

**NO-FROST BUZDOLABI EVAPORATÖRLERİNDE
KARLANMANIN ETKİLERİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Deniz ŞEKER
397Y004

98490

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 14 Eylül 1999
Tezin Savunulduğu Tarih : 24 Eylül 1999

Tez Danışmanı : Prof.Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Yalçın GÖĞÜŞ
Prof.Dr. Metin GÜRGÖZE

A. N. Eğriçan
Yalçın Göğüş
Metin Gürgöze

EYLÜL 1999

ÖNSÖZ

Ev tipi buzdolapları, ticari amaçlı soğutucular ve derin dondurucular üreten firmalar için, kabini soğutmak amacı ile kullanılan evaporatörlerin karlanmış koşullar altındaki performansının belirlenmesi oldukça önemlidir. Bu çalışmada, karlanmış koşullarda çalışan evaporatörlerin performans büyüklükleri, teorik ve deneysel olarak incelenmiştir.

Bu yüksek lisans tez çalışmasını yöneten, olumlu eleştirileri ve önerileri ile çalışmalarına büyük katkısı bulunan değerli hocam Sayın Prof. Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışmasına maddi ve teknik destek sağlayarak çalışmanın gerçekleşmesini sağlayan ARÇELİK A.Ş. Araştırma Geliştirme Merkezi Bölüm Başkanı Refik ÜREYEN ve Araştırma Geliştirme Merkezi Yöneticisi Sayın Doç. Dr. Yalçın TANES'e teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışması sırasında yardımlarını gördüğüm Araştırma Geliştirme Uzmanı Engin DİRİK, Araştırma Geliştirme mühendisleri Cemil İNAN, Hakan KARATAŞ, Cezmi AYDIN, Beni MELAMED, Soğutma Laboratuvarı teknisyenleri Fikri ÇAVUŞOĞLU, Faruk KOCABIYIK, Hakkı TEMURÇİN, Nihat KANDEMİR ve Prototip Laboratuvarı teknisyenlerine teşekkürlerimi sunarım.

İstanbul, Eylül 1999

Deniz ŞEKER

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	x
ÖZET	xiv
SUMMARY	xv
1. GİRİŞ	1
2. EVAPORATÖRDE KARLANMA İLE İLGİLİ LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
2.1. Giriş	4
2.2. Karlanma Hakkındaki Literatür	6
2.2.1. Basit Geometrilere Üzerinde Karlanma	6
2.2.1.1. Düz Yüzeyler	6
2.2.1.2. Silindirik Yüzeyler	14
2.2.1.3. Paralel Plakalar	15
2.2.2. Klimalarda Kullanılan Evaporatörler Üzerinde Karlanma	17
2.2.3. No-frost Buzdolabı Evaporatörleri Üzerinde Karlanma	19
3. KARLANMIŞ EVAPORATÖR MODELİ	21
3.1. Giriş	21
3.2. Karlanmış evaporatör modeli	22
3.2.1. Isı geçiş alanlarının hesaplanması	23
3.2.2. Karın ısı iletim katsayısının hesaplanması	26
3.2.3. Giriş havası kısmi basıncının ve özgül neminin hesaplanması	26
3.2.4. Hava tarafı ısı taşınım katsayısının hesaplanması	27
3.2.5. Soğutucu akışkan tarafı ısı geçişi	28

3.2.6. Soğutucu akışkan tarafı ısı taşınım katsayısının hesaplanması	28
3.2.7. Kar-hava arayüzey sıcaklığının hesaplanması	29
3.2.8. Kütle transfer katsayısının hesaplanması	31
3.2.9. Kanat veriminin hesaplanması	33
3.2.10. Yüzey veriminin hesaplanması	34
3.2.11. Evaporatörün toplam ısıl geçirgenliğinin hesaplanması	34
3.2.12. Havanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığının hesaplanması	35
3.2.13. Havanın evaporatör çıkışındaki entalpisinin hesaplanması	36
3.2.14. Evaporatör yüzeyinde biriken kar kütlesinin hesaplanması	37
3.2.15. Hava tarafı basınç düşümünün hesaplanması	40
3.2.16. Kar kalınlığı ve yoğunluğundaki değişimlerin hesaplanması	41
3.3. Karlanmış evaporatör simülasyonu	41
3.4. Model Uygulaması	42
3.4.1. Hava sıcaklığının etkisi	42
3.4.2. Evaporasyon sıcaklığının etkisi	44
3.4.3. Bağıl nemin değişmesi	46
3.4.4. Hava debisinin etkisi	48
4. DENEY DÜZENEGİ	51
4.1. Deney Düzeneginin Tanıtılması	51
4.1.1. İklimlendirme Kabini	53
4.1.2. Hava Tüneli	54
4.1.3. Debi ölçüm modülü	55
4.1.4. Soğutma Sistemi	55
4.1.4.1. Emme basıncı kontrol sistemi	57
4.1.4.2. Su hazırlama ünitesi	58
4.1.4.3. Soğutma Sisteminin Çalıştırılması	60
4.2. Veri Toplama Sistemi	60
4.3. Ölçüm Sistemi	60

4.3.1. Sıcaklık Ölçümü	60
4.3.2. Basınç Ölçümü	63
4.3.3. Nem Ölçümü	64
4.3.4. Debi Ölçümü	64
5. DENEYLERİN YAPILIŞI	67
5.1. Hazırlık Deneyleri	67
5.2. Karlanma Deneyleri	67
5.2.1. Deneylerin Yapılışı	67
5.2.2. Deneylerin Değerlendirilmesi	68
6. DENEY SONUÇLARI VE MATEMATİK MODEL İLE KARŞILAŞTIRMA	73
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	76
KAYNAKLAR	78
EKLER	81
ÖZGEÇMİŞ	90

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1 Korelasyonların elde edildikleri deney koşulları	13
Tablo 2.2 Deney koşulları	18
Tablo 2.3 Zamanın artmasının etkileri	18
Tablo 2.4 Hava hızının artmasının etkileri	18
Tablo 2.5 Bağıl nemin artmasının etkileri	19
Tablo 2.6 Rite'in [25] deney koşulları	20
Tablo 2.7 Rite'in [25] deney sonuçları	20
Tablo 4.1 Soğutma cihazının özellikleri	53
Tablo 4.2 Debiölçer ve LDA'nın ölçüm sonuçları	65
Tablo 6.1 Deney koşulları	73

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1	Evaporatör yüzeyinin kuru ve karlanmış hali5
Şekil 2.2	Soğuk yüzey üzerinde kar tabakası oluşumu5
Şekil 2.3	Hayashi'nin kar oluşum modeli [1]7
Şekil 2.4	Bağıl nemin kar kalınlığına etkisi [2]8
Şekil 2.5	Yüzey sıcaklığının kar kalınlığına etkisi [2]8
Şekil 2.6	Hava hızının kar kalınlığına etkisi [2]9
Şekil 2.7	Nemin zamanla değişiminin kar kalınlığına etkisi [3] 10
Şekil 2.8	Nemin ve hava hızının zamanla değişiminin kar kalınlığına etkisi [3]10
Şekil 2.9	Tao, Besant ve Mao'nun kar oluşum modeli [5] 11
Şekil 2.10	Sherif'in kar oluşum modelinin diğer modellerle karşılaştırılması [6].12
Şekil 2.11	Karın ısıl iletkenliğini hesaplayan korelasyonların karşılaştırılması... 14
Şekil 2.12	Yüzey sıcaklığı ve Re sayısının kar kalınlığına etkisi [10]..... 14
Şekil 2.13	Düşük Reynolds sayılarında kar kalınlığının zamanla değişimi [7] ... 16
Şekil 2.14	Yüksek Reynolds sayılarında kar kalınlığının zamanla değişimi [7].. 16
Şekil 3.1	No frost buzdolabı evaporatörü.....21
Şekil 3.2	Soğutucu akışkanın evaporatör borularında dolaşımı22
Şekil 3.3	Evaporatör kesiti23
Şekil 3.4	dx kalınlığındaki kar tabakasından ısı geçişi30
Şekil 3.5	Farklı hava sıcaklıkları için evaporatörün toplam ısıl geçirgenliğinin değişimi 43
Şekil 3.6	Farklı hava sıcaklıkları için evaporatörün hava tarafı basınç düşümünün değişimi.....43
Şekil 3.7	Farklı hava sıcaklıkları için kar kalınlığının değişimi44

Şekil 3.8	Farklı evaporasyon sıcaklıkları için evaporatörün toplam ısıl geçirgenliğinin değişimi.....	45
Şekil 3.9	Farklı evaporasyon sıcaklıkları için hava tarafı basınç düşümünün değişimi	45
Şekil 3.10	Farklı evaporasyon sıcaklıkları için kar kalınlığının değişimi.....	46
Şekil 3.11	Farklı bağıl nemler için evaporatörün toplam ısıl geçirgenliğinin değişimi	47
Şekil 3.12	Farklı bağıl nemler için evaporatörün hava tarafı basınç düşümünün değişimi	47
Şekil 3.13	Farklı bağıl nemler için kar kalınlığının değişimi	48
Şekil 3.14	Farklı hava debileri için evaporatörün toplam ısıl geçirgenliğinin değişimi	49
Şekil 3.15	Farklı hava debileri için evaporatörün hava tarafı basınç düşümünün değişimi	49
Şekil 3.16	Farklı hava debileri için kar kalınlığının değişimi.....	50
Şekil 4.1	Deney düzeneği.....	52
Şekil 4.2	İklimlendirme kabini	53
Şekil 4.3	Hava tüneli.....	54
Şekil 4.4	Lüle demeti	55
Şekil 4.5	Soğutma sistemi	56
Şekil 4.6	Emme basıncı kontrol sistemi	57
Şekil 4.7	Su hazırlama ünitesi	59
Şekil 4.8	Termoeleman kalibrasyon sistemi.....	62
Şekil 4.9	Termoelemanın kalibrasyon eğrisi	63
Şekil 4.10	LDA ile kalibrasyon kontrolü.....	66
Şekil 5.1	Evaporatörde hava ve soğutucu akışkan sıcaklığının değişimi.....	71
Şekil 6.1	Evaporatörün toplam geçirgenlik değeri için deney ve modelin verdiği sonuçlar	73
Şekil 6.2	Hava tarafı basınç düşümü değeri için deney ve modelin verdiği sonuçlar	74
Şekil 6.3	Deney sonrasında evaporatörün üzerinde oluşan kar tabakası.....	75
Şekil C.1	Farklı zaman adımları için UA değerinin değişimi.....	84

Şekil C.2	Farklı zaman adımları için ΔP değerinin değişimi	85
Şekil C.3	Farklı kar yoğunlukları için UA değerinin değişimi	85
Şekil C.4	Farklı kar yoğunlukları için ΔP değerinin değişimi	86
Şekil C.5	Farklı kar kalınlıkları için UA değerinin değişimi	87
Şekil C.6	Farklı kar kalınlıkları için ΔP değerinin değişimi.....	87
Şekil D.1	Su yüzeyi üzerinde ısı ve iletkenlik sınır tabakaları.....	88



SEMBOL LİSTESİ

A, B, C ve D : Sabit katsayılar

A_f : Kanat ısı geçiş alanı

A_{fy} : Kanat levhasının yüzey alanı

A_i : Evaporatör boru içi yüzey alanı

A_{min} : Evaporatör minimum akış kesiti

$A_{ön}$: Evaporatör ön yüzey kesiti

A_{pm} : Ortalama boru çapındaki ısı geçiş alanı

A_T : Toplam dış ısı geçiş alanı

A_{to} : Boru dış yüzey alanı

C : Isıl kapasite

c_p : Havanın özgül ısısı

d : Doymuş hali ifade eden indis

d_o : Boru dış çapı

D_s : Difüzyon katsayısı

f_a : Sürtünme faktörü

G_{max} : Maksimum kütle hızı

h_a : Hava tarafı ısı taşınım katsayısı

h_{eff} : Hem ısı hem de kütle transferi katsayılarını içeren taşınım katsayısı

h_{fg} : Soğutucu akışkanın buharlaşma entalpisi

h_i : Soğutucu akışkan tarafı ısı taşınım katsayısı

h_{lat} : Kütle transfer katsayısının ısı transfer katsayısı cinsinden yazılmış hali

h_m : Kütle transfer katsayısı

h_{ri} : Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş entalpisi

h_{ro} : Soğutucu akışkanın evaporatörden çıkış entalpisi

i_e	: Çıkış havası entalpisi
i_i	: Giriş havası entalpisi
i_r	: T_r soğutucu akışkan sıcaklığına karşı gelen doymuş havanın entalpisi
i_{sv}	: Süblimasyon entalpisi
k_a	: Havanın ısı iletim katsayısı
k_f	: Kar tabakasının ısı iletim katsayısı
K_f	: Pierre kaynama sayısı
k_k	: Kanat malzemesinin ısı iletim katsayısı
L	: Evaporatörün toplam boru uzunluğu
L_b	: Evaporatörün toplam uzunluğu
Le	: Lewis sayısı
L_k	: Evaporatörün kanatlı bölümünün uzunluğu
m_p	: Gözenekli kar tabakası içine difüzyonla girip kar yoğunluğunu arttıran su buharı kütlesi
m_a	: Havanın kütleli debisi
m_f	: Evaporatör yüzeyinde biriken kar miktarı
m_k	: Boyutsuz kanat parametresi
m_r	: Soğutucu akışkanın kütleli debisi
n_k	: Evaporatördeki kanat sayısı
n_l	: Hava akışı yönündeki boru sayısı
n_r	: Farklı kanat aralığına sahip olan bölgede hava akışı yönündeki boru sayısı
n_t	: Hava akışına dik yöndeki boru sayısı
NTU	: Transfer birimi sayısı
P	: Basınç
P_d	: Kar-hava arayüzeyi doyma basıncı
Pr	: Prandtl sayısı
P_w	: Kısmi basınç
P_{ws}	: Doyma basıncı

Q_a	: Hava tarafı ısı geçiş miktarı
Q_{iletim}	: Kar tabakası içinde iletimle meydana gelen ısı geçişi
Q_{max}	: Yüzeyden geçebilecek maksimum ısı enerjisi
Q_{ort}	: Evaporatör kapasitesi
Q_r	: Soğutucu akışkana geçen ısı miktarı
$Q_{süblimasyon}$	: Kar tabakası içinde süblimasyonla meydana gelen ısı geçişi
R	: Su buharı üniversal gaz sabiti
R_b	: Boru geçişlerini sağlayan dirsek yarıçapı
Re	: Reynolds sayısı
Re_{lo}	: Soğutkanın tamamen sıvı fazda bulunması durumunda oluşacak Reynolds sayısı
s	: İki kanat arasındaki mesafe, kar yüzeyini ifade eden indis
S_d	: Çapraz doğrultuda borular arası mesafe
s_k	: 1 cm' deki kanat sayısı
S_l	: Hava akışı yönünde borular arası mesafe
S_T	: Hava akışına dik yönde borular arası mesafe
T	: Sıcaklık
T_{ai}	: Havanın evaporatör girişindeki sıcaklığı
T_{ao}	: Havanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığı
t_k	: Kanat kalınlığı
T_p	: Soğuk yüzey sıcaklığı
T_s	: Kar yüzeyi sıcaklığı
t_w	: Boru cidar kalınlığı
UA_T	: Evaporatörün toplam ısıl geçirgenliği
W	: Kanat genişliği, havanın hacimsel debisi
X_{ae}	: Havanın evaporatör çıkışındaki özgül nemi
X_{ai}	: Havanın evaporatör girişindeki özgül nemi
x_i	: Soğutucu akışkanın evaporatör girişindeki kuruluk derecesi
x_o	: Soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki kuruluk derecesi
X_{sur}	: Kar yüzeyinin özgül nemi

α	: Doyma basıncını hesaplamak için kullanılan, sıcaklığın fonksiyonu olan sayı
$\Delta\delta_f$	: Kar kalınlığında meydana gelen değişim
ΔP	: Hava tarafı basınç düşümü
$\Delta\rho_f$	: Kar yoğunluğunda meydana gelen değişim
Δx	: Evaporatördeki kuruluk derecesi değişimi
ΔT_{lm}	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
ε	: Kanat faktörü, etkenlik
η_f	: Kanat verimi
η_s	: Yüzey verimi
φ	: Bağıl nem
μ_a	: Havanın dinamik viskozitesi
μ_l	: Soğutkanın sıvı fazının dinamik viskozitesi
v_g	: Gaz fazının özgül hacmi
v_k	: Katı fazının özgül hacmi
σ	: Minimum akış alanının ön yüzey alanına oranı
ρ_e	: Evaporatör çıkışındaki hava yoğunluğu
ρ_f	: Kar yoğunluğu
ρ_l	: Evaporatör girişindeki hava yoğunluğu
ρ_{ice}	: Buz yoğunluğu
ρ_m	: Ortalama hava sıcaklığına göre hesaplanmış hava yoğunluğu
ρ_v	: Su buharı yoğunluğu

NO-FROST BUZDOLABI EVAPORATÖRLERİNDE KARLANMANIN ETKİLERİ

ÖZET

Evaporatör, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre çalışan ve buzdolabı kabinini soğutmak amacı ile kullanılan soğutma sistemi elemanıdır. Evaporatörde, soğutulmak istenen hava evaporatör gövdesi dışından dolaştırılırken, ortam havasının ısısını çekmek için kullanılan soğutucu akışkan evaporatör boruları içinden dolaştırılmaktadır.

Buzdolabında eğer evaporatör yüzey sıcaklığı, havanın içindeki su buharının donma sıcaklığının altında ise bu durumda evaporatör yüzeyinde karlanma meydana gelecektir. Eğer kar yüzey sıcaklığı donma sıcaklığının altında kalmaya devam ederse bu durumda kar, yüzey üzerinde toplanmaya devam edecektir. Özellikle no-frost buzdolabı üreticileri için, karlanmış haldeki evaporatörün performansının bilinmesi büyük önem taşımaktadır.

Bu yüksek lisans çalışmasında, kanatlı borulu türden bir no-frost evaporatörünün karlanmış haldeki performansı teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Evaporatör üzerindeki hava akışını ve buzdolabı soğutma sistemini simüle eden bir deney düzeneği oluşturularak evaporatörün toplam ısıl geçirgenliği (UA) ve hava tarafı basınç düşümü (ΔP) incelenmiştir. Oluşturulan deney düzeneğinde evaporatör boruları üzerinden zorlanmış olarak hava dolaştırılırken, boruların içinden soğutucu akışkan olarak R134A dolaştırılmıştır.

Çalışmanın teorik kısmında ise, karlanmış koşullar altında çalışan evaporatörün matematik modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan bu model sayesinde evaporatör performansı zamana bağlı olarak gözlenebilmektedir. Ayrıca bu model, bir bilgisayar programı olarak da ifade edilmiştir. Bu bilgisayar programında, akışkanların debileri ve evaporatör geometrisi bir giriş (input) dosyası ile programa okutulurken, programın çıktısı bir çıkış (output) dosyasına yazdırılmaktadır.

Bu çalışmanın sonuçları, Arçelik A.Ş. Araştırma Geliştirme Merkezi'nde oluşturulan ve buzdolabı soğutma devresi simülasyonu yapan termal simülasyon programı REFSIM'e, geçici (transient) çalışma koşulları için gerekli verileri sağlayacaktır.

THE EFFECTS of FROST FORMATION on the NO-FROST EVAPORATOR SURFACES

SUMMARY

In this study, the performance of a plate finned-tube evaporator working under frosting conditions was examined both theoretically and experimentally.

If the temperature of the evaporator surface is below freezing temperature of the water vapor inside the air ($0\text{ }^{\circ}\text{C}$), frost will form on the surface. While the surface temperature of the frost remains below freezing, frost will continue to accumulate upon this surface. For no-frost refrigerator manufacturers, it is necessary to know how frost affects the evaporator's performance.

A test facility was designed and constructed to simulate the air flow and the refrigeration system of the refrigerator. In this test facility, it is possible to measure the overall heat transfer coefficient of the evaporator (UA) and air side pressure drop (ΔP). Air was forced to flow through the evaporator and R134A was circulated inside the evaporator tubes.

The mathematical model of the evaporator working under frosting conditions was developed. By using this model, the performance of the evaporator may be observed for the unsteady state conditions. A computer program based on this mathematical model was also developed. In this program, the mass flow rates of the air and R134A and the geometrical parameters of the evaporator are supplied to the program by an input file. The output of the program is obtained through an output file.

The results of this study will be used as unsteady state working conditions in REFSIM, a computer program developed in Arçelik Company Research and Development Center. REFSIM is used to simulate the refrigeration cycle of a refrigerator.

1. GİRİŞ

Karlanma olayı; üzerinde nemli hava akan herhangi bir yüzeyde, eğer yüzey sıcaklığı havanın çığ noktası sıcaklığının ve suyun donma sıcaklığının altına düşerse ortaya çıkar. Eğer oluşan karın yüzey sıcaklığı donma sıcaklığının altında kalmaya devam ederse bu durumda kar yüzey üzerinde toplanmaya devam edecektir. Bu olay kriyojenik uygulamalarda ve hava koşullandırma sistemlerinde de görülmesine rağmen en fazla endüstriyel ve ev tipi soğutma uygulamalarında görülmektedir.

Evaporatör, buzdolabında kabini soğutmaya yarayan soğutma devresi elemanıdır. Üzerinde dolaşan havadan ısı çekerek, boruların içerisinde akan akışkanın buharlaşmasını sağlar. Ancak eğer evaporatör yüzeyleri 0 °C'nin altında ise bu durumda evaporatör yüzeylerinde karlanma olacaktır. No-frost buzdolabı üreticileri için, karlanmış halde evaporatör performansında meydana gelecek değişikliklerin bilinmesi önem taşımaktadır.

Kar oluşumu yalnızca evaporatörün performansını etkilemez, diğer sistem elemanlarının performansını da etkiler. Örnek olarak kar oluşmaya başladığı zaman evaporatörün ön kısmında akış alanı azalır ve ısı değiştiricisi boyunca basınç düşümü artar. Bu durumda ısı değiştiricisinin üzerinden geçen hava debisi azalır ve sonuç olarak fanların performansı da etkilenir. Bu olay defrost işlemi yapılınca kadar devam eder.

Bu çalışmada bir no-frost buzdolabı evaporatörünün geçici (transient) rejimdeki çalışması teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmanın teorik kısmında, bir matematik model oluşturularak karlanma halinde evaporatörün toplam geçirgenliği, kapasitesi, hava tarafı basınç düşümü ve hava çıkış sıcaklığı hesaplanmıştır. Çalışmanın deneysel kısmında ise, havanın buzdolabındaki akışını simüle eden bir hava tüneli oluşturulmuş, buzdolabında kullanılan soğutma çevriminin bir benzeri hazırlanarak evaporatör boruları içerisinde soğutucu akışkan dolaştırılmış ve evaporatör yüzeylerinde kar birikimi sağlanarak teorik kısımda incelenen parametreler deneysel olarak da incelenmiştir.

Bu tez çalışmasında incelenen evaporatör, kanatlı borulu türden bir ısı değiştiricisidir. Soğutucu akışkan borular içerisinde akarken, hava ise kanatlar ve borular üzerinden akmaktadır.

Bu tezde, literatürde evaporatörler üzerinde karlanma ile ilgili çalışmalar ikinci bölümde incelenmiştir. Yapılan literatür araştırmasında, karlanmaya etki eden parametrelerin (hava sıcaklığı, bağıl nem, evaporasyon sıcaklığı ve hava debisi) yanısıra, karın termofiziksel özellikleri ile ilgili çalışmalar da incelenmiştir.

Üçüncü bölümde, geçici rejimde evaporatörün performans büyüklüklerini hesaplamak amacı ile oluşturulan matematik modelden bahsedilmektedir. Oluşturulan matematik modelde, kar oluşumu halinde ısı transferi alanlarında meydana gelen değişimler formüle edilmiş, karlanma halinde evaporatörün ısı geçirgenliği (UA) ve hava tarafı basınç düşümü (ΔP) hesaplanmıştır. Modelde, bütün denklemler kısa zaman dilimleri için yazılarak zaman boyunca ilerleme sağlanmıştır. Ayrıca oluşturulan bu model, bir bilgisayar programı olarak da ifade edilmiştir. Modelde kullanılan başlangıç değerlerinin sonuçlar üzerindeki etkisini görmek amacı ile hassasiyet analizi yapılmıştır.

Dördüncü bölümde deney düzeneği tanıtılmıştır. Deney düzeneği, buzdolabı üzerindeki hava akışını ve buzdolabı soğutma sistemini aynen simüle edecek şekilde tasarlanmıştır. Bu deney düzeneğinde farklı hava debileri, hava sıcaklıkları ve evaporasyon sıcaklıklarında deneyler yapılabilmektedir. Deney düzeneği; iklimlendirme kabini, hava tüneli, debi ölçüm modülü ve soğutma sistemi modüllerinden oluşmaktadır. İklimlendirme kabini, test evaporatörü üzerinden akıtılacak havanın istenilen şartlara getirilmesini sağlayan modüldür. Hava, istenilen şartlara getirildikten sonra test evaporatörünün üzerinden dolaştırılmak üzere hava tüneline gönderilmiştir. Debi ölçüm modülü, havanın debisini ölçmek amacıyla kullanılan lüle demetlerinden oluşmaktadır. Soğutma sistemi ise, evaporatör boruları içerisinde dolaştırılan soğutucu akışkanın istenilen şartlara (basınç ve sıcaklık) getirilmesini sağlayan modüldür.

Beşinci bölümde ise deneylerin yapılışı anlatılmıştır. Bu kısımda, hazırlık amacı ile evaporatör yüzeyinin kuru olduğu durum için yapılan deneylerden de bahsedilmiştir. Bu deneylerde, hava debisi, hava giriş ve su giriş sıcaklığının üniform olarak ayarlanabilmesi ile hava ve su tarafı ısı geçiş miktarları arasındaki farkın standartlarda belirtilen değerlere göre durumu incelenmiştir. Bu bölümde ayrıca, bu

yüksek lisans çalışmasının temelini oluşturan karlanma deneylerinin yapılış şekli ve deney sonuçlarının değerlendirilmesi hakkında bilgi verilmiştir.

Deney sonuçlarının matematik modelle karşılaştırılıp yorumlanması altıncı bölümde yapılmıştır. Yedinci bölümde ise sonuçlar ve öneriler yer almaktadır.



2. EVAPORATÖRDE KARLANMA İLE İLGİLİ LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

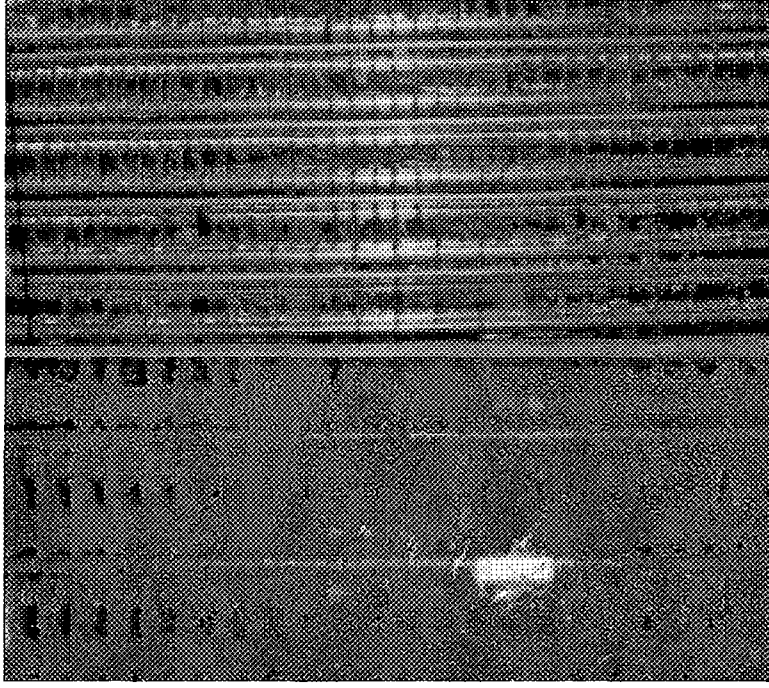
2.1. Giriş

Hava içindeki su buharı, soğuk bir yüzeyle temas ettiğinde, eğer yüzey sıcaklığı su buharının çığ noktası sıcaklığından düşük ise yüzey üzerinde yoğuşur. Ancak, buzdolabında olduğu gibi, evaporatörün yüzey sıcaklığı (yaklaşık olarak evaporasyon sıcaklığı), hava içindeki su buharının donma sıcaklığından (0 °C) da düşük ise, evaporatör yüzeyinde kar oluşur. Böylece, buzdolabının derin dondurucu (freezer) ve sebzelik (fresh food) kabinlerindeki nem sürekli olarak, evaporatör yüzeyine taşınarak kar halinde toplanmaya devam eder.

Yüzeyde kar toplanması olayı evaporatör performansını etkiler. Genel olarak, kar tabakasının, evaporatörün toplam geçirgenlik (UA) değerini azalttığı, ve buna paralel olarak hava akışını zorlaştırması nedeniyle, evaporatör üzerinden akan havanın uğradığı basınç kaybını (ΔP) arttırdığı söylenebilir.

Kar oluşumunu ve onun etkilerini inceleyen çok sayıda çalışma olmasına rağmen, bugüne kadar herkes tarafından kabul görmüş ve yaygın olarak kullanılan bir kar modeline rastlanmamıştır. Buna en büyük neden olarak, kar oluşumunun yüzey sıcaklığı, hava sıcaklığı, hava nemi, hava hızı, hava debisi, yüzey geometrisi, akış şekli gibi birçok parametreye bağlı olması gösterilebilir. Kar oluşumunun çok sayıda parametreye bağlı olması, belirli şartlar altında yapılan herhangi bir çalışmanın sonuçlarının başka bir çalışmada kullanılamamasına neden olmaktadır.

