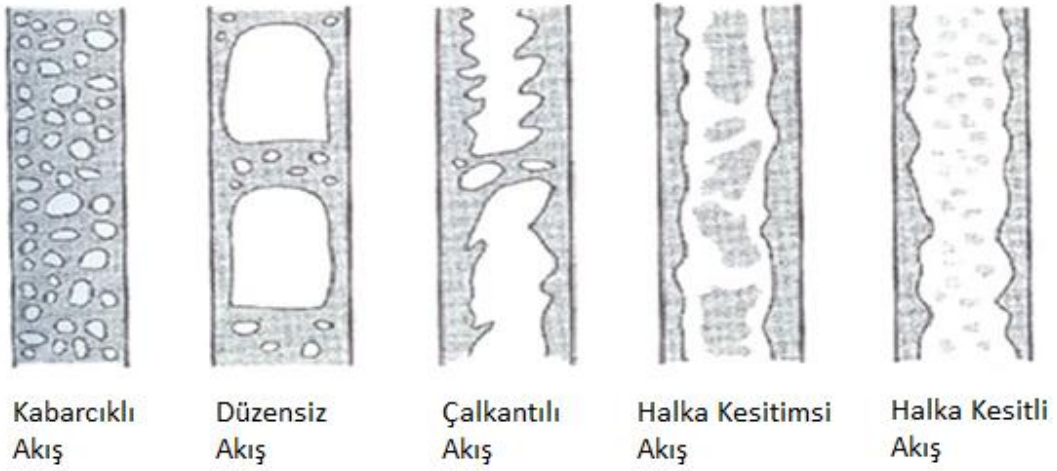
Ele alınan küçük aralıktaki toplam ısı geçişinin belirlenmesinde etkili olan bir diğer faktör ise kanat yüzeylerinde yoğuşma olup olmamasıdır. Yoğuşma, kanat dış yüzey sıcaklığının havanın doyma sıcaklığının altına düşmesi durumunda gerçekleşir ve yüzeyde yoğuşma katmanı oluşur. Yüzeyde yoğuşmanın olduğu bu gibi durumlarda ısı geçişi, Kuehn ve arkadaşları [35] tarafından önerilen entalpi kaynaklı potansiyel metodu ile hesaplanır. Yoğuşma olmaması durumunda ise kuru yüzeylerde toplam ısı geçişini ifade eden eşitlikler kullanılır.

4.2. Çevrim Akışkan Tarafı Isı Taşınım Katsayısının Belirlenmesi

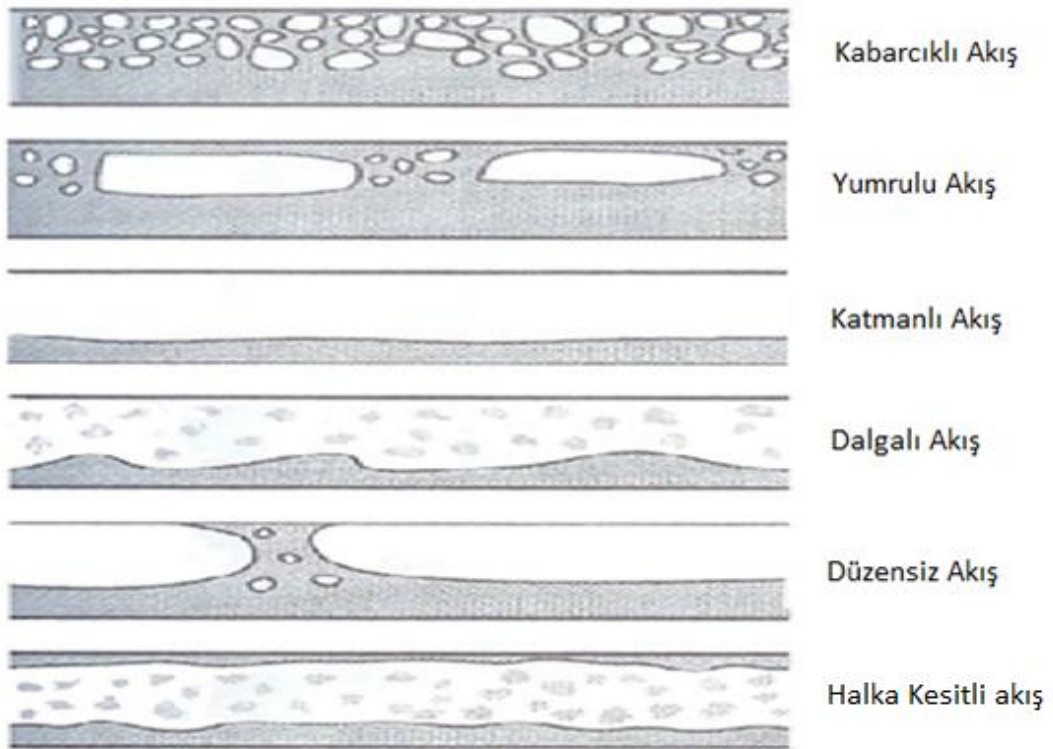
Buharlaştırıcı sisteminde gerçekleşen akış kaynamasında, çevrim akışkanı sisteme düşük kuruluk derecesine sahip doymuş sıvı olarak girer. Kanal içinde ilerleyen akışkan kanal duvarından ısı alır ve kaynamaya başlar. Akışkanın buharlaştırıcıdan çıkışı kızgın buhar olarak gerçekleşir.

Kaynama esnasında çevrim akışkanına ısı geçişi genelde iki baskın mekanizma ile olur. Bu mekanizmalar, akışkanda çok sayıda küçük kabarcığın olduğu kabarcıklı kaynama ve taşınım ile ısı geçişinin baskın olduğu taşınımsal kaynama mekanizmalarıdır. Düşük kuruluk derecelerinde, tüp duvarının yüzeyi buhardan ziyade sıvı ile kaplıdır. Yüzeyde yüksek oranda sıvı olması, kabarcıklı kaynamanın taşınımsal kaynamaya göre daha baskın olmasıyla sonuçlanır. Düşük kuruluk dereceleri için boşluk oranı da küçüktür. Boşluk oranı, akışın kesit alanı göz önüne alındığında buharın kapladığı kesit alanının toplam kesit alanına oranını ifade eder. Kuruluk derecesinin artmasıyla boşluk oranı artar ve buhar hacminin de artmasıyla beraber akış ivmelenmeye başlar. Yüksek kuruluk derecelerinde taşınımsal kaynama ile ısı geçişi daha baskındır.

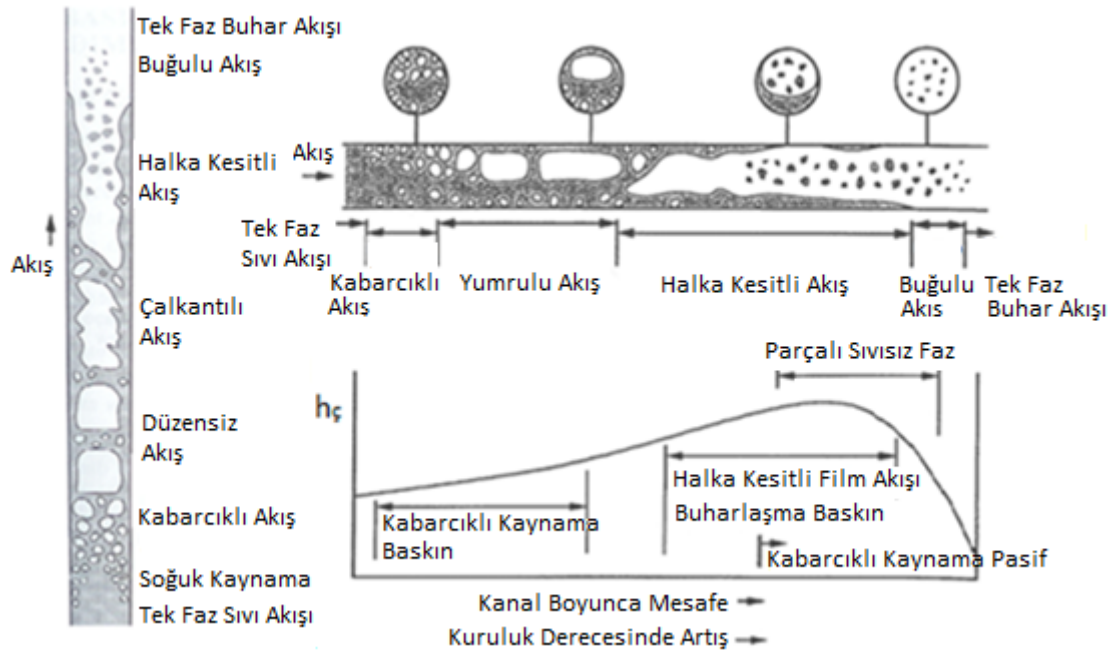
Çevrim akışkanının doymuş sıvı fazından kızgın buhar fazına geçişi esnasında farklı akış rejimleri görülebilir. Şekil 4.5-6'da klasik tüplerde, tüplerin yatay veya düşey olması durumu için akış rejimleri gösterilmiştir. Şekil 4.7.'de ise tüplerin yatay veya düşey yerleştirilmesi durumu için, kuruluk derecesinin değişimine bağlı olarak akış rejimlerinin ve ısı taşınım katsayısının nasıl değiştiği gösterilmiştir.



Şekil 4.6. Klasik tüplerin düşey konumlandırılması durumunda faz değişim akışında gözlemlenen akış rejimleri [36]



Şekil 4.7. Klasik tüplerin yatay konumlandırılması durumunda faz değişim akışında gözlemlenen akış rejimleri [36]



Şekil 4.8. Klasik kanalların yatay ve düşey konumlandırılması durumunda soğutucu akışkan ısı taşınım katsayısının kuruluk derecesine bağlı olarak değişimi [36]

Kaynama akışında her zaman şekillerde görülen akış rejimleri oluşmayabilir. Hangi akış rejimlerinin görüleceğini etkileyen bazı parametreler vardır. Bu parametrelerden en önemlileri; ısı akısı, boru çapı, akışkanın hızı ve yüzey gerilimi olarak sıralanabilir.

Mini kanallarda da akış rejimleri farklılık gösterebilir. Ancak, Kandlikar [5] tarafından yapılan çalışmada, mini kanallarda akış esnasında genellikle üç farklı akış rejiminin baskın olduğunu gözlemlenmiştir. Bu akış rejimleri; ayrı kabarcıklı, sınırlandırılmış kabarcıklı ve halka kesitli akış rejimleridir.

Bu çalışmada; çevrim akışkanının ısı taşınım katsayısının belirlenmesinde çift faz, sıvısız faz ve kızgın buhar faz bölgeleri için farklı eşitlikler önerilmiştir. Çift faz bölgesinde Shah [7] eşitliği kullanılırken, kızgın buhar bölgesinde Petukhov [37] eşitliği kullanılır. Sıvısız faz bölgesinde ise; $x = 0.8$ kuruluk derecesi için Shah [7] eşitliği ile hesaplanan ısı taşınım katsayısı değeri ile $x = 1$ kuruluk derecesi için Petukhov [37] eşitliği ile hesaplanan ısı taşınım katsayısı değeri arasında lineer interpolasyon yapılmıştır.

4.2.1. Çift faz akışında ısı taşınım katsayısının belirlenmesi

Çift faz akışında ısı taşınım katsayısı Shah [7] eşitliği ile bulunur. Eşitlikte kullanılan; Co , Bo ve Fr boyutsuz sayıları Eşitlik 4.1-2-3-4 ile verilmiştir.

$$Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} \left(\frac{\rho_b}{\rho_s}\right)^{0,5} \quad (4.1)$$

$$Bo = \frac{q}{Gi_{sb}} \quad (4.2)$$

$$Fr_s = \frac{G^2}{\rho_s^2 \cdot g \cdot D_h} \quad (4.3)$$

Düşey kanal için ve $Fr_s > 0,04$ durumundaki yatay kanal için ;

$$N = Co \quad (4.4.1)$$

$Fr_s < 0,04$ durumundaki yatay kanal için ;

$$N = 0,38 Fr_s^{-0,3} Co \quad (4.4.2)$$

Çift faz ısı taşınım katsayısı hesabında, sadece sıvı fazının ısı taşınım katsayısı değerinin de hesaplanması gerekmektedir. Bu değer hesaplanmasında türbülanslı akışlar için kullanılan ve Eşitlik 4.5 ile verilen Dittus-Boelter eşitliği kullanılır.

$$h_{ç,s} = 0,023 \cdot Re_s^{0,8} Pr_s^{0,4} \cdot \left(\frac{k_s}{D_h}\right) \quad (4.5)$$

$$Re_s = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_s} \quad (4.5.1)$$

Akış kaynamasında olayında kabarcıklı kaynama ve taşınımsal kaynama mekanizmalarının baskın olduğu belirtilmişti. Ele alınan bölgede hangi mekanizmanın daha baskın olduğuna karar verirken kabarcıklı ve taşınımsal kaynama için ayrı ayrı ısı taşınım katsayıları bulunur. Hangi mekanizmaya ait ısı taşınım katsayısı değeri büyük ise o mekanizma daha baskındır. Ele alınan bölgede baskın olan mekanizmanın ısı taşınım katsayısı kullanılır. Hesaplamalarda N boyutsuz parametresi, Kaynama sayısı (Bo) ve çift faz akışında sadece sıvı faza ait ısı taşınım katsayısı ($h_{c,s}$) kullanılır.

Bağıntı, $N > 1$, $1 \geq N > 0,1$ ve $N < 0,1$ aralıkları için verilmiştir.

