

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**PANEL RADYATÖRLERDE PANJURLARIN ISIL VERİME  
ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Makine Yük. Müh. Yıldray YEDİKARDEŞ

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında  
Hazırlanan**

**DOKTORA TEZİ**

**Tez Savunma Tarihi** : 19 Şubat 2009  
**Tez Danışmanı** : Prof. Dr. İsmail TEKE (YTÜ)  
**Jüri Üyeleri** : Prof. Dr. Nurdil ESKİN (İTÜ)  
: Prof. Dr. Galip TEMİR (YTÜ)  
: Prof. Dr. Ahmet Rasim BÜYÜKTÜR (İTÜ)  
: Yrd. Doç. Dr. Sabiha YILDIZ (YTÜ)

**İSTANBUL, 2009**

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	v
KISALTIMA LİSTESİ .....	x
ŞEKİL LİSTESİ .....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ .....	xv
ÖNSÖZ.....	xvii
ÖZET .....	xviii
ABSTRACT .....	xix
1. GİRİŞ.....	1
2. TEMEL KAVRAMLAR ve TEORİK İNCELEME .....	4
2.1 Isıtılmış Düşey Bir Levhada Doğal Isı Taşınımının İncelenmesi.....	4
3. PANEL RADYATÖRLERDE PANJURLARIN ISIL VERİME ETKİSİNİN İNCELENMESİ ile İLGİLİ DAHA ÖNCE YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	9
3.1 Konvektör Bataryaları ile İlgili Yapılmış Çalışmalar.....	9
3.2 Panjurlu Kanatlar ile İlgili Yapılmış Çalışmalar .....	11
3.2.1 Panjurlu Kanat Çalışmalarından Örnekler.....	13
3.3 Düşey Levhalarda Doğal Taşınım ile İlgili Yapılan Çalışmalar .....	30
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	33
4.1 Deney Seti.....	33
4.2 Deney Numunesi .....	37
4.3 Cihazlar ve Ölçü Aletleri .....	40
4.4 Verilerin Bilgisayara Aktarılması.....	41
4.5 Deney Tesisatı Fotoğrafları .....	42
4.6 Deneysel Ölçümlerin Yapılması.....	46
5. DENEYSEL BULGULAR ve DEĞERLENDİRMELER .....	47
5.1 Radyatör Ön Yüzeyine Açılmış Panjur Numuneleri İçin Deney Bulguları .....	48
5.1.1 1,25 mm Panjur Aralıklı Tekli Radyatör Numunesinin Geometrik Ölçüleri ve Deney Sınır Şartları .....	48
5.2 Radyatör Arka Yüzeyine Açılmış Panjur Numuneleri İçin Deney Bulguları .....	51
5.2.1 1,25 mm Panjur Aralıklı Tekli Radyatör Numunesinin Geometrik Ölçüleri ve Deney Sınır Şartları .....	51
5.2.2 2,70 mm Panjur Aralıklı Tekli Radyatör Numunesinin Geometrik Ölçüleri ve Deney Sınır Şartları .....	52