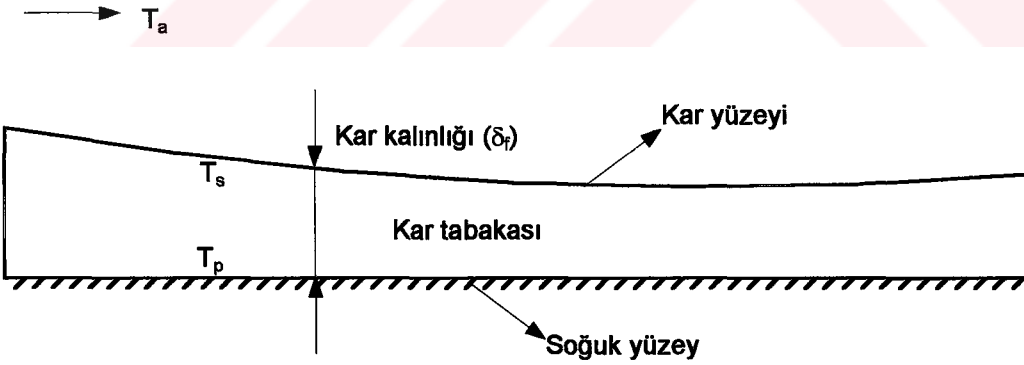
Şekil 2.1'de evaporatör yüzeyinin kuru ve karlı olduğu durumların fotoğrafları gösterilmiştir. Görüldüğü gibi evaporatör yüzeyinde karlanma olması halinde kanatlar ve borular arasındaki boşluklar kapanmaktadır. Bunun sonucunda evaporatör üzerinden akan havanın basınç kaybı giderek artmakta, dolayısıyla evaporatör fanlarının enerji tüketimi artmaktadır.



Şekil 2.1 Evaporatör yüzeyinin kuru ve karlanmış hali

Şekil 2.2'de soğuk yüzey üzerinde oluşan kar tabakasının şematik gösterimi verilmiştir. Şekilde gösterildiği gibi, nemli hava akışı yönünde kar tabakasının kalınlığı azalmaktadır. Çünkü nemli hava ile soğuk yüzeyin ilk temas ettiği andan itibaren havanın içerdiği nem miktarı azalmaktadır.

Nemli hava akışı



Şekil 2.2 Soğuk yüzey üzerinde kar tabakası oluşumu

Kar oluşumunu incelemeyi güçleştiren önemli bir sebep de karın poroz bir yapıya sahip olmasıdır. Bu poroz yapı nedeniyle nemli havadan ayrılan su buharının tamamı donarak kar kalınlığını artırmaz. Su buharının bir bölümü poroz yapı içine yayılarak (diffüz ederek) alt tabakalarda toplanır ve bu tabakaların yoğunluğunu

yüzeyden içeri yayılan miktar, dolayısıyla kar kalınlığı ve karın ısı direnci değişecektir.

2.2. Karlanma Hakkındaki Literatür

Kar oluşumu ile ilgili literatürde yapılan çalışmalar üç grupta toplanabilir:

1. Levha, boru gibi basit geometrili yüzeyler üzerinde kar oluşumunu inceleyen çalışmalar.
2. Klimalarda kullanılan ısı değiştiricileri yüzeylerinde kar oluşumunu inceleyen çalışmalar.
3. No-frost buzdolabı evaporatörleri yüzeylerinde kar oluşumunu inceleyen çalışmalar.

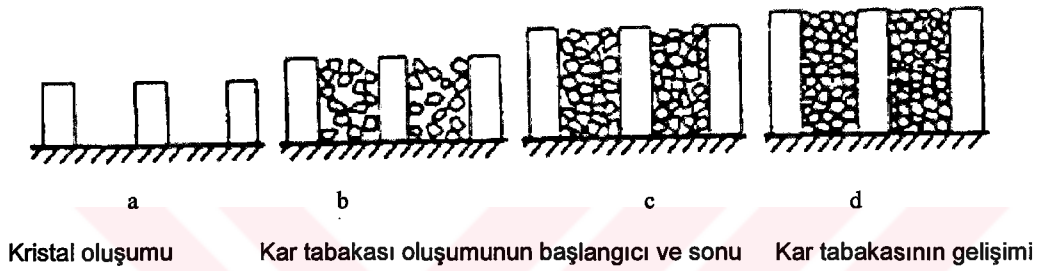
2.2.1. Basit Geometriler Üzerinde Karlanma

Evaporatörün karlanmış haldeki performansını inceleyen ve modelleyen çalışmalarda, kar tabakasının kalınlık, yoğunluk, ısı iletim katsayısı ve özgül ısı gibi fiziksel ve termodinamik özelliklerinin önceden biliniyor olması gereklidir. Bu özellikleri saptamak üzere, basit geometriler üzerinde bir çok çalışma yapılmıştır. Bu bölümde bunlardan kısaca bahsedilmekte olup bunlar hem sayısal analiz sonuçlarına hem de deneysel sonuçlara dayanmaktadır.

2.2.1.1. Düz Yüzeyler

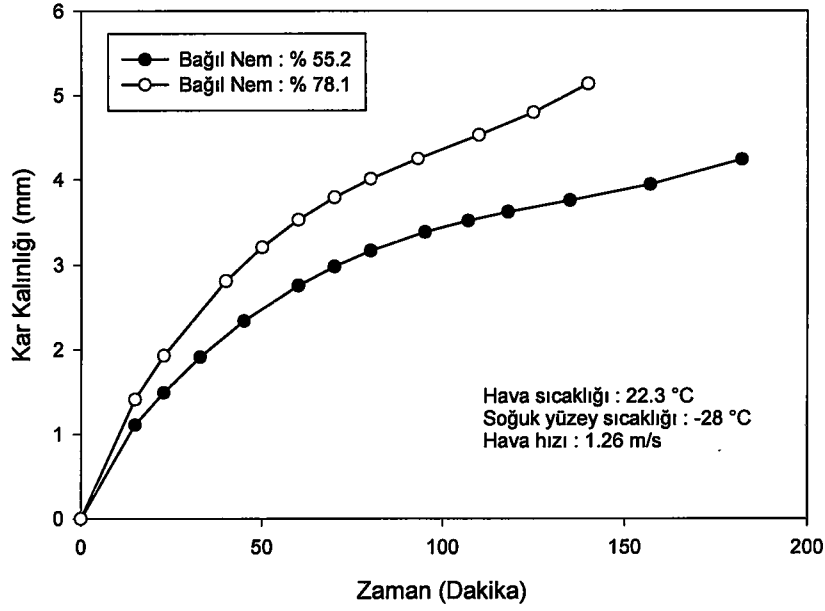
Hayashi [1] çalışmalarında kar yapısının, soğuk yüzey üzerinde akan nemli havanın bağıl neminin ve hızının değişmesi ve soğuk yüzeyin sıcaklığının değişmesi ile değiştiğini gözlemlemiştir. Bu yapı değişikliği hem kar yoğunluğunu hem de yüzey yapısını etkilemektedir. Kar yoğunluğunda meydana gelen değişme karın ısı iletkenliğini değiştirirken, karın yüzey yapısındaki değişiklikler de kar pürüzlülüğünü etkiler. Bu değişikliklerin tümü, ısı transfer katsayısı ve basınç düşümünü etkileyerek ısı değiştiricisi performansını değiştirir. Fotografik gözlemler sonucunda kar tipleri sınıflandırılmış ve kar oluşumu 3 karakteristik periyoda bölünmüştür.

1. Kristal oluşumu : Bu aşamada soğuk yüzey ince bir kar tabakası ile kaplanır, daha sonra kar, yüzey üzerinde toplanmaya başlar.
2. Kar tabakası oluşumu : Bu aşamada ise üniform kar tabakaları oluşmaya başlar ve karın yoğunluğu artar.
3. Kar tabakasının gelişimi : Bu aşamada kar yüzey sıcaklığı giderek artar. Bu sıcaklık 0°C ' ye ulaştınca üstteki kar eriyerek alt tabakaların içine geçer, tekrar donar, yoğunluğu artar. Isıl direnç azalır. Üst kısımda yeniden kar oluşmaya başlar ve bu aşama periyodik olarak devam eder.

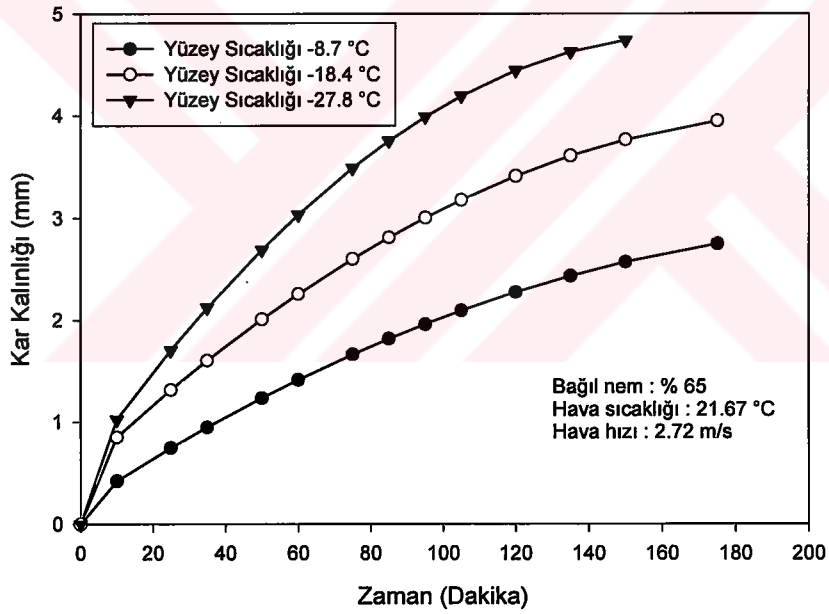


Şekil 2.3 Hayashi'nin kar oluşum modeli [1]

Yonko ve Sepsy [2], düz yatay bir yüzey üzerinde oluşan karın yoğunluğunu ve ısı iletkenliğini incelemişlerdir. Çalışmalarında düşük yüzey sıcaklığı ve yüksek bağıl nemlerde kar oluşum hızının arttığını gözlemlemişlerdir, ancak hava hızının bir etkisinin olmadığını belirtmişlerdir. Kar ısı iletkenliğinin, ağırlıklı olarak kar yoğunluğunun bir fonksiyonu olduğunu açıklamışlardır. Karın, buz parçacıkları ve onları çevreleyen havadan oluşan kompozit bir yapıya sahip olduğunu düşünerek karın ısı iletkenliğini, havanın ve buzun yoğunluk ve ısı iletkenliklerine göre ifade eden bir model oluşturmuşlardır.



Şekil 2.4 Bağıl nemin kar kalınlığına etkisi [2]



Şekil 2.5 Yüzey sıcaklığının kar kalınlığına etkisi [2]

Çalışmalarından elde ettikleri dataları kullanarak karın ısı iletkenliğini kar yoğunluğunun bir fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi ifade etmişlerdir.

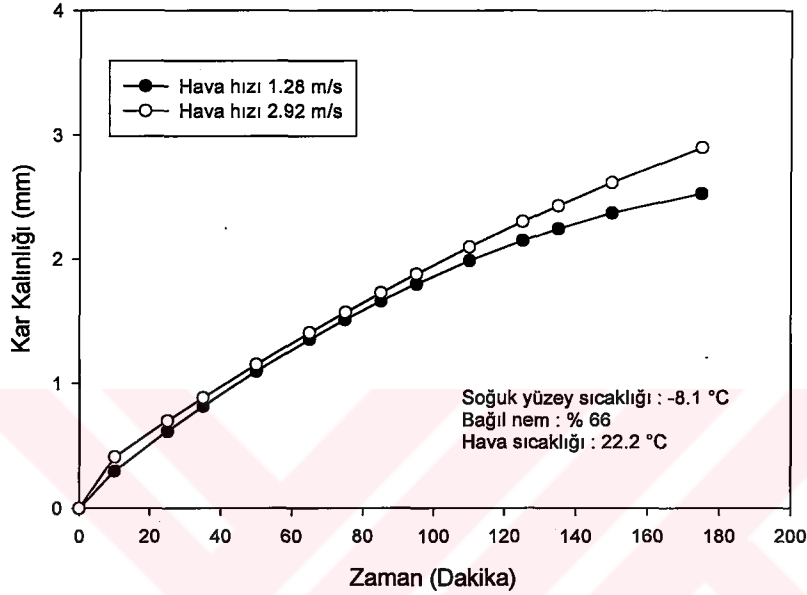
$$k_f = 0.024248 + 0.00072311 \cdot \rho_f + 0.000001183 \cdot \rho_f^2 \quad (2.1)$$

Bu eşitlikte,

k_f : Karın ısı iletkenliği (W/mK)

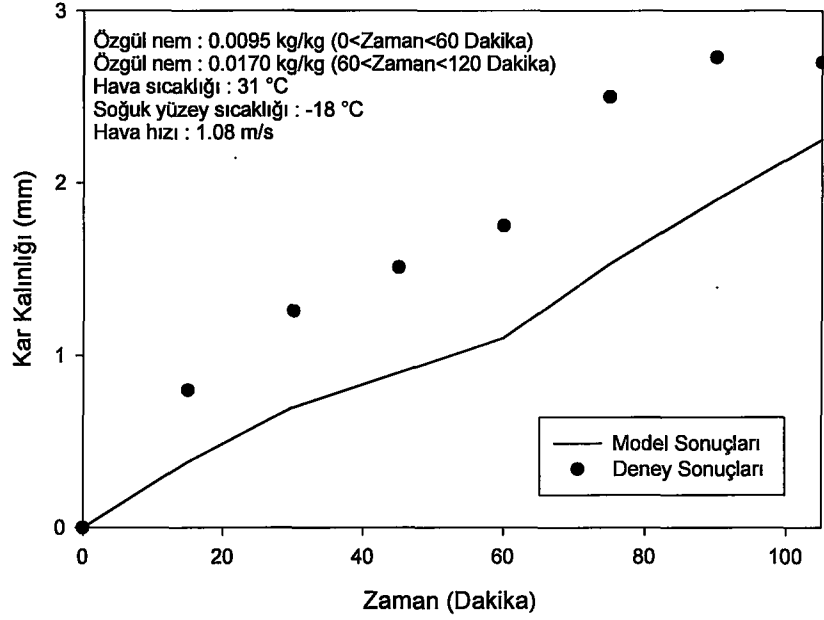
ρ_f : Karın yoğunluğu (kg/m³)

olarak tanımlanmıştır. Bu eşitlik kar yoğunluğunun 573 kg/m³'den düşük değerlerinde geçerlidir.

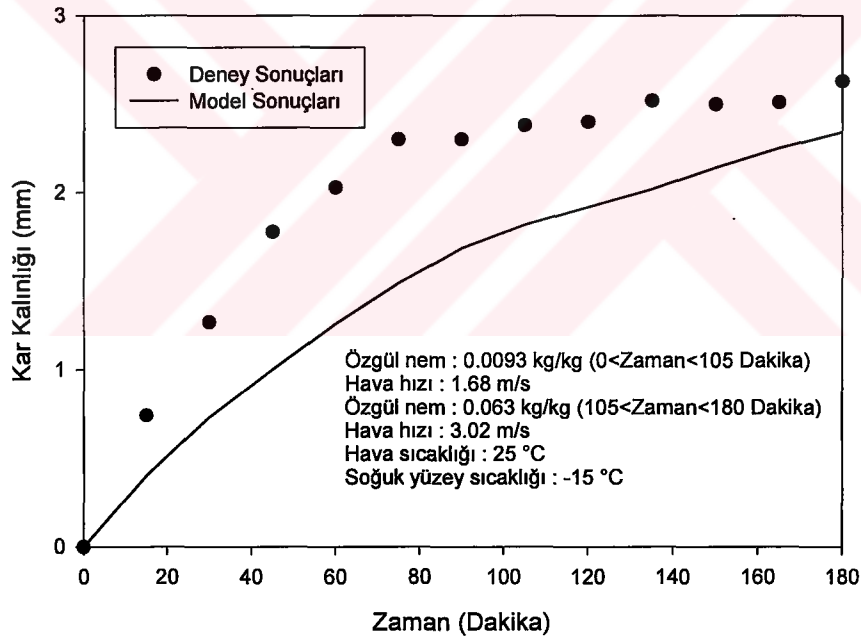


Şekil 2.6 Hava hızının kar kalınlığına etkisi [2]

Jones ve Parker [3], çevresel özelliklerin (hava nemi ve hava hızı) değişiminin düz yüzeylerdeki karlanma olayına olan etkilerini incelemişlerdir. Kar oluşumunu inceleyebilmek için enerji ve kütle dengesi ile kar yüzeyinde moleküler difüzyona dayanan teorik bir model geliştirmişlerdir. Model, kar yüzeyindeki ısı ve kütle transferi katsayılarını çevresel özelliklerle ifade etmektedir. Modelde kullanmak üzere deneyler yaparak veri toplamışlar, aynı zamanda başka araştırmacıların verilerini de kullanmışlardır. Hem deneyler hem de model, hava neminde meydana gelecek ani bir artışın kar oluşumunu hızlandırdığı, hava hızındaki ani bir artışın ise kar oluşumunu yavaşlattığını göstermektedir.



Şekil 2.7 Nemin zamanla değişiminin kar kalınlığına etkisi [3]



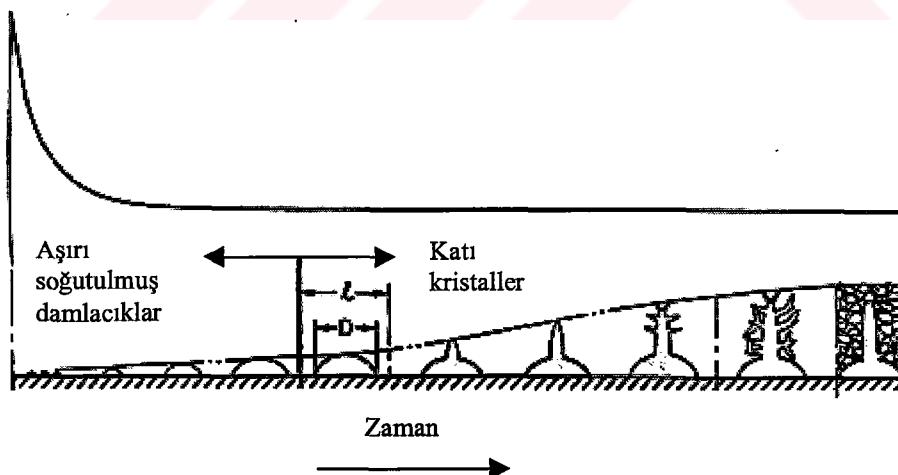
Şekil 2.8 Nemin ve hava hızının zamanla değişiminin kar kalınlığına etkisi [3]

Sami ve Duong [4] düz yüzeyler üzerinde kar kalınlığını ve kar yoğunluğunu tahmin edebilmek için bir matematik model geliştirmişlerdir. Model; su buharı moleküler difüzyonu, enerji dengesi, kütle dengesi ve hal denklemlerine dayanmaktadır. Bu ifadeler ek olarak kar ısı iletkenliği, su buharı özellikleri, ısı transfer katsayısı, kütle transfer katsayısı ve moleküler difüzyon ile ilgili çeşitli eşitlikler de modelde yer

Tao, Besant ve Mao [5] zorlanmış taşınım halinde, soğutulmuş düz bir plaka üzerinde karlanmanın başlangıcını (early growth) deneysel olarak incelemişlerdir. Deney koşulları aşağıdaki gibidir.

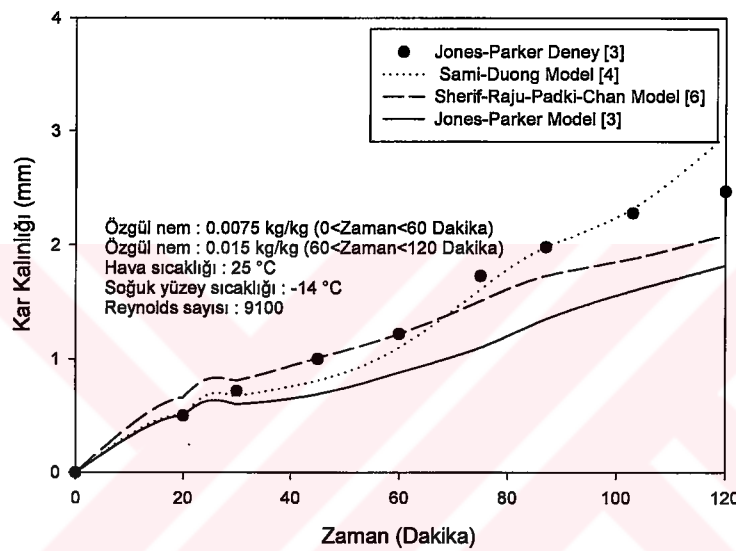
Bağıl nem : % 30 - % 90

Bu çalışmaya göre karlanmanın başlangıç kısmı iki aşamada incelenebilir. İlk aşamada soğuk yüzey üzerinde aşırı soğutulmuş su damlacıkları oluşur. İkinci aşamada ise buz kristalleri oluşmaya başlar. Çalışmada ayrıca kantitatif olarak kar oluşumunun incelenmesi için mikroskopik fotoğraflar da çekilmiştir.



11

Sherif, Raju, Padki ve Chan [6] çalışmalarında zorlanmış taşınım halinde düz plaka üzerinde karlanma oluşumunu, kar kalınlığını ve kar yüzey sıcaklığını hem zamanın hem de konumun fonksiyonu olarak yarı ampirik zamana bağlı (transient) çözümleme yapan bir model oluşturarak incelemişlerdir. Bu sürekli diferansiyel model, literatürde bulunan hava tarafı ısı taşınım katsayılarını, ayrıca kütle transfer katsayısını bulmak için de Lewis analojisini kullanarak kar kalınlığını ve kar yüzey sıcaklığını hesaplamaktadır. Model aynı zamanda karın ısıl iletkenliğini ve yoğunluğunu hesaplamak için literatürde verilmiş ampirik korelasyonları kullanmaktadır. Model; Jones ve Parker [3] ve Sami ve Duong'un [4] çalışmaları ile karşılaştırılmış ve sonuçlarının oldukça uyumlu olduğu belirtilmiştir.



Şekil 2.10 Sherif'in kar oluşum modelinin diğer modellerle karşılaştırılması [6]

Sanders [7], düz levhalarda oluşan karın yoğunluğunu ve ısıl iletkenliğini deneysel olarak incelemiştir. Sanders deneyler sonucunda ısıl iletkenlik ve yoğunluk için aşağıdaki ifadeyi önermiştir.

$$k_f = 1.202 \cdot 10^{-3} \cdot \rho_f^{0.963} \quad (2.2)$$

Bu eşitlikte k_f W/mK, ρ_f kg/m³ birimindedir ve eşitlik yoğunluğun 500 kg/m³ değerine kadar geçerlidir.

Östin ve Anderson [8], paralel düz levhalarda oluşan karın yoğunluğunu ve ısıl iletkenliğini deneysel olarak inceledikten sonra aşağıdaki ifadeyi önermişlerdir.

$$k_f = -8.71 \cdot 10^{-3} + 4.39 \cdot 10^{-4} \rho_f + 1.05 \cdot 10^{-6} \rho_f^2 \quad (2.3)$$

Bu eşitlikte k_f W/mK, ρ_f kg/m³ birimindedir ve eşitlik yoğunluğun 100-550 kg/m³ değerleri arasında geçerlidir.

Lee [9], düz levhalarda kar oluşumuna etki eden parametreleri incelemişler ve çalışmalarında aşağıdaki eşitliği önermişlerdir.

$$k_f = 0.132 + 3.13 \cdot 10^{-4} \cdot \rho_f + 1.6 \cdot 10^{-7} \cdot \rho_f^2 \quad (2.4)$$

Bu eşitlikte k_f W/mK, ρ_f ise kg/m³ birimindedir ve eşitlik yoğunluğun 50 kg/m³ ile 500 kg/m³ arasındaki değerlerinde geçerlidir.

Tablo 2.1’de araştırmacıların korelasyonları elde ettikleri deney koşulları verilmiştir. Lee’nin eşitliğinin hangi koşullarda elde edildiği belirtilmemiştir.

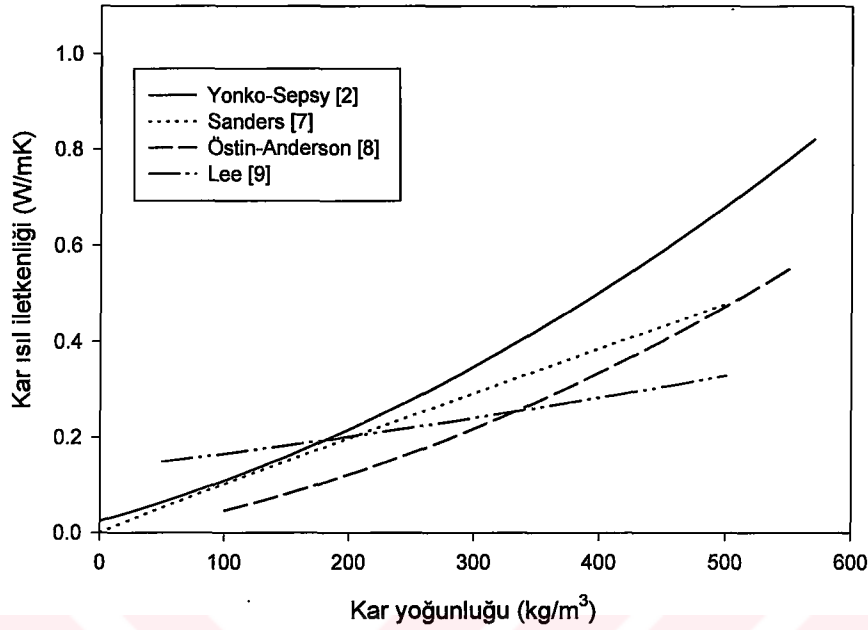
Tablo 2.1 Korelasyonların elde edildikleri deney koşulları

Araştırmacı	Sanders [7]	Yonko-Sepsy [2]	Östin-Anderson [8]
Levha Sıcaklığı	(-22 °C)-(-11 °C)	(-28 °C)-(-8.6 °C)	(-19.7 °C)-(-7 °C)
Hava Hızı	(4 m/s)-(9 m/s)	(1.3 m/s)-(5.2 m/s)	Bilgi yok
Bağıl Nem	Bilgi yok	(% 46.6)-(% 94.9)	(% 31.1)-(% 75.1)
Hava Sıcaklığı	(-10 °C)-(0°C)	21 °C	(20.3 °C)-(21.1°C)

Şekil 2.11’de verilen grafikte karın ısı iletkenliği ile yoğunluğu arasındaki ilişkiyi ifade eden korelasyonlar karşılaştırılmıştır. Grafikten de anlaşılabacağı gibi aynı kar yoğunluğu için bulunan ısı iletkenlik değerleri birbirinden çok farklıdır. Örnek olarak 300 kg/m³’lük bir yoğunluk değerine karşılık hesaplanan ısı iletkenlik değerleri 0.24 W/mK ile 0.35 W/mK arasında değişmekte, doayısıyla aynı yoğunluk değeri için yaklaşık olarak % 46’lık bir fark görülmektedir. Bu farkın sebebi olarak her bir araştırmacının deneylerini çok farklı koşullarda yapması söylenebilir. Çünkü deney koşullarındaki değişiklikler karın iç yapısını değiştirmektedir. Karın iç yapısındaki değişiklikler, termofiziksel özelliklerin de değişmesine yol açmaktadır.

Bu durum, karlanma olayı ile ilgili geniş bir literatür araştırması yapan O’Neal [7] tarafından da belirtilmiştir. O’Neal, karın ısı iletkenliği ile yoğunluğu arasındaki

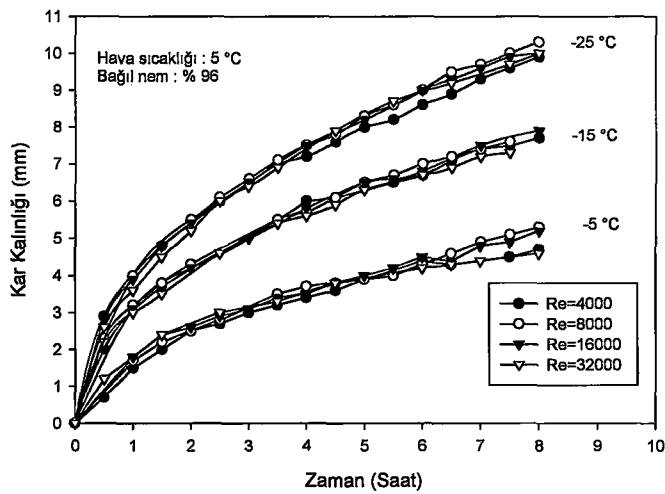
ilişkiyi göstermek amacı ile kullanılan korelasyonların sadece geçerli oldukları aralıklarda kullanılması gerektiğini belirtmiştir.



Şekil 2.11 Karın ısı iletkenliğini hesaplayan korelasyonların karşılaştırılması

2.2.1.2. Silindirik Yüzeyler

Schneider [10], deneysel olarak silindirik yüzeylerde kar oluşumunu incelemiştir. Yaptığı çalışmalarda, literatürdeki genel kanının aksine kar kalınlığının Reynolds sayısından bağımsız olduğunu bulmuştur.



Şekil 2.12 Yüzey sıcaklığı ve Re sayısının kar kalınlığına etkisi [10]

Raju ve Sherif [11] çapraz akış halinde silindirik yüzeyler üzerinde karlanma olayını incelemek için zamana bağlı (transient) çözümleme yapan bir model geliştirmişlerdir. Bu modelde süreklilik, momentum, enerji ve kütle transferi denklemleri bir sonlu elemanlar metodu kullanarak çözülmüştür. Karın ısı iletkenliği ve yoğunluğu ampirik korelasyonlarla ifade edilmektedir. Ancak model için bir kısıtlama söz konusudur. Model durma (stagnation) ve ayrılma (separation) noktaları arasında geçerlidir.

İsmail, Salinas ve Gonçalves [12], çalışmalarında nemli hava akımı altında silindirik yüzeylerde kar oluşumunu incelemek amacıyla, kar oluşumu esnasında yerel özelliklerin hesaplanabilmesini sağlayan iki boyutlu bir model geliştirmişlerdir. Yerel ısı ve kütle transferi katsayılarını hesaplayabilmek için momentum, enerji ve kütle transferi denklemleri çözülmüştür. Momentum denklemleri akım (stream) ve girdap (vorticity) fonksiyonları cinsinden yazılmıştır. Düşük Reynolds sayılarında ($Re < 400$) sayısal çözümleme yapılmıştır. Momentum denklemleri çözüldükten sonra, enerji ve kütle transferi denklemleri çözülerek yerel ısı ve kütle transferi katsayıları hesaplanmıştır. Bunun sonucunda kar oluşumu esnasında yoğunluk, kar kalınlığı ve kar yüzey sıcaklığı hesaplanabilmektedir.