Tablo 4.1. Çift faz akışında ısı taşınım katsayısının belirlenmesi için kullanılan Shah bağıntısı

Boyutsuz parametre (N)	Kaynama Sayısı (Bo)	Kabarcıklı kaynama ısı taşınım katsayısı ($h_{\zeta,kab}$)	Taşınımsal kaynama ısı taşınım katsayısı ($h_{\zeta,kon}$)	Çift faz akışı ısı taşınım katsayısı (h_{ζ})
$N > 1$	$Bo > 0,3 \cdot 10^{-4}$	$\frac{h_{\zeta,kab}}{h_{\zeta,s}} = 230Bo^{0,5}$	$\frac{h_{\zeta,kon}}{h_{\zeta,s}} = \frac{1,8}{N^{0,8}}$	
	$Bo < 0,3 \cdot 10^{-4}$	$\frac{h_{\zeta,kab}}{h_{\zeta,s}} = 1 + 46Bo^{0,5}$		
$1 \geq N > 0,1$	$Bo > 0,0011 F = 14,7$	$\frac{h_{\zeta,kab}}{h_{\zeta,s}} = F \cdot Bo^{0,5} e^{2,74N^{-0,1}}$	$\frac{h_{\zeta,kon}}{h_{\zeta,s}} = \frac{1,8}{N^{0,8}}$	$h_{\zeta,kon} > h_{\zeta,kab}$ ise $h_{\zeta} = h_{\zeta,kon}$
	$Bo < 0,0011 F = 15,43$			
$N < 0,1$	$Bo > 0,0011 F = 14,7$	$\frac{h_{\zeta,kab}}{h_{\zeta,s}} = F \cdot Bo^{0,5} e^{2,47N^{-0,15}}$	$\frac{h_{\zeta,kon}}{h_{\zeta,s}} = \frac{1,8}{N^{0,8}}$	$h_{\zeta,kab} > h_{\zeta,kon}$ ise $h_{\zeta} = h_{\zeta,kab}$
	$Bo < 0,0011 F = 15,43$			

4.2.2. Kızgın buhar faz akışında ısı taşınım katsayısının belirlenmesi

Kızgın buhar faz akışında ısı taşınım katsayısı, Eşitlik 4.6' da verilen Petukhov [37] bağıntısı ile belirlenir.

$$h_c = \frac{\frac{f}{8} Re_b Pr_b}{1,07 + \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr_b^{2/3} - 1)} \frac{k_b}{D_h} \quad (4.6)$$

$$Pr_b = \frac{\mu_b c_{p_b}}{k_b} \quad (4.6.1)$$

$$f = [1,82 \log(Re_b) - 1,64]^{-2} \quad (4.6.2)$$

$$Re_b = \frac{GD_h}{\mu_b} \quad (4.6.3)$$

4.2.3. Sıvısız faz akışında ısı taşınım katsayısının belirlenmesi

$x = 0.8$ kuruluk derecesi için Shah [7] eşitliği ve $x = 1$ kuruluk derecesi için Petukhov [37] eşitliği ile hesaplanan ısı taşınım katsayısı değerleri Eşitlik 4.7'da yerine koyularak kızgın buhar faz bölgesindeki ısı taşınım katsayısı bulunur.

$$h_{c,x} = h_{c,(x=1)} + \frac{1-x}{1-0,8} (h_{c,(x=0,8)} - h_{c,(x=1)}) \quad (4.7)$$

4.3. Çevrim Akışkan Tarafı Basınç Düşümünün Belirlenmesi

Kanal içinde ilerleyen çevrim akışkanı, yerel faz durumunda bağlı olarak farklı etkilere maruz kalır. Çift faz ve sıvısız faz akışları için başka bir deyişle faz değişim akışı için bu etkiler; ivmelenme kaynaklı, sürtünme kaynaklı, yerçekimi kaynaklı, ani genişleme ve ani daralma kaynaklı olarak sıralanırken; kızgın buhar faz akışında ise sürtünme kaynaklı, ani genişleme ve daralma kaynaklı olarak sıralanır.

Sürtünme kaynaklı basınç düşümünde, akışkan ile kanal yüzeyleri arasındaki sürtünme etkilidir. İvmelenme kaynaklı basınç düşümünde, faz değişimi esnasında sıvı fazdaki akışkanın buhar fazına geçişi etkilidir. Buhar fazına geçen akışkanın hacmi ve hızı artma eğilimi gösterir. Hızı artan buhar ile düşük hızdaki sıvı arasında sürtünme ve akış dönümleri meydana gelir. Yer çekimi kaynaklı basınç düşümünde, akışkanın ağırlığı etkilidir. Ani genişleme ve daralma kaynaklı basınç düşümü ise akışkanın kanallardan dağıtıcıya ve dağıtıcıdan kanallara geçişi esnasında gerçekleşir.

Akışkanın dağıtıcı içindeki basınç düşümünün ve ısı geçişinin küçük olduğu kabul edildiğinden hesaplamalara dahil edilmemiştir.

4.3.1. Faz değişim akışında basınç düşümünün belirlenmesi

Ayrık akış modeli kullanılarak geliştirilen ve faz değişim akışındaki sürtünme kaynaklı basınç düşümünü belirleyen bağıntı Eşitlik 4.8’de verilmiştir. Eşitlik, tüm akışkanın buhar kabul edilmesi durumundaki sürtünme basınç düşümünün faz değişim çarpanı ile çarpılması ve faz değişim akışındaki sürtünme basınç düşümünün bulunması temeline dayanır. Bu çalışmada hesaplama yapılan aralıklar çok küçük olduğu için aralıklardaki sürtünme faktörleri ve kuruluk derecesi sabit kabul edilmiştir. Eşitliklerde, ϕ_b faz değişim çarpanını, X Lockhart-Martinelli [14] katsayısını, C Chisholm [17] katsayısını ifade etmektedir.

$$(dP/dz)_{sür} = \frac{2G^2}{\rho_b D_h} I_{zv} \quad (4.8)$$

$$I_{zv} = \int_{z=z_1}^{z=z_2} f_b x^2 \phi_b^2 dz \quad (4.9)$$

$$\phi_b^2 = 1 + CX + X^2 \quad (4.10)$$

Sıvı ve buhar akışlarının türbülanslı olması durumunda Lockhart-Martinelli [14] katsayısı, Carey [36] tarafından önerilmiş olup Eşitlik 4.11’ de verilmiştir.

$$X = \left(\frac{\rho_b}{\rho_s}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b}\right)^{0,125} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,875} \quad (4.11)$$

Chisholm katsayısı (C), Lee ve arkadaşları [13] tarafından önerilen ve Eşitlik 4.12 ile verilen bağıntı ile hesaplanır. Eşitlikte, Bond sayısı yerçekimi kuvvetlerinin yüzey gerilmesi kuvvetlerine oranını ifade etmektedir. Yüksek kuruluk derecelerinde Chisholm katsayısı 100 değerine ulaşabilmektedir. Önceki çalışmalarda bu değer en fazla 20 değerini almakta idi. Çekirdeklenen kabarcıklar ile sıvı arasındaki etkileşimin mini kanallarda çok daha fazla olması, Chisholm faktöründeki bu artışın sebebi olarak gösterilmiştir.

$$C = 121,6(1 - e^{-22,7Bo'})x^{1,85} \quad (4.12)$$

$$Bo' = \frac{g(\rho_s - \rho_b)D_h^2}{\sigma_r} \quad (4.12.1)$$

Faz değişim akışında yer çekiminden kaynaklanan basınç düşümü gradyeni Eşitlik 4.13 ile bulunur.

$$(dP/dz)_{yç} = [(1 - \alpha)\rho_s + \alpha\rho_b]g\sin\Omega \quad (4.13)$$

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)\left(\frac{\rho_b}{\rho_s}\right)^{2/3}} \quad (4.13.1)$$

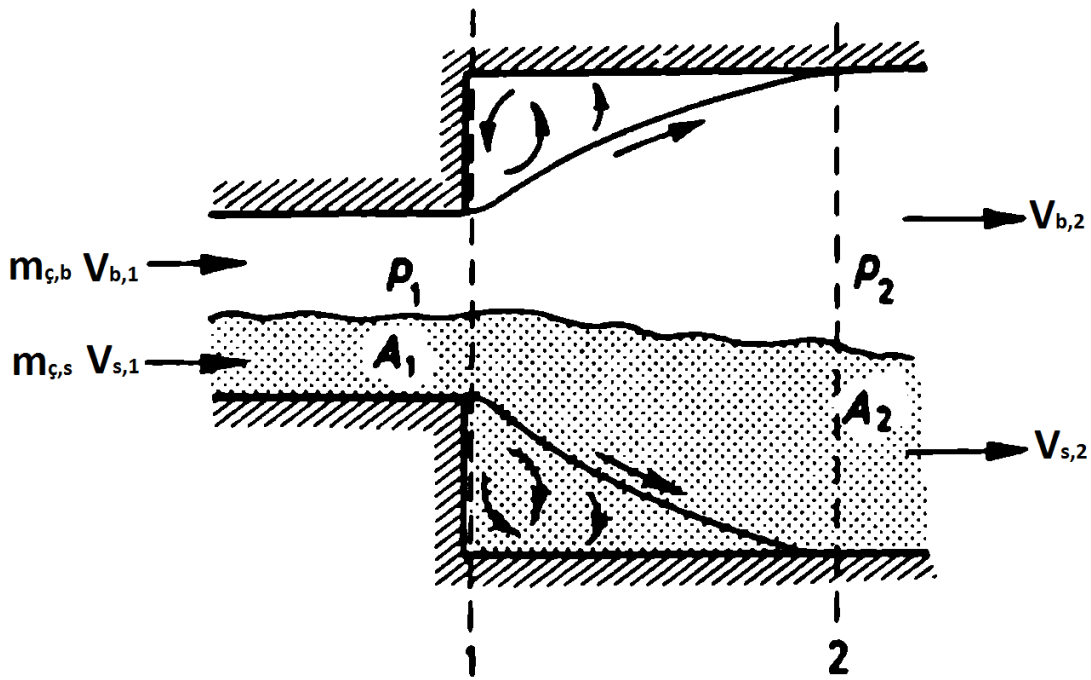
α , boşluk oranı olup akışkan kuruluk derecesine bağlı olarak değişir.

Faz değişim akışında ivmelenmeden kaynaklanan basınç düşümü gradyeni Eşitlik 4.14 ile bulunur.

$$(dP/dz)_{iv} = \frac{d}{dz} \left[\frac{G^2 x^2}{\alpha\rho_b} + \frac{G^2(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_s} \right] \quad (4.14)$$

Faz değişim akışında ani genişleme ve ani daralma basınç düşümleri hesap edilirken akışkan kuruluk derecesine bağlı olarak farklı bir hesaplama prosedürü izlemek gerekir. Çift faz akışında ($x < 0,8$), sıvı ve buhar fazları sürekli etkileşim içinde iken sıvısız faz akışında ($0,8 < x < 1$) buhar fazı karakteristiği daha baskındır. Bu sebeple, faz değişim akışı iki kademede incelenecek ve çift faz akışı için farklı hesaplama prosedürü, sıvısız faz akışı için farklı hesaplama prosedürü izlenecektir.

Çift faz akışında ani genişleme olurken sıvı ve buhar fazları ayrışır. Akışkanın duvarla temasından kaynaklanan sürtünme kuvvetinin ve yerçekimi kuvvetinin ihmal edilmesi durumunda tek boyutlu çift faz akışı Şekil 4.9.'da şematik olarak gösterilmiştir. Ayrık akış yaklaşımı için ani genişlemedeki basınç düşümü, Romie [38] tarafından türetilmiş olup Eşitlik 4.15 ile bulunur. Türetilen eşitlikte ani genişleme esnasında boşluk oranı α 'nın sabit kaldığı kabul edilir.



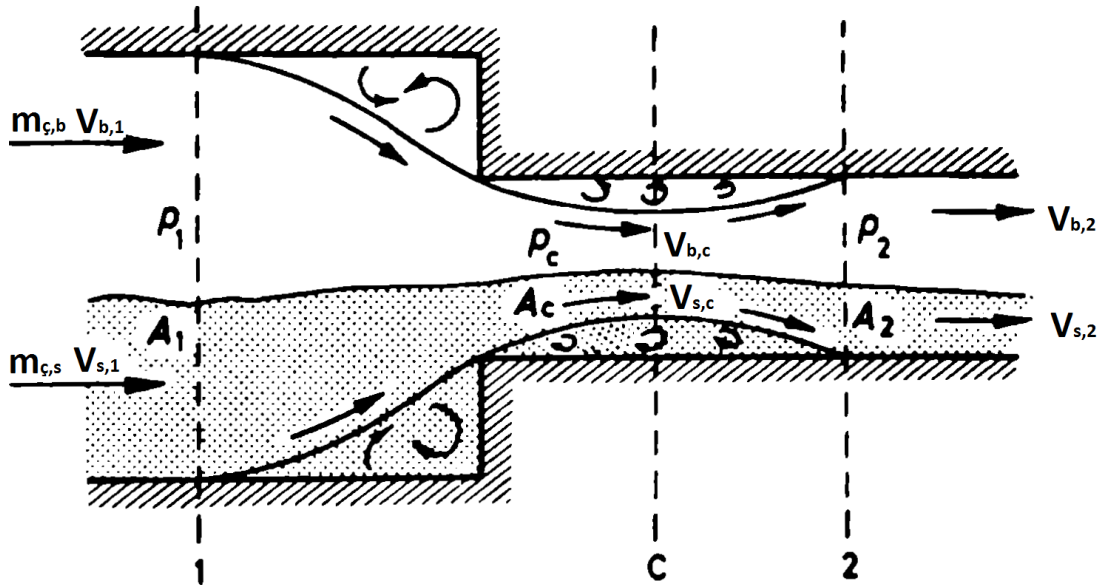
Şekil 4.9. Çift faz akışında ani genişleme [38]

$$\Delta P_{\text{çik}} = G^2 \sigma (1 - \sigma) \left[\frac{(1 - x)^2}{\rho_s (1 - \alpha)} + \frac{x^2}{\rho_b \alpha} \right] \quad (4.15)$$

Çift faz akışında ani daralma basınç düşümü, Collier [39] tarafından önerilen ve Eşitlik 4.16'da verilen eşitlik ile bulunur. Tek boyutlu çift faz akışında ani daralma basınç düşümünün şematik gösterimi Şekil 4.10. ile verilmiştir.

$$\Delta P_{gir} = \left(\frac{G}{C_c}\right)^2 (1 - C_c) \left[\frac{(1 + C_c) \left(\frac{x^3}{\rho_b^2 \alpha^2} + \frac{(1-x)^3}{\rho_s^2 (1-\alpha)^2} \right)}{2 \left(\frac{x}{\rho_b} + \frac{(1-x)}{\rho_s} \right)} - C_c \left(\frac{x^2}{\rho_b \alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_s (1-\alpha)} \right) \right] \quad (4.16)$$

Eşitlikte σ , akışın kanala girişi esnasındaki tüp kesit alanının ön cephe alanına oranıdır ve Eşitlik 4.17 ile bulunur.