2.2.1.3. Paralel Plakalar

O'Neal [7], paralel plakalarda kar oluşumunu, kar kalınlığını ve yoğunluğunu deneysel ve teorik olarak incelemiştir. Deney koşulları aşağıdaki gibidir :

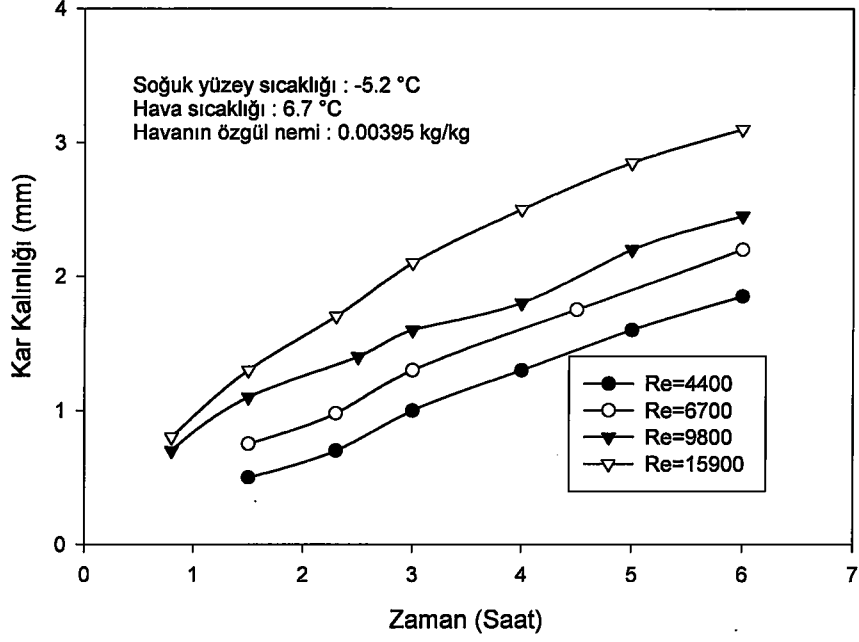
Reynolds sayısı : 4400 - 32400

Hava sıcaklığı : 5 °C - 12 °C

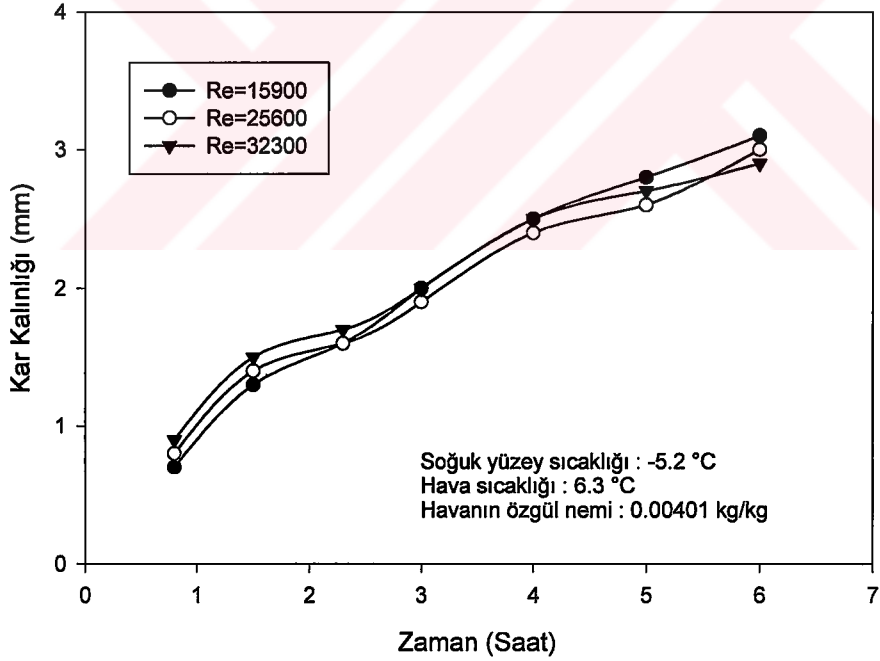
Özgül nem : 0,00382 kg/kg - 0,00514 kg/kg

Plaka yüzey sıcaklıkları : (-12 °C) - (-5 °C)

Deneysel çalışmaların sonucunda kar kalınlığının; plaka yüzey sıcaklığının, hava sıcaklığının ve neminin fonksiyonu olduğunu belirtmiştir. Ayrıca Reynolds sayısının 15900'den küçük değerlerinde kar kalınlığı Reynolds sayısının artması ile artmaktadır. Ancak $Re > 15900$ için kar oluşumu Re sayısından bağımsızdır. Bu durum için O'Neal, literatürdeki hava hızının kar oluşumuna etkisi hakkındaki uyumsuzluğun kritik Reynolds sayısından kaynaklandığı fikrini ileri sürmektedir.



Şekil 2.13 Düşük Reynolds sayılarında kar kalınlığının zamanla değişimi [7]



Şekil 2.14 Yüksek Reynolds sayılarında kar kalınlığının zamanla değişimi [7]

Lee [9] paralel plakalar üzerinde oluşan kara; hava sıcaklığı, nem, hava hızı ve plaka yüzey sıcaklığının etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada, kar kalınlığının ısı değıştircisi ile havanın ilk temas ettiği noktada daha fazla olduğu

gözlenmiştir. Bunun sebebi ısı değıştircisi ile ilk temas noktasında havanın içindeki su buharı miktarının, ısı değıştircisi boyunca giderek azalmasıdır. Ayrıca deneylerin ilk anlarında kar oluşumu hızlıdır, bu hız zamanla giderek azalmaktadır. Bunun sebebi ilk anlarda oluşan karın ısı ve kütle transferi alanını artırması (kanat etkisi), daha sonra ise karın ısı ve kütle transferine karşı direnç etkisidir.

2.2.2. Klimalarda Kullanılan Evaporatörler Üzerinde Karlanma

Klimaların ısı pompası (heat pump) olarak çalışması halinde, dış ortam sıcaklığı 5 °C nin altında iken, klimanın evaporatörü üzerinde kar toplanır. Toplanan karın, klima evaporatörünün performansına etkisini incelemek üzere yapılan çalışmalar bu bölümde verilmiştir.

Isı pompalarında kullanılan kanatlı borulu ısı değıştircilerinin karlanmış koşullar altındaki performanslarını deneysel olarak incelemek üzere Gates [13], Gatchilov ve Ivanova [14], Senshu [15] ve Ameen [16] tarafından değışik deney koşullarında çalışmalar yapılmıştır.

Kondepudi [17], kar oluşumunun; ısı değıştircisinin kanat verimi , toplam ısı geçiş katsayısı, basınç kaybı ve yüzey pürüzlülüğü parametrelerine etkisini incelemiştir. Çalışma kapsamlı bir literatür araştırmasına dayanmaktadır. Aynı araştırmacı doktora tezinde [18], bir sıralı (row) klima eşanjörü üzerinde yapılan deneysel bir çalışmanın sonuçlarını vermektedir. Kondepudi, daha sonra yaptığı iki ayrı çalışmada [19,20], kanatlı borulu ısı değıştircilerinin karlanmış koşullar altındaki performansını hem deneysel hem de nümerik incelemiştir.

Oskarsson [21,22], ısı değıştircisinin kuru, ıslak ve karlı hallerdeki performansını incelemek üzere 3 adet model oluşturmuştur. Her üç model de farklı araştırmacılar tarafından geliştirilen korelasyonları kullanmaktadır. Bu korelasyonlar hava tarafı ve soğutucu akışkan tarafı ısı transfer katsayılarını, hava ve soğutucu akışkan tarafı basınç düşümlerini ve kar oluşumu ile ilgili bazı eşitlikleri içermektedir.

Araştırmacıların deney koşulları ve çeşitli parametrelere göre bulunan sonuçlar aşağıda tablolar halinde verilmiştir. Bu tablolarda,

- + : Artma
- : Azalma
- +,- : Önce artma, daha sonra azalma
- : Bilgi yok
- ≡ : Değişim yok anlamında kullanılmıştır.

Tablo 2.2 Deney koşulları

Araştırmacı	Hava hızı (m/s)	Hava sıcaklığı (°C)	Bağıl Nem (%)	Yüzey sıcaklığı (°C)
Gates [13]	0.55 - 3.92	-----	-----	-----
Gatchilov [14]	1.52 - 7.62	0	74 - 88	-----
Kondepudi [18]	0.66	0	66 - 80	- 13.88
Kondepudi [20]	0.76	0	80	- 15
Senshu [15]	1.5 - 6	(- 6) – 7	50 - 85	(- 12) – (- 3)
Ameen [16]	2.6	(- 5) – 24	55 – 75	(- 15) – (- 4)

Tablo 2.3 Zamanın artmasının etkileri

Araştırmacı	Kar miktarı	Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Basınç düşümü (ΔP)
Gates [13]	(+)	(-)	(+)
Gatchilov [14]	(+)	(-)	(+)
Kondepudi [18]	(+)	(+, -)	(+)
Kondepudi [20]	(+)	(+)	(+)
Senshu [15]	(+)	≡	-----
Ameen [16]	(+)	(-)	(+)

Tablo 2.4 Hava hızının artmasının etkileri

Araştırmacı	Kar miktarı	Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Basınç düşümü (ΔP)
Gates [13]	-----	(+)	-----
Gatchilov [14]	(+)	-----	-----
Kondepudi [18]	(+)	(+, -)	(+)
Senshu [15]	(-)	(+)	-----

Tablo 2.5 Bağıl nemin artmasının etkileri

Araştırmacı	Kar miktarı	Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Basınç düşümü (ΔP)
Gates [13]	-----	(-)	-----
Gatchilov [14]	(+)	(+, -)	(+)
Kondepudi [18]	(+)	(+, -)	(+)
Kondepudi [20]	(+)	(-)	(+)
Ameen [16]	(+)	-----	(+)

Bu parametreler dışında ayrıca Kondepudi [18] yüzey sıcaklığının azalmasının kar miktarını ve basınç düşümünü arttırdığını, ısı transfer katsayısını ise önce artırıp daha sonra azalttığını belirtmiştir. Senshu [15] ise yüzey sıcaklığının azalmasının kar miktarını ve ısı transfer katsayısını arttırdığını belirtmiştir. Ayrıca Kondepudi [18] hava sıcaklığının artmasının kar miktarını arttırdığını, ısı transfer katsayısını ise önce artırıp daha sonra azalttığını belirtmiştir.

2.2.3. No-frost Buzdolabı Evaporatörleri Üzerinde Karlanma

No-frost buzdolabı evaporatörleri, gerek geometri gerekse hava akış koşulları açısından hava koşullandırma sistemlerindeki evaporatörlerden oldukça farklı özelliklere sahiptir. Buraya kadar verilenin aksine bu tip evaporatörler için yapılan çalışma sayısı oldukça azdır.

Ogawa [23], deneysel çalışmalar sonunda değişik geometrileri incelemiş ve bunlara dayanarak, karın etkisini azaltıcı geometrileri teklif etmiştir. Genel prensip olarak bilindiği gibi kar, yüzeye temas ettiği ilk anda oluşmakta ve hava akışı yönündeki bu ilk temas kısımlarında kar artmaktadır. Bu bölgenin ileri doğru ötelenmesi temel unsurdur. Buna göre Ogawa karın etkisinin azaltılması için aşağıdaki değişiklikleri teklif etmiştir :

- İlk temas bölgesinde kanat aralığının daha büyük tutulması
- Akış yönünde kanatların bir kısmının kesilmesi
- Kanat genişliğinin hava giriş bölgesinde artırılması
- Kanadın belirli bölgelerinin kesilmesi

Heflin [24] no-frost evaporatörlerinin karlanmış koşullar altındaki performanslarını deneysel olarak inceleyebilmek için hava hızının, bağıl nemin, soğutucu akışkan debisinin, evaporasyon sıcaklığının ve hava sıcaklığının hassas olarak ayarlanabildiği bir deney düzeneği tasarlamış ve oluşturmuştur. Çalışmada ayrıca karlanma prosesi ile ilgili geniş bir literatür araştırması yapılmıştır.

Rite [25], Heflin [24] tarafından oluşturulan deney düzeneğini kullanarak karlanmanın no-frost evaporatörler üzerindeki etkilerini incelemiştir. Bu çalışma gerek amaç, gerekse kullanılan düzeneğ bakımından bu tez çalışmasına en yakın çalışma olma özelliğini de taşımaktadır. Farklı hava hızı, bağıl nem, soğutucu akışkan sıcaklığı ve hava sıcaklıklarında deneyler yapılmış ve bu parametrelerin evaporatör üzerinde biriken kar miktarı, toplam geçirgenlik (UA) ve basınç düşümü (ΔP) üzerindeki etkileri gözlenmiştir. Deney koşulları ve sonuçları sırasıyla Tablo 2.6 ve 2.7'de verilmiştir.

Tablo 2.6 Rite'in [25] deney koşulları

Levha Sıcaklığı	-29 °C ile -23 °C arası
Hava Debisi	11 l/s ile 38 l/s arası
Bağıl Nem	% 52 ile % 72 arası
Hava Sıcaklığı	-12 °C ile -6,7°C arası

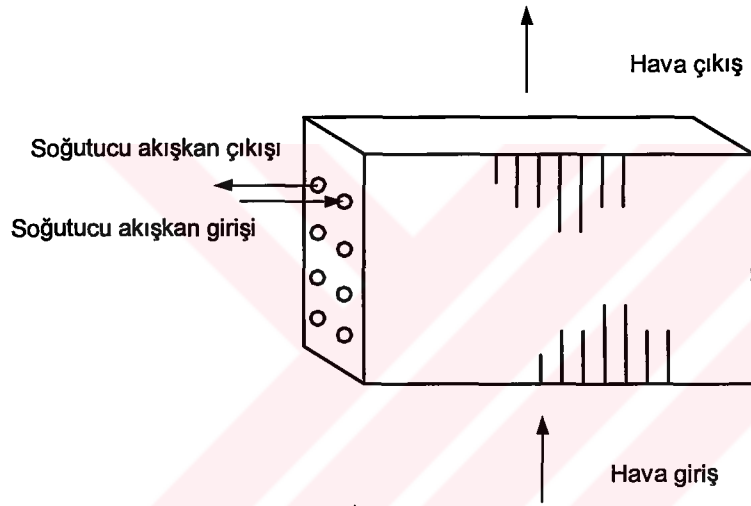
Tablo 2.7 Rite'in [25] deney sonuçları

Parametre	Kar miktarı	Toplam geçirgenlik (W/K)	Basınç düşümü (ΔP)
Hava hızı (+)	(+)	(+)	(+)
Bağıl nem (+)	(+)	(+)	(+)
Hava sıcaklığı (+)	(+)	(+)	(+)
Soğutucu akışkan sıcaklığı (-)	(+)	(+)	(+)

3. KARLANMIŞ EVAPORATÖR MODELİ

3.1. Giriş

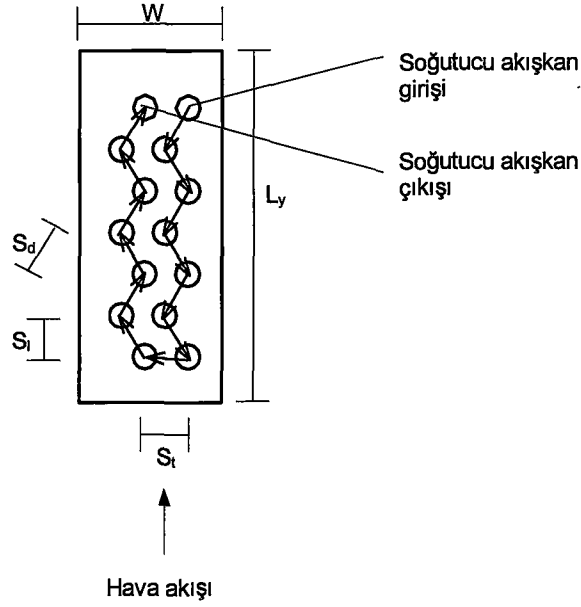
Bu bölümde karlanmış şartlar altında çalışan bir no frost buzdolabı evaporatörünün zamana bağlı (transient) modeli oluşturulacaktır. Bu model sayesinde zamana bağlı olarak evaporatör performansının incelenmesi mümkün olmaktadır.



Şekil 3.1 No frost buzdolabı evaporatörü

Evaporatör şekli Şekil 3.1'de verilmiştir. Hava, boruların içinde akan soğutucu akışkana dik yönde boru ve kanatların üzerinden akmaktadır. Bu tür hava akışı nedeni ile evaporatör, çapraz akışlı ısı değişiricisi olarak adlandırılır.

Evaporatör borularında soğutucu akışkanın dolaşma şekli Şekil 3.2'de verilmiştir. Soğutucu akışkan evaporatöre tek noktadan girip çıkmaktadır, bu yüzden soğutucu akışkan debisi tüm borularda eşittir.



Şekil 3.2 Soğutucu akışkanın evaporatör borularında dolaşımı

3.2. Karlanmış evaporatör modeli

Oluşturulan matematik modelde akışkan debileri, giriş sıcaklıkları, evaporatör geometrisi ve zamanın ilk anındaki ($t=0$) kar kalınlığı ve kar yoğunluğu giriş büyüklükleridir. Giriş büyüklükleri kullanılarak evaporatörün toplam geçirgenliği (UA), soğutma kapasitesi (Q), hava çıkış sıcaklığı (T_{ao}), kar kalınlığı (δ_{fr}), evaporatör üzerinde biriken kar miktarı (m_{fr}) ve hava tarafındaki basınç kaybı (ΔP_a) zamana bağlı olarak bulunmaktadır. Bu modelde aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

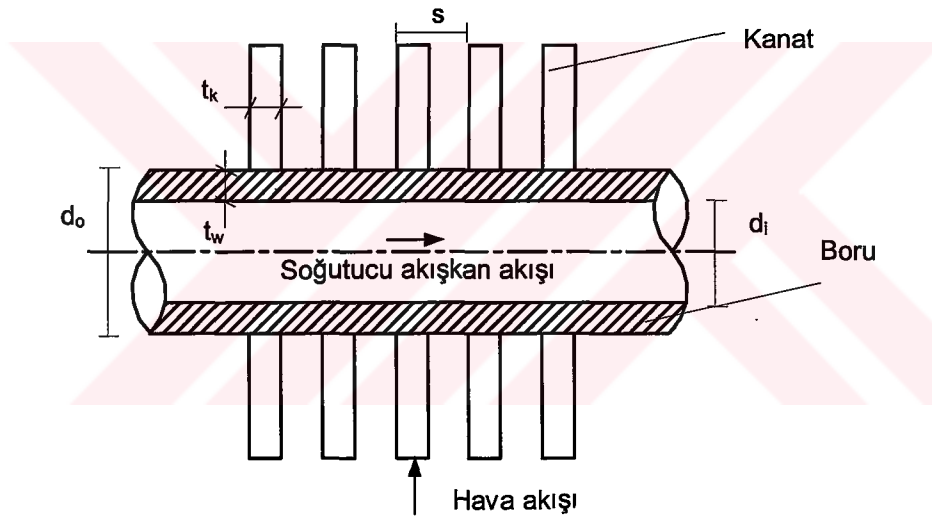
1. Bütün ısı transfer yüzey sıcaklıkları donma sıcaklığının altındadır.
2. Kar, ısı değiştirici üzerinde homojen olarak dağılmıştır.
3. Problem, sanki-değişmez (quasi-steady) olarak kabul edilmiştir.
4. Kar tabakası ortalama özelliklerle tanımlanmaktadır.
5. Karın ısıl iletkenliği, yoğunluğu ile değişmektedir.
6. Nemli hava ve kar arasındaki ışınlama ısı transferi ihmal edilebilir.
7. Isı ve kütle transferi kar tabakası boyunca olmaktadır, dolayısıyla tek boyutludur.

Problemin sanki-değişmez (quasi-steady) olarak kabul edilmesi, olayı ifade eden denklemlerin küçük zaman dilimleri için yazılabilesine imkan vermiştir. Böylece ısı transferi, kütle transferi ve kar özellikleri her zaman aralığında hesaplanmış ve zaman boyunca ilerlenerek hesaplamalar yürütülmüştür.

Bir zaman aralığı için karlanmış evaporatörün performans büyüklüklerini hesaplama yöntemi aşağıda verilmiştir.

3.2.1. Isı geçiş alanlarının hesaplanması

Geometrik büyüklüklerden yararlanarak, ısı geçiş alanları ve bazı karakteristik büyüklüklerin zamana bağlı olarak hesaplanması gerekmektedir. Bu nedenle, kar kalınlığının zamanla değişimi gözönüne alınarak ısı geçiş yüzeylerinin hesaplanma yöntemi aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.3 Evaporatör kesiti

L_b : Evaporatörün toplam uzunluğu

L_k : Evaporatörün kanatlı bölümünün uzunluğu

L : Evaporatörün toplam boru uzunluğu

n_t : Hava akışına dik yöndeki boru sayısı

n_l : Hava akışı yönündeki boru sayısı

n_r : Farklı kanat aralığına sahip olan bölgede hava akışı yönündeki boru sayısı

S_t : Hava akışına dik yönde borular arası mesafe

S_l : Hava akışı yönünde borular arası mesafe

S_d : Çapraz doğrultuda borular arası mesafe

W : Kanat genişliği

A_{fy} : Kanat levhasının yüzey alanı

s_k : 1 cm' deki kanat sayısı

d_o : Boru dış çapı

t_w : Boru cidar kalınlığı

t_k : Kanat kalınlığı

s : İki kanat arasındaki mesafe

Evaporatördeki kanat sayısı

$$n_k = s_k \cdot L_k \quad (3.1)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanır.

Evaporatörün toplam boru uzunluğu,

$$L = n_t \cdot n_l \cdot \left[L_b - 2 \cdot \left(R_b + \frac{d_o}{2} \right) + 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot R_b}{4} \right) \right] \quad (3.2)$$

bağıntısı yardımıyla hesaplanır. Bu ifadede R_b , boru geçişlerini sağlayan dirsek yarıçapıdır ve üçgen dizilişli borularda,

$$R_b = \frac{S_d}{2}$$

olarak tanımlanmıştır.

Evaporatör ön yüzey kesiti,

$$A_{\text{ön}} = W \cdot L_b \quad (3.3)$$

evaporatör minimum akış kesiti,

$$A_{\text{min}} = [W - n_t \cdot (d_o + 2 \cdot \delta_f)] \cdot [L_k - n_k \cdot (t_k + 2 \cdot \delta_f)] \quad (3.4)$$

evaporatör boru içi yüzey alanı,

$$A_i = \pi \cdot d_i \cdot L \quad (3.5)$$

ortalama boru çapındaki ısı geçiş alanı,

$$A_{\text{pm}} = \pi \cdot d_m \cdot L \quad (3.6)$$

boru dış yüzey alanı,

$$A_{\text{to}} = \pi \cdot (d_o + 2 \cdot \delta_f) \cdot \left[L - \left(n_t \cdot (n_l - n_r) \cdot n_k \cdot (t_k + 2 \cdot \delta_f) + n_t \cdot n_r \cdot (t_k + 2 \cdot \delta_f) \cdot \frac{n_k}{2} \right) \right] \quad (3.7)$$

kanat ısı geçiş alanı,

$$A_f = 2 \cdot \left(\frac{(n_l - n_r)}{n_l} \cdot A_{fy} \right) \cdot n_k + 2 \cdot \left(\frac{n_r}{n_l} \cdot A_{fy} \right) \cdot \frac{n_k}{2} \quad (3.8)$$

toplam dış ısı geçiş alanı,

$$A_T = A_{\text{to}} + A_f \quad (3.9)$$

kanat faktörü,

$$\varepsilon = \frac{A_T}{A_{\text{to}}} \quad (3.10)$$

ifadelerinden hesaplanır.

3.2.2. Karın ısı iletim katsayısının hesaplanması

Karın ısı iletim katsayısının sadece kar yoğunluğunun fonksiyonu olduğu düşünülmüş ve Bölüm 2' de ısı iletkenlik ile yoğunluk arasındaki ilişkiyi inceleyen bağıntılar arasından Sanders'in [7] bağıntısının kullanılmasına karar verilmiştir. Bu bağıntı, diğer çalışmalarla karşılaştırıldığında hem literatürde geniş olarak kullanılmakta, hem de ortalama sonuçlar vermektedir.

$$k_f = 1.202 \cdot 10^{-3} \rho_f^{0.963} \quad (3.11)$$

Bu ifadede,

k_f : Kar tabakasının ısı iletim katsayısı (W/mK)

ρ_f : Kar tabakasının yoğunluğu (kg/m³)

olarak tanımlanmıştır.

3.2.3. Giriş havası kısmi basıncının ve özgül neminin hesaplanması

Modelde kullanılan giriş büyüklüklerinden hava giriş sıcaklığının ve bağıl neminin yardımı ile, giriş havasının kısmi basıncı ve özgül nemi [26]'da verilen psikrometrik bağıntılarla hesaplanır

-60 °C < T_{ai} < 0 °C için

$$\alpha = AT^2 + BT + C + DT^{-1} \quad (3.12)$$

Bu ifadede A, B, C ve D sabit sayılardır ve değerleri aşağıda verilmiştir.

$$A = -0.7297593707 \cdot 10^{-5}$$

$$B = 0.5397420727 \cdot 10^{-2}$$

$$C = 0.2069880620 \cdot 10^2$$

$$D = -0.6042275128 \cdot 10^4$$

T_{ai} hava sıcaklığına karşı gelen doyma basıncı,

$$P_{ws} = 1000e^{\alpha} \quad (3.13)$$

ve havanın kısmi basıncı ise,

$$P_w = \varphi \cdot P_{ws} \quad (3.14)$$

ifadelerinden hesaplanır.

Burada φ , bağıl nemdir.

Giriş havası özgül nemi ise,

$$X_{ai} = 0.62198 \cdot \left(\frac{P_w}{P - P_w} \right) \quad (3.15)$$

ifadesinden hesaplanır.

3.2.4. Hava tarafı ısı taşınım katsayısının hesaplanması

Bu çalışmada kullanılan evaporatörlerin kuru haldeki performanslarını belirleyen Karataş [27], yaptığı geniş literatür araştırması sonucunda literatürdeki hiçbir korelasyonun bu çalışmada kullanılan evaporatörlere uymadığını belirtmiştir. Çünkü bu çalışmada kullanılan evaporatörlerin kanat tipi, kanat düzeni ve boru dizilişi farklıdır. Ayrıca bu çalışmada evaporatörde hava akışı düşey doğrultuda iken literatürde incelenen değiştiricilerde yatay hava akışı vardır. Bu nedenle bu tez kapsamında, aynı geometriye sahip evaporatörlerin kuru halde performansını deneysel inceleyen Karataş'ın önerdiği korelasyon kullanılacaktır.

$$h_a = 0.113 \cdot Re^{0.755} \cdot Pr^{1/3} \cdot \epsilon^{-0.420} \cdot \frac{k_a}{d_o} \quad (3.16)$$

Bu ifadede,

$$Re = \frac{G_{max} \cdot d_o}{\mu_a} : \text{Havanın Reynolds sayısı}$$

$$G_{max} = \frac{m_a}{A_{min}} : \text{Maksimum kütle hızı (kg/m}^2\text{s)}$$

μ_a : Havanın dinamik viskozitesi (Pa.s)

$$Pr = \frac{\mu_a \cdot C_{pa}}{k_a} : \text{Havanın Prandtl sayısı}$$

k_a : Havanın ısı iletim katsayısı (W/mK)

olarak tanımlanmıştır.

3.2.5. Soğutucu akışkan tarafı ısı geçişi

$$Q_r = \dot{m}_r \cdot (h_{ro} - h_{ri}) = \dot{m}_r \cdot (x_o - x_i) \cdot h_{fg} \quad (3.17)$$

Burada,

$\dot{m}_r$: Soğutucu akışkanın kütleli debisi

h_{ri} : Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş entalpisi

h_{ro} : Soğutucu akışkanın evaporatörden çıkış entalpisi

Q_r : Soğutucu akışkana geçen ısı miktarı

x_i : Soğutucu akışkanın evaporatör girişindeki kuruluk derecesi

x_o : Soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki kuruluk derecesi

h_{fg} : Soğutucu akışkanın buharlaşma entalpisi

olarak tanımlanmıştır.

3.2.6. Soğutucu akışkan tarafı ısı taşınım katsayısının hesaplanması

Soğutucu akışkan tarafı ısı taşınım katsayısını hesaplamak için Pierre [28] tarafından önerilen korelasyon kullanmıştır. Bu korelasyon, hem programlama açısından kolaylık sağladığı hem de ısı taşınım katsayısını kuruluk derecesinden bağımsız bir değer olarak hesapladığı için tercih edilmiştir.

$$h_i = \frac{k_l}{d_i} \cdot 0.0082 \cdot [Re_{io}^2 \cdot K_f]^{0.4} \quad (3.18)$$

Burada;

$$Re_{lo} = \frac{4 \cdot \dot{m}_r}{\mu_l \cdot \pi \cdot d_l} : \text{Soğutkanın tamamen sıvı fazda bulunması durumunda}$$

oluşacak Reynolds sayısı

μ_l : Soğutkanın sıvı fazının dinamik vizkozitesi

$$K_f = \frac{\Delta x \cdot h_{fg}}{g \cdot L} : \text{Pierre kaynama sayısı}$$

Δx : Evaporatördeki kuruluk derecesi değişimi

L : Evaporatörün toplam boru uzunluğu

olarak tanımlanmıştır.

3.2.7. Kar-hava arayüzey sıcaklığının hesaplanması

Ortam havasından kar yüzeyine olan toplam ısı transferi, kar yüzeyi içine iletim ve süblimasyon sonucu oluşan ısı transferlerinin toplamı olacaktır.

Kar yüzeyi için enerji akış dengesi yazılacak olursa (3.19) ifadesi elde edilir.

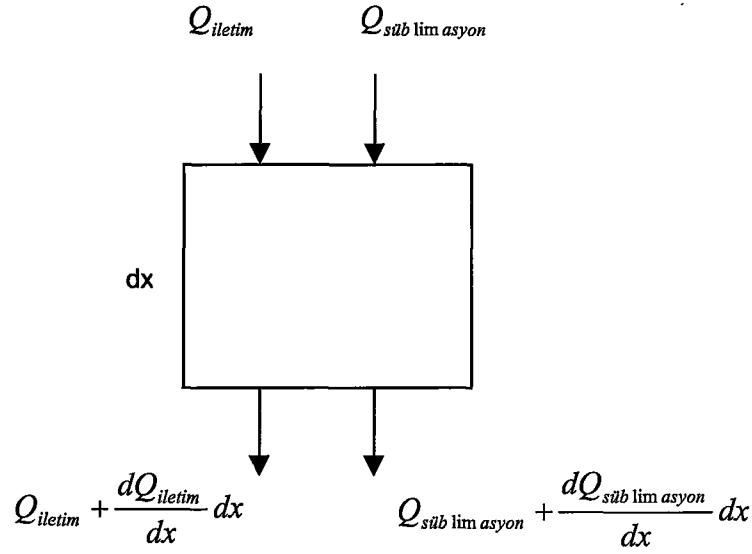
$$Q = A_T \cdot k_f \cdot \left(\frac{dT}{dx} \right)_s + \dot{m}_p \cdot i_{sv} \quad (3.19)$$

Bu ifadede,

$\dot{m}_p$: Süblime olarak karın yoğunluğunu arttıran su buharı kütlesi (kg/s)

i_{sv} : Su buharının süblimasyon entalpisi (J/kgK)

olarak tanımlanmıştır. Arayüzey sıcaklığını hesaplayabilmek için kar tabakası içinde dx kalınlığında bir eleman alınıp enerji dengesi yazılacak olursa, bu durumda (3.20) ifadesi elde edilir.



Şekil 3.4 dx kalınlığındaki kar tabakasından ısı geçişi

$$\frac{dQ_{iletim}}{dx} + \frac{dQ_{süblimasyon}}{dx} \approx 0 \quad (3.20)$$

Q_{iletim} ve $Q_{süblimasyon}$, (3.21) ve (3.22) bağıntıları şeklinde yazılıp (3.20)'de yerine konulursa bu durumda (3.23) ifadesi elde edilecektir.

$$Q_{iletim} = k_f \cdot A_T \cdot \frac{dT}{dx} \quad (3.21)$$

$$Q_{süblimasyon} = \dot{m}_p \cdot i_{sv} \quad (3.22)$$

$$\frac{d}{dx} \left(k_f \cdot A_T \cdot \frac{dT}{dx} \right) = - \frac{d}{dx} \left(\dot{m}_p \cdot i_{sv} \right) \quad (3.23)$$

Bu ifade düzenlenecek olursa (3.24) ifadesi elde edilir.

$$\frac{d}{dx} \left(k_f \cdot A_T \cdot \frac{dT}{dx} \right) = -i_{sv} \cdot \frac{d\dot{m}_p}{dx} \quad (3.24)$$

Bütün ifadeler, zaman aralıkları için yazıldığından belli bir zaman aralığında $\frac{d\dot{m}_p}{dx}$ ifadesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{dm_p}{dx} = \frac{m_p}{\delta_f} \quad (3.25)$$

Bu ifade (3.24) ifadesinde yerine konulursa, (3.26) ifadesi elde edilir.

$$\frac{d^2T}{dx^2} = -\frac{m_p \cdot i_{sv}}{k_f \cdot A_T \cdot \delta_f} \quad (3.26)$$

Bu diferansiyel denklemin sınır şartları aşağıda verilmiştir.

$$x=0 \quad \text{için} \quad T=T_p$$

$$x=\delta_f \quad \text{için} \quad \frac{dT}{dx} = \frac{Q - m_p \cdot i_{sv}}{A_T \cdot k_f}$$

Diferansiyel denklemin iki defa integrali alınıp, integrasyon sabitlerini bulmak amacıyla sınır şartları yerine konulacak olursa kar tabakası içindeki sıcaklık dağılımını veren ifade aşağıdaki gibi bulunmuş olur.

$$T = -\frac{m_p \cdot i_{sv}}{2 \cdot k_f \cdot A_T \cdot \delta_f} \cdot x^2 + \frac{Q}{k_f \cdot A_T} \cdot x + T_p \quad (3.27)$$

Kar-hava arayüzeyinin sıcaklığını bulmak için $x=\delta_f$ yazılacak olursa (3.28) ifadesi elde edilecektir.

$$T_s = T_p + \left[\frac{2 \cdot Q - m_p \cdot i_{sv}}{2 \cdot k_f \cdot A_T} \right] \cdot \delta_f \quad (3.28)$$

Bu şekilde arayüzey sıcaklığı hesaplanmış olacaktır.

3.2.8. Kütle transfer katsayısının hesaplanması

Kütle transfer katsayısını hesaplamak için, kütle transfer katsayısı ile ısı transfer katsayısı arasında Lewis [29] tarafından önerilen bağıntı kullanılmıştır. Lewis bağıntısının çıkarılışı Ek D'de verilmiştir.

$$h_m = \frac{h_a}{Le \cdot c_p} \quad (3.29)$$

Bu ifadede,

h_m : Kütle transfer katsayısı ($\text{kg/m}^2\text{s}$)

Le : Boyutsuz Lewis sayısı

c_p : Havanın özgül ısısı (J/kgK)

olarak tanımlanmıştır.

Bu ifadeden kütle transfer katsayısı hesaplanır. Oskarsson [22], düşük sıcaklıklarda ($T_p < 0^\circ\text{C}$) Le sayısının 0.92 ile 1.0 arasında olduğunu belirtmiştir.

Kar yüzeyinde enerji akısı yazılacak olursa

$$Q = h_a \cdot A_T \cdot (T_{ai} - T_{sur}) + h_m \cdot A_T \cdot i_{sv} \cdot (X_{ai} - X_{sur}) \quad (3.30)$$

ifadesi elde edilir.

Bu ifadede,

T_{ai} : Havanın evaporatör girişindeki sıcaklığı

X_{ai} : Giriş havası özgül nemi

X_{sur} : Kar yüzeyinin özgül nemi

olarak tanımlanmıştır.

(3.30) ifadesinin sağ tarafındaki kütle transferi terimi de ısı transferi cinsinden yazılacak olursa aşağıdaki ifade elde edilecektir.

$$Q = h_a \cdot A_T \cdot (T_{ai} - T_{sur}) + h_{lat} \cdot A_T \cdot (T_{ai} - T_{sur}) \quad (3.31)$$

Bu ifadede h_{lat} kütle transfer katsayısının ısı transfer katsayısı cinsinden yazılmış halidir.

Her iki enerji denklemi (3.30 ve 3.31) birbirine eşitlenirse bu durumda h_{lat} ifadesi aşağıdaki gibi bulunur.

$$h_{lat} = \frac{h_a \cdot (X_{ai} - X_{sur}) \cdot i_{sv}}{Le \cdot c_p \cdot (T_{ai} - T_{sur})} \quad (3.32)$$

Bu durumda enerji dengesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q = (h_a + h_{lat}) \cdot A_T \cdot (T_{ai} - T_{sur}) = h_{eff} \cdot A_{tot} \cdot (T_{ai} - T_{sur}) \quad (3.33)$$

Bu ifadede

h_{eff} : Hem ısı hem de kütle transferi katsayılarını halini içeren katsayı (W/m²K)

olarak tanımlanmıştır.

Benzer bir çözümleme Oskarsson [22] tarafından yapılan evaporatör simülasyonunda kullanılmıştır.

3.2.9. Kanat veriminin hesaplanması

Bu çalışmada incelenen evaporatör kanatları sürekli değildir. Kanatlar üzerinde süreksizlik yaratan boşluklar mevcuttur. Bu türden kanatların kanat verimi ile ilgili literatür araştırması yapan Karataş [27], kanat verimini analitik olarak ifade eden bir çalışmaya rastlamamıştır. Bu sebeple bu tür evaporatörlerde kanat verimini Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM) kullanarak elde etmiştir. Karataş'ın boyutsuz kanat parametresi ve kanat verimi ifadesi aşağıda verilmiştir.

$$m_k = \sqrt{\frac{2 \cdot h_a \cdot d_o^2}{k_k \cdot t_k}} \quad (3.34)$$

Bu ifadede,

m_k : Boyutsuz kanat parametresi

d_o : Boru dış çapı

k_k : Kanat malzemesinin ısı iletim katsayısı

t_k : Kanat kalınlığı

olarak tanımlanmıştır.

Kanat verimi ise (3.35) ifadesinden hesaplanır.

$$\eta_f = -3.429 \cdot m_k^4 + 6.457 \cdot m_k^3 - 4.308 \cdot m_k^2 + 0.736 \cdot m_k + 0.949 \quad (3.35)$$

Her iki ifade de evaporatör yüzeyinin kuru olduğu durum için çıkarılmıştır. Ancak bu çalışmada evaporatör yüzeyinde kar oluşumu, dolayısıyla kütle transferi söz konusudur. Bu yüzden bu çalışmada boyutsuz kanat parametresi ifadesindeki (3.34) h_a ısı taşınım katsayısı yerine, hem ısı hem de kütle transferi katsayılarını içeren efektif transfer katsayısı h_{eff} kullanılmıştır. Böylece kütle transferi de göz önüne alınmış olur.

3.2.10. Yüzey veriminin hesaplanması

Isı değiştiricisi, çıplak boru ve bu borulara geçirilmiş kanatlardan oluşmaktadır. Bu türden yüzeyler için verim ifadesi Incropera ve DeWitt [30] tarafından aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\eta_s = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (3.36)$$

Yüzeylerden geçecek maksimum ısı enerjisi (3.37) ifadesinden hesaplanır.

$$Q_{max} = h_{eff} \cdot A_T \cdot \Delta T \quad (3.37)$$

Bu ifadedeki A_T , toplam ısı transferi alanıdır ve kanat alanı ile çıplak boru alanının toplamıdır.

$$A_T = A_{to} + A_f \quad (3.38)$$

Isı geçiş ifadesi, alanların ve kanat veriminin yazılması ile,

$$Q = \eta_s \cdot h_{eff} \cdot A_T \cdot \Delta T = h_{eff} \cdot A_{to} \cdot \Delta T + h_{eff} \cdot \eta_f \cdot A_f \cdot \Delta T \quad (3.39)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu durumda yüzey verim ifadesi çekilirse,

$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A_T} \cdot (1 - \eta_f) \quad (3.40)$$

ifadesi elde edilir.

3.2.11. Evaporatörün toplam ısıl geçirgenliğinin hesaplanması

Toplam ısı transfer alanı göz önüne alınarak evaporatörün toplam ısıl geçirgenliği yazılacak olursa (3.41) ifadesi elde edilir.

$$UA_T = \left(\frac{1}{\eta_s \cdot h_{eff} \cdot A_T} + \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\delta_f}{k_f \cdot A_T} + \frac{\delta_{boru}}{k_{boru} \cdot A_i} \right)^{-1} \quad (3.41)$$

Boru iletim direnci diğer terimler yanında küçük olduğu için ihmal edilebilir. Bu durumda toplam ısıl geçirgenlik UA_T , (3.42) ifadesinden hesaplanır.

$$UA_T = \left(\frac{1}{\eta_s \cdot h_{eff} \cdot A_T} + \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\delta_f}{k_f \cdot A_T} \right)^{-1} \quad (3.42)$$

3.2.12. Havanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığının hesaplanması

Havanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığını hesaplamak için Etkenlik-Transfer Birimi Sayısı (ε -NTU) yöntemi kullanılmıştır.

Etkenlik (ε), evaporatörün soğutma kapasitesini gösteren bir büyüklüktür ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır. ε , NTU'ya bağlı olarak çeşitli boru dizilişleri için literatürde verilmiştir.[31,32]

$$\varepsilon = \frac{T_{ai} - T_{ao}}{T_{ai} - T_r} \quad (3.43)$$

NTU,

$$NTU = \frac{UA_T}{C_{min}} \quad (3.44)$$

olarak tanımlanmıştır. Akışkanın kütleli debisi ($\dot{m}$) ile özgül ısısının çarpımı, akışkanın ısıl kapasitesi (C) olarak tanımlanmıştır. Evaporatörde soğutucu akışkanın sıcaklığının sabit olduğu kabul edilmiştir. Bu durumda soğutucu akışkanın ısıl kapasitesi sonsuz değerini almaktadır. Dolayısıyla, minimum ısıl kapasite olarak havanın ısıl kapasitesi kullanılmıştır.

$$C_{min} = \dot{m}_a \cdot c_p \quad (3.45)$$

Evaporatör boyunca soğutucu akışkan sıcaklığının sabit olduğu durum için etkenlik,

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (3.46)$$

olarak tanımlanmıştır.

(3.43), (3.44) ve (3.46) eşitlikleri kullanılarak havanın çıkış sıcaklığı (3.47) ifadesinden hesaplanmıştır.

$$T_{ao} = T_r + (T_{ai} - T_r) \cdot \exp\left(-\frac{UA_T}{\dot{m}_a \cdot c_p}\right) \quad (3.47)$$

3.2.13. Havanın evaporatör çıkışındaki entalpisinin hesaplanması

Havanın evaporatör çıkışındaki minimum entalpisinin, T_r soğutucu akışkan sıcaklığına karşılık gelen doymuş havanın entalpisi olduğu düşünülerek hava tarafı ısı geçişi yazılacak olursa

$$Q = \dot{m}_a \cdot (i_i - i_e) = \varepsilon \cdot \dot{m}_a \cdot (i_i - i_r) \quad (3.48)$$

ifadesi elde edilir.

Bu ifadede,

$\dot{m}_a$: Havanın kütleli debisi (kg/s)

i_i : Giriş havası entalpisi

i_e : Çıkış havası entalpisi

i_r : T_r soğutucu akışkan sıcaklığına karşı gelen doymuş havanın entalpisi

olarak tanımlanmıştır. i_r 'nin hesaplanması için [26] 'deki psikrometrik bağıntılardan faydalanılmıştır.

Bu ifadeden çıkış entalpisi çekilir ve etkenlik (ε) ifadeye yerleştirilirse aşağıdaki ifade elde edilecektir.

$$i_e = i_r + (i_i - i_r) \cdot \exp\left(-\frac{UA_T}{\dot{m}_a \cdot c_p}\right) \quad (3.49)$$

3.2.14. Evaporatör yüzeyinde biriken kar kütlesinin hesaplanması

Isı değiştiricinin yüzeyinde biriken kar miktarı, havanın kaybettiği ve ısı değiştiricinin üzerinde yoğuşan nem miktarı ile ilişkilidir. Kaybolan nem miktarının bir kısmı karın yoğunluğunu artırırken (m_p), kalan kısmı da kar kalınlığını artırır (m_s). Bu eşitlikler her zaman aralığı için geçerlidir.

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a \cdot (X_{ai} - X_{ae}) \quad (3.50)$$

Burada,

X_{ai} : Havanın evaporatör girişindeki özgül nemi (kg/kg)

X_{ae} : Havanın evaporatör çıkışındaki özgül nemi (kg/kg)

$\dot{m}_f$: Evaporatör yüzeyinde biriken kar miktarı (kg/s)

olarak tanımlanmıştır.

Havanın evaporatör çıkışındaki özgül nemi, hava çıkış sıcaklığı ve entalpisi yardımı ile [26]'da verilen psikrometrik bağıntılar yardımı ile hesaplanmıştır.

O'Neal [7], gözenekli kar tabakası içine difüzyonla girip kar yoğunluğunu arttıran su buharı kütlesi için aşağıdaki ifadeyi kullanmıştır.

$$\dot{m}_p = A_T \cdot D_s \cdot \left[\frac{1 - \left(\frac{\rho_f}{\rho_{ice}} \right)}{1 + \left(\frac{\rho_f}{\rho_{ice}} \right)^{0.5}} \right] \cdot \left(\frac{d\rho_v}{dx} \right)_s \quad (3.51)$$

Burada,

D_s : Difüzyon katsayısı (m^2/s)

ρ_f : Kar yoğunluğu (kg/m^3)

ρ_{ice} :Buz yoğunluğu (kg/m^3)

ρ_v : Su buharı yoğunluğu (kg/m^3)

s : Kar yüzeyini ifade eden indis

olarak ifade edilmiştir.

Difüzyon katsayısı D_s , Eckert ve Drake [33] tarafından verilen (3.52) ifadesi ile hesaplanmaktadır.

$$D_s = 2.302 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{P_0}{P}\right) \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^{1.81} \quad (3.52)$$

Bu ifadede,

$$P_0 = 98000 \text{ Pa}$$

$$T_0 = 256 \text{ °K}$$

olarak kullanılmış basınç ve sıcaklık değerleridir.

$\left(\frac{dp_v}{dx}\right)_s$ ifadesi, su buharının ideal gaz olarak hareket ettiği kabulü ile aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\left(\frac{dp_v}{dx}\right)_s = \frac{1}{R \cdot T_s} \cdot \left(\frac{dP_d}{dx}\right)_s - \left(\frac{P_d}{R \cdot T_s^2}\right) \cdot \left(\frac{dT_v}{dx}\right)_s \quad (3.53)$$

Burada,

R: Su buharı üniversal gaz sabiti (J/kgK)

P: Basınç (N/m²)

d: Doymuş hali ifade eden indis

olarak tanımlanmıştır.

Zincir kuralı uygulanacak olursa,

$$\left(\frac{dp_v}{dx}\right)_s = \frac{1}{R \cdot T_s} \cdot \left(\frac{dT_v}{dx}\right)_s \cdot \left[\left(\frac{dP_d}{dT}\right)_s - \frac{P_d}{T_s}\right] \quad (3.54)$$

ifadesi elde edilir.

Clasius-Clapeyron eşitliği kullanılarak $\left(\frac{dP_d}{dT}\right)_s$ ifadesi hesaplanabilir.

$$\left(\frac{dP_d}{dT}\right)_s = \frac{i_{sv}}{T_s \cdot (v_g - v_k)} \quad (3.55)$$

Burada,

i_{sv} : Süblimasyon entalpisi (J/kg)

v_g : Gaz fazının özgül hacmi (m^3/kg)

v_k : Katı fazının özgül hacmi (m^3/kg)

Katı fazın özgül hacmi, gaz fazın özgül hacmi yanında çok küçük olduğundan ihmal edilebilir.

Bu durumda;

$$\dot{m}_p = A_T \cdot D_s \cdot \left(\frac{1 - \left(\frac{\rho_f}{\rho_{ice}} \right)}{1 + \left(\frac{\rho_f}{\rho_i} \right)^{0.5}} \right) \cdot \frac{1}{R \cdot T_s} \cdot \left(\frac{dT_v}{dx} \right)_s \left(\frac{i_{sv}}{T_s \cdot v_g} - \frac{P_d}{T_s} \right) \quad (3.56)$$

ifadesi elde edilir.

Kar yüzeyi için ısı denge yazılacak olursa,

$$Q = \dot{m}_a \cdot (i_i - i_e) = k_f \cdot A_T \cdot \left(\frac{dT_v}{dx} \right)_s + \dot{m}_p \cdot i_{sv} \quad (3.57)$$

ifadesi elde edilir.

(3.56) ifadesinden $\left(\frac{dT_v}{dx} \right)_s$ ifadesi çekilip (3.57) ifadesinde yerine konulursa ve gaz

fazı özgül hacmi için,

$v_g = \frac{R \cdot T_s}{P_d}$ ifadesi yazılırsa (3.58) ifadesi elde edilecektir.

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{m}_a}{D} \cdot (i_i - i_e) \quad (3.58)$$

Bu ifadede D, aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$D = \frac{k_f}{D_s} \cdot \left(\frac{1 + \left(\frac{\rho_f}{\rho_{ice}} \right)^{0.5}}{1 - \left(\frac{\rho_f}{\rho_i} \right)} \right) \frac{R^2 \cdot T_s^4}{P_d \cdot (i_{sv} \cdot T_s - R \cdot T_s^2)} + i_{sv} \quad (3.59)$$

Bu ifadenin içinde yer alan P_d ifadesi, kar-hava arayüzeyi doyma basıncıdır ve doymuş hal ($\phi=1.0$) için kar-hava arayüzey sıcaklığı yardımı ile (3.13) ve (3.14) ifadeleri kullanılarak hesaplanmaktadır.

3.2.15. Hava tarafı basınç düşümünün hesaplanması

Hava tarafı basınç düşümü, Kays ve London [31] tarafından önerilen ifade yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\Delta P_a = \frac{G_{max}^2}{2 \cdot \rho_i} \left[\left(1 + \sigma^2 \right) \left(\frac{\rho_i}{\rho_e} - 1 \right) + f_a \cdot \frac{A_T}{A_{min}} \cdot \frac{\rho_i}{\rho_m} \right] \quad (3.60)$$

Bu ifadede,

ρ_i : Evaporatör girişindeki hava yoğunluğu (kg/m^3)

ρ_e : Evaporatör çıkışındaki hava yoğunluğu (kg/m^3)

ρ_m : Ortalama hava sıcaklığına göre hesaplanmış hava yoğunluğu (kg/m^3)

σ : Minimum akış alanının ön yüzey alanına oranı

(3.60) ifadesinde bulunan f_a sürtünme faktörü, aynı geometriye sahip evaporatörler üzerinde deneysel çalışmalar yapan Karataş [27] tarafından önerilen (3.61) ifadesi ile hesaplanmıştır.

$$f_a = 0.152 \cdot \text{Re}^{-0.164} \cdot \varepsilon^{-0.331} \quad (3.61)$$

3.2.16. Kar kalınlığı ve yoğunluğundaki değişimlerin hesaplanması

Modelde belli bir zaman aralığı içerisindeki hesaplamalar önceki sayfalarda anlatılmıştır. Ancak kar kalınlığı ve yoğunluğu zamanla değişerek akış alanlarını, dolayısıyla evaporatör performansına etki eden parametreleri (UA_T , ΔP_a , m_f vb) değiştirmektedir. Bu yüzden her zaman aralığı sonunda kar kalınlığında ve yoğunluğunda meydana gelen değişimlerin hesaplanması gereklidir.

Birim zaman aralığında kar yoğunluğunda meydana gelen değişim aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Delta \rho_f = \frac{m_p \cdot \Delta t}{A_T \cdot \delta_f} \quad (3.62)$$

Yoğunluğa benzer olarak kar kalınlığı yazılacak olursa (3.63) ifadesi elde edilir.

$$\Delta \delta_f = \frac{m_\delta \cdot \Delta t}{A_T \cdot \rho_f} \quad (3.63)$$

Yeni kar kalınlığı ve yoğunluğu, bir önceki zaman aralığında hesaplanan değerlere bu değişimler eklenerek hesaplanır.

$$\rho_f = \rho_f + \Delta \rho_f \quad (3.64)$$

$$\delta_f = \delta_f + \Delta \delta_f \quad (3.65)$$

Yeni kar kalınlığı ve kar kalınlığı kullanılarak bütün hesaplar tekrarlanır.

3.3. Karlanmış evaporatör simülasyonu

Yukarıda anlatılan model doğrultusunda karlanmış haldeki evaporatörün performans büyüklüklerini geçici (transient) rejimde hesaplamak amacı ile FORTRAN programlama dilinde bir bilgisayar programı yazılmıştır. Programda havanın özellikleri tablolara eğri uydurularak hesaplanmıştır. Bu eğrilerin fonksiyonları Ek A'da verilmiştir. Akışkan özellikleri ise NIST (National Ins. Of Standards) tarafından pazarlanan REFPROP 6.01 [34] paket programı ile hesaplanmaktadır. Programda geometrik parametreler, akışkanların giriş debileri ve sıcaklıkları ve bağıl nem bir

input dosyasından okutulmakta, programın hesapladığı büyüklükler ise bir output dosyasına yazdırılmaktadır. Programın akış diyagramı Ek B 'de verilmiştir.

3.4. Model Uygulaması

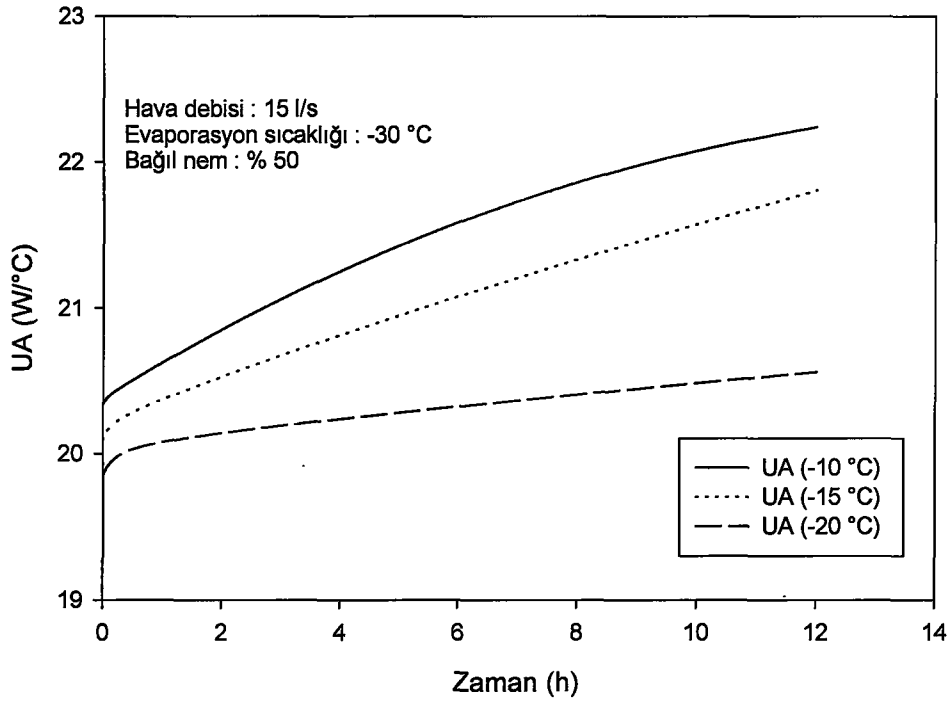
Oluşturulan bilgisayar programının sonuçlarını görmek amacıyla, farklı değişkenler için program çalıştırılmış ve elde edilen sonuçlar yorumlanmıştır. Bu parametrik çalışmada, parametrelerden (hava debisi, hava giriş sıcaklığı, soğutucu akışkan sıcaklığı ve bağıl nem) sadece birisi değiştirilirken diğerleri sabit tutulmuştur. Böylece her bir parametrede meydana gelen değişimlerin evaporatörün toplam ısıl geçirgenliğine (UA) , hava tarafı basınç düşümüne (ΔP) ve kar kalınlığına etkileri görülmüştür.

Programda zaman adımı 60 saniye, kar kalınlığının başlangıç değeri 0.05 mm ve kar yoğunluğunun başlangıç değeri 40 kg/m³ olarak seçilmiştir. Bu değerlerin, programın hassasiyetini ne kadar etkilediğini görmek için, EK C'de verilen model hassasiyet analizi yapılmıştır.

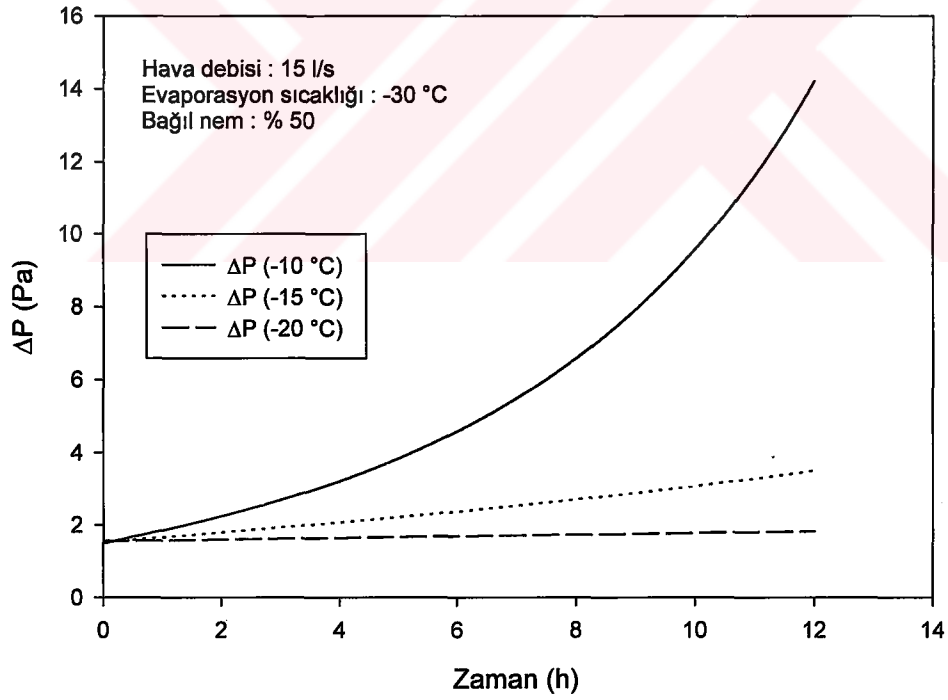
Modelde kullanılan evaporatör, 535 mm uzunluğunda, hava akışına dik yönde 2 adet, hava akışı yönünde 13 adet ve farklı kanat aralığına sahip bölgede hava akışı yönünde 3 adet boruya sahiptir. Kanat genişliği 50 mm'dir ve 1 cm'de 1.01 adet kanat vardır. Boru dış çapı 8 mm, iç çapı ise 6.72 mm'dir.

3.4.1. Hava sıcaklığının etkisi

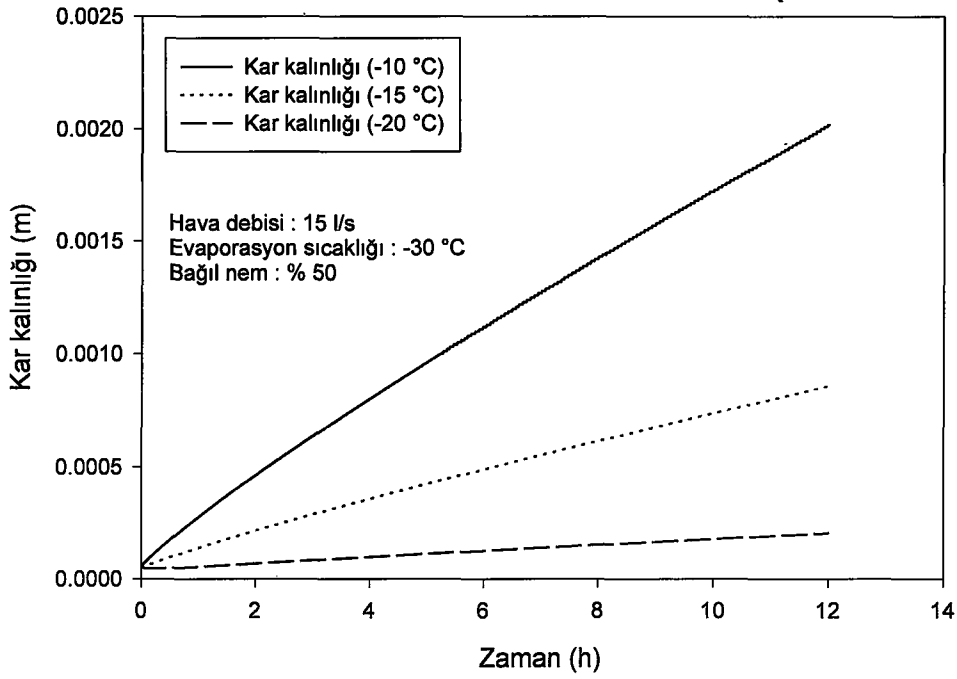
Bu bölümde, hava sıcaklığının kar oluşumuna ve evaporatör performansına etkisini görmek amacıyla, hava debisi, evaporasyon sıcaklığı ve bağıl nem sabit tutularak değişik hava sıcaklıkları için program çalıştırılmış ve bu durumda evaporatörün toplam ısıl geçirgenliği, hava tarafı basınç düşümü ve kar kalınlığının değişimleri incelenmiştir. Şekil 3.5, 3.6 ve 3.7 ' de görüldüğü gibi, hava sıcaklığı arttıkça evaporatörün toplam ısıl geçirgenliği, hava tarafı basınç düşümü ve kar kalınlığı artmaktadır. Bu sonuçlar, Rite'in [25] sonuçları ile uyum içerisindedir.