Şekil 4.10. Çift faz akışında ani daralma [39]

$$\sigma = A_{kes} / A_{öc} \quad (4.17)$$

C_c daralma katsayısıdır ve σ 'nın fonksiyonu olarak Collier [39] tarafından Tablo 4.2.' de gösterilmiştir.

Tablo 4.2. Farklı σ değerleri için verilen C_c daralma katsayıları

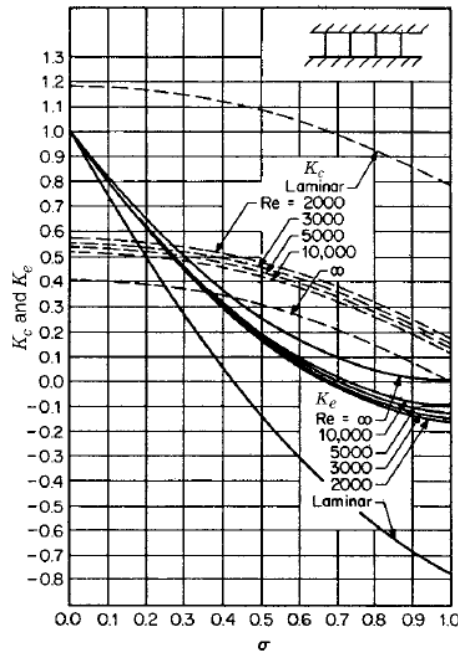
$1/\sigma$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
C_c	0,586	0,598	0,625	0,686	0,790	1

Sıvısız faz akışında buhar fazı baskın olduğu için akış tek faz buhar akışı olarak kabul edilir. Sıvısız faz akışında ani daralma ve genişleme basınç düşümü Eşitlik 4.18-19 ile bulunur.

$$\Delta P_{çık} = \frac{G^2}{2\rho_b} (1 - \sigma^2 - K_e) \quad (4.18)$$

$$\Delta P_{gir} = \frac{G^2}{2\rho_b} (1 - \sigma^2 + K_c) \quad (4.19)$$

K_e ve K_c , sırasıyla genişleme ve daralma kayıp katsayıları olup Kays ve London [40] tarafından önerilen grafiklerle belirlenir. Grafikler Şekil 4.11. ile verilmiştir.



Şekil 4.11. Kare kesitli kanallarda K_e ve K_c bölgesel kayıp katsayıları grafiği [40]

4.3.2. Kızgın buhar faz akışında basınç düşümünün belirlenmesi

Kızgın buhar faz akışında sürtünmeden kaynaklanan basınç düşümü gradyeni Eşitlik 4.20 ile bulunur.

$$(dP/dz)_{sür} = f \frac{1}{D_h} \frac{G^2}{2\rho_b} \quad (4.20)$$

f sürtünme faktörü Eşitlik 4.6.2' de verilmiştir.

Kızgın buhar faz akışında ani daralma ve genişleme basınç düşümü için sıvısız faz akışında önerilen Eşitlik 4.18-19 kullanılır.

4.4. Hava Tarafı Isı Taşınım Katsayısının Belirlenmesi

Kanat yüzeylerinin kuru olması durumunda ısı taşınım katsayısı; Webb ve arkadaşları [26] tarafından önerilen Eşitlik 4.21 ile hesaplanır. Eşitlik, kanat üzerinde akan havanın Reynold sayısının $200 \leq Re_{D_h} \leq 4000$ aralığı için geçerlidir.

$$\eta \cdot h_{h,d} \cdot A_h = h_e \cdot A_e + 0,744 \cdot \eta_f \cdot k \cdot L_l \cdot \beta \cdot Re_{L_p}^{0,581} \cdot \left(\frac{2\theta}{\pi}\right)^{0,195} \cdot \left(\frac{F_p}{F_h}\right)^{-0,0522} \quad (4.21)$$

$$h_e = \frac{(10,81 + 12,63 \cdot A_r - 1,61 \cdot A_r^2 - 18,86 \cdot A_r^{0,5}) \cdot k}{D_{h,e}} \quad (4.22)$$

$$\frac{(F_h - L_l)}{(F_p - t_f)} < 1 \quad \text{için} \quad A_r = \frac{(F_h - L_l)}{(F_p - t_f)} \quad (4.22.1)$$

$$\frac{(F_h - L_l)}{(F_p - t_f)} > 1 \quad \text{için} \quad A_r = \frac{1}{\frac{(F_h - L_l)}{(F_p - t_f)}} \quad (4.22.2)$$

$$D_{h,e} = 4 \cdot \frac{(F_h - L_l) \cdot (F_p - t_f)}{(F_h - L_l) + (F_p - t_f)} \quad (4.22.3)$$

$$\beta = 2 \cdot \left(\frac{S_1}{L_p}\right)^{0,5} + (M + M_{S_2}) + M_{S_2} \left(\frac{S_2}{L_p}\right)^{0,5} \quad (4.23)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh\left(m \cdot \frac{F_h}{2}\right)}{m \cdot \frac{F_h}{2}} \quad (4.24)$$

$$m = \left(\frac{2 \cdot h_{h,d}}{k_f \cdot t_f}\right)^{0,5} \quad (4.24.1)$$

$$Re_{L_p} = \frac{V_c \cdot L_p}{\nu} \quad (4.25)$$

$$A_e = A_{f,e} + A_{t,e} \quad (4.26)$$

$$A_{f,e} = 2D_{maj} (F_h - L_l) \quad (4.26.1)$$

$$A_{t,e} = Yw_c (F_p - t_f) \quad (4.26.2)$$

$$A_h = A_f + A_{t,e} \quad (4.27)$$

$$A_f = A_{f,e} + A_{S_1} + A_{S_2} + A_{S_3} + A_l \quad (4.27.1)$$

$$A_{S_1} = 2L_l S_1 \quad (4.27.1.1)$$

$$A_{S_2} = 2L_l S_2 M_{S_2} \quad (4.27.1.2)$$

$$A_{S_3} = 2L_l S_3 \quad (4.27.1.3)$$

$$A_l = 2L_l L_p (M + M_{S_2}) \quad (4.27.1.4)$$

Toplam ısı geçiş katsayısında kullanılan ısı geçiş yüzeyi ise Eşitlik 4.28 ile belirlenir.

$$A_t = Yw_c F_p \quad (4.28)$$

Kanat yüzeylerinin ıslak olması durumundaki duyulur ısı kaynaklı ısı taşınım katsayısı ile kanat yüzeylerinin kuru olması durumundaki ısı taşınım katsayısının birbirine çok yakın olduğu bilinmektedir. Bundan dolayı ıslak yüzeylerdeki ısı taşınım katsayısı bulunurken, ilk olarak kuru yüzey için ısı taşınım katsayısı hesaplanır. Daha sonra ıslak yüzeylerdeki ısı taşınım katsayısı belirlenir.

4.5. Hava Tarafı Basınç Düşümünün Belirlenmesi

Havanın buharlaştırıcı kanatlarına girişi ve çıkışı esnasında dört etki basınç düşümüne sebep olur. Birinci etki kanat yüzeyleri ile hava arasında gerçekleşen sürtünme etkisidir. İkinci etki, havanın sıcaklığının değişimine bağlı yoğunluk değişiminden kaynaklanan ivmelenme etkisidir. Üçüncü etki, havanın ön cepheden kanatlara girişi esnasında gerçekleşen bölgesel ani daralma etkisidir. Dördüncü etki ise havanın kanatlardan çıkıp sistemi terk etmesi esnasında gerçekleşen bölgesel ani genişleme etkisidir.

$$\Delta P = (\Delta P)_{sür} + (\Delta P)_{iv} + (\Delta P)_{gir} - (\Delta P)_{çık} \quad (4.29)$$

Kanat içinde akan hava ile kanat arasındaki sürtünme kaynaklı basınç düşümü Eşitlik 4.30 ile belirlenir.

$$(\Delta P)_{sür} = f \frac{A_h \rho_{h,gir} (\rho_{h,ort} V_c)^2}{A_{ff} \rho_{h,ort} 2\rho_{h,gir}} \quad (4.30)$$

Eşitlik 4.30'de verilen yüzey sürtünmesi faktörü (f) Webb ve arkadaşları [26] tarafından önerilen Eşitlik 4.33-39 ile belirlenir.

Eşitlik, kanat üzerinde akan havanın Reynolds sayısının $400 \leq Re_{D_h} \leq 4000$ aralığı için geçerlidir.

$$Re_{D_h} = \frac{V_c \cdot D_h}{\nu} \quad (4.31)$$

$$D_h = 4 \cdot \frac{A_{ff}}{A_h} \cdot L_f \quad (4.32)$$

$400 < Re_{D_h} < 1000$ için

$$f = f_e \frac{A_e}{A_h} + C_{DL} \frac{A_{DL}}{A_h} \quad (4.33)$$

$$+ 6,242 \frac{L_p L_l}{A_h} \beta Re_{L_p}^{-0,759} \left(\frac{2\theta}{\pi}\right)^{-0,233} \left(\frac{F_p}{F_h}\right)^{-0,628}$$

Eşitlik 4.33' de ifade edilen menfez açısı θ radyan birimindedir.

$$f_e = \frac{v}{V_c \cdot D_{h,e}} \cdot \left(32,72 + 18,73 \cdot A_r - 37,04 \cdot A_r^{0,5} - \frac{0,164}{A_r}\right) \quad (4.34)$$

$$V_c = \frac{V_{fr} A_{fr}}{A_{ff}} \quad (4.35)$$

$$A_{fr} = F_p (b + D_{min}) \quad (4.35.1)$$

$$A_{ff} = F_p \cdot b - t_f (F_h - t_f) \quad (4.35.2)$$

$$\theta < 8^\circ \quad \text{için} \quad C_{DL} = 2\pi \sin \theta \quad (4.36.1)$$

$$8^\circ \leq \theta \leq 12^\circ \quad \text{için} \quad C_{DL} = 0.8 \quad (4.36.2)$$

$$\theta \geq 12^\circ \quad \text{için} \quad C_{DL} = \frac{\cos \theta}{0.222 + \frac{0.283}{\sin \theta}} \quad (4.36.3)$$

$$A_{DL} = M \cdot L_l \cdot t_f \quad (4.37)$$

$$\beta = 2 \cdot \left(\frac{S_1}{L_p}\right)^{0,5} + (M + M_{S_2}) + M_{S_2} \left(\frac{S_2}{L_p}\right)^{0,5} \quad (4.38)$$

$1000 < Re_{D_h} < 4000$ için

$$f = f_e \frac{A_e}{A_h} + C_{DL} \frac{A_{DL}}{A_h} + 0.876 \frac{L_p L_l}{A_h} \beta Re_{L_p}^{0,555} \left(\frac{2\theta}{\pi}\right)^{0,521} \left(\frac{F_p}{F_h}\right)^{-0,0772} \quad (4.39)$$

Eşitlik 4.39' da ifade edilen θ menfez açısı radyan birimindedir.

Kanal içinde ilerleyen havanın sıcaklığı değişir. Sıcaklık değişimi yoğunluk değişimine sebep olur. Yoğunluk değişimine bağlı olarak da hava akışında ivmelenme basınç düşümü oluşur. İvmelenme basınç düşümü Eşitlik 4.40 ile belirlenir.

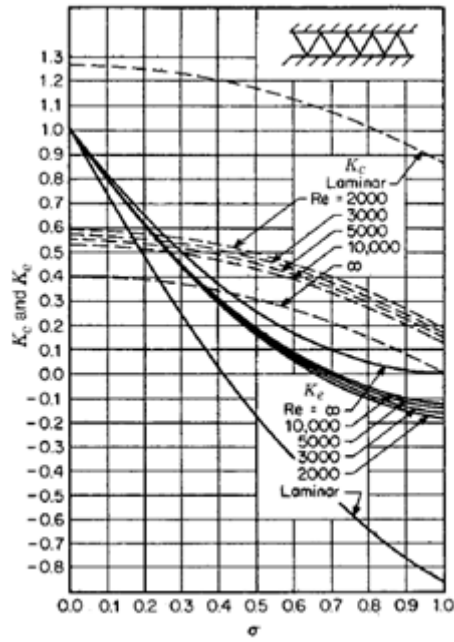
$$(\Delta P)_{iv} = \left(\frac{\rho_{h,gir}}{\rho_{h,çık}} - 1 \right) \frac{(\rho_{h,ort} V_c)^2}{\rho_{gir}} \quad (4.40)$$

Havanın ön cepheden kanatlara girişi esnasında gerçekleşen bölgesel ani daralma ve kanatlardan çıkışı esnasında gerçekleşen bölgesel ani genişleme basınç düşümleri, Eşitlik 4.41-42 ile belirlenir.

$$(\Delta P)_{cık} = \frac{G^2}{2\rho_b} (1 - \sigma^2 - K_e) \quad (4.41)$$

$$(\Delta P)_{gir} = \frac{G^2}{2\rho_b} (1 - \sigma^2 + K_c) \quad (4.42)$$

K_e ve K_c , sırasıyla genişleme ve daralma kayıp katsayıları olup Kays ve London [40] tarafından önerilen ve Şekil 4.11. ile verilen grafiklerden belirlenir.



Şekil 4.12. Üçgensel kesitli kanatlarda K_e ve K_c bölgesel kayıp katsayıları grafiği [40]

4.6. Toplam Isıl Direncin ve Toplam Isı Geçişinin Belirlenmesi

Ele alınan küçük aralıkta, kanat yüzeylerinde yoğuşma olup olmamasına bağlı olarak farklı hesaplama yöntemleri uygulanmaktadır. Kanat yüzeylerinin kuru olması durumunda toplam ısı geçişi doğrudan hesaplanabilirken, kanat yüzeylerinin ıslak olması durumunda ise kanal ortalama sıcaklığı ile kanat yüzeylerinde yoğuşan su filmi tabakasının ortalama sıcaklığı tahmin edilir. Bu tahminlere göre toplam ısı geçişi belirlenir ve belirlenen bu ısı geçişi kullanılarak tahmin değerlerinin sağlanması yapılır. Bu iki durum için izlenecek adımlar aşağıda verilmiştir.