Şekil 3.5 Farklı hava sıcaklıkları için evaporatörün toplam ısıl geçirgenliğinin değişimi



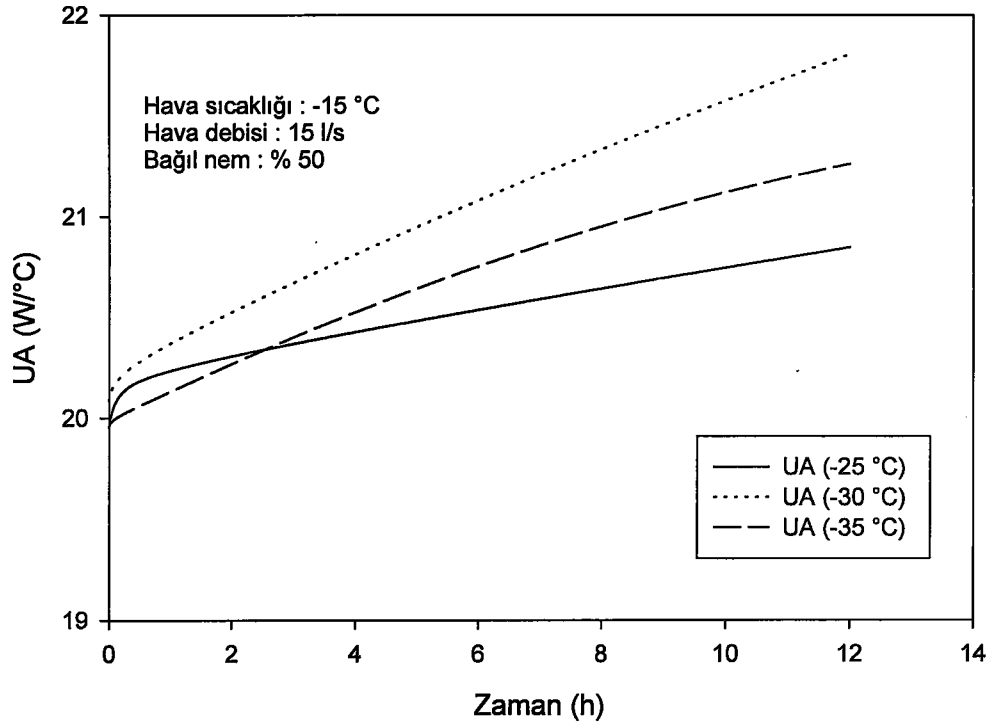
Şekil 3.6 Farklı hava sıcaklıkları için evaporatörün hava tarafı basınç düşümünün değişimi



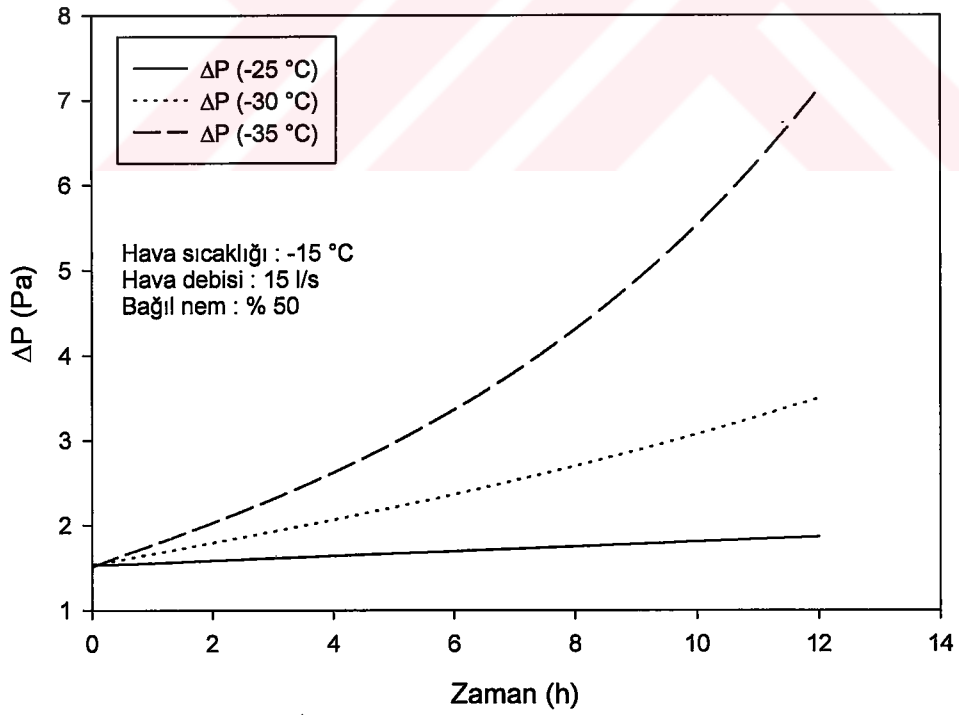
Şekil 3.7 Farklı hava sıcaklıkları için kar kalınlığının değişimi

3.4.2. Evaporasyon sıcaklığının etkisi

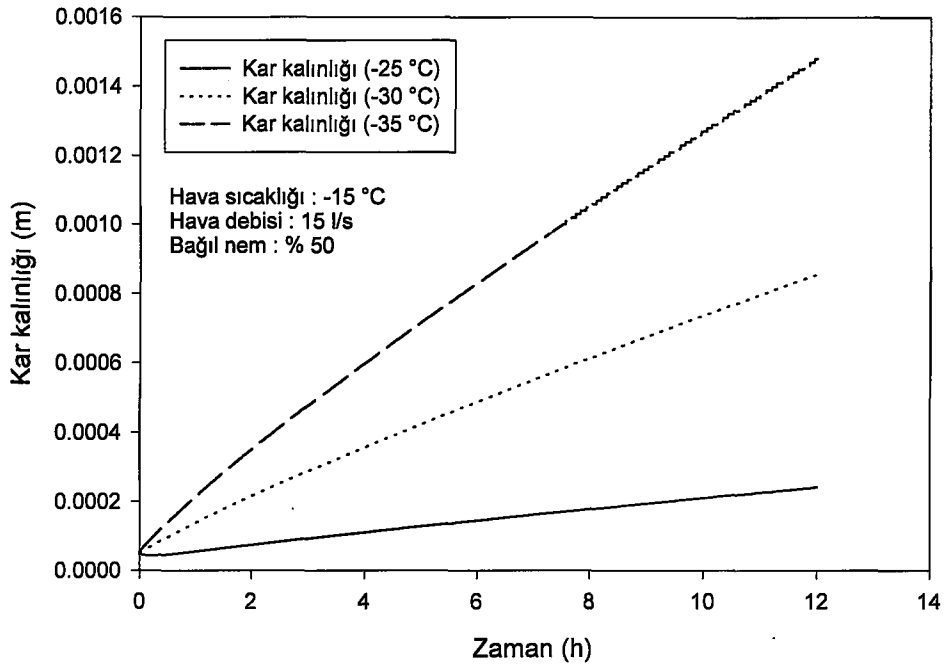
Bu kısımda ise, evaporatör boruları içinden dolaştırılan soğutucu akışkanın evaporasyon sıcaklığının toplam ısı geçirgenlik, hava tarafı basınç düşümü ve kar kalınlığı parametrelerine olan etkisi incelenmiştir. Şekil 3.8 'de görüldüğü gibi -30 °C evaporasyon sıcaklığı için elde edilen UA değeri, -25 °C evaporasyon sıcaklığı için elde edilen UA değerinden daha fazladır. Ancak -35 °C evaporasyon sıcaklığı için elde edilen UA değeri, -30 °C için elde edilen değerden daha azdır. Bu durum, düşük evaporasyon sıcaklıklarında kar kalınlığı artışında önemli değişimlerin meydana gelmesi ile açıklanabilir. Zamanın ilk anlarında kar kalınlığı, ısı geçiş alanlarını artırırken ilerleyen zaman içinde kar kalınlığının izolasyon etkisi artmaktadır. Bu durum Rite'in çalışmasında da görülmüştür. Düşük evaporasyon sıcaklığı değerlerinde UA değeri normalde artmaktadır, ancak evaporasyon sıcaklığı giderek azaltılırsa, artan kar kalınlığından dolayı UA değeri azalmaktadır. Hava tarafı basınç düşümü ve kar kalınlığı değeri ise düşük evaporasyon sıcaklıklarında artmaktadır. Bu durumun da, Rite'in sonuçları ile uyum içinde olduğu söylenebilir.



Şekil 3.8 Farklı evaporasyon sıcaklıkları için evaporatörün toplam ısıl geçirgenliğinin değişimi



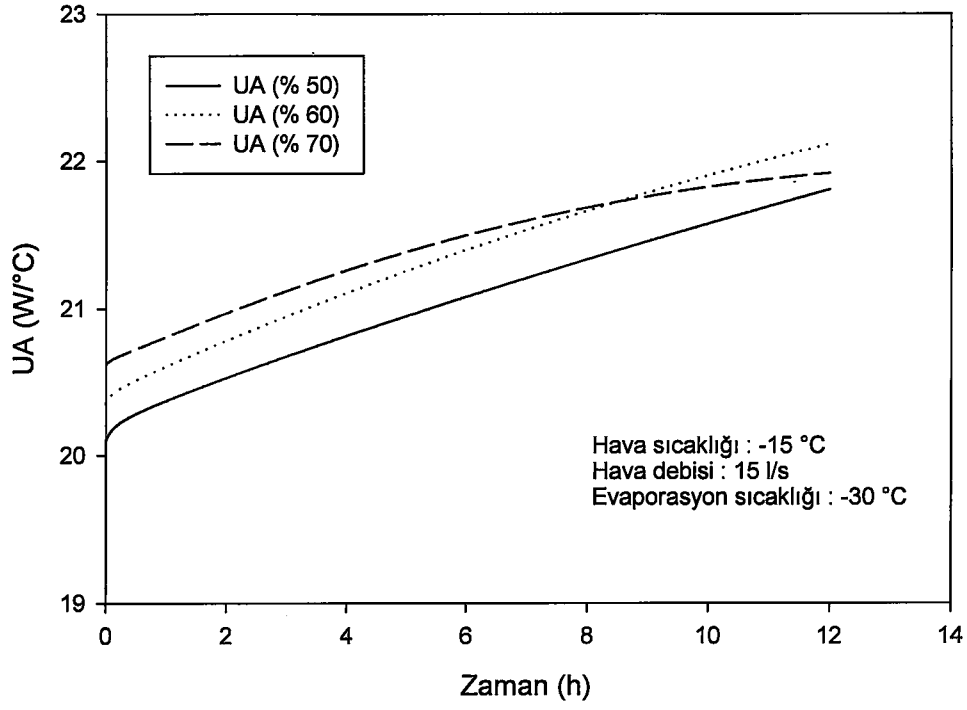
Şekil 3.9 Farklı evaporasyon sıcaklıkları için hava tarafı basınç düşümünün değişimi



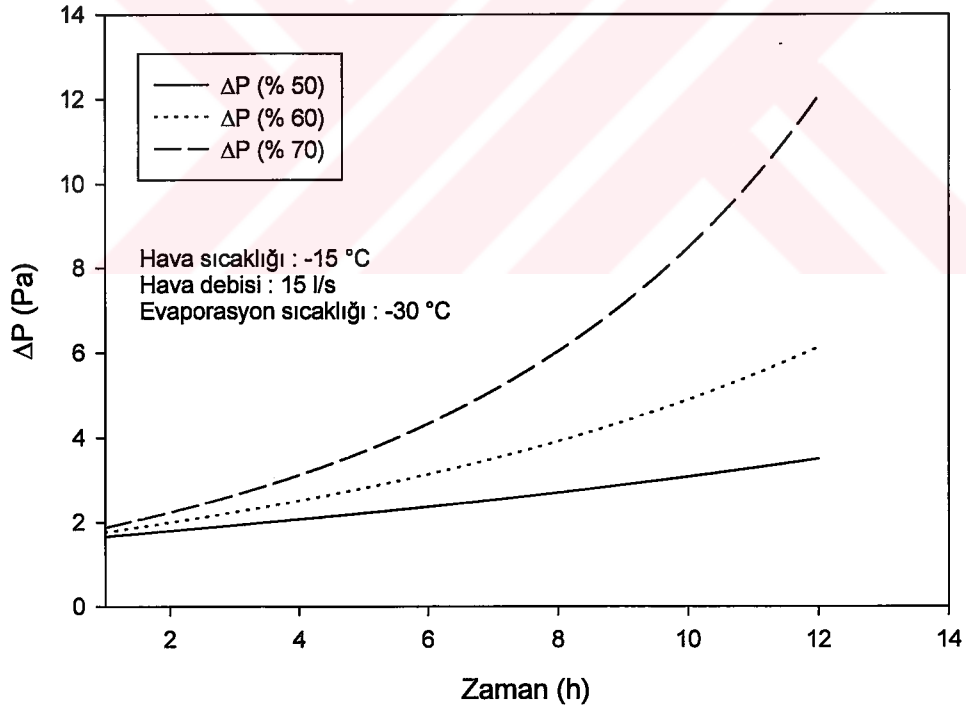
Şekil 3.10 Farklı evaporasyon sıcaklıkları için kar kalınlığının değişimi

3.4.3. Bağıl nemin değişmesi

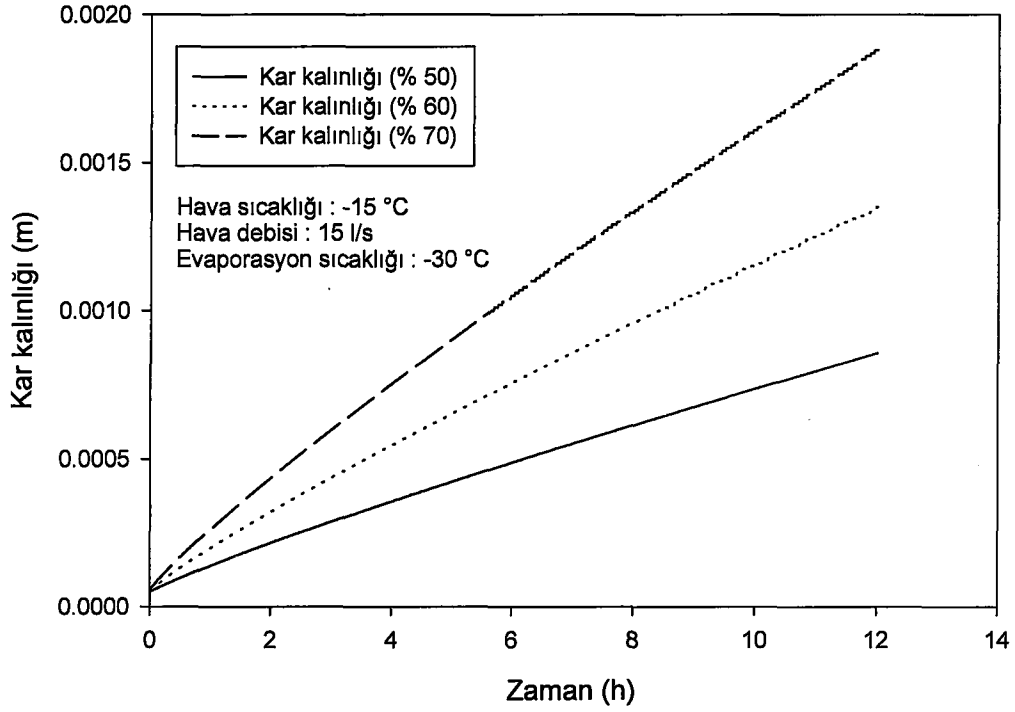
Bu kısımda, program farklı bağıl nem değerleri için (% 50, % 60 ve % 70) çalıştırılmıştır. Şekil 3.11 'de görüldüğü gibi, yüksek bağıl nemlerde UA değeri de artmaktadır. Ancak zamanın ilerleyen değerlerinde, artış hızı azalmaktadır. Basınç düşümü ve kar kalınlığı değerleri ise artmaktadır. Çünkü havanın ihtiva ettiği su buharının fazla olması, zamanla evaporatör yüzeyleri üzerinde kar kalınlığının artmasına, dolayısıyla hava tarafı basınç düşümünün artmasına sebep olmaktadır.



Şekil 3.11 Farklı bağıl nemler için evaporatörün toplam ısıl geçirgenliğinin değişimi



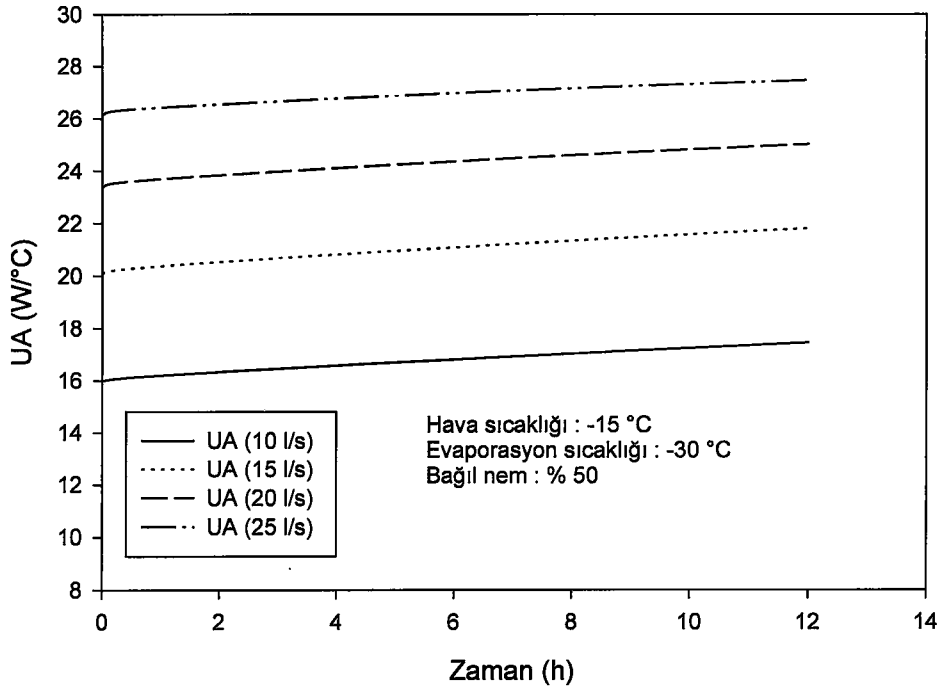
Şekil 3.12 Farklı bağıl nemler için evaporatörün hava tarafı basınç düşümünün değişimi



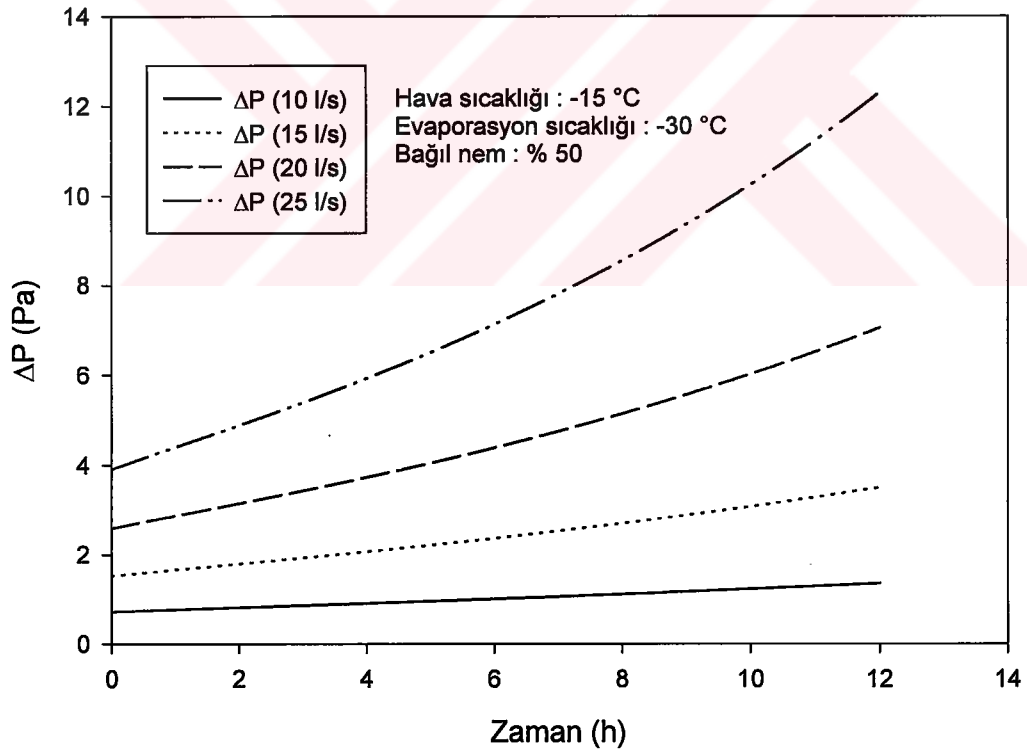
Şekil 3.13 Farklı bağıl nemler için kar kalınlığının değişimi

3.4.4. Hava debisinin etkisi

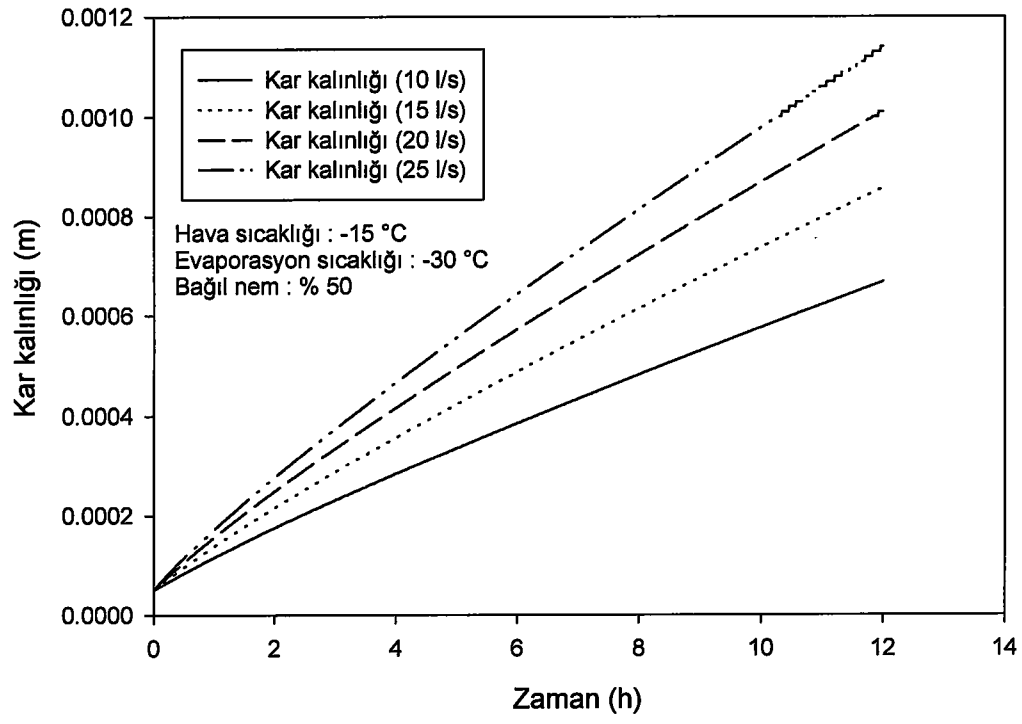
Bu kısımda, farklı hava debilerinin toplam geçirgenlik, hava tarafı basınç düşümü ve kar kalınlığı değerlerine etkisi incelenmiştir. Şekil 3.14, 3.15 ve 3.16'da görüldüğü gibi, hava debisi arttıkça, ısıl geçirgenlik, basınç düşümü ve kar kalınlığı değerleri artmaktadır. Bu durum, Rite'in sonuçları ile uyum içerisindedir.



Şekil 3.14 Farklı hava debileri için evaporatörün toplam ısıl geçirgenliğinin değişimi



Şekil 3.15 Farklı hava debileri için evaporatörün hava tarafı basınç düşümünün değişimi



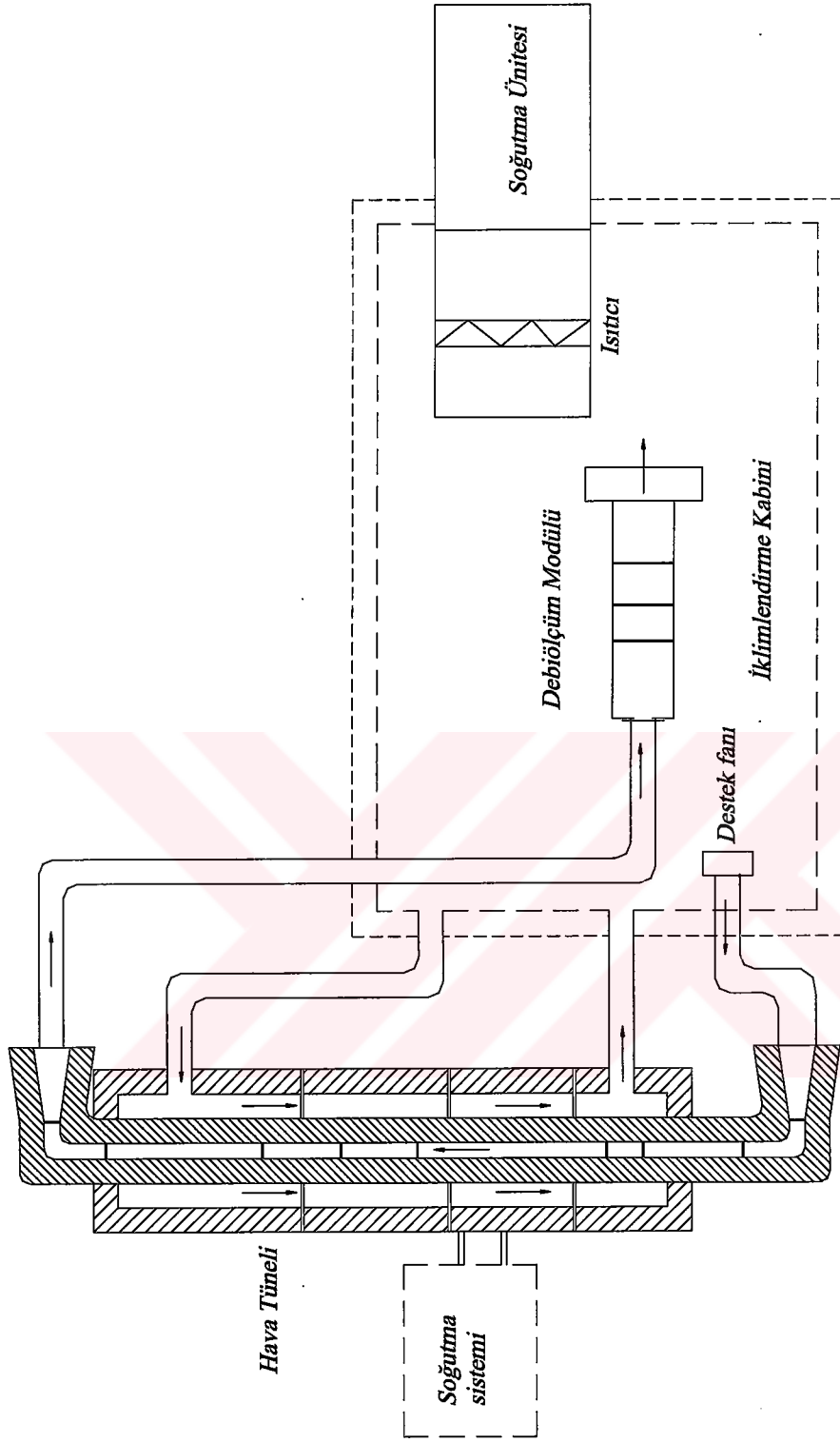
Şekil 3.16 Farklı hava debileri için kar kalınlığının değişimi

4. DENEY DÜZENEGİ

Karlanmış şartlar altında çalışan no-frost buzdolabı evaporatörlerinin toplam ısıl geçirgenliğini (UA) ve hava tarafı basınç düşümünü (ΔP) belirlemek amacı ile buzdolabındaki hava akışını ve soğutma sistemini simüle eden bir deney düzeneği tasarlanmış ve kurulmuştur.

4.1. Deney Düzeneğinin Tanıtılması

Şekil 4.1'de gösterilen deney düzeneği; iklimlendirme kabini, hava tüneli, debi ölçüm modülü ve soğutma sistemi modüllerinden oluşmaktadır. Evaporatör üzerinden akacak hava, iklimlendirme kabininde istenilen sıcaklığa ve neme getirilmektedir. Koşullandırılmış hava, hava tüneline gönderilir ve test evaporatörünün üzerinden geçirilir. Daha sonra hava tüneline terkeden havanın debisi, debiölçüm modülünde ölçülür. Evaporatör boruları içerisinde dolaştırılacak soğutucu akışkanın evaporasyon sıcaklığını ayarlamak için buzdolabı soğutma sistemini simüle eden bir soğutma sistemi kurulmuştur.

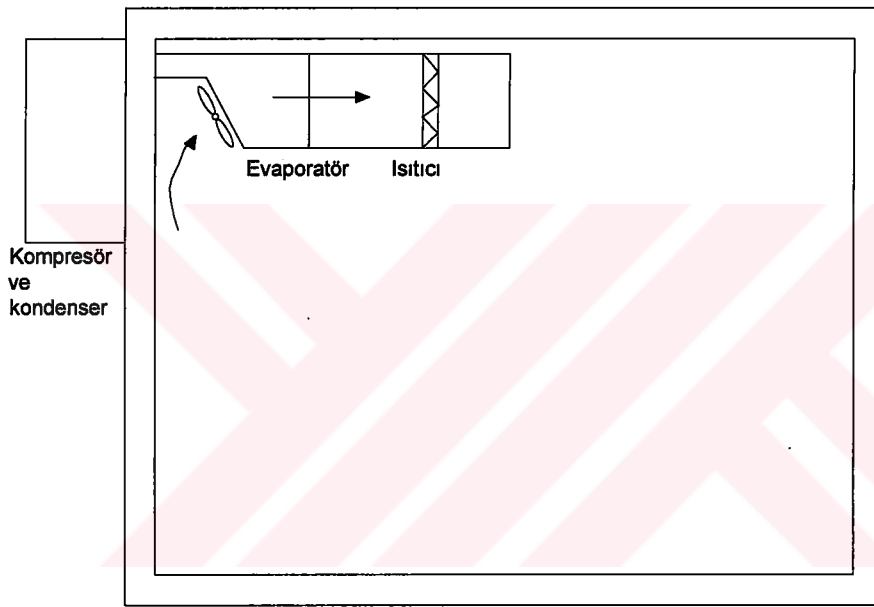


Şekil 4.1 Deney düzeneği

4.1.1. İklimlendirme Kabini

Evaporatör üzerinden dolaştırılacak havanın sıcaklık ve neminin hassas olarak ayarlanabilmesi için bir iklimlendirme kabini oluşturulmuştur. Bu iklimlendirme kabinindeki hava sıcaklığı bir soğutma cihazı ve ek ısıtıcılarla kontrol edilmektedir.

İklimlendirme kabininin şekli Şekil 4.2 'de verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi kondenser fanı yardımı ile ortam havası emilerek evaporatör üzerinden odaya verilmekte, evaporatör fanı yardımı ile oda içindeki hava tekrar emilerek ortamdaki gelen hava ile karışım sağlanmaktadır. Isıtıcı ise, odanın istenilen sıcaklığa getirilmesi için bilgisayar kontrollü olarak çalıştırılmaktadır.



Şekil 4.2 İklimlendirme kabini

Soğutma cihazının teknik özellikleri Tablo 4.1'de verilmiştir.

Tablo 4.1 Soğutma cihazının özellikleri

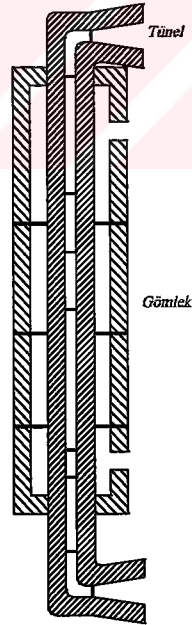
Kapasite (W)	2101
Kompresör gücü (HP)	3
Soğutucu akışkan	R404A
Evaporatör hava debisi (m ³ /h)	2300
Çalışma aralığı	-15 ile -25 °C arası

İklimlendirme kabini içerisindeki sıcaklığı hassas olarak kontrol edebilmek için soğutma cihazının kompresörü sürekli çalıştırılmış, istenilen sıcaklığı arayabilmek için birisi 1000 W, diğeri 2500 W olmak üzere iki adet kanatlı ısıtıcı kullanılmıştır. Bu ısıtıcılardan 1000 W kapasiteye sahip olanı sürekli çalıştırılmış, 2500 W olanı ise bir akım vanası (current valve) aracılığı ile kontrol edilmiştir. Akım vanası, ısıtıcıya gönderilen elektrik akımını ayarlamaktadır.

4.1.2. Hava Tüneli

Buzdolabındaki hava akışını simüle edecek şekilde ANSI/AMCA Standartlarına uygun olarak bir hava tüneli tasarlanmış ve imal edilmiştir. Hava tüneli iki kısımdan oluşmaktadır.

1. Test tüneli: Test edilecek evaporatör üzerinden koşullandırılmış havanın dolaştırıldığı kısımdır.
2. Gömlek: Test tüneli içerisinden dolaştırılan havanın tekrar soğutulması amacı ile test tüneli dışarısına yapılan ikinci tüneldir. Gömlek içerisinde havayı dolaştırmak için bir adet destekleyici fan (booster) kullanılmıştır.



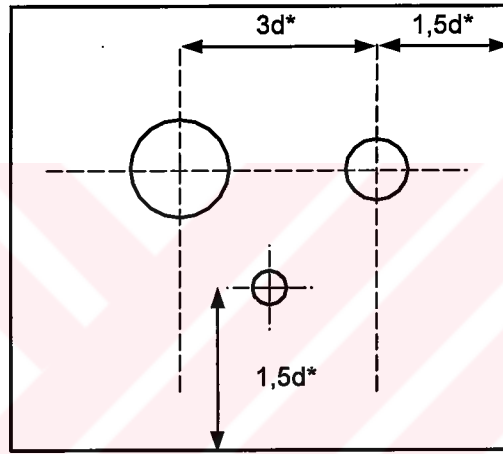
Şekil 4.3 Hava tüneli

4.1.3. Debi ölçüm modülü

Deneyler sırasında evaporatör üzerinden akan nemli havanın debisini ölçmek üzere bir lüle demeti (nozzle plate) kullanılmıştır. Bu lüle demetinde hava akarken bir basınç kaybına uğramakta, bu basınç farkı basınç duyargaları yardımı ile okunarak hava debisi tespit edilmektedir.

Debi ölçüm modülünün boyutlandırılmasında ASHRAE 33-78 Standardı [35] kullanılmıştır.

Şekil 4.4 'de kullanılan lüle demetinin temsili resmi verilmiştir. Bu resimde d^* , kullanılan lüle demetindeki en büyük lülenin çapını göstermektedir.

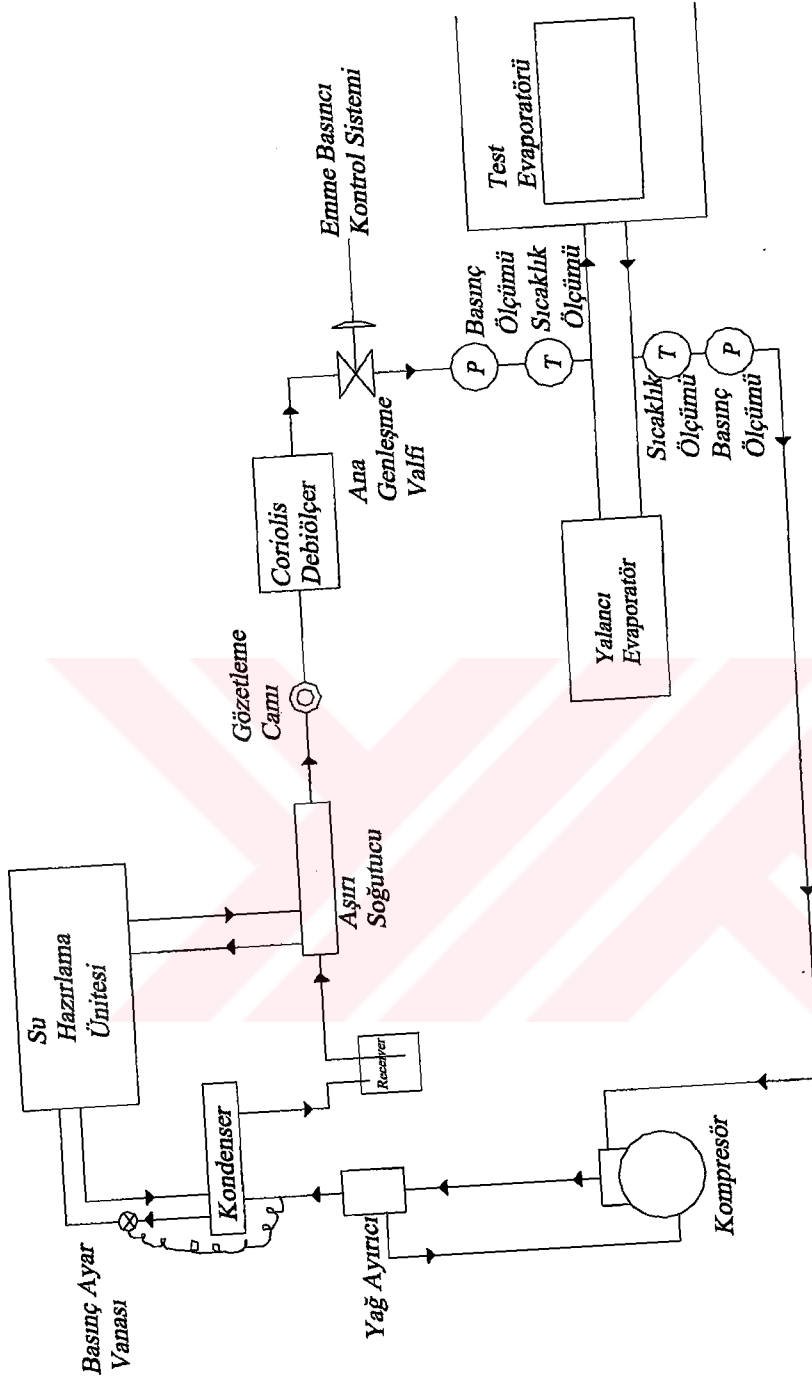


Şekil 4.4 Lüle demeti

Debi ölçüm modülü içindeki maksimum hava hızının ASHRAE 41.2 Standardı [36] tarafından belirlenen sınırlar içinde kaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca modülün kesit alanının, lülelerin boğaz kesit alanları toplamına oranının ASHRAE 33-78 Standardı [35] sınırları içinde olduğu görülmüştür.

4.1.4. Soğutma Sistemi

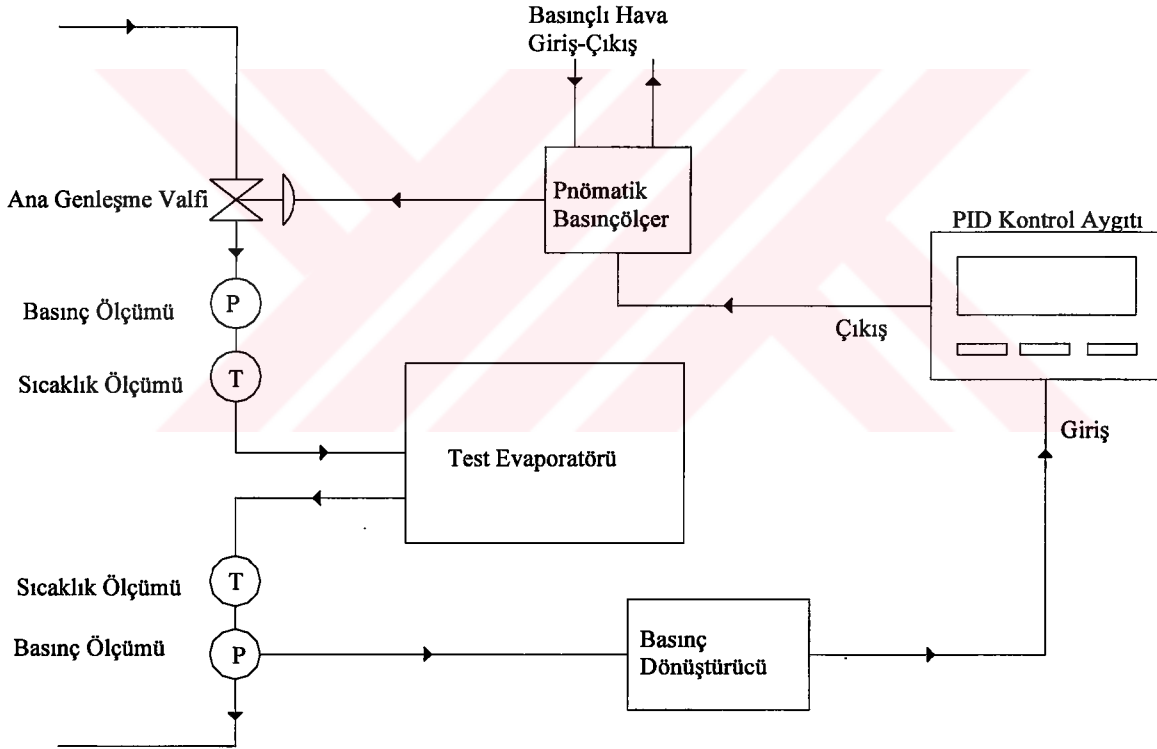
Soğutma sistemi, evaporatör içerisinde dolaştırılan soğutucu akışkanın istenilen şartlara getirilmesi için kullanılan modüldür. Şekil 4.5 'de şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 4.5 Soğutma sistemi

4.1.4.1. Emme basıncı kontrol sistemi

Soğutma sisteminde evaporasyon basıncının deneyler süresince sabit tutulması için Şekil 4.6'da şematik gösterimi verilen sistem kullanılmıştır. Bu sistemde evaporatör çıkışında soğutucu akışkan basıncı bir basınç dönüştürücü aracılığı ile PID kontrol yöntemine göre çalışan bir kontrol cihazına iletilmektedir. Bu kontrol cihazı, istenilen evaporasyon basıncının girildiği cihazdır. Kontrol cihazı, istenen basıncı ve dönüştürücü tarafından gönderilen basıncı karşılaştırarak bir pnömatik basınçölçere kumanda etmektedir. Bu pnömatik kumanda cihazı, basınçlı azot ile beslenmektedir ve çıkışı, ana genişleme vanasının hissedici ucuna bağlıdır. Böylece eğer ölçülen değer istenen değerden farklı ise bu durumda ana genişleme valfinin açıklığı ile oynanarak istenilen evaporasyon basıncı elde edilmektedir.



Şekil 4.6 Emme basıncı kontrol sistemi

4.1.4.2. Su hazırlama ünitesi

Su hazırlama ünitesi, soğutma sisteminde kullanılan kondenser ve aşırı soğutucu boruları içinde dolaştırılacak suyun elde edilmesinde kullanılmıştır. Sistem, sahip olduğu elektrikli ısıtıcı ve soğutma sistemi yardımıyla hem sıcak su hem de soğuk su ihtiyacını karşılamak için kullanılmaktadır. Üniteye ayrıca kapalı bir su deposu ile iç ve dış sirkülasyonu sağlamak için iki adet pompa bulunmaktadır. Su hazırlama ünitesi Şekil 4.7 'de şematik olarak gösterilmiştir.

a) Elektrikli Isıtıcı

Isıtıcının kapasitesi 1800 W olup, PID tipi bir kontrol elemanı ile kumanda edilmektedir. Depo içinde istenilen su sıcaklığı kontrol elemanı ile 0.2 °C hassasiyette sağlanmıştır.

b) Soğutma Sistemi

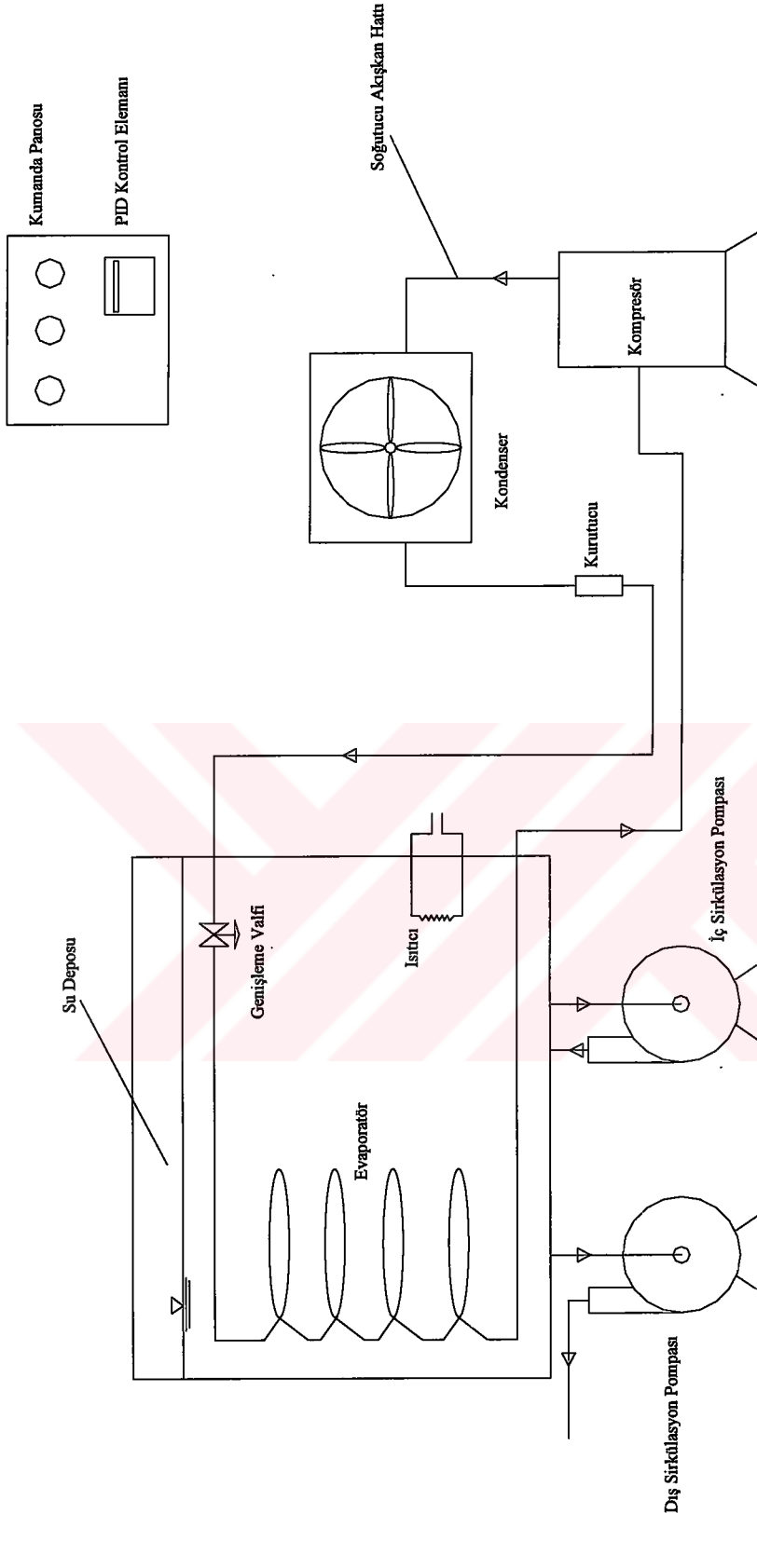
Soğutma sisteminin kapasitesi 2000 W olup buhar sıkıştırımlı çevrime göre çalışmaktadır. Soğutucu akışkan olarak R22'nin kullanıldığı bu sistemde 1 BG gücünde hermetik tip pistonlu bir kompresör, kanatlı borulu türden bir kondenser, kangal tipi bir evaporatör, termostatik genişleme vanası ve bir kurutucu bulunmaktadır. Evaporatör 3/8" çapındaki bakır borudan imal edilmiştir.

c) Pompalar

30 l/dak. debili ve 2 mss yüke sahip olan pompalardan biri depo içinde dahili sirkülasyonu yapmakta, diğeri ise depodan emdiği suyu kondenser ve subcooler'a göndermektedir. Dahili sirkülasyon ile depo içindeki su karıştırılarak depo içindeki her noktada homojen bir sıcaklık dağılımı elde edilmektedir.

d) Su deposu

Su deposu 150 litre hacime sahip olup, 3 mm paslanmaz çelik sacdan imal edilmiştir. Prizmatik yapıda olan deponun dış yüzeyleri polietilen izolasyon malzemesi ile yalıtılmıştır.



Şekil 4.7 Su hazırlama ünitesi

4.1.4.3. Soğutma Sisteminin Çalıştırılması

Emme basıncı kontrol sisteminde istenilen evaporasyon basıncı değerine karşılık gelen ayar değeri kontrol cihazından ayarlanır. Daha sonra kompresör çalıştırılarak sistem harekete geçirilir. Sabit rejime kadar soğutma sisteminin yalancı evaporatör üzerinden dengeye gelmesi sağlanır, böylece test evaporatörünün geçici rejim süresince karlanması engellenmiş olur. Sistem sabit rejime ulaştığında vanalar yardımıyla yalancı evaporatör devreden çıkarılır ve soğutucu akışkan, test evaporatörünün içinden dolaştırılmaya başlanır.

Kondenserde ve aşırı soğutucuda ikinci akışkan olarak dolaştırılan su ise, su hazırlama ünitesi yardımı ile istenilen şartlara getirilmiştir. Böylece kondenserlerden istenilen ısı transferi miktarı ayarlanmış olur.

4.2. Veri Toplama Sistemi

Veri toplama sistemi, bir adet kişisel bilgisayar (PC) ile bir veri toplama programından oluşmaktadır. Oluşturulan veri toplama programı yardımı ile deneyler sırasında sıcaklık, basınç, debi ve nem değerleri ölçülmüş ve bilgisayar ortamına aktararak analiz edilmişlerdir. Veri toplama programı LabView paket programı kullanılarak hazırlanmıştır.

4.3. Ölçüm Sistemi

4.3.1. Sıcaklık Ölçümü

Sıcaklık ölçümünde Cu-Co çifti, T tipi termoelemanlar ve RTD'ler kullanılmıştır. Termoelemanların ölçüm hassasiyeti $\pm 0,05$ °C'dir. Evaporatör çıkışındaki hava sıcaklığını ölçmek için 7 adet, girişindeki hava sıcaklığını ölçmek için 5 adet, iklimlendirme kabini sıcaklığını ölçmek için 5 adet, lüle demetinin sıcaklığını ölçmek için 2 adet, gömlek havası giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek için 1'er adet termoeleman kullanılmıştır. Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları ve kondensasyon sıcaklığı ise -40 ile +60 °C arasında ölçüm yapabilen RTD'ler (Resistance Temperature Detector) kullanılarak ölçülmüştür.

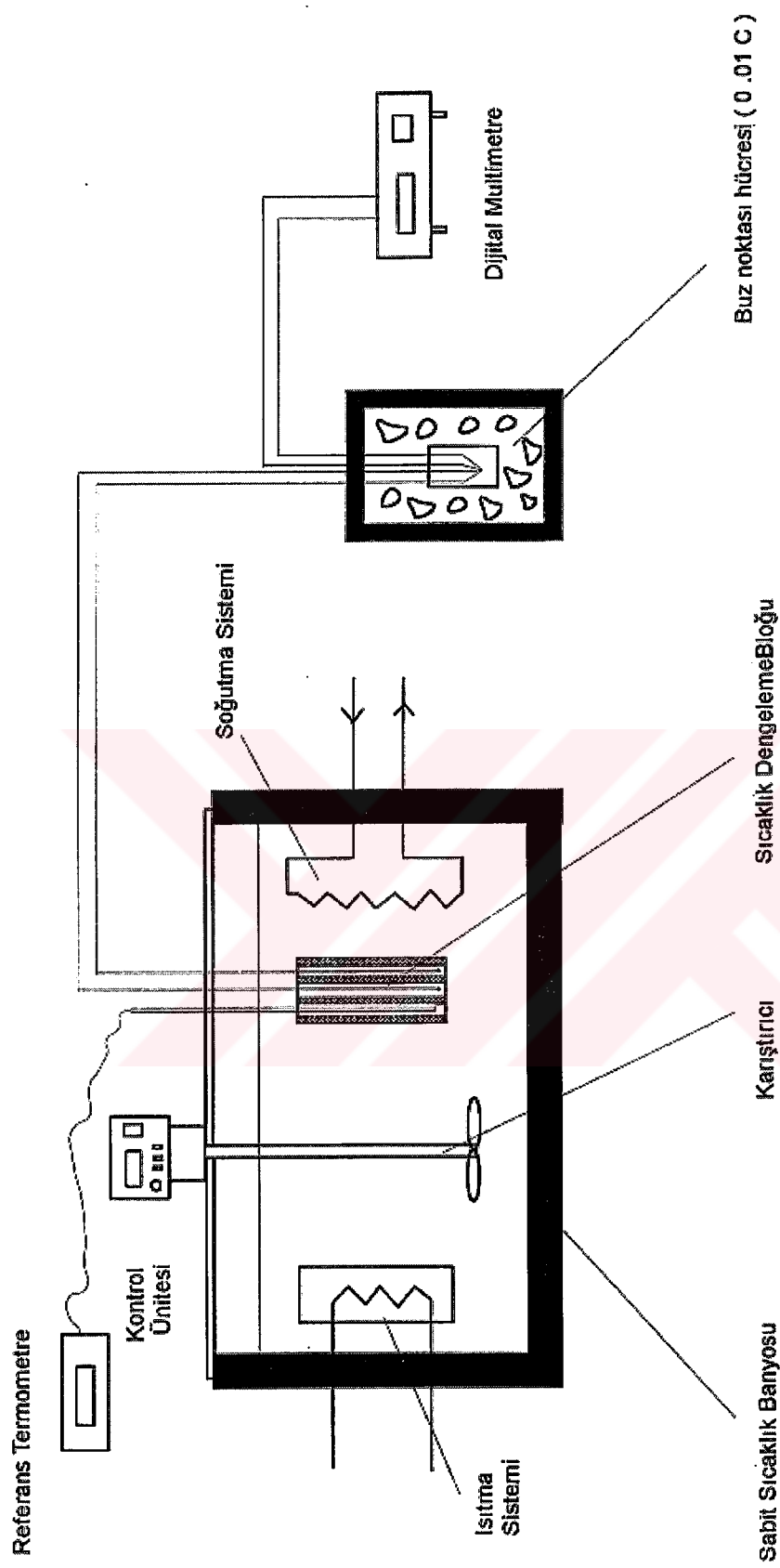
Termoelemanlar Şekil 4.8 'de gösterilen kalibrasyon sistemi kullanılarak kalibre edilmiştir. Bu sistemde sabit sıcaklık banyosu, referans termometresi, buz noktası

hücresi ve dijital multimetre bulunmaktadır. Sabit sıcaklık banyosu TECHNE marka 12B modelindedir ve 0.01 °C sıcaklık stabilitesine sahiptir. Banyo içindeki ısıtma ve soğutma sistemleri birlikte çalıştırılarak istenen banyo sıcaklığı çok hassas olarak sağlanmaktadır. Hazne içine daldırılmış vaziyette bulunan bir karıştırıcı sayesinde banyo içinde homojen sıcaklık dağılımı elde edilmektedir.

Kalibre edilecek olan termoelemanlar ve referans termometresinin duyar elemanı banyo içinde asılı vaziyette bulunan sıcaklık dengeleme bloğunun içine yerleştirilmiştir. Bu blok kalibrasyon sırasında okuma sıcaklığının sabit kalmasını sağlamaya yarar.

Referans termometresi olarak GUILDLINE marka 9540 B modelinde dijital termometre kullanılmıştır. Termometre -50 ile +600 °C sıcaklık aralığında % 0.035 hata ile ölçüm yapmaktadır. Termometrenin duyar elemanı PRT (Precision Resistance Temperature) tipindedir. Termoelemanların referans sıcaklıkları buz noktası hücresinde elde edilmiştir.

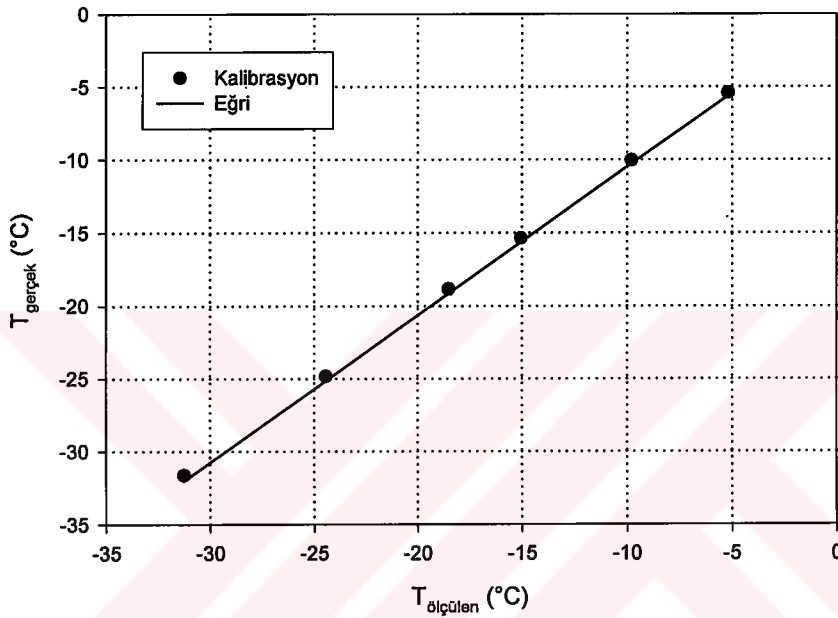




Şekil 4.8 Termoeleman kalibrasyon sistemi

Termoelemanların kalibrasyonu $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'lik azalmalarla 6 noktada gerçekleştirilmiştir. Belirli bir sıcaklık noktasında termoelemanların sıcaklıkları dijital multimetreden, referans sıcaklığı ise referans termometresinden okunmuştur. Böylece termoelemanlar referans sıcaklığına göre kalibre edilmiştir.

Şekil 4.9'da termoelemanlardan bir tanesinin kalibrasyon değerleri ve eğrisi gösterilmiştir. Eğri uydurma işlemi termoelemanın sıcaklık aralığında yapılmıştır. Deney düzeneğinde kullanılan bütün termoelemanlar ve RTD'ler bu şekilde kalibre edilerek okunan değerin doğruluğu saptanmıştır.



Şekil 4.9 Termoelemanın kalibrasyon eğrisi

4.3.2. Basınç Ölçümü

Soğutucu akışkanın evaporatör giriş ve çıkışındaki basınçları ve kondensasyon basıncı, basınçölçerler yardımı ile ölçülmüştür. Soğutucu akışkanın evaporatör giriş ve çıkışındaki basınçlarını ölçmek amacıyla kullanılan basınçölçerler, 0-50 PSIA (0-344.74 kPa) arasında ölçüm yapabilmekte iken, kondensasyon basıncını ölçmek amacı ile kullanılan basınçölçerler ise, 0-500 PSIA (0-3447.4 kPa) arasında ölçüm yapabilmektedir.

Ayrıca evaporatör üzerinden akan havanın basınç düşümünü hesaplamak için 0-200 Pa arasında ölçüm yapabilen, okuma basıncının % 0.25'i oranında hassasiyete sahip bir mikromanometre kullanılmıştır.

4.3.3. Nem Ölçümü

İklimlendirme kabini içerisinde bağıl nem ve kuru termometre sıcaklığını ölçmek için % 0-100 arasında bağıl nem ölçebilen nem sensörü kullanılmıştır. Havanın evaporatör girişindeki ve çıkışındaki nemini ve kuru termometre sıcaklığını ölçmek için - 40°C ile 60 °C arasında sıcaklık ölçümü ve % 0-100 arasında bağıl nem ölçümü yapabilen nem sensörleri kullanılmıştır. Çiğ noktası sıcaklıkları ise bir çiğ noktası sıcaklığı sensörü (dew point sensor) kullanılarak ölçülmüştür.