4.6.1. Kanat yüzeylerinin kuru olması durumunda toplam ısı direncin ve toplam ısı geçişinin belirlenmesi

Ele alınan küçük aralıkta hava ile çevrim akışkanı arasındaki toplam ısı direnci; çevrim akışkanı tarafındaki taşınım, tüp duvarındaki iletim ve hava tarafındaki taşınım ısı dirençlerinin toplanmasıyla bulunur.

$$\frac{1}{U_{kuru} A_h} = \frac{1}{h_{\zeta} A_{\zeta}} + \frac{t_t}{k_t A_{t,ort}} + \frac{1}{\eta h_{h,d} A_h} \quad (4.43)$$

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A_h} (1 - \eta_f) \quad (4.44)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh\left(m \cdot \frac{F_h}{2}\right)}{m \cdot \frac{F_h}{2}} \quad (4.45)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_{h,d}}{k_f t_f}} \quad (4.45.1)$$

Çevrim akışkanının kanala girişinden itibaren kanal boyunca küçük aralıklar alınıp hesaplamalar yapıldığı için, havanın ve çevrim akışkanının bu aralıklara giriş sıcaklıkları bilinmektedir. Ele alınan sistemde giriş sıcaklıklarının $(T_{\zeta,1}, T_{h,1})$ bilinmesi durumunda toplam ısı geçişi Etkenlik – NTU ($\varepsilon - NTU$) yöntemi ile belirlenir. Etkenlik – NTU ($\varepsilon - NTU$) yönteminde ısı geçişini ifade eden eşitlik Eşitlik 4.46'da verilmiştir. Sistem; tek geçişli, çapraz akışlı ve iki akışkanın karışmadığı bir sistem olarak tanımlanmıştır.

$$Q = \varepsilon C_{min} (T_{\zeta,1} - T_{h,1}) \quad (4.46)$$

Akışkanın faz değişim bölgesinde olması durumu;

Çevrim akışkanı faz değiştirirken, sabit sıcaklıktaki akışkana ısı geçişi olur. Sabit akışkan sıcaklığındaki ısı geçişi $Q = m_{\zeta} c_{p,\zeta} (T_{\zeta,2} - T_{\zeta,1})$, sonlu bir büyüklüktür. Bu durumda, ısı geçişinin sonlu bir büyüklükte olabilmesi için $(T_{\zeta,2} - T_{\zeta,1}) \rightarrow 0$ 'a giderken $C_{\zeta} = m_{\zeta} c_{p,\zeta} \rightarrow \infty$ 'a gitmelidir. Görüldüğü gibi faz değişimi esnasında akışkanın ısı kapasitesi sonsuz değerini almakta, bu sebeple de minimum ısı kapasite havanın ısı kapasitesi $C_{min} = C_h$; maksimum ısı kapasite ise çevrim akışkanının ısı kapasitesi $C_{mak} = C_{\zeta}$ olmaktadır.

$$NTU = \frac{U_{kuru} A_h}{C_{min}} \quad (4.47)$$

Kanal içerisinde faz değişimi olması durumunda Etkenlik katsayısı Eşitlik 4.48 ile belirlenir.

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (4.48)$$

Akışkanın kızgın buhar faz bölgesinde olması durumu;

Havanın ısı kapasitesi ($C_h = m_h c_{p,h}$) ve çevrim akışkanının ısı kapasitesi ($C_c = m_c c_{p,c}$) belirlenerek maksimum ve minimum ısı kapasiteler bulunur.

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (4.49)$$

$$NTU = \frac{U_{kuru} A_h}{C_{min}} \quad (4.50)$$

Kanal içinde kızgın buhar faz akışı olması durumunda; tek geçişli, çapraz akışlı ve iki akışkanın karışmadığı durum için Etkenlik katsayısı Eşitlik 4.51 ile belirlenir.

$$\varepsilon = 1 - e^{\left[\frac{NTU}{C_r} \right]^{0,22} (e^{-C_r \cdot NTU} - 1)^{0,78}} \quad (4.51)$$

4.6.2. Kanat yüzeylerinin ıslak olması durumunda toplam ısı direncin ve toplam ısı geçişinin belirlenmesi

Kanat yüzeylerinde yoğuşma olması durumunda, hava ve çevrim akışkanı arasındaki toplam ısı direnci, kuru yüzeyde uygulanan hesaplama yöntemi ile bulunamaz. Yoğuşma olması durumunda ilk olarak kanal ortalama sıcaklığı ve kanat yüzeylerinde yoğuşan su filmi tabakasının ortalama sıcaklığı tahmin edilir. Bu

tahminlere göre toplam ısı geçişi belirlenir ve elde edilen ısı geçişi kullanılarak tahmin edilen değerlerinin sağlanması yapılır.

4.6.2.1. Tahmini yüzey sıcaklıkları kullanılarak tahmini toplam ısı geçişinin belirlenmesi

Kanat yüzeyinde yoğuşma olması durumunda hava ve çevrim akışkanı arasındaki toplam ısı direnç; çevrim akışkanı tarafındaki taşınım, tüp duvarındaki iletim ve yüzeyde yoğuşmanın olduğu hava tarafındaki taşınım ısı dirençlerinin toplamıdır. Kanat yüzeylerinin ıslak olması durumundaki toplam ısı geçişi hesabında, Kuehn ve arkadaşları [35] tarafından önerilen entalpi kaynaklı potansiyel metodu kullanılır. Toplam ısı geçişi Eşitlik 4.52 ile belirlenir.

$$\frac{1}{U_{\text{ıslak}} A_h} = \frac{b_{\zeta}}{h_{\zeta} A_{\zeta}} + \frac{b_t t_t}{k_t A_{t,ort}} + \frac{b_{w,ort}}{\eta h_{h,w} A_h} \quad (4.52)$$

Ele alınan küçük aralıkta; tüp iç duvarının yüzey sıcaklığı ile dış yüzey sıcaklığı arasındaki ortalama sıcaklık $T_{t,ort}$, çevrim akışkanının sıcaklığı $T_{\zeta,ort}$ ve kanat yüzeyinde yoğuşan suyun ortalama film sıcaklığı $T_{w,ort}$ olmak üzere; b_{ζ} , $T_{t,ort}$ ve $T_{\zeta,ort}$ sıcaklık değerlerinin ortalama değerine sahip havanın doyma eğrisinin eğimini vermekte olup Eşitlik 4.52.1 ile belirlenir.

$$b_{\zeta} = \frac{i_{sat,t,ort} - i_{sat,\zeta,ort}}{T_{t,ort} - T_{\zeta,ort}} \quad (4.52.1)$$

b_t , $T_{t,ort}$ sıcaklık değerine sahip havanın doyma eğrisinin eğimini vermekte olup Eşitlik 4.52.2 ile belirlenir.

$$b_t = \left(\frac{di_{sat}}{dT} \right)_{T=T_{t,ort}} \quad (4.52.2)$$

$b_{w,ort}$, $T_{w,ort}$ sıcaklık değerine sahip havanın doyma eğrisinin eğimini vermekte olup Eşitlik 4.52.3 ile belirlenir.

$$b_{w,ort} = \left(\frac{di_{sat}}{dT} \right)_{T=T_{w,ort}} \quad (4.52.3)$$

$h_{h,w}$, kanat yüzeylerinin ıslak olması durumunda hava tarafındaki ısı taşınım katsayısını ifade etmektedir. Kanat yüzeylerinin ıslak olması durumundaki ısı taşınım katsayısı $h_{h,w}$ ile kanat yüzeylerinin kuru olması durumundaki ısı taşınım katsayısı $h_{h,d}$ arasındaki ilişki Eşitlik 4.53 ile belirlenir.

$$h_{h,w} = \frac{1}{\frac{c_{p,h}}{b_{w,ort} h_{h,d}} + \frac{y_w}{k_w}} \quad (4.53)$$

Eşitlikte y_w , yüzey üzerinde yoğuşan sıvı filminin kalınlığını ifade etmektedir ve Myers [41] tarafından yapılan çalışmada bu kalınlık değeri $0,1 \text{ mm}$ olarak kabul edilmiştir.

Akışkanın faz değişim bölgesinde olması durumu;

Etkenlik – NTU yöntemi ile ısı geçişi hesaplanırken havanın ısıl kapasitesi $C_{h,w} = m_h$ ile çevrim akışkanının ısıl kapasitesi $C_{c,w} = m_c c_{p,c} / b_{c,21}$ belirlenmelidir. Faz değişimi esnasında sabit akışkan sıcaklığında ısı geçişi olduğundan, minimum ısıl kapasite havanın ısıl kapasitesi $C_{min,w} = C_{h,w}$, maksimum ısıl kapasite de çevrim akışkanının ısıl kapasitesi $C_{mak,w} = C_{c,w}$ olmaktadır.

$$NTU = \frac{U_{Islak} A_h}{C_{min,w}} \quad (4.54)$$

Kanal içinde faz değişimi olması durumunda Etkenlik katsayısı ve ısı geçişi Eşitlik 4.55-56 ile belirlenir.

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (4.55)$$

$$Q = \varepsilon C_{min,w} (i_{h,1} - i_{\zeta,1}) \quad (4.56)$$

Akışkanın kızgın buhar faz bölgesinde olması durumu;

Minimum ve maksimum ısı kapasitelerin belirlenebilmesi için, havanın ısı kapasitesi $C_{h,w} = m_h$ ile çevrim akışkanının ısı kapasitesi $C_{\zeta,w} = m_{\zeta} c_{p,\zeta} / b_{\zeta,21}$ belirlenmelidir.

Kanal içinde kızgın buhar faz akışı olması durumunda; tek geçişli, çapraz akışlı ve iki akışkanın karışmadığı durum için Etkenlik katsayısı ve ısı geçişi Eşitlik 4.60-61 ile belirlenir.

$$b_{\zeta,21} = \frac{i_{\zeta,2} - i_{\zeta,1}}{T_{\zeta,2} - T_{\zeta,1}} \quad (4.57)$$

$$C_r = \frac{C_{min,w}}{C_{max,w}} = \frac{\min[C_{h,w}, C_{\zeta,w}]}{\max[C_{h,w}, C_{\zeta,w}]} \quad (4.58)$$

$$NTU = \frac{U_{1slak} A_h}{C_{min,w}} \quad (4.59)$$

$$\varepsilon = 1 - e^{\left[\frac{NTU}{C_r} (e^{-C_r \cdot NTU} - 1) \right]} \quad (4.60)$$

$$Q = \varepsilon C_{min,w} (i_{h,1} - i_{\zeta,1}) \quad (4.61)$$

4.6.2.2. Sağlama yapılarak tahmini ısı geçişinin doğruluğunun test edilmesi

Toplam ısı geçişi Q belirlenirken, faz değişim bölgesinde ve kızgın buhar faz bölgesinde farklı hesaplama yöntemleri uygulanır.

Akışkanın faz değişim bölgesinde olması durumu;

Sağlama işlemlerine tüp duvarı iç yüzey sıcaklığı sıcaklığı ve dış yüzey sıcaklığı arasındaki ortalama sıcaklık $T_{t,ort}$ ile kanat yüzeyinde yoğuşan suyun ortalama film

sıcaklığı $T_{w,ort}$ değerlerinin tahmini ile başlanır. Bu tahmin değerleri ile b_{ζ} , b_t , $b_{w,ort}$ değerleri ve tahmini toplam ısı geçişi Q bulunur. Tahmini Q değeri kullanılarak, $T_{t,ort}$ ve $T_{w,ort}$ sağlama değerleri bulunur. Başta tahmin edilen $T_{t,ort}$ ve $T_{w,ort}$ değerleri ile sağlama sonucu elde edilen $T_{t,ort}$ ve $T_{w,ort}$ değerleri karşılaştırılır. Değerler arasındaki fark $0,001$ ' den küçük ise işlem sonlandırılır. Fark daha fazla ise sağlama sonucunda elde edilen değerler bir sonraki adım için tahmin değerleri olur ve işlemler tekrarlanır.

Tüp duvarı ortalama sıcaklık değeri $T_{t,ort}$ ' un sağlaması Eşitlik 4.63 ile yapılır.

$$i_{sat,t,ort} = i_{sat,\zeta,ort} + \left(\frac{b_{\zeta}}{h_{\zeta}A_{\zeta}} + \frac{b_t t}{k_t A_{t,ort}} \right) [m_{\zeta} c_{p,\zeta} (T_{\zeta,2} - T_{\zeta,1})] \quad (4.62)$$

$$T_{t,ort} = T(i_{sat})_{i_{sat}=i_{sat,t,ort}} \quad (4.63)$$

Kanat yüzeyinde yoğuşan suyun ortalama film sıcaklığı değeri $T_{w,ort}$ ' un sağlaması Eşitlik 4.66 ile yapılır.

$$i_{h,2} = i_{h,1} - \frac{Q}{m_h} \quad (4.64)$$

$$i_{sat,w,ort} = \frac{i_{h,1} + i_{h,2}}{2} - \eta_f \left(\frac{c_{p,h}}{\eta h_{h,d} A_h} \right) Q \quad (4.65)$$

$$T_{w,ort} = T(i_{sat})_{i_{sat}=i_{sat,w,ort}} \quad (4.66)$$

Akışkanın kızgın buhar faz bölgesinde olması durumu;

İlk olarak çevrim akışkanının ele alınan küçük aralıktan çıkış sıcaklığı $T_{\zeta,2}$ ile kanat yüzeyinde yoğuşan suyun ortalama film sıcaklığı $T_{w,ort}$ tahmin edilir. Tüp duvarı iç yüzey sıcaklığı ve dış yüzey sıcaklığı arasındaki ortalama sıcaklık değeri $T_{t,ort}$ ise tahmini sıcaklık değerleri kullanılarak Eşitlik 4.68 ile belirlenir.

$$i_{sat,t,ort} = i_{sat,\zeta,ort} + \left(\frac{b_{\zeta}}{h_{\zeta}A_{\zeta}} + \frac{b_t t}{k_t A_{t,ort}} \right) [m_{\zeta} c_{p,\zeta} (T_{\zeta,2} - T_{\zeta,1})] \quad (4.67)$$

$$T_{t,ort} = T(i_{sat})_{i_s=i_{sat,t,ort}} \quad (4.68)$$

Tahmin değerleri ve $T_{t,ort}$ değeri yardımıyla b_{ζ} , b_t ve $b_{w,ort}$ değerleri ve tahmini Q toplam ısı geçişi bulunur. Tahmini Q değeri kullanılarak $T_{\zeta,2}$ ve $T_{w,ort}$ sağlama değerleri bulunur. Başta tahmin edilen $T_{\zeta,2}$ ile $T_{w,ort}$ değerleri ile sağlama sonucu elde edilen $T_{\zeta,2}$ ve $T_{w,ort}$ değerleri karşılaştırılır. Değerler arasındaki fark $0,001$ ' den küçük ise işlem sonlandırılır. Fark daha fazla ise sağlama sonucunda elde edilen değerler bir sonraki adım için tahmin değerleri olur ve işlemler tekrarlanır.