4.3.4. Debi Ölçümü

Soğutma sisteminde ve evaporatörde dolaştırılan soğutucu akışkan debisinin ölçülmesi için, Coriolis prensibine göre çalışan MICROMOTION marka debiölçer kullanılmıştır. Debiölçer fabrika kalibrasyonlu olup, $\pm$ % 2 hassasiyetle ölçüm yapabilmektedir. Debiölçer kalibrasyonunu kontrol etmek için hacmi bilinen kaplara su doldurulmuş, bu esnada geçen süre de kaydedilmiştir. Daha sonra kapların ağırlığı ölçülerek geçen süreye bölünmüş, böylece debiler elde edilmiştir. Sonuçlar ile debiölçerden elde edilen değerler arasında $\pm$ % 0.2 fark bulunmaktadır. Bu yüzden debiölçerden okunan değerler, herhangi bir düzeltme faktörü ile çarpılmadan aynen kullanılmıştır.

Test evaporatörü üzerinden dolaştırılan havanın debisinin ölçülmesi için 4.1.3'de anlatıldığı gibi lüle demeti kullanılmıştır. Lüle demeti, fabrika kalibrasyonlu olmasına rağmen farklı hava sıcaklıklarında deneyler yapıldığı için kalibrasyonu kontrol etmek amacı ile Laser Doppler Anemometer (LDA) sistemi kullanılmıştır. Bu yöntemin seçilmesinin sebebi, düşük hava debilerinde hassas hız ölçümü yapılabilmesi ve sistemin kendisinin kalibrasyona ihtiyaç duymadan çalışabilmesidir.

Lazer anemometresi, akış içindeki bir noktaya odaklanan lazer ışınının saçılarak geri alınması prensibine göre çalışır. [37] Odaklanan ve saçılan ışınların dalga boyları arasındaki fark, optik ve elektronik yöntemler kullanılarak akış hızına dönüştürülür.

Şekil 4.10' da LDA sistemi ile debi ölçüm modülünde hız ölçümü şematik olarak gösterilmiştir. LDA sistemi aşağıdaki elemanlardan oluşmaktadır.

1. Optik sistem : Optik sistem, lazer kaynağından gelen ışını ölçüm noktasında birbiriyle kesişen iki ışın haline dönüştürmeye yarar. Lazer kaynağından çıkan ışın, iletim kutusu (transmitter box) aracılığı ile hız ölçüm elemanlarına (probe)

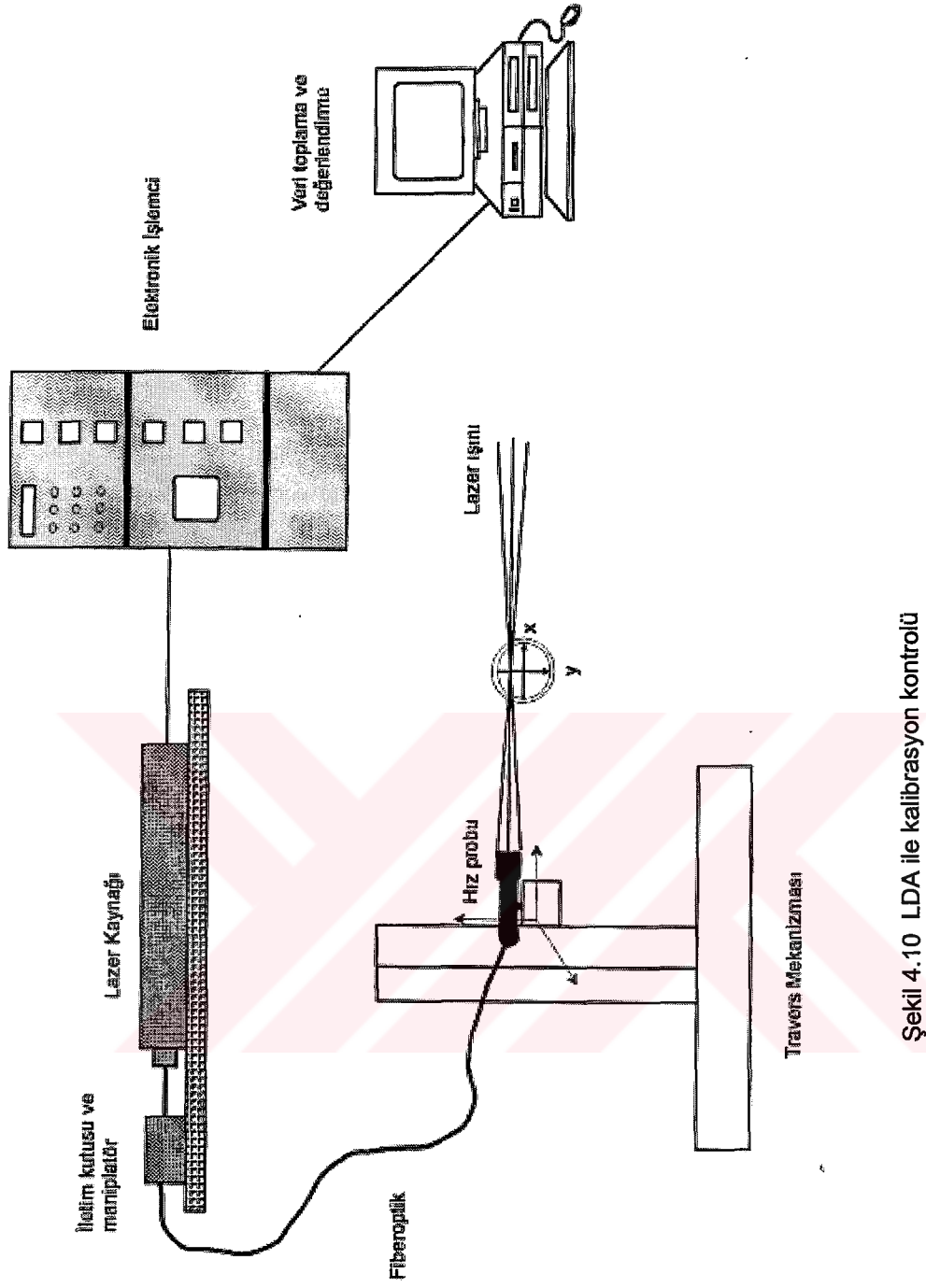
iletilir. Bu elemanlar yardımıyla lazer ışını, ölçümün yapıldığı kontrol hacmine odaklanır. Maniplatör yardımıyla iletim kutusundan çıkan lazer ışınlarının optik fiberlere uygun pozisyona gelmeleri sağlanır.

2. Elektronik işlemci : Elektronik işlemci, optik sistemden gelen sinyalleri FFT (Fast Fourier Transform) analiz yöntemi ile gürültüden ayırarak gerçek sinyali elde eder ve akım hızını hesaplar.

Tablo 4.2’de debiölçerin ve LDA’nın ölçüm sonuçları karşılaştırılmıştır. Her iki yöntemin sonuçları birbirine yeterince yakın olduğundan debiölçerden elde edilen değerler herhangi bir düzeltme yapmadan kullanılmışlardır.

Tablo 4.2 Debiölçer ve LDA’nın ölçüm sonuçları

$Debi_{Laser(x)}$ (lt/s)	$Debi_{Laser(y)}$ (lt/s)	$Debi_{Laser(ort)}$ (lt/s)	$DP_{LÜLE}$ (Pa)	$Debi_{LÜLE}$ (lt/s)	Bağıl Hata (%)	Lüle Çapı (inch)
5.04	5.00	5.02	10.1	4.98	%1	1.60
9.94	9.90	9.92	37.9	9.79	%1	1.60
14.91	14.04	14.48	86.3	14.91	-%3	1.60
19.39	19.79	19.59	151.0	19.91	-%2	1.60
25.22	25.07	25.15	236.0	24.96	%1	1.60
29.72	30.50	30.11	342.0	30.10	%0	1.60
35.80	36.89	36.34	461.3	34.94	%4	1.60
41.73	41.42	41.57	602.9	39.98	%4	1.60



Şekil 4.10 LDA ile kalibrasyon kontrolü

5. DENEYLERİN YAPILIŞI

5.1. Hazırlık Deneyleri

Hava giriş ve çıkışındaki sıcaklık üniformitesini, hava debisinin ve su hazırlama ünitesinin kontrol kapasitesini görebilmek amacı ile test evaporatörleri içerisinde su dolaştırılarak hazırlık deneyleri yapılmıştır.

Farklı hava debilerinde, hava giriş sıcaklıklarında ve su sıcaklıklarında yapılan yaklaşık 60 deney sonucunda hava ve su tarafı için hesaplanan ısı geçiş miktarları arasındaki farkın % 5'in altında olduğu görülmüştür. ASHRAE standartında bu farkın $\pm$ % 5 limitleri içinde olması gerektiği belirtilmiştir.[35] Bu sonuç, yapılan deneylerin doğruluğunu kanıtlamaktadır.

Deneylerin tekrarlanabilirliğini görebilmek için aynı deney setinin farklı zamanlarda yapılması durumunda her iki deneyin de aynı sonucu vermesi gerekir. Deneylerin tekrarlanabilirliği, deney düzeneğinin güvenilirliğinin bir göstergesidir. Bu amaçla yapılan karşılaştırmalar sonucunda iki deney arasındaki ortalama farkın % 2 olduğu görülmüştür.

5.2. Karlanma Deneyleri

5.2.1. Deneylerin Yapılışı

Hazırlık deneyleri yapıldıktan sonra, karlanma deneylerinin yapılmasına başlanmıştır. Karlanma deneyleri yapılırken, deney düzeneğinin modülleri ayrı ayrı çalıştırılarak dengeye getirilmiştir. Aşağıda karlanma deneylerinin yapılması anlatılmıştır.

Öncelikle LabView paket programı kullanılarak hazırlanan veri toplama programı çalıştırılmış ve iklimlendirme kabini içerisinde bulunan 2500 W'lık ısıtıcıya kumanda edecek kontrol programı çalıştırılmıştır. Bu kontrol programı, ısıtıcıyı PID kontrol temellerine göre kontrol edecek şekilde yazılmıştır. Program, iklimlendirme kabini

içindeki hava sıcaklığını bir RTD yardımı ile ölçmekte, kabin içinde istenen sıcaklık değeri ise ayrıca programa girilmektedir. Program, istenen ve ölçülen değerleri karşılaştırıp bir akım vanasını kumanda etmektedir. Böylece ısıtıcının kabin içindeki sıcaklığı istenen değerde tutacak şekilde çalıştırılması sağlanmıştır. İklimlendirme kabini içerisinde istenilen sıcaklık değeri sağlanıncaya kadar, test evaporatörü üzerine gönderilecek olan havayı üfleyecek fanlar çalıştırılmamıştır.

Soğutma sistemi ise, iklimlendirme kabininden bağımsız olarak dengeye getirilmiştir. Öncelikle kondenser ve aşırı soğutucu içined ikinci akışkan olarak kullanılan suyun, istenilen sıcaklığa getirildiği su hazırlama ünitesi çalıştırılmıştır. 1800 W'lık ısıtıcıya kumanda eden PID kontrol elemanına ayarlanmak istenen su sıcaklığı değeri girilmiştir. Daha sonra iç ve dış sirkülasyon pompaları çalıştırılıp kondensere va aşırı soğutucuya su gönderilmiştir. Ayrıca, istenilen evaporasyon basıncını sağlamak için kullanılan emme basıncı kontrol sistemi de çalıştırılmıştır. Soğutma sistemi dengeye gelmeden test evaporatörü üzerinde karlanma olması istenmediğinden, sistemin test evaporatörü ile aynı geometriye sahip bir yalancı evaporatör üzerinden dengeye gelmesi sağlanmıştır. Denge durumundan sonra yalancı evaporatörün giriş ve çıkışına konulan vanalar kapatılmış ve test evaporatörünün giriş ve çıkışındaki vanalar açılarak soğutucu akışkanın test evaporatörü boruları içinden akması sağlanmıştır. Aynı anda, daha önceden dengeye gelmiş olan iklimlendirme kabini içindeki havanın, hava tüneli ve gömlek içindeki akışını sağlayacak olan destekleyici fanlar çalıştırılmıştır.

5.2.2. Deneylerin Değerlendirilmesi

Aşağıda, deneylerin değerlendirilmesinde kullanılan hesap yöntemi verilmiştir.

1. Hacimsel ve kütleli hava debisinin hesabı

Lülelerde meydana gelen basınç kaybı, lüle giriş ve çıkışına konulan basınç prizleri yardımı ile bir mikromanometre kullanılarak ölçülmüş ve lüle üreticisi firmanın $\Delta P-W$ arasındaki ilişkiyi veren kalibrasyon eğrilerinden, evaporatör üzerinden akan havanın hacimsel debisi hesaplanmıştır.

Havanın kütleli debisi,

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot W \quad (5.1)$$

ifadesinden hesaplanmıştır.

Bu ifadede,

ρ_a : Ortalama hava sıcaklığında hesaplanan yoğunluk (kg/m^3)

W : Evaporatör üzerinden akan havanın hacimsel debisi (m^3/s)

olarak tanımlanmıştır.

Ortalama hava sıcaklığı,

$$T_{am} = \frac{T_{ai} + T_{ao}}{2} \quad (5.2)$$

olarak alınmıştır. T_{ai} ve T_{ao} , sırasıyla evaporatör girişindeki ve çıkışındaki hava sıcaklıklarıdır.

Havanın ısı özellikleri, Ek A'da verilen bağıntılar kullanılarak hesaplanmıştır.

2. Havanın evaporatör giriş ve çıkışındaki entalpisi

Giriş ve çıkış havasının sıcaklığı ölçüldükten sonra, (3.12), (3.13), (3.14) ve (3.15) ifadelerinden, evaporatör giriş ve çıkışında havanın özgül nemi hesaplanır. (3.14) ifadesindeki bağıl nem değeri ϕ , evaporatör giriş ve çıkışında nem ölçümü yapan nem sensörleri yardımı ile ölçülmüştür.

Nemli havanın entalpisi ise,

$$i = c_p \cdot T + X \cdot (2501 + 1.805 \cdot T) \quad (5.3)$$

ifadesi ile hesaplanır.

Bu ifadede,

c_p : Havanın özgül ısısı (kJ/kgK)

X : Havanın özgül nemi (kg/kg)

T : Hava sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

olarak tanımlanmıştır.

3. Hava tarafı ısı geçişi

Hava tarafı ısı geçişi, (5.4) ifadesinden hesaplanmıştır.

$$Q_a = m_a \cdot (i_i - i_e) - (UA)_{kayıp} \cdot (T_{ortam} - T_{gömlük}) \quad (5.4)$$

Bu ifadede,

i_i : Havanın evaporatör girişindeki entalpisi (kJ/kg)

i_e : Havanın evaporatör çıkışındaki entalpisi (kJ/kg)

$(UA)_{kayıp}$ =Hava tünelinin toplam geçirgenliği (0.37 W/°C)

olarak tanımlanmıştır.

4. Soğutucu akışkan tarafı ısı geçişi

Soğutucu akışkan tarafı ısı geçişi,

$$Q_r = \dot{m}_r \cdot (h_{r_o} - h_{r_i}) \quad (5.5)$$

ifadesinden hesaplanmıştır.

Burada,

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

h_{r_i} : Soğutucu akışkanın evaporatöre entalpisi (kJ/kg)

h_{r_o} : Soğutucu akışkanın evaporatörden çıkış entalpisi (kJ/kg)

olarak tanımlanmıştır.

Soğutucu akışkanın evaporatör girişindeki ve çıkışındaki entalpisi, evaporatör giriş ve çıkışında basınç ve sıcaklık ölçümü yapıldıktan sonra R134a soğutucu akışkanına ait termodinamik özellikler tablolarından elde edilmiştir.[39]

5. Evaporatör kapasitesi

Evaporatörün ısı kapasitesi ASHRAE 33-78 Standartı'nda [35] belirtildiği üzere, hava ve soğutucu akışkan tarafı için hesaplanan ısı geçiş miktarlarının aritmetik ortalamaları alınarak hesaplanmıştır.

$$Q_{ort} = \frac{Q_a + Q_r}{2} \quad (5.6)$$

6. Enerji dengesi hatası

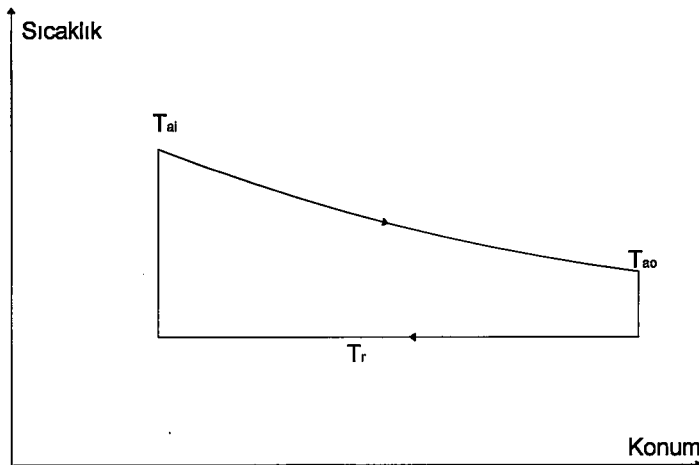
ASHRAE 33-78 Standartı'nda [35] hava ve soğutucu akışkan tarafları arasındaki enerji dengesini gösteren ve enerji dengesi hatası olarak isimlendirilen hata,

$$\%Hata = 100 \frac{(Q_a - Q_r)}{Q_{ort}} \quad (5.7)$$

olarak tanımlanmıştır. Standart, bu hatanın $\pm \% 5$ limitleri arasında kalması gerektiğini belirtmektedir.

7. Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı

Bu yüksek lisans çalışmasında incelenen evaporatörlerde, boru geçiş sayısı büyüktür ve evaporatörde soğutucu akışkan sıcaklığı sabittir. Bu durum için hava ve soğutucu akışkanın sıcaklık değişimi incelenecek olursa, bu değişimin Şekil 5.1'deki gibi olduğu görülür.



Şekil 5.1 Evaporatörde hava ve soğutucu akışkan sıcaklığının değişimi

Bu durumda logaritmik ortalama sıcaklık farkı yazılacak olursa (5.8) ifadesi elde edilir.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{ai} - T_r) - (T_{ao} - T_r)}{\ln\left(\frac{T_{ai} - T_r}{T_{ao} - T_r}\right)} = \frac{T_{ai} - T_{ao}}{\ln\left(\frac{T_{ai} - T_r}{T_{ao} - T_r}\right)} \quad (5.8)$$

8. Evaporatörün toplam ısıl geçirgenliği

Evaporatördeki ısı geçişi,

$$Q_{ort} = UA \cdot \Delta T_{lm} \quad (5.9)$$

olarak tanımlanmıştır. Bu durumda evaporatörün toplam ısıl geçirgenliği,

$$UA = \frac{Q_{ort}}{\Delta T_{lm}} \quad (5.10)$$

ifade edilir.

9. Hava tarafı toplam basınç düşümü

Hava tarafı toplam basınç düşümü, evaporatör giriş ve çıkışına yerleştirilen basınç prizleri ve bir mikromanometre aracılığı ile okunmuştur.

6. DENEY SONUÇLARI ve MATEMATİK MODEL ile KARŞILAŞTIRMA

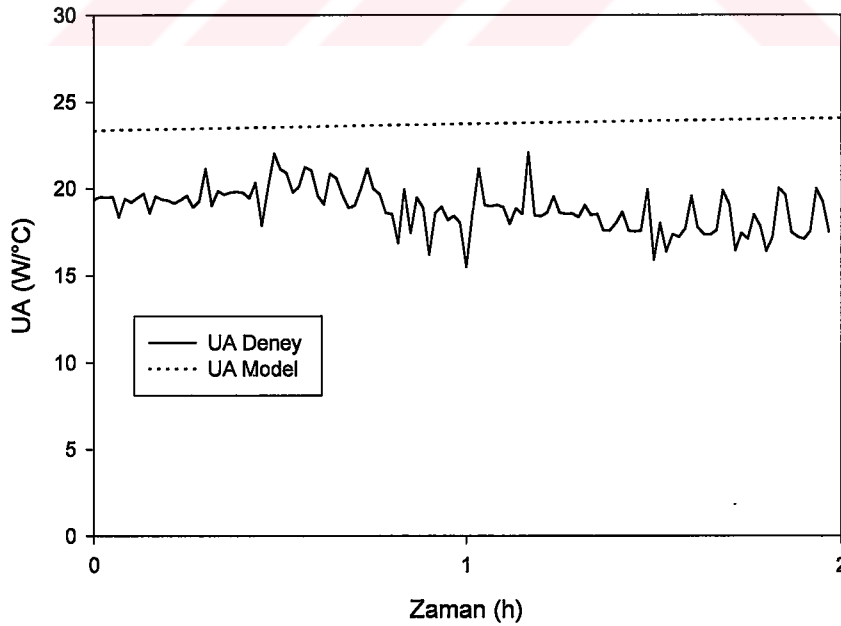
Deney düzeneğinin ve oluşturulan matematik modelin doğruluğunu kontrol etmek için, no-frost buzdolabı çalışma koşullarına uyan koşullarda bir adet deney yapılmıştır.

Deney koşulları Tablo 6.1’de verilmiştir.

Tablo 6.1 Deney koşulları

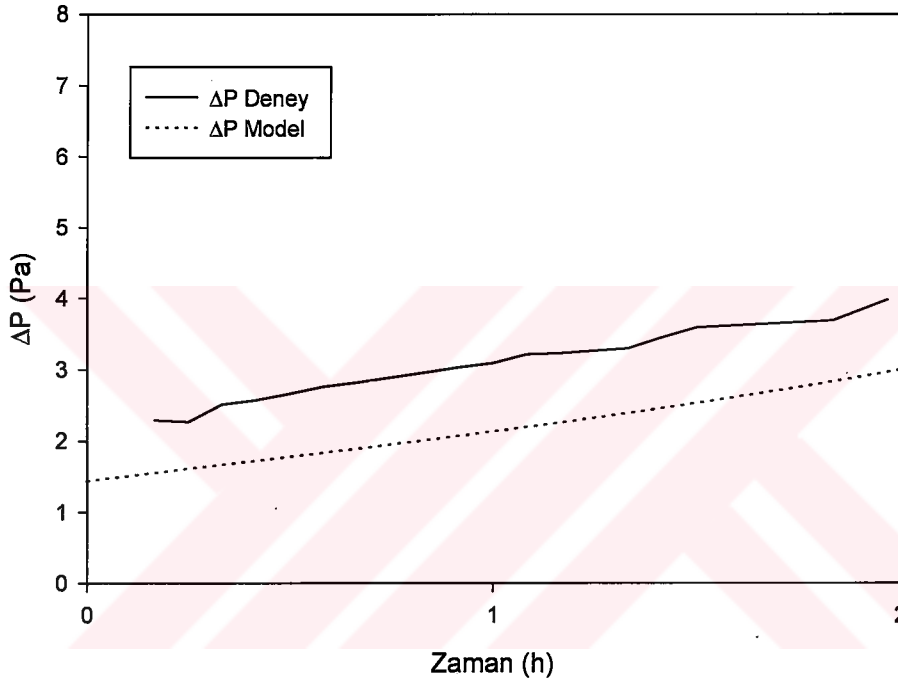
Hava giriş sıcaklığı (°C)	Hava debisi (l/s)	Bağıl nem (%)	Evaporasyon sıcaklığı (°C)	Soğutucu akışkan debisi (kg/h)
-8.5	15	80	22.5	5.35

Deney sonucu elde edilen evaporatör toplam geçirgenlik değeri UA ve basınç düşümü ΔP değerleri, matematik modelle karşılaştırılmış ve sonuçlar Şekil 6.1 ve Şekil 6.2’de verilmiştir.



Şekil 6.1 Evaporatörün toplam geçirgenlik değeri için deney ve modelin verdiği sonuçlar

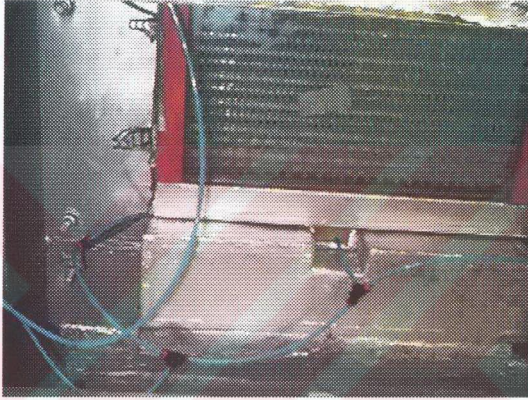
Şekil 6.1'de görüldüğü gibi, evaporatörün toplam geçirgenlik değeri UA, deney sırasında salınım yapmıştır. Bunun sebebi olarak, havayı tünele basmak için kullanılan destekleyici fanların zamanla ısınarak evaporatör girişinde hava sıcaklığını artırması söylenebilir. Çünkü deney sırasında, evaporatör girişindeki havanın zamanla ısındığı, ancak iklimlendirme kabini içinde hava sıcaklığının sabit kaldığı gözlenmiştir. Ayrıca test evaporatörü içinden soğutucu akışkan dolaştırılır dolaştırılmaz, üzerinden hava akana kadar karlanma başlamaktadır. Bu yüzden UA değeri deneylerde salınım göstermiştir. Model sonuçları ile deney sonuçları arasında ortalama % 20'lik bir fark vardır.



Şekil 6.2 Hava tarafı basınç düşümü değeri için deney ve modelin verdiği sonuçlar

Şekil 6.2'de görüldüğü gibi, hava tarafı basınç düşümü değerleri için hem deney sonuçlarının hem de model sonuçlarının eğimleri birbirine çok yakındır. Deney sonuçlarının model sonuçlarından daha büyük olmasının sebebi, kar oluşumunun deney henüz başlamadan meydana gelmesidir. Bu yüzden mikromanometreden okunan değerler büyük olmaktadır. Ancak yine de deney sonuçlarının ve model sonuçlarının birbirine çok yakın oldukları söylenebilir. Görüldüğü gibi, hava tarafı basınç düşümü zamanla artmaktadır. Bu sonuç, karlanma literatürü ile uyum içersindedir.

Deney sonrasında ise fotoğrafik olarak kar oluşumu incelenmiştir. Oluşan karın 1-1.5 mm kalınlığında ve yumuşak bir yapıya sahip olduğu söylenebilir. Şekil 6.3' te deney sonrasında evaporatörün üzerindeki kar tabakasının durumu görüntülenmiştir. Şekilden de anlaşılacağı gibi, havanın evaporatörle ilk temas ettiği yer olan aşağı kısımlarda kar kalınlığı daha fazladır. Bunun sebebi ise, havanın evaporatörle ilk temas ettiği noktada özgül neminin daha fazla olmasıdır. Daha sonraki temas noktalarında havanın özgül nemi giderek azaldığı için kar kalınlığı da azalmıştır.



Şekil 6.3 Deney sonrasında evaporatörün üzerinde oluşan kar tabakası

7. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu yüksek lisans çalışmasında, bir kanatlı borulu ısı değıştiricisi olan no-frost buzdolabı evaporatörünün karlanmış haldeki performansı teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma kapsamında; hem hava tarafı, hem de soğutucu akışkan tarafı kontrol edilen bir deney düzeneğı oluşturulmuştur. Bu deney düzeneğinde, buzdolabı hava akışını aynen simüle eden bir hava tüneli ve buzdolabı soğutma sistemine benzer bir soğutma sistemi bulunmaktadır. Ayrıca, düzenekte test evaporatörü üzerinden dolaştırılan havayı istenilen şartlara getirmek için kullanılan bir iklimlendirme kabini ve hava debisini ölçmek için kullanılan bir debiölçüm modülü bulunmaktadır.

Çalışmanın teorik kısmı ise ısı ve kütle transferi denklemlerine dayanmaktadır. Oluşturulan matematik model, her iki akışkanın (hava ve R134a) evaporatör girişindeki özelliklerini ve evaporatörün geometrik özelliklerini bir input dosyasından okuyarak evaporatör toplam ısıl geçirgenliğini ve hava tarafı basınç düşümünü hesaplamaktadır.

Oluşturulan deney düzeneğinin çalışmasını görmek için buzdolabı çalışma koşullarına yakın koşullarda bir adet deney yapılmıştır. Deney sonuçları ve matematik model ile yapılan karşılaştırma sonucunda hava tarafı basınç düşümü için elde edilen sonuçların ve trendin birbirine yakın olduğu söylenebilir. Ayrıca elde edilen trend, literatür ile uyum içersindedir. Hava tarafı basınç düşümü zamanla artmaktadır. Evaporatörün toplam ısıl geçirgenliği ise deneyler esnasında salınım göstermiştir, ancak model sonuçlarına dayanarak zamanla bir miktar arttığı söylenebilir.

Bu çalışmanın devamı olarak aşağıdaki önerilerin faydalı olacağı düşünülmektedir:

- 1) Farklı bağıl nem değerlerinde deney yapabilme için deney düzeneğine, düşük hava sıcaklıklarında çalışabilecek bir nemlendirici sistemi eklenmelidir.

- 2) Matematik model, kar kalınlığını hesaplamaktadır, ancak deney sırasında sistem kapalı çevrim olduğu için kar kalınlığı ölçülememektedir. Yüksek çözünürlüklü sürekli fotoğraf çekimi yöntemi ile kar kalınlığının ölçülmesi mümkün olabilir.
- 3) Evaporatör yüzeyinde biriken kar miktarını ölçmek için bir drenaj kutusu yapılabilir. Böylece deneyden sonra, evaporatör yüzeyinde biriken karın bu drenaj kutusuna eriyerek birikmesi sağlanarak, kutu içerisindeki suyun kütlesi ölçülebilir. Ancak bu yöntemde, kutuya biriken suyun buharlaşmadan ölçülmesi gereklidir.