Çevrim akışkanının ele alınan küçük aralıktan çıkış sıcaklığı $T_{\zeta,2}$ ' nin sağlaması Eşitlik 4.69 ile yapılır.

$$T_{\zeta,2} = T_{\zeta,1} + \frac{Q}{m_{\zeta} c_{p,\zeta}} \quad (4.69)$$

Kanat yüzeyinde yoğuşan suyun ortalama film sıcaklığı $T_{w,ort}$ ' un sağlaması Eşitlik 4.72 ile yapılır.

$$i_{h,2} = i_{h,1} - \frac{Q}{m_h} \quad (4.70)$$

$$i_{sat,w,ort} = \frac{i_{h,1} + i_{h,2}}{2} - \eta_f \left(\frac{c_{p,h}}{\eta h_{h,d} A_h} \right) Q \quad (4.71)$$

$$T_{w,ort} = T(i_{sat})_{i_{sat}=i_{sat,w,ort}} \quad (4.72)$$

4.6.3. Hava çıkış neminin ve sıcaklığının belirlenmesi

4.6.3.1. Kanat yüzeylerinin kuru olması durumunda hava çıkış neminin ve sıcaklığının belirlenmesi

Ele alınan küçük aralıkta; kanat yüzey sıcaklığının, üzerinden geçen havanın doyma sıcaklığından büyük olması durumunda, yüzeyde yoğuşma olmaz. Bu durumda havadan kanat yüzeylerine su geçişi olmaz ve havanın özgül nemi değişmez.

$$W_2 = W_1 \quad (4.73)$$

Ele alınan küçük aralıkta havanın kanatlardan çıkış sıcaklığı $T_{h,2}$ ise Eşitlik 4.74 ile belirlenir.

$$T_{h,2} = T_{h,1} - \frac{Q}{m_h c_{p,h}} \quad (4.74)$$

4.6.3.2. Kanat yüzeylerinin ıslak olması durumunda hava çıkış neminin ve sıcaklığının belirlenmesi

Ele alınan küçük aralıkta; kanat yüzey sıcaklığının, üzerinden geçen havanın doyma sıcaklığından düşük olması durumunda, yüzeyde yoğuşma olur ve havadan kanat yüzeylerine su geçişi olur. Bu durumda ele alınan küçük aralıktan çıkan havanın özgül nemi Eşitlik 4.75 ile belirlenir.

$$W_2 = \left\{ \left[\left(\frac{b_{w,ort}}{\eta h_{h,w} A_h} \right) m_h - 0.5 \right] W_1 + W_{sat,(T_{t,ort})} \right\} / \left\{ \left(\frac{b_{w,ort}}{\eta h_{h,w} A_h} \right) m_h + 0.5 \right\} \quad (4.75)$$

Ele alınan küçük aralıkta havanın kanatlardan çıkış sıcaklığı $T_{h,2}$ Eşitlik 4.76 ile belirlenir.

$$T_{h,2} = \frac{i_{h,2} - 2501W_2}{1,006 + 1,805W_2} \quad (4.76)$$

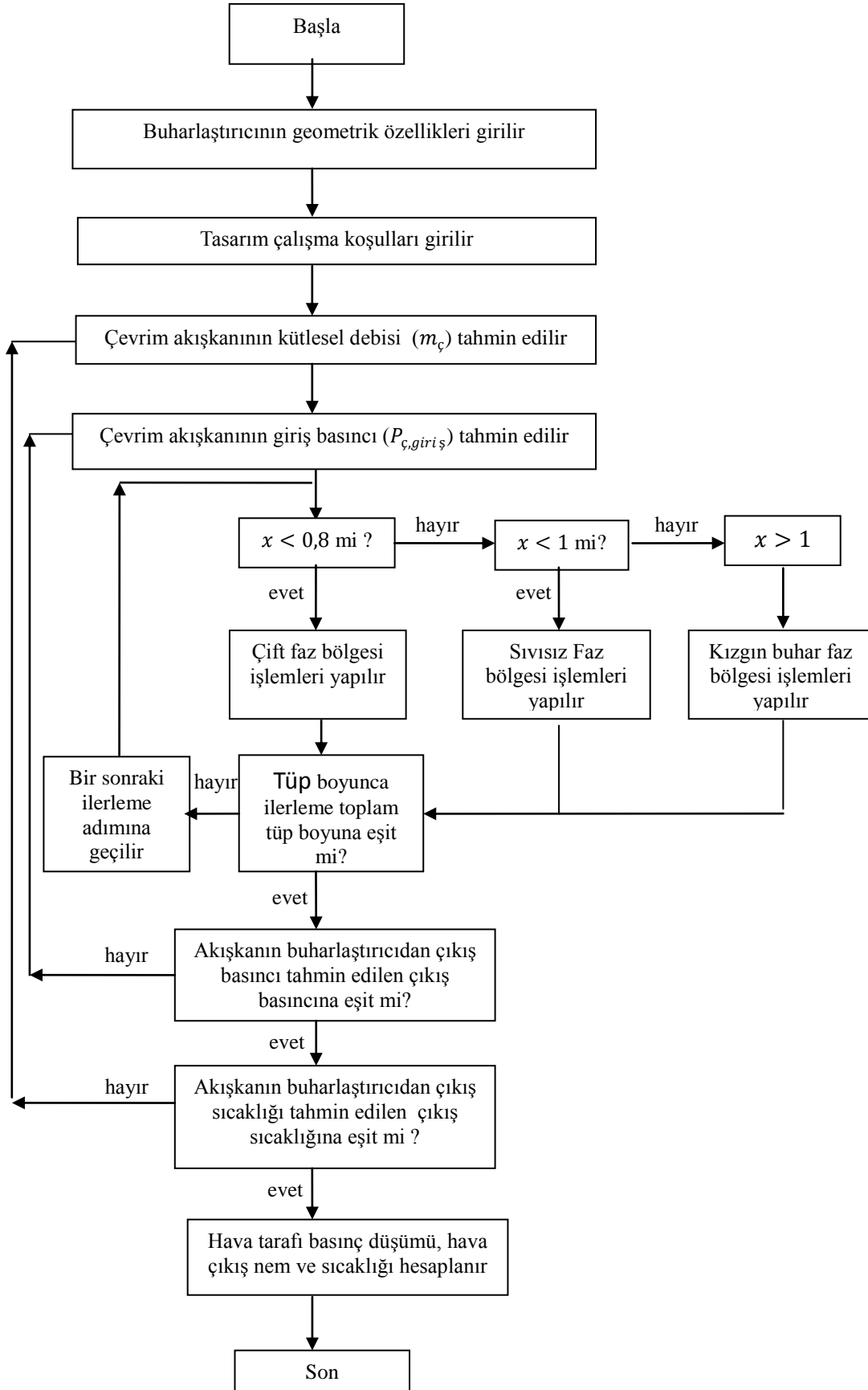
BÖLÜM 5. YAZILIM GELİŞTİRME VE DOĞRULAMA

Buharlaştırıcı hidrolik ve ısı hesaplamalarında, boru boyunca küçük aralıklar alınıp her küçük aralık için ısı geçişi ve basınç düşümünün belirlenmesi uzun işlemler gerektirmektedir. Bu sebeple bilgisayar vasıtasıyla yazılım oluşturulmuş ve işlemler bu yazılım aracılığıyla yapılmıştır. Yazılım algoritması Şekil 5.1.'de verilmiştir. Hava giriş koşullarının ve akışkan çıkış koşullarının bilindiği durumlarda yazılım yardımıyla ilk olarak akışkan kütleli debisi ve akışkan giriş basıncı belirlenir, sonrasında ise hidrolik ve ısı performans belirlenir. Yapılan analizlerde, akışkanın kütleli debisi bilindiği için algoritmanın kütleli debi tahmin adımı geçilmiştir.

5.1. Yazılım Doğrulama Çalışması

Yazılım aracılığıyla gerçekleştirilen hesaplamaların doğruluğunun belirlenebilmesi için, Wu ve Webb [2] tarafından deneysel yolla elde edilen sonuçlar ile yazılım yardımıyla elde edilen analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Çalışmada iki geçişli bir buharlaştırıcı kullanılmış ve geçişlerdeki toplam tüp sayısı sabit kalmak koşuluyla her geçişteki tüp sayısı değiştirilerek farklı yerleşimler için deneysel veriler elde edilmiştir. Birinci geçişteki tüp sayısının ikinci geçişteki tüp sayısına oranına bağlı olarak ısı geçişi ve basınç düşümü değerleri verilmiştir.

Yazılım yardımıyla hesaplamalar yapılırken buharlaştırıcı geometrisinin ve çalışma koşullarının detaylı olarak bilinmesi gerekmektedir. Wu ve Webb [2] tarafından yapılan çalışmada kullanılan buharlaştırıcıya ait geometrik ölçüler ve çalışma koşulları Tablo 5.1-2.'de verilmiştir.



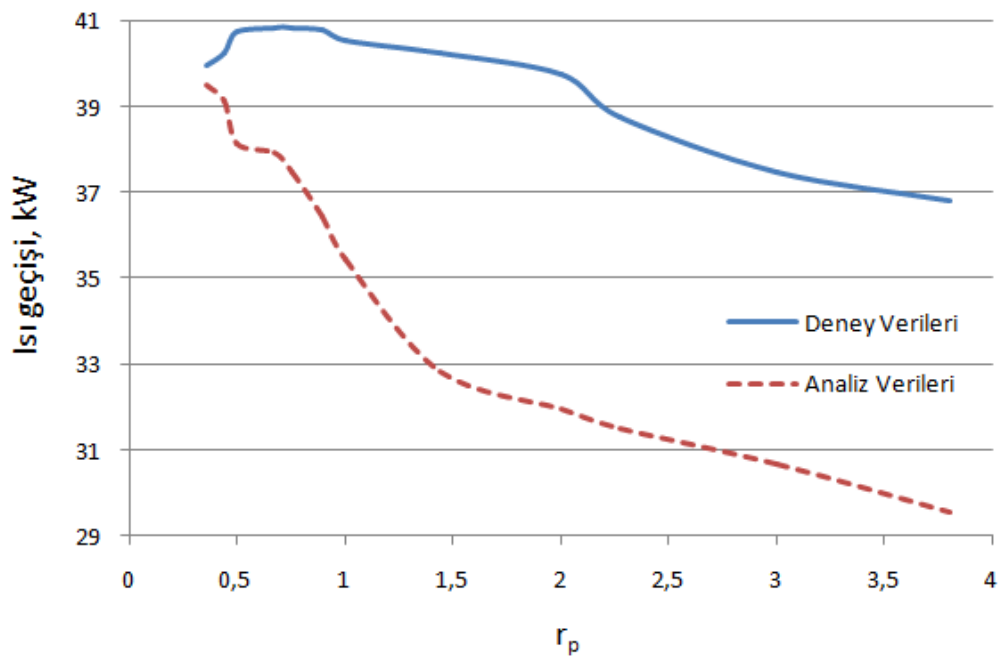
Şekil 5.1. Buharlaştırıcı yazılımı algoritması

Tablo 5.1. Wu ve Webb [2] tarafından test edilen buharlaştırıcı

Buharlaştırıcı Geometrisi		Ölçüler
B - Yükseklik		650 mm
S - Genişlik		758,5 mm
L - Derinlik		26 mm
Geçiş sayısı		2
1. Geçişteki tüp sayısı		36
2. Geçişteki tüp sayısı		36
Tüp Geometrisi		
D_{maj} - Tüp kesiti uzun kenar uzunluğu		26 mm
D_{min} - Tüp kesiti kısa kenar uzunluğu		2,5 mm
t_t - Tüp kalınlığı		0,35 mm
w_c - Kanal genişliği		1,8 mm
Y - Bir tüpteki kanal sayısı		12
D_h - Hidrolik çap		1,8 mm
Kanat Geometrisi		
b - Kanat yüksekliği		7,74 mm
F_h - Kanat uzunluğu		8 mm
F_p - Kanat hatvesi		2 mm
t_f - Kanat kalınlığı		0,1 mm
L_p - Menfez hatve uzunluğu		1,3 mm
L_l - Menfez uzunluğu		7 mm
θ - Menfez açısı		$30^\circ, \frac{\pi}{6}$ radyan
$S_1 - S_3$ - Menfez başlangıç ve bitiş bölgelerindeki kısım uzunluğu		2,19 mm
S_2 - Kanat orta kısımlarındaki akışın yönlendirildiği kısım uzunluğu		3,13 mm
M - Bir kanattaki menfez sayısı		10
M_{S_2} - Bir kanattaki akışı ters tarafa yönlendiren yönlendirici menfez sayısı		1
Çalışma Koşulları		
V_{fr} - Kanat ön cephe bölgesindeki hava hızı		2,5 m/s
$T_{h,1}$ - Havanın kanada giriş kuru termometre sıcaklığı		25 °C
Havanın kanada giriş bağıl nemi		% 80
Çevrim akışkanın tipi		R-134a
x - Çevrim akışkanının buharlaştırıcıya giriş kuruluk derecesi		0.25
$P_{ç,çık}$ - Çevrim akışkanının sistemden çıkış basıncı		270 kPa
m_c - Çevrim akışkanı kütleli debisi		0,239 kg/s

5.1.1. Isıl performans analizlerinin doğrulanması

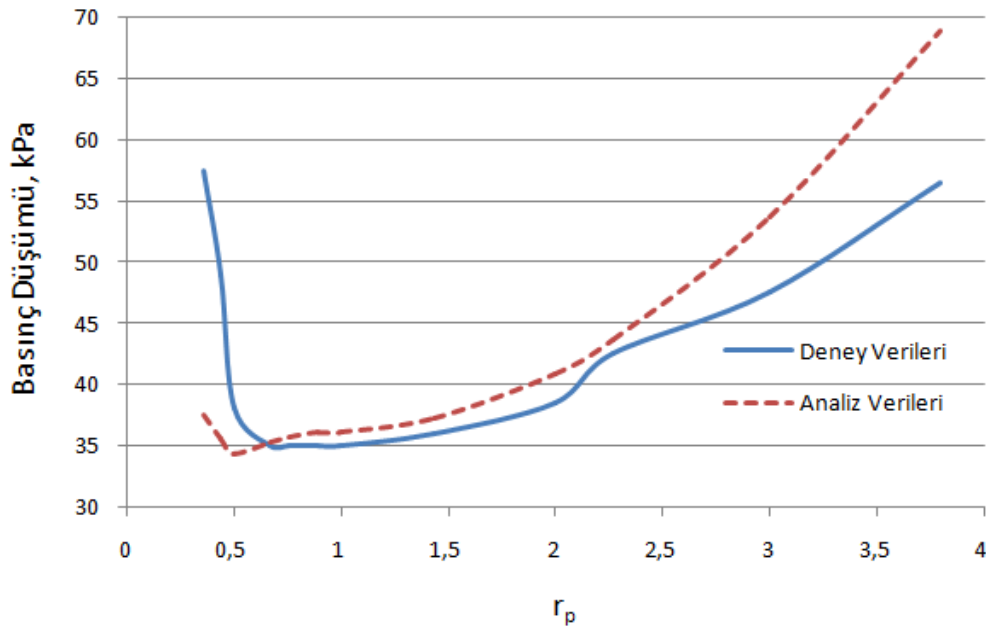
Şekil 5.2.'de Wu ve Webb [2] tarafından yapılan deneysel çalışmaya ait ısı geçişi verileri ve bu çalışmada yazılım yardımıyla elde edilen ısı geçişi verileri karşılaştırılmıştır. Veriler, birinci geçişteki tüp sayısının ikinci geçişteki tüp sayısına oranı olan r_p değerinin değişimine bağlı olarak elde edilmiştir. Deneysel veriler ile yazılım verileri arasındaki ortalama bağıl yüzde hatanın %10 mertebesinde olduğu görülmüştür.



Şekil 5.2. Geçişlerdeki tüp sayısına bağlı olarak ısı geçişi

5.1.2. Hidrolik performans analizlerinin doğrulanması

Şekil 5.3.'de Wu ve Webb [2] tarafından yapılan deneysel çalışmaya ait basınç düşümü verileri ve bu çalışmada yazılım yardımıyla elde edilen basınç düşümü verileri karşılaştırılmıştır. Veriler, birinci geçişteki tüp sayısının ikinci geçişteki tüp sayısına oranı olan r_p değerinin değişimine bağlı olarak elde edilmiştir. Deneysel veriler ile yazılım verileri arasındaki ortalama bağıl yüzde hatanın %12 mertebesinde olduğu görülmüştür.



Şekil 5.3. Geçişlerdeki tüp sayısına bağlı olarak çevrim akışkanının basınç düşümü

Yapılan analizlerde kütleli akı (G) aralığı $107 - 323 \text{ kg/m}^2\text{s}$, çalışma basınç (P) aralığı ise $270 - 327,5 \text{ kPa}$ 'dır.

Isı geçişi ve basınç düşümü analizlerinde, basınç düşümü ile ısı geçişinin ters orantılı olduğu görülmüştür. Bu durum beklenen bir sonuçtur. Sabit çıkış basıncı için basınç düşümünün artması giriş basıncının yükselmesinde sebep olacaktır. Yüksek giriş basıncı ise çevrim akışkanı için yüksek doyma sıcaklığı anlamına gelir. Yüksek doyma sıcaklığında da çevre havası ile akışkan arasındaki sıcaklık farkı düşer ve ısı geçişi azalır.

5.2. Prototip Üretimi Yapılan Buharlaştırıcı

Kale firması tarafından prototip üretimi tamamlanan buharlaştırıcı yurtdışında deneysel olarak test ettirilmiştir. Test sonuçları, yazılım yardımıyla elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır. Prototip üretimi yapılan buharlaştırıcıya ait geometrik ölçüler Tablo 5.2.'de verilmiştir. Kale firması tarafından deneysel olarak test ettirilen buharlaştırıcının test sonuçları ise Tablo 5.3.'de verilmiştir.

Tablo 5.2. Kale firması tarafından test ettirilen buharlaştırıcı

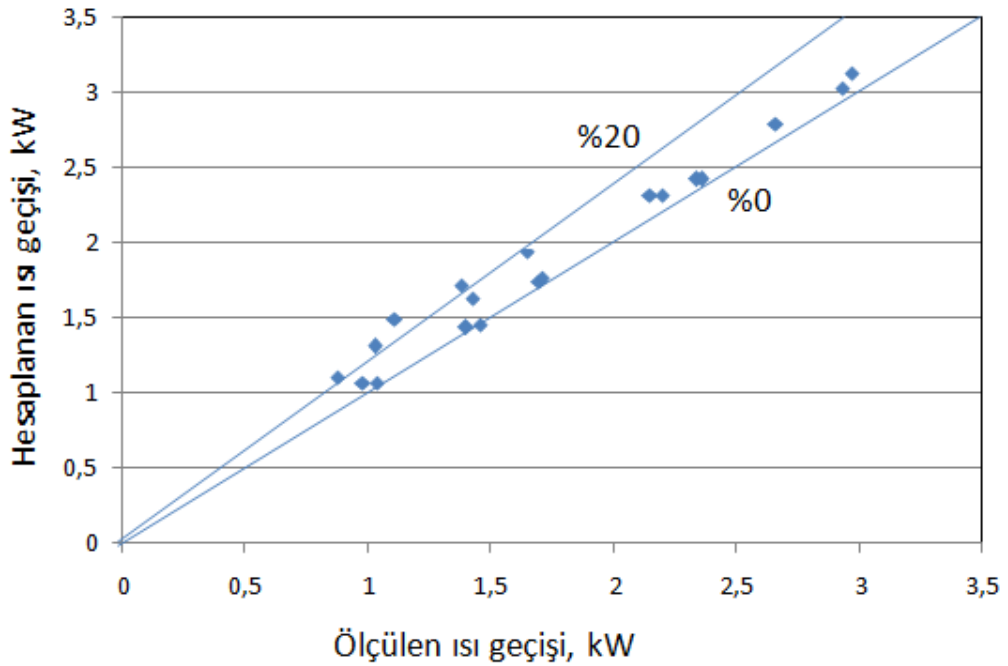
Buharlaştırıcı Geometrisi	Ölçüler
B - Yükseklik	204 mm
S - Genişlik	294 mm
L - Derinlik	49 mm
Geçiş sayısı	6
1. Geçişteki tüp sayısı	10
2. Geçişteki tüp sayısı	10
3. Geçişteki tüp sayısı	10
4. Geçişteki tüp sayısı	10
5. Geçişteki tüp sayısı	10
6. Geçişteki tüp sayısı	10
Tüp Geometrisi	
D_{maj} - Tüp kesiti uzun kenar uzunluğu	22 mm
D_{min} - Tüp kesiti kısa kenar uzunluğu	2 mm
t_t - Tüp duvar kalınlığı	0,4 mm
w_c - Kanal genişliği	1,2 mm
Y - Bir tüpteki kanal sayısı	14
D_h - Hidrolik çap	1,2 mm
Kanat Geometrisi	
b - Kanat yüksekliği	7,55 mm
F_h - Kanat uzunluğu	8,2 mm
F_p - Kanat hatvesi	1,5788 mm
t_f - Kanat kalınlığı	0,1 mm
L_p - Menfez hatve uzunluğu	2 mm
L_l - Menfez uzunluğu	6,5 mm
θ - Menfez açısı	$30^\circ, \frac{\pi}{6}$ radyan
$S_1 - S_3$ - Menfez başlangıç ve bitiş bölgelerindeki kısım uzunluğu	2 mm
S_2 - Kanat orta kısımlarındaki akışın yönlendirildiği kısım uzunluğu	4 mm
M - Bir kanattaki menfez sayısı	14
M_{S_2} - Bir kanattaki akışı ters tarafa yönlendiren yönlendirici menfez sayısı	1

Tablo 5.3. Kale firması tarafından yurtdışında test ettirilen buharlaştırıcıya ait deneysel çalışma sonuçları

	Hava giriş Sıcaklığı (°C)	Hava bağlı nemi (%)	Hava kütleli debisi (kg/dk)	Hava çıkış Sıcaklığı (°C)	Çevrim akışkanı giriş sıcaklığı (°C)	Çevrim akışkanı giriş basıncı (bar)	Çevrim akışkanı çıkış sıcaklığı (°C)	Çevrim akışkanı çıkış kütleli debisi (kg/h)	Çevrim akışkanı giriş entalpisi (kJ/kg)	Çevrim akışkanı çıkış entalpisi (kJ/kg)	Geçen ısı miktarı (kW)
Veri 1	39,19	25,16	8,5	29,99	13,35	4,52	23,08	25,18	108,744	267,442	1,11
Veri 2	39,23	24,86	8,5	28,89	13,21	4,50	22,76	31,51	109,839	267,503	1,38
Veri 3	39,4	25,38	8,5	27,86	13,63	4,56	22,26	37,77	109,342	266,609	1,65
Veri 4	40,03	25,12	8,5	25,01	15,70	4,88	20,71	51,28	113,637	264,573	2,15
Veri 5	34,70	38,51	8,4	27,51	14,26	4,66	21,92	20,73	113,200	266,027	0,88
Veri 6	34,45	40,39	8,4	27,86	7,53	3,69	19,21	21,93	96,735	265,819	1,03
Veri 7	34,69	40,76	8,4	25,21	11,69	4,27	19,93	31,11	99,379	264,857	1,43
Veri 8	35,27	39,65	8,4	23,99	12,07	4,33	19,19	49,58	104,766	264,508	2,20
Veri 9	35,10	41,61	8,3	20,86	12,30	4,35	15,82	67,63	105,436	261,402	2,93
Veri 10	25,91	79,01	5,2	17,31	10,78	4,15	14,80	40,77	110,929	261,04	1,70
Veri 11	24,79	78,69	5,2	18,98	3,99	3,27	13,40	21,58	88,081	261,575	1,04
Veri 12	25,21	80,90	5,2	18,89	6,81	3,60	15,02	30,24	88,398	262,208	1,46
Veri 13	24,77	79,90	5,2	13,55	3,07	3,16	9,92	50,38	87,99	255,2	2,34
Veri 14	25,04	80,00	5,2	10,95	2,37	3,08	2,86	66,26	91,592	252,956	2,97
Veri 15	26,07	50,28	5,2	12,55	5,33	3,43	8,48	40,95	106,526	256,856	1,71
Veri 16	25,09	49,63	5,2	16,02	1,79	3,04	10,64	20,42	86,88	259,66	0,98
Veri 17	24,69	49,63	5,2	14,30	1,72	3,03	10,24	29,14	86,383	259,341	1,470
Veri 18	25,67	50,00	5,2	9,74	0,27	2,86	5,77	50,82	88,853	256,031	2,36
Veri 19	24,91	49,11	5,2	6,84	-1,94	2,63	-1,78	59,96	90,369	250,076	2,66

5.2.1. Isıl performans analizleri

Şekil 5.4.'de Kale firması tarafından yurtdışında deneysel olarak test ettirilen buharlaştırıcının ısı geçişi verileri ile yazılım yardımıyla elde edilen ısı geçişi verileri karşılaştırılmıştır. Deneysel veriler ile yazılım verileri arasındaki ortalama bağıl yüzde hatanın %10 mertebesinde olduğu görülmüştür.



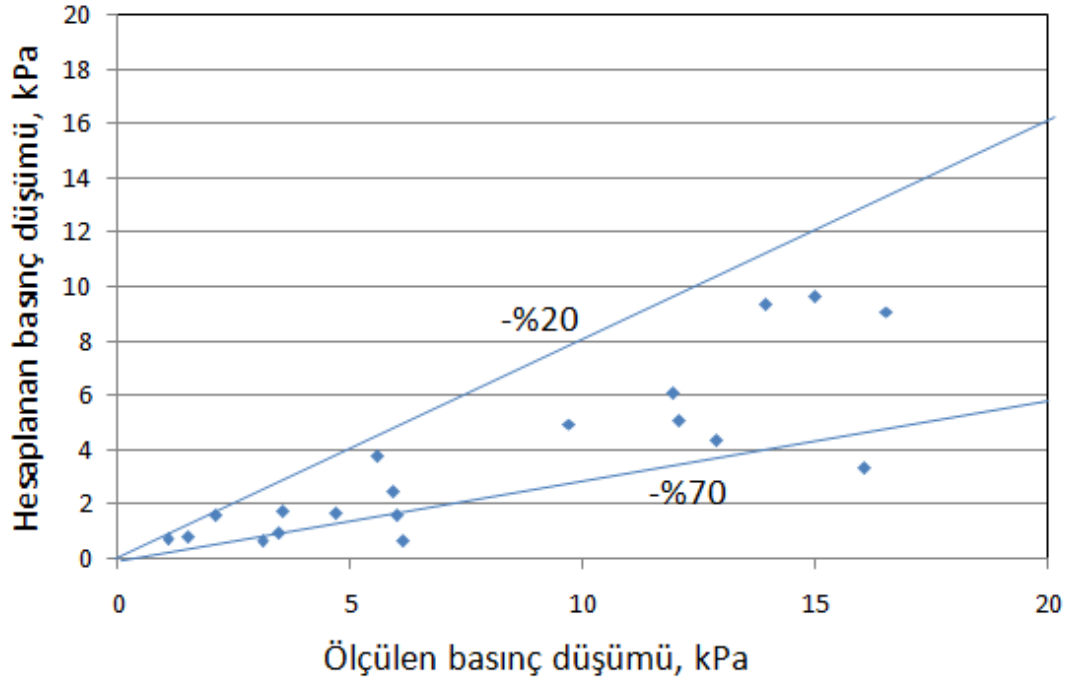
Şekil 5.4. Kale firması buharlaştırıcısının ısı geçişine ait analiz ve test sonuçlarının karşılaştırması

5.2.2. Hidrolik performans analizleri

Şekil 5.5.'de Kale firması tarafından yurtdışında test ettirilen buharlaştırıcının basınç düşümü verileri ile yazılım yardımıyla elde edilen basınç düşümü verileri karşılaştırılmıştır. Deneysel veriler ile yazılım verileri arasındaki ortalama bağıl yüzde hatanın %54 mertebesinde olduğu görülmüştür.