KAYNAKLAR

- [1] Hayashi, Y., Aoki, A., Adachi, S. and Hori, K., 1977. Study of Frost Properties Correlating with Frost Formation Types, *Journal of Heat Transfer*, **99**, 239-244
- [2] Yonko, J.D. and Sepsy, C.F., 1967. An Investigation of the Thermal Conductivity of Frost While Forming on a Flat Horizontal Plate, *ASHRAE Transactions*, **73**, x1.1-x1.10
- [3] Jones, B.W and Parker, J.D., 1975. Frost Formation with Varying Enviromental Parameters, *Journal of Heat Transfer*, **97**, 255-259
- [4] Sami, S.M and Duong, T., 1989. Mass and Heat Transfer during Frost Growth, *ASHRAE Transactions*, **95**, 158-165
- [5] Tao, Y.X., Besant, R.W. and Mao, Y., 1993. Characteristics of Frost Growth on a Flat Plate during the Early Growth Period, *ASHRAE Transactions Symposium*, **93**, 746-753
- [6] Sherif, S.A , Raju, S.P., Padki, M.M. and Chan, A.B., 1993. A Semi-Empirical Transient Method for Modelling Frost Formation on a Flat Plate, *Int. J. of Refrigeration*, **16**, 321-329
- [7] O'Neal, D.L. and Tree, D.R., 1985. A Review of Frost Formation in Simple Geometries, *ASHRAE Transactions*, **91**, 267-281
- [8] Östin, R. and Andersson, S., 1991. Frost Growth Parameters in a Forced Air Stream, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **34**, 1009-1017
- [9] Lee, K.S., Kim, W.S. and Lee, T.,H., 1997. A One Dimensional Model for Frost Formation on a Cold Flat Surface, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **40**, 4359-4365
- [10] Schneider, H.W., 1978. Equation of the Growth Rate of Frost Forming on Cooled Surfaces, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **21**, 1019-1024
- [11] Raju, S.P. and Sherif, S.A., 1993. Frost Formation and Heat Transfer on Circular Cylinders in Cross Flow , *Int. J. of Refrigeration* ,**16**, 390-402
- [12] Ismail, K.A.R., Salinas, C. and Gonçalves, M.M., 1997. Frost Growth around a Cylinder in a Wet Air Stream, *Int. J. of Refrigeration*, **20**, 106-119
- [13] Gates, R.R., Sepsy, C.F. and Huffman, G.D., 1967. Heat Transfer and Pressure Loss in Extended Surface Heat Exchangers Operating

Under Frosting Conditions- Part I, *ASHRAE Transactions*, **73**, 1.2.1-1.2.13

- [14] **Gatchilov, T.S. and Ivanova, V.S.**, 1980. Characteristics of the Frost Formed on the Surface of Finned Air Coolers, *XVth International Congress of Refrigeration*
- [15] **Senshu, T., Yasuda, H. and Oguni, K.**, 1990. Heat Pump Performance Under Frosting Conditions Part I, *ASHRAE Transactions*, **96**, 324-329
- [16] **Ameen, F.R.**, 1993. Study of Frosting of Heat Pump Evaporators, *ASHRAE Transactions*, **99**, 61-71
- [17] **Kondepudi, S.N. and O'Neal, D.L.**, 1987. The Effects of Frost Growth on Extended Surface Heat Exchanger Performance: A review, *ASHRAE Transactions*, **93**, 258-274
- [18] **Kondepudi, S.N.**, 1988. The Effects of Frost Growth on Finned Tube Heat Exchangers Under Laminar Flow, *Doktora Tezi*, Texas A&M University
- [19] **Kondepudi, S.N. and O'Neal, D.L.**, 1993. Performance of Finned - Tube Heat Exchangers under Frosting Conditions : 1.Simulation Model, *International Journal of Refrigeration* , **16**, 175-180
- [20] **Kondepudi, S.N. and O'Neal, D.L.**, 1993. Performance of Finned - Tube Heat Exchangers under Frosting Conditions: 2.Comparison of Experimental Data with Model , *International Journal of Refrigeration*,**16**, 181-184
- [21] **Oskarsson, S.P., Krakow, K.I. and Lin, S.**, 1990. Evaporator Models for Operation with Dry Wet and Frosted Finned Surfaces Part 1: Heat Transfer and Fluid Flow Theory, *ASHRAE Transactions*, **96**, 373-380
- [22] **Oskarsson, S.P., Krakow, K.I. and Lin, S.**, 1990. Evaporator Models for Operation with Dry Wet and Frosted Finned Surfaces Part 2: Evaporator Models and Verification, *ASHRAE Transactions*, **96**, 381-392
- [23] **Ogawa, K., Tanaka, N., Takeshita, M.**, 1993. Performance Improvement of Plate Fin and - Tube Heat Exchangers under Frosting Conditions, *ASHRAE Transactions Symposium CH 93-2-4*
- [24] **Heflin, C.**, 1989. Design and Fabrication of a Low Airflow Frosted Evaporator Test Facility, *Master Thesis*, University of Illinois, USA
- [25] **Rite ,R.W.**, 1990. The Effect of Frosting on the Performance of Domestic Refrigerator-Freezer Finned tube Evaporator Coils, *Master Thesis*, University of Illinois, USA
- [26] **ASHRAE**, 1996. Psychrometrics, Theory and Practice, USA

- [27] **Karataş, H.**, 1995. Bir Buzdolabı Buharlaştırıcısının Teorik ve Deneysel İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [28] **Hambraeus, K.**, 1991. Heat Transfer Coefficient during Two Phase Flow Boiling of HFC-134a, *International Journal of Refrigeration*, **14**
- [29] **Threlkeld, J.L.**, 1970. Thermal Enviromental Engineering, Second Edition, New Jersey
- [30] **Incropera, P. and DeWitt, P.**, 1990. Introduction to Heat Transfer, Second Edition.
- [31] **Kays, W.M. and London, A.L.**, 1992. Compact Heat Exchangers, Third Edition, McGraw Hill, Singapore
- [32] **Holman, J.P.**, 1989. Heat Transfer, McGraw Hill,
- [33] **Eckert, E.R.G. and Drake, R.M.**, 1972. Analysis of Heat and Mass Transfer, McGraw Hill
- [34] **NIST**, 1998. Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP Computer Program), Version 6.0
- [35] **ASHRAE Standard 33-78**, 1978. Methods of Testing Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils, *ASHRAE*, USA
- [36] **ASHRAE Standard 41.2**, 1987. Standard Methods for Laboratory Airflow Measurement, *ASHRAE*, USA
- [37] **Melamed, B.**, 1994. ARÇELİK A.Ş. Araştırma-Geliştirme Merkezi Araştırma Notu, ABN-034, İstanbul.
- [38] **VDI Heat Atlas**, 1993. Association of German Engineers, VDI, Düsseldorf
- [39] **Thermophysical Properties of Enviromentally Acceptable Fluorocarbons**, 1990. Japanese Association of Refrigeration, Tokyo

EKLER

Ek A. Havanın Isıl Özellikleri

$-30\text{ }^{\circ}\text{C} \leq T_a \leq 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ aralığında havanın ısıl özelliklerinin hesaplanmasında aşağıdaki bağıntılar kullanılmıştır. Bağıntılar [38]'de tablo halinde verilen değerlerin eğri olarak uydurulması yoluyla elde edilmiştir. Eğrilerin tablo değerlerinden sapmaları ortalama % 0.3 dür.

$$\rho_a = \frac{348,357}{273,16 + T_a} \quad [\text{kg} / \text{m}^3]$$

$$c_p = 689,46 \cdot 10^{-6} T_a^2 - 255,94 \cdot 10^{-6} T_a + 1006,39 \quad [\text{J} / \text{kg } ^{\circ}\text{C}]$$

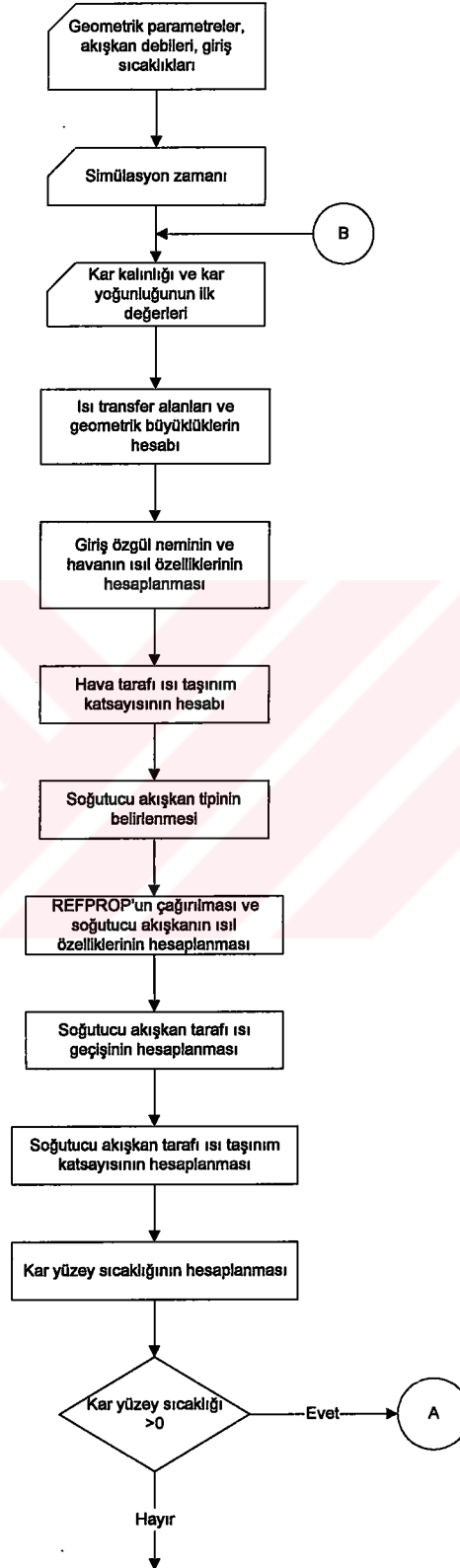
$$\mu_a = -34,57 \cdot 10^{-12} T_a^2 + 50,36 \cdot 10^{-9} T_a + 17,24 \cdot 10^{-6} \quad [\text{kg} / \text{ms}]$$

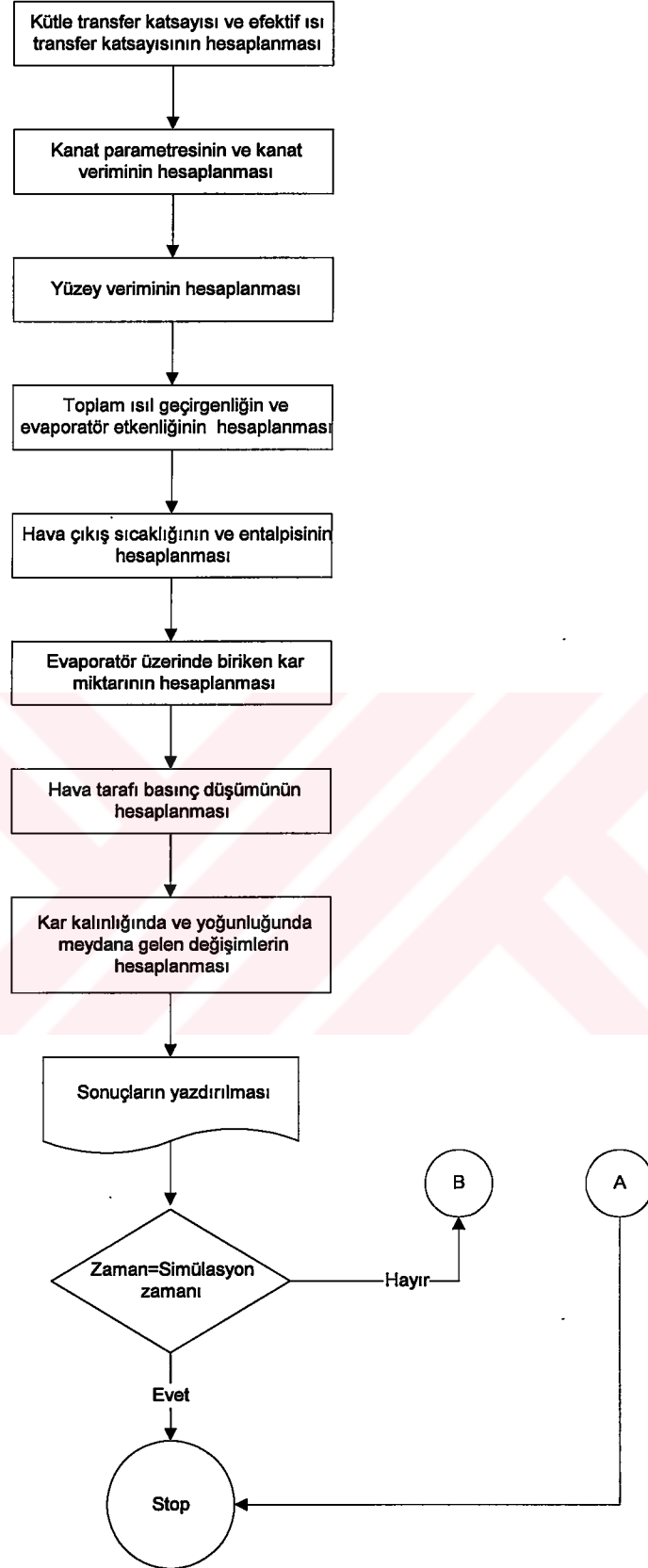
$$k_a = -47,33 \cdot 10^{-9} T_a^2 + 76,49 \cdot 10^{-6} T_a + 0,02418 \quad [\text{W} / \text{m } ^{\circ}\text{C}]$$

$$\nu_a = 111,81 \cdot 10^{-12} T_a^2 + 89,12 \cdot 10^{-9} T_a + 13,52 \cdot 10^{-6} \quad [\text{m}^2 / \text{s}]$$

$$Pr_a = 627,26 \cdot 10^{-9} T_a^2 - 168,93 \cdot 10^{-6} T_a + 0,717908$$

Ek B. Program Akış Diyagramı





Ek C. Model Hassasiyet Analizi

Bu kısımda, programda kullanılan değişkenlerden kar kalınlığı ve kar yoğunluğunun başlangıç değerleri ile zaman aralığının program sonuçlarına etkisi incelenmiştir. Bu amaçla, bilgisayar programı, değişkenlerin başlangıç değerlerinin farklı halleri için aşağıdaki koşullarda çalıştırılmıştır.

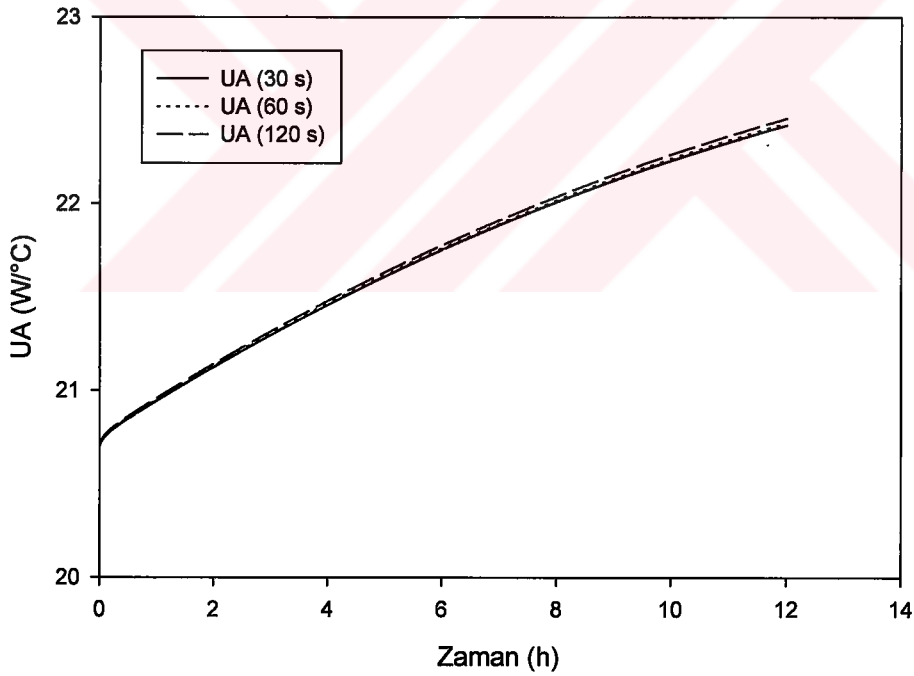
Hava debisi : 15 l/s

Evaporatör girişindeki hava sıcaklığı : -15 °C

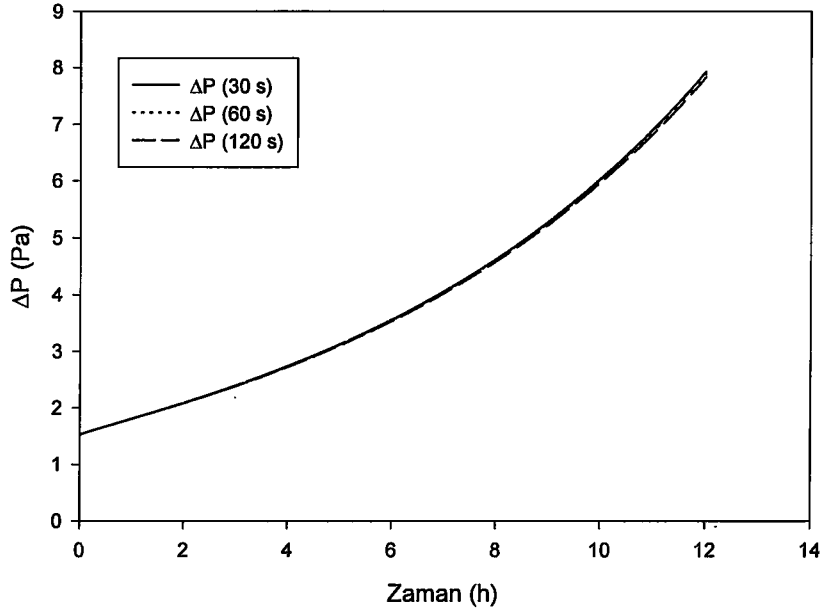
Bağıl nem : 0.70

Soğutucu akışkan sıcaklığı (Evaporasyon sıcaklığı) : -28 °C

Analizi yapılan ilk değişken, zaman aralığıdır. Zaman aralığının alternatif değerleri 30, 60 ve 120 saniye olarak düşünülmüştür. Şekil C.1'de ve C.2'de görüldüğü gibi, her üç zaman adımı değerleri için programın UA ve ΔP değerleri için verdiği sonuçlar birbirine çok yakındır.



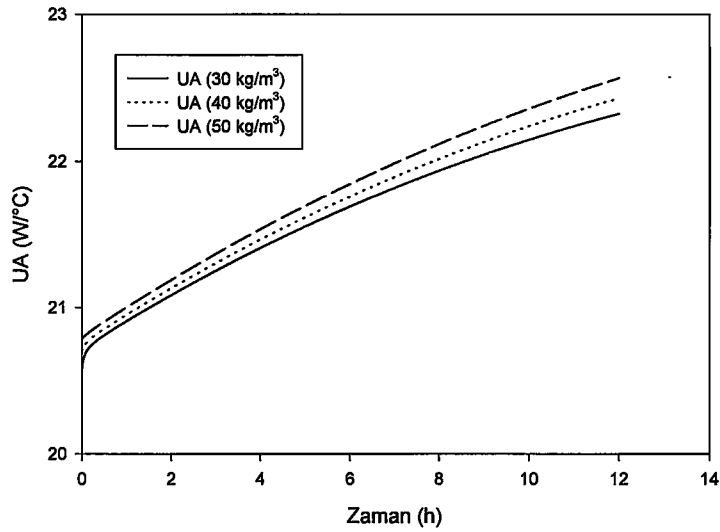
Şekil C.1 Farklı zaman adımları için UA değerinin değişimi



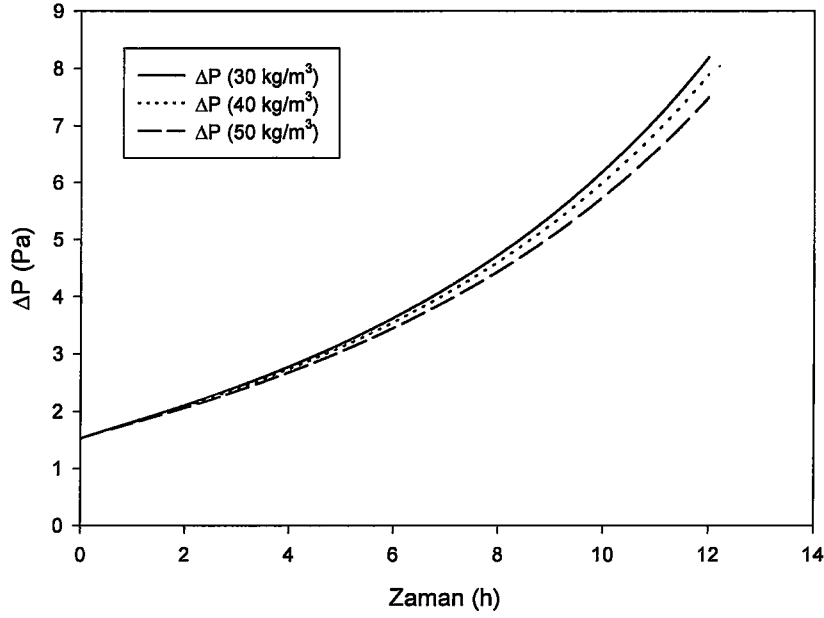
Şekil C.2 Farklı zaman aralıkları için ΔP değerinin değişimi

Ancak 30 saniye zaman aralığı için programın çalışması çok uzun bir süre almaktadır. Ortalama değerler veren 60 saniye, programda zaman aralığı olarak kullanılmıştır.

Analizi yapılan ikinci değişken, kar yoğunluğudur. Alternatif değerler olarak 30, 40 ve 50 kg/m^3 değerleri düşünülmüştür. 30 kg/m^3 'ün altındaki yoğunluk değerlerinde elde edilen ısı iletkenlik değerleri gerçekçi değildir. Bu yüzden analizde 30 ve daha üstündeki değerler kullanılmıştır.



Şekil C.3 Farklı kar yoğunlukları için UA değerinin değişimi

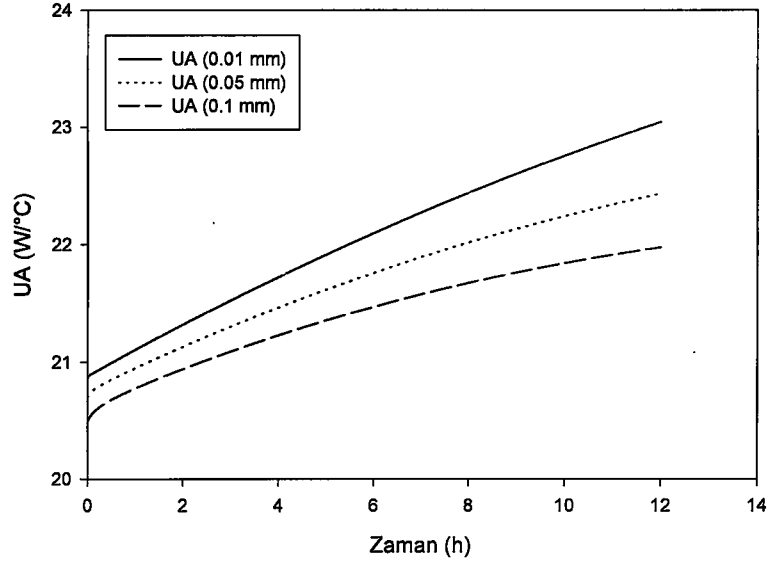


Şekil C.4 Farklı kar yoğunlukları için ΔP değerinin değişimi

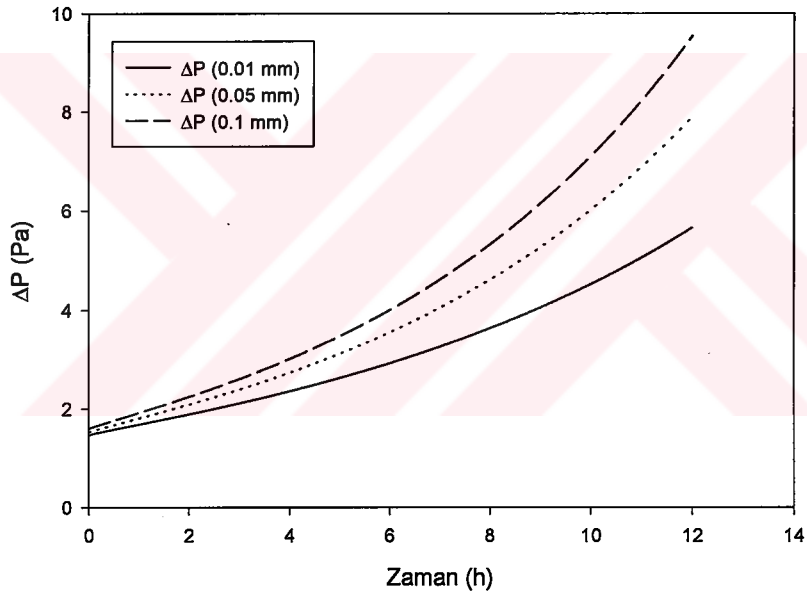
Şekil C.3 ve C.4'de görüldüğü gibi, üç farklı kar yoğunluğu değeri için elde edilen değerler arasındaki fark çok büyük değildir. Ancak hem bilgisayarın çalışma zamanı, hem de ortalama değerler vermesi bakımından kar yoğunluğu ilk değeri olarak 40 kg/m³ değerinin kullanılmasına karar verilmiştir.

Analizi yapılan üçüncü değişken ise kar kalınlığıdır. Alternatif değerler 0.01, 0.05 ve 0.1 mm'dir. Kar kalınlığının 0.01 mm'den düşük değerleri için, program yanlış sonuçlar verebilmektedir. Bu yüzden kar kalınlığının 0.01 mm'den büyük değerleri göz önünde tutulmuştur.

Şekil C.5 ve C.6'da görüldüğü gibi, üç farklı kar kalınlığı değerleri için elde edilen UA ve ΔP değerleri arasında önemli farklar bulunmaktadır. Bu durum göz önüne alınarak kar kalınlığı başlangıç değeri olarak 0.05 mm değeri kullanılmıştır.

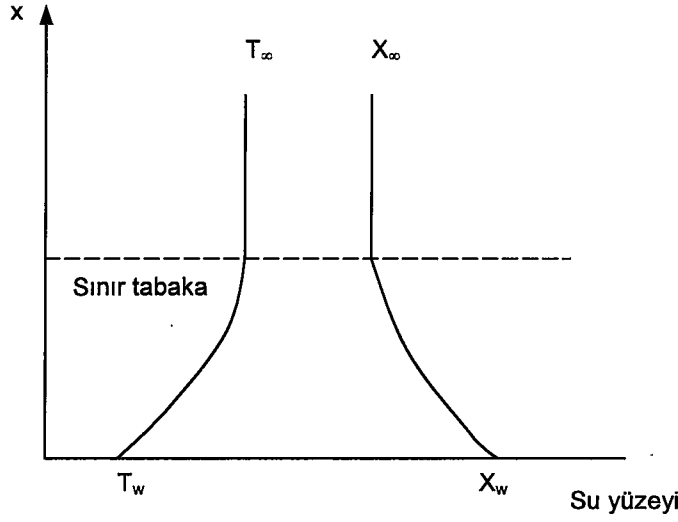


Şekil C.5 Farklı kar kalınlıkları için UA değerinin değişimi



Şekil C.6 Farklı kar kalınlıkları için ΔP değerinin değişimi

Ek D. Lewis Bağıntısının Çıkarılışı



Şekil D.1 Su yüzeyi üzerinde ısı ve derişiklik sınır tabakaları

Sınır tabaka içerisinde ısı transferi eşitliği yazılacak olursa, (D.1) ifadesi elde edilir.

$$h_a \cdot (T_\infty - T_w) = k \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0} \quad (D.1)$$

Bu denklem (D.2) ve (D.3) ifadeleri kullanılarak boyutsuzlaştırılırsa, (D.4) ifadesi elde edilir.

$$T' = \frac{T - T_w}{T_\infty - T_w} \quad (D.2)$$

$$x' = \frac{x}{L} \quad (D.3)$$

$$\frac{h_a \cdot L}{k} = \left(\frac{\partial T'}{\partial x'} \right)_{x'=0} \quad (D.4)$$

Benzer şekilde sınır tabaka içinde kütle transferi eşitliği yazılacak olursa (D.5) ifadesi elde edilir.

$$h_m \cdot (X_w - X_0) = -D \cdot \rho \cdot \left(\frac{\partial X}{\partial x} \right)_{x=0} \quad (D.5)$$

Bu ifade, (D.6) ve (D.7) ifadeleri yardımı ile boyutsuzlaştırılarak (D.8) ifadesi elde edilir.

$$X' = \frac{X_w - X}{X_w - X_0} \quad (D.6)$$

$$x' = \frac{x}{L} \quad (D.7)$$

$$\frac{h_m \cdot L}{\rho \cdot D} = \left(\frac{\partial X'}{\partial x'} \right)_{x'=0} \quad (D.8)$$

Sınır tabaka içerisinde ısıl gradyen ve derişiklik gradyeni birbirine eşit olursa, bu durumda (D.4) ve (D.8) ifadeleri birbirine eşit olacaktır.

$$\frac{h_m \cdot L}{\rho \cdot D} = \frac{h_a \cdot L}{k} \quad (D.9)$$

Bu durumda (D.10) ifadesi elde edilecektir.

$$h_m = \frac{h_a \cdot \rho \cdot D}{k} \quad (D.10)$$

Bu denklemin içine ısı iletim katsayısı k , ısı yayılım katsayısı α cinsinden yazılacak olursa,

$$k = \rho \cdot c_p \cdot \alpha \quad (D.11)$$

Bu durumda (D.10) ifadesi, (D.12) ifadesine dönüşür.

$$h_m = \frac{h_a \cdot D}{\alpha \cdot c_p} \quad (D.12)$$

Bu ifadeye, Lewis sayısı, $Le = \frac{\alpha}{D}$, ifadesi yerleştirilecek olursa, (3.29) ifadesine ulaşılmış olacaktır.

$$h_m = \frac{h_a}{Le \cdot c_p} \quad (D.13)$$

ÖZGEÇMİŞ

Deniz Şeker, 1976 yılında İstanbul'da doğdu. İlk öğrenimini Kadıköy Muratpaşa İlkokulu'nda 1986 yılında tamamladı. Orta öğrenimini 1989 yılında Kadıköy Kemal Atatürk Ortaokulu'nda tamamladıktan sonra, 1992 yılında lise öğrenimini Kabataş Erkek Lisesi'nde tamamladı. Aynı yıl İ.T.Ü. Makina Mühendisliği'ne girdi ve bölümünü 1997'de bitirdi. Makina Ana Bilim Dalı, Enerji Programı'ndaki yüksek lisans öğrenimine 1997 yılında başladı.