Yapılan analizlerde kütleli akı (G) aralığı $28,12 - 93,15 \text{ kg/m}^2\text{s}$, çalışma basınç (P) aralığı ise $263 - 452 \text{ kPa}$ 'dır. Basınç düşümü verilerindeki sapmanın yüksek

olmasının iki sebebi olduğu düşünülmektedir. Bu sebepler; düşük kütleli akı değerlerinde basınç düşümü bağıntısının yeterince doğru tahmin yapamaması ve ekstrüde mini kanal yüzeylerinin pürüzlü olmasından kaynaklanan ekstra basınç düşümü olarak sıralanabilir. Yazılım verilerinin tamamı deneysel verilerden düşük çıkmıştır.



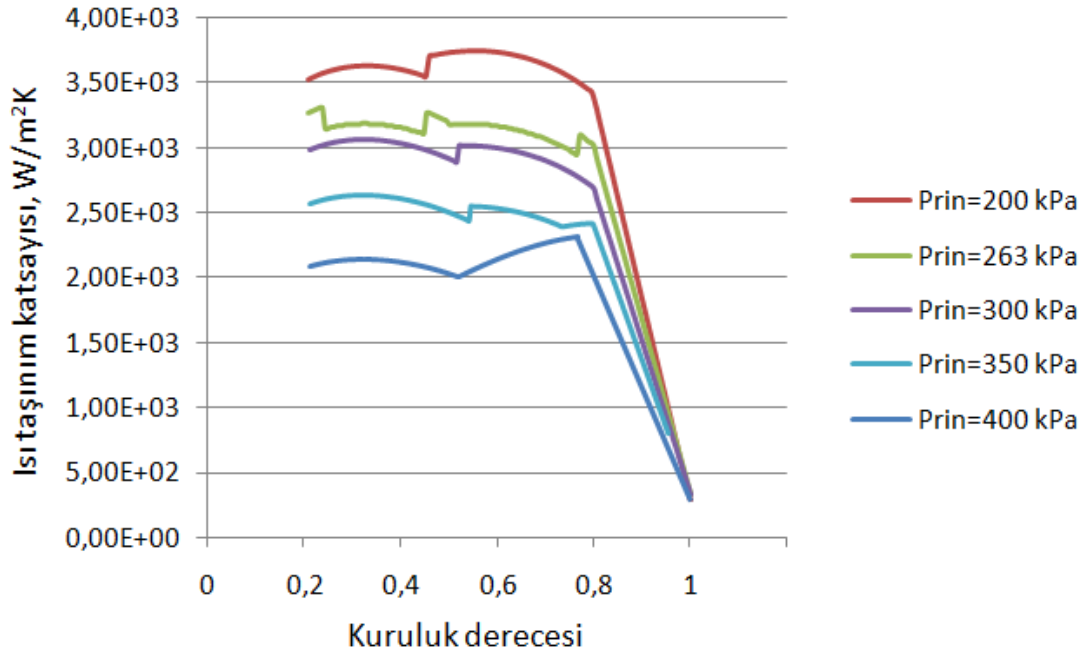
Şekil 5.5. Kale firması buharlaştırıcısının basınç düşümüne ait analiz ve test sonuçlarının karşılaştırması

5.3. Parametre Değişimlerinin Buharlaştırıcı Performansı Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi

Bazı parametreler belirlenmiş ve yazılım yardımıyla bu parametrelerin buharlaştırıcı performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

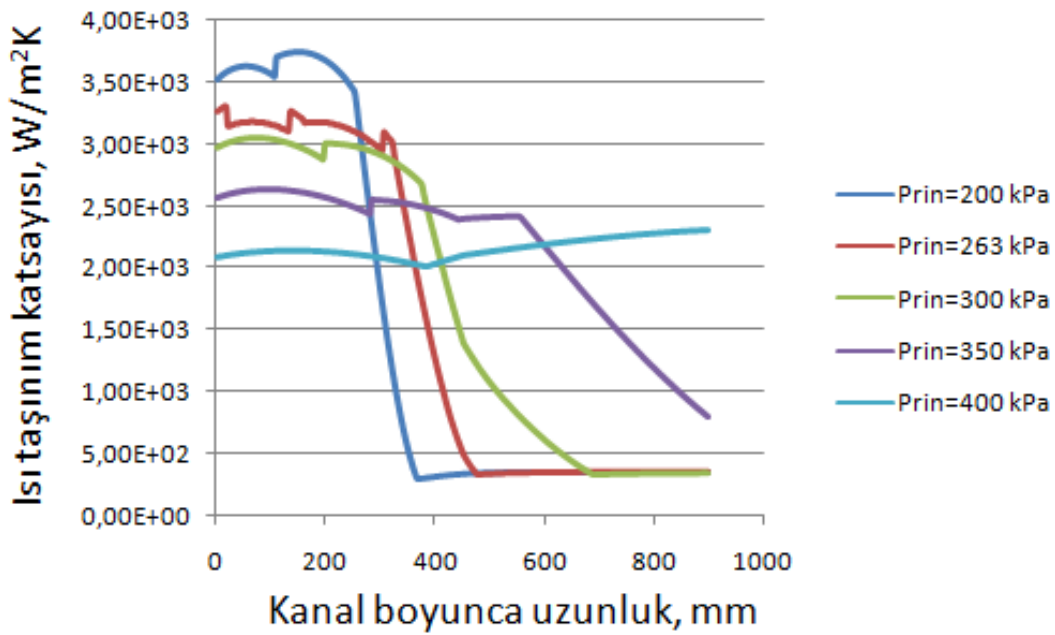
5.3.1. Çalışma basıncının buharlaştırıcı performansı üzerindeki etkisi

Tablo 5.3.' de verilen ondokuzuncu veri bu analizde kullanılmıştır. Şekil 5.6-7.'de farklı çalışma basınçlarında, kuruluk derecesine ve kanal boyuna bağlı olarak ısı taşınım katsayısı verileri elde edilmiştir.



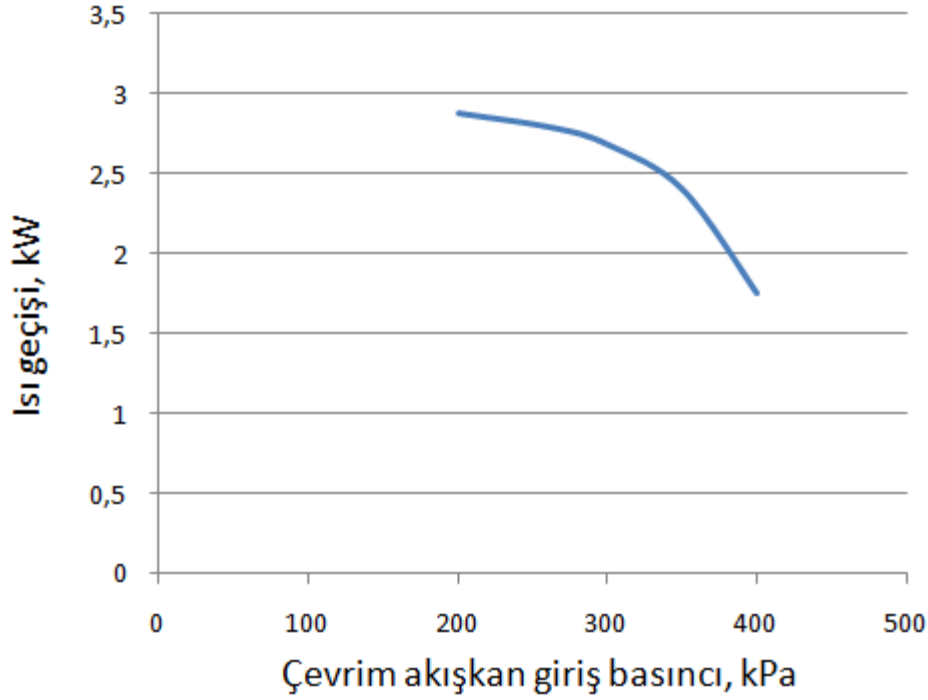
Şekil 5.6. Farklı çalışma basınçlarında kuruluk derecesine bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimi

Çalışma basıncının artışıyla ısı taşınım katsayısının düştüğü gözlenmiştir. Düşük ısı taşınım katsayısı buharlaştırıcının ısıl performansının düşmesine sebep olur.



Şekil 5.7. Farklı çalışma basınçlarında kanal boyunca ısı taşınım katsayısının değişimi

Şekil 5.7.'de akışkan ısı taşınım katsayısının kanal boyunca değişimi verilmiştir. Basınç artışına bağlı olarak ısı taşınım katsayısı azalma eğilimi gösterir. **400 kPa** çalışma basıncında ısı taşınım katsayısı değerinin yüksek olması, akışkanın sistemi **0,7** kuruluk derecesinde tamamlamasından ve buhar faza geçememesinden kaynaklanmaktadır.

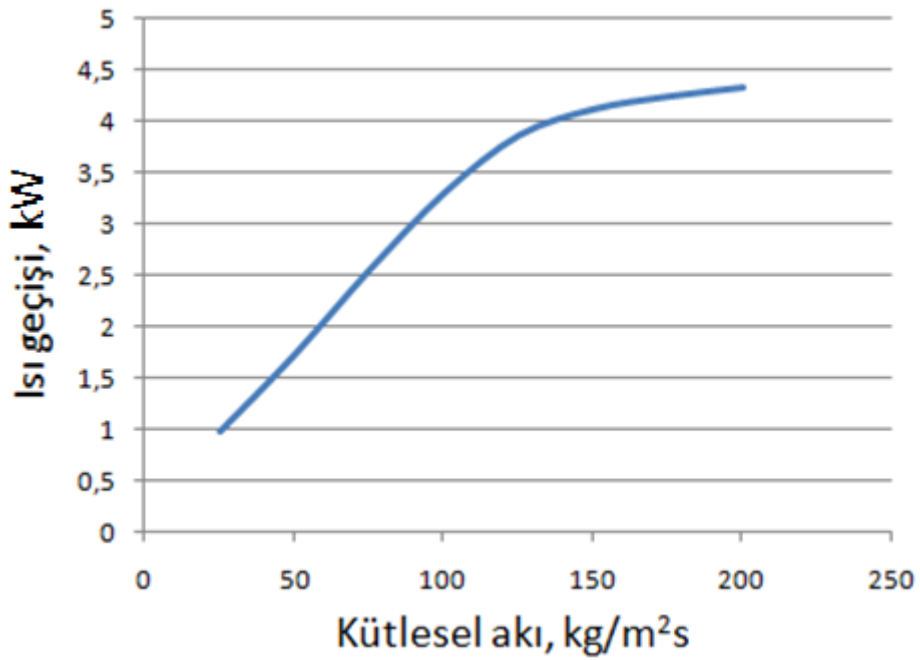


Şekil 5.8. Farklı çalışma basınçlarında ısı geçişi

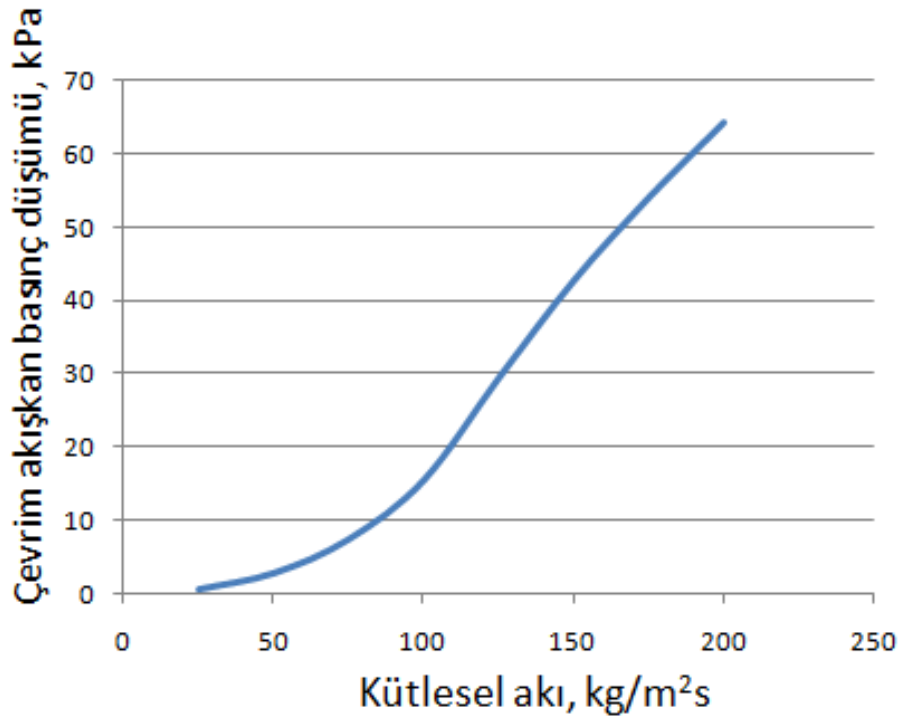
Çevrim akışkanı çalışma basıncının buharlaştırıcı ısıl performansı üzerindeki etkisi Şekil 5.8.'de verilmiştir. Çalışma basıncının artmasıyla akışkanın doyma sıcaklığı yükselmekte ve hava ile çevrim akışkan arasındaki sıcaklık farkı azaldığından ısı geçişi azalmaktadır.

5.3.2. Kütlesel akının buharlaştırıcı performansı üzerindeki etkisi

Kütlesel akının artmasıyla ısı geçişi ve basınç düşümü de artmaktadır. Akışkan kütlesinin artmasına bağlı olarak akışkan hızı ve ısı taşınım katsayısı artar. Aynı çalışma basınçlarında ısı taşınım katsayısının artışı ısı geçişinin artmasına sebep olur. Yüksek akışkan hızı sürtünmenin artmasına sebep olacağından basınç düşümü de artış gösterir. Isı geçişinin ve basınç düşümünün kütlesel akı değerine bağlı olarak değişimi Şekil 5.9-10.'da verilmiştir.



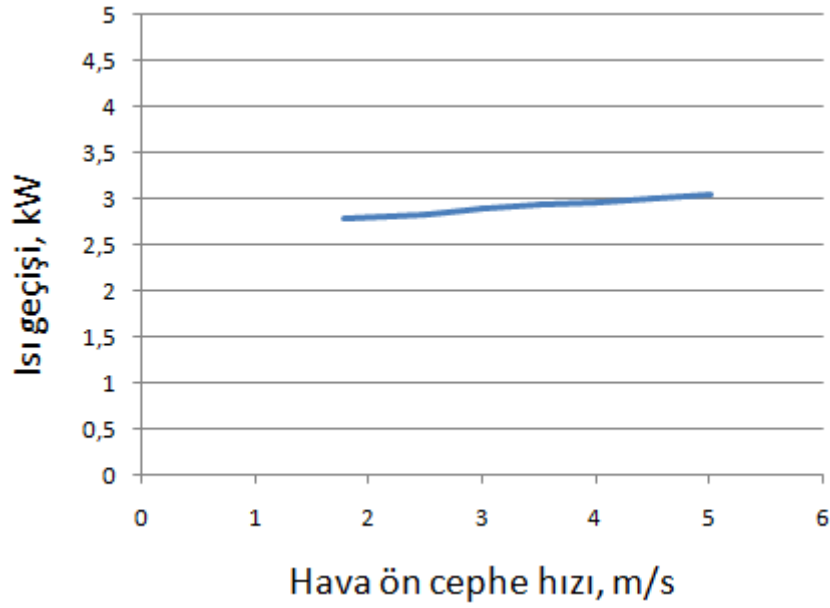
Şekil 5.9. Kütlesel akı değerine bağlı olarak ısı geçişi



Şekil 5.10. Kütlesel akı değerine bağlı olarak basınç düşümü

5.3.3. Hava ön cephe hızının buharlaştırıcı performansı üzerindeki etkisi

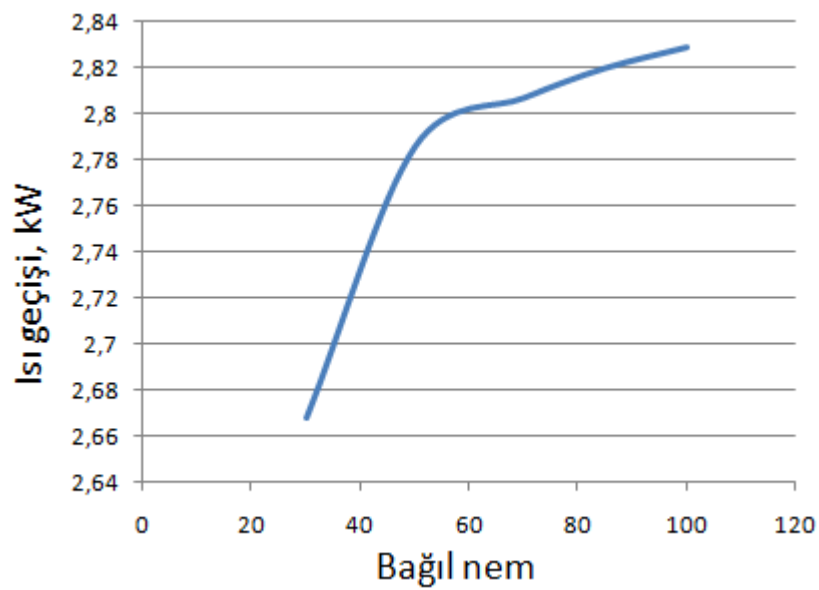
Hava ön cephe hızının artması hava tarafındaki ısı taşınım katsayısının artmasına neden olur. Sistemin çalışma basıncının sabit kaldığı durumlarda hava tarafındaki ısı taşınım katsayısının artışı ise ısı geçişini artırır. Hava ön cephe hızına bağlı olarak ısı geçişi Şekil 5.11.'de verilmiştir.



Şekil 5.11. Hava ön cephe hızına bağlı olarak ısı geçişi

5.3.4. Hava bağıl neminin buharlaştırıcı performansı üzerindeki etkisi

Bağıl nem miktarı artan havanın entalpisi yükselir. Kanat yüzeyinde yoğuşma olduğu durumlarda, hava entalpisinin yükselmesi ısı geçişini artırmaktadır. Bu sebeple bağıl nem miktarının artması ısı geçişini artırır. Bağıl nem miktarına bağlı olarak ısı geçişi Şekil 5.12.'de verilmiştir



Şekil 5.12. Hava bağıl nemine bağlı olarak ısı geçişi

BÖLÜM 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Kanat yüzeyinde yoğuşmanın olduğu ve olmadığı durumlar göz önüne alınarak, yassı alüminyum tüplü ve menfez kanatlı buharlaştırıcıların performansını belirleyen bir yazılım geliştirilmiştir. Hesaplamalarda akışkan üç farklı faza ayrılmış ve bu üç faz için farklı hesaplama prosedürü izlenmiştir.

Akışkan kuruluk derecesine bağlı olarak ısı taşınım katsayısında genel itibari ile artış gözlenmiş fakat sıvısız faz bölgesine geçişle birlikte yüzey ile sıvı teması tamamen kesildiği için ısı taşınım katsayısında düşüş gözlenmiştir.

Çevrim akışkanının çalışma basıncının sabit kaldığı durumlarda, basınç düşümünün artmasıyla birlikte çevrim akışkanı ile çevre havası arasındaki sıcaklık farkının azalmasına bağlı olarak ısı geçişinin azaldığı gözlenmiştir.

Wu ve Webb [2] tarafından yapılan çalışmadan elde edilen ısı geçişi verileri ve geliştirilen yazılım aracılığıyla elde edilen ısı geçişi verileri arasındaki ortalama bağıl yüzde hata % 10 olarak belirlenmiştir. Wu ve Webb tarafından yapılan çalışmada elde edilen basınç düşümü verileri ve yazılım aracılığıyla elde edilen basınç düşümü verileri arasındaki ortalama bağıl yüzde hata % 12 olarak belirlenmiştir.

Kale firması test sonuçları ile yazılımın sonuçları da karşılaştırılmıştır. Test sonucunda elde edilen ısı geçişi verileri ve yazılım ile elde edilen ısı geçişi verileri arasındaki ortalama bağıl yüzde hata % 10 olarak belirlenmiştir. Test sonucunda elde edilen basınç düşümü verileri ve yazılım ile elde edilen basınç düşümü verileri arasındaki ortalama bağıl yüzde hata ise % 54 olarak belirlenmiştir. Yapılan analizlerde kütleli akı (G) aralığı $28,12 - 93,15 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ' dir. Basınç düşümü verilerindeki bu aşırı sapmanın, düşük kütleli akı değerlerinde basınç düşümü bağıntısının yeterince doğru tahmin yapamamasından kaynaklandığı

düşünülmektedir. Ayrıca ekstrüde mini kanal yüzeylerinin yüksek oranda pürüzlü olması da basınç düşümünü arttırmaktadır.

Geliştirilen yazılım kullanılarak farklı parametrelere bağlı olarak buharlaştırıcı performansının değişimi de incelenmiştir. Çevrim akışkanının çalışma basıncı arttıkça ısı geçişinin azaldığı, çevrim akışkanının kütleli akışı arttıkça ısı geçişinin ve basınç düşümünün de arttığı, hava hızının artmasıyla ısı geçişinin arttığı ve havanın bağıl neminin artmasıyla ısı geçişinin arttığı belirlenmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] ÇENGEL, Y. A., M. A. BOLES. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. Ankara, Literatür Yayıncılık, 1996.
- [2] WU, X. M., WEBB, R. L., Thermal and hydraulic analysis of a brazed evaporator. Applied Thermal Engineering 22, 1369-390, 2002.
- [3] MEGEP. Evaporatörlerin Bakım ve Montajı. Milli Eğitim Bakanlığı, Ankara, 2008.
- [4] SHAH, R. K., SEKULIĆ, D. P., Fundamentals of Heat Exchanger Design. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons. Print. p. 38, 2003.
- [5] KANDLIKAR, S. G., Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels. Experimental Thermal and Fluid Science 26, 389-407, 2002.
- [6] WEBB, R. L., JUNG, S., Air-side performance of enhanced brazed aluminum heat exchangers. ASHRAE Transactions 98, 391-401, 1992.
- [7] SHAH, M. M., Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. ASHRAE Transactions 88 (Part 1), 185-196, 1982.
- [8] KANDLIKAR, S. G., An improved correlation for predicting two-phase flow boiling heat transfer coefficient in horizontal and vertical tubes. Heat Exchanger for Two-Phase Flow Applications, ASME, New York, 1983.
- [9] KANDLIKAR, S. G., Development of a flow boiling map for subcooled and saturated flow boiling of different fluids inside circular tubes. Transactions of the ASME, 190-200, 1991.
- [10] WATTELET, J. P., CHATO, J. C., SOUZA, A. L., CHRISTOFFERSEN, B. R., Evaporative characteristics of R-12, R-134a and MP-39 at low mass fluxes. ASHRAE Transactions 100, 603-615, 1993.
- [11] KANDLIKAR, S. G., BALASUBRAMANIAN, P., An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar, and deep laminar flows in minichannels and microchannels. Heat Transfer Engineering, 25, 86-93, 2004.

- [12] PETERS, J. V. S., KANDLIKAR, S. G., Further evaluation of a flow boiling correlation for microchannels and minichannels. Proc. of 5th International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels, Puebla, Mexico, 2007.
- [13] LEE, H. J., LIU, D. Y., ALYOUSEF, Y., YAO, S., Generalized two-phase pressure drop and heat transfer correlations in evaporative micro/minichannels. *Journal of Heat Transfer* 132, 3-17, 2010.
- [14] LOCKHART, R. W., MARTINELLI, R. C., Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes. *Chemical Engineering Progress* 45 (1), 39-48, 1949.
- [15] FRIEDEL, L., Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flows. Presented at European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, Paper t2, 1979.
- [16] FRIEDEL L., Pressure drop during gas/vapor-liquid flow in pipes. *International Chemical Engineer* 20 (3), 352-367, 1980.
- [17] CHISHOLM D., A theoretical basis for the lockhart-martinelli correlation for two-phase flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 10, 1767-1778, 1967.
- [18] MISHIMA K., HIBIKI, T., Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes. *International Journal of Multiphase Flow* 22 (4), 703-712, 1996.
- [19] LEE H. J., LEE, S. Y., Pressure drop correlations for two-phase flow within horizontal rectangular channels with small heights. *International Journal of Multiphase Flow* 27, 783-796, 2001.
- [20] KULKARNI T., BULLARD, C. W., Design tradeoffs in microchannel heat exchangers. University of Illinois at Urbana-Champaign, ACRC TR-208, 2003.
- [21] SOUZA A. L., PIMENTA M. M., Prediction of pressure drop during horizontal two-phase flow of pure and mixed refrigerants. *Cavitation and Multiphase-Flow* 210, 161-171, 1995.
- [22] ZHANG M., KWON S. L., Two-phase frictional pressure drop for refrigerants in small diameter tubes. *Proceedings of the International Conference on Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries*, Banff, Canada, 285-292, 1999.
- [23] ZHANG, M., WEBB, R. L., Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes. *Experimental Thermal and Fluid Sciences* 25, 131-139, 2001.

- [24] FIELD, B. S., HRNJAK, P., Adiabatic two-phase pressure drop of refrigerants in small channels. *Heat Transfer Engineering*, 28, 704-712, 2007.
- [25] AKBAR, M. K., PLUMMER, D. A., GHIAASIAAN, S. M., On gas-liquid two-phase flow regimes in microchannels. *International Journal of Multiphase Flow*, 29, 855-865, 2003.
- [26] WEBB R. L., CHANG Y. J., WANG C. C., Heat transfer and friction correlation for louver fin geometry. *Vehicle Thermal Management System Conference Proceeding*, pp. 533–541, 1995.
- [27] CHANG, Y. J., WANG C. C., Air side performance of brazed aluminum heat exchangers. *Journal of Enhanced Heat Transfer* 3, 15-28, 1996.
- [28] CHANG, Y. J., WANG C. C., A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. *International Journal of Heat Transfer* 40 (3), 533-544, 1997.
- [29] MCLAUGHLIN W. J., WEBB R. L., Condensate drainage, retention in louver fin automotive evaporators. Paper 00HX-34, SAE 2000 World Congress, Detroit, MI, March 6–9, 2000.
- [30] KIM, M. H., BULLARD C. W., Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers. *International Journal of Refrigeration* 25, 390-400, 2002.
- [31] KIM, M. H., BULLARD C. W., Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifying conditions. *International Journal of Refrigeration* 25, 924-934, 2002.
- [32] PARK, Y. G., ANTHONY M. J., Air-side heat transfer and friction correlations for flat-tube louver-fin heat exchangers. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME* 131 (2), 2009.
- [33] PIERRE B., Varneovergangen vid kokande koldmedier; Horisontella rör, kylteknisk Tidskrift, No. 3, May 1957 (referenced in English by ANDERSON S.W., RICH D.G., GEARY D.F., Evaporation of Refrigerant 22 in a horizontal 3/4-in. OD tube. *ASHRAE Trans.* 72 Part 1, 1966).
- [34] STHAPAK, B. K., VARMA H. K., GUPTA C. P., Heat transfer coefficients in the dry-out region of horizontal tube water heated R-12 evaporator. *ASHRAE Trans.* 82, Part 2, 1976.
- [35] KUEHN T. H., RAMSEY J. W., THRELKELD J. L., *Thermal Environmental Engineering*, third ed., Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1998.

- [36] CAREY, V. P., *Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena*. New York, NY: Taylor & Francis, 2008. Print.
- [37] PETUKHOV, B. S., POPOV, V. N., Theoretical calculation of heat exchanger in turbulent flow in tubes of an incompressible fluid with variable physical properties. *Teplofiz. Vysok. Temperature (High Temperature Heat Physics)* 1, 69-83. 1963.
- [38] ROMIE, F., Private communication to P. Lottes, American Standard Co. 1958.
- LOTTE, P. A., Expansion losses in two-phase flow, *Nuc. Science & Energy.*, 9,26-31, 1961,
- [39] COLLIER J. G., *Convective Boiling and Condensation*, third ed., McGraw-Hill Inc., New York, 1994.
- [40] KAYS W. M., LONDON A. L., *Compact Heat Exchangers*, third ed., McGraw-Hill Inc., New York, 1984.
- [41] MYERS R. J., The effect of dehumidification on the air-side heat transfer coefficient for a finned tube coil. MS thesis, University of Minnesota, Minneapolis, 1967.

ÖZGEÇMİŞ

Murat Vonal, 21.09.1987 de Kocaeli' de doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Karamürsel'de tamamladı. 2005 yılında Karamürsel Anadolu Lisesinden mezun oldu. 2006 yılında Sakarya Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümüne girdi ve 2010 yılında mezun oldu. 2013 – 2014 yılları arasında Sakarya Üniversitesinde Araştırma Görevlisi olarak çalıştı. Şu anda Kocaeli Üniversitesinde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.