5.2.3	1,25 mm Panjur Aralıklı Tekli ve Bacalı Radyatör Numunesinin Geometrik Ölçüleri ve Deneysel Sınır Şartları .....	53
5.2.4	1,25 mm Panjur Aralıklı Üç Sıralı Radyatör Numunesinin Geometrik Ölçüleri ve Deneysel Sınır Şartları .....	54
5.3	Panjursuz Radyatör Numunesinin Geometrik Ölçüleri ve Deneysel Sınır Şartları ..	55
5.4	Radyatör Numunelerine Ait Deneysel Bulgular ve Karşılaştırılması.....	56
6.	SAYISAL ANALİZ ile İLGİLİ YAPILAN ÇALIŞMALAR .....	72
6.1	Giriş .....	72
6.2	Radyatör Numunelerinin CAD Modellemesi .....	72
6.2.1	Gambit Programında Test Modellerinin Çizilmesi .....	72
6.3	Radyatör Modellerindeki Isı Transferinin Sayısal Analizi.....	81
6.3.1	CFdesign Teorisi.....	81
6.3.1.1	Akışkanların Akışı ve Isı transferi Denklemleri.....	81
6.3.1.2	Kullanılan Metodlar.....	83
6.3.1.3	Sonlu Elemanlar ve Sonlu Hacim Arasındaki Farklılıklar .....	83
6.3.1.4	Çözücü Dizisi .....	84
6.3.1.5	Yakınsama, Artıklar ve Artık Norm .....	85
6.3.2	Sayısal Analizin Yapılışı .....	87
6.3.2.1	Sınır Şartlarının Tanımlanması.....	87
6.3.2.2	Ağların Tanımlanması .....	93
6.3.2.3	Malzemelerin Tanımlanması .....	95
6.3.3	Radyatör Modellerinin Sayısal Analizleri .....	98
6.3.3.1	Panjursuz Radyatör Modelinin Sayısal Analizi.....	98
6.3.3.1.1	Panjursuz Radyatör Modeline Ait Su Bölgesinin Sayısal Analizi .....	98
6.3.3.1.2	Panjursuz Radyatör Modeline Ait Hava ve Radyatör Bölgelerinin Sayısal Analizi .....	98
6.3.3.1.3	Panjursuz Radyatör Modelinin Sayısal Analizinden Elde Edilen Bulgular .....	100
6.3.3.2	Panjurların Arka Yüzeyde Olduğu 1,25 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modelinin Sayısal Analizi.....	101
6.3.3.2.1	1,25 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modelinin Sayısal Analizinden Elde Edilen Bulgular .....	101
6.3.3.3	2,70 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modelinin Sayısal Analizi.....	102
6.3.3.3.1	2,70 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modelinin Sayısal Analizinden Elde Edilen Bulgular .....	102
6.3.3.4	3,20 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modelinin Sayısal Analizi.....	102
6.3.3.4.1	3,20 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modelinin Sayısal Analizinden Elde Edilen Bulgular .....	102
6.4	Sayısal Analiz Bulgular ve Karşılaştırılması.....	112
6.4.1	Sayısal Analiz Bulguları .....	112
6.4.2	Radyatör Modelleri Isıl Güçlerinin Sayısal Olarak Karşılaştırılması.....	114
6.4.3	Sayısal Analiz ve Deneysel Bulguların Karşılaştırılması.....	118

7.	DENEYSEL HATALAR ve HATA ANALİZ YÖNTEMLERİ.....	120
7.1	Belirsizlik Analizi Yöntemi.....	120
7.2	DeneySEL Belirsizliklerin Tespiti .....	121
8.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER .....	123
8.1	Sonuçlar .....	123
8.2	Öneriler .....	124
	KAYNAKLAR.....	125
	EKLER .....	127
	EK 1 Panjursuz Radyatör Modeline Ait Sayısal Analiz Bulguları.....	128
	EK 2 1,25 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modeline Ait Sayısal Analiz Bulguları .....	138
	EK 3 2,70 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modeline Ait Sayısal Analiz Bulguları .....	147
	ÖZGEÇMİŞ.....	156

## SİMGE LİSTESİ

$A_1$  : Radyatör diliminin yüzey alanı,  $m^2$

$a, b, x, y$  : Korelasyon ifadesi

$b^*$  : Kanat kalınlığı (boyutlu)

$b$  : Boyutsuz kanat kalınlığı ( $b^* / L_p^*$ )

$c_{su}$  : Suyun özgül ısısı,  $kJ / kgK$

$D$  : İdeal mesafe

$d_s$  : Radyatör numunesi et kalınlığı, mm

$d_t$  : Radyatör su boru iç çapı, mm

$E$  : Yayma gücü,  $W / m^2$

$F_p$  : Kanat aralığı (boyutsuz)

$F_p^*$  : Kanat aralığı (boyutlu)

$F_d^*$  : Akış derinliği (boyutlu)

$G_s$  : Panjur hatvesi, mm

$Gr$  : Grashof sayısı

$g$  : Yer çekimi ivmesi,  $m / s^2$

$H$  : Baca yüksekliği, radyatör yüksekliği,  $m$

$H_s$  : Panjur yüksekliği, mm

$h$  : Taşınım katsayısı,  $W / m^2.K$

$K_M$  : Model sabiti

$k$  : Isı iletim katsayısı,  $W / m.K$

$L$  : Karakteristik uzunluk,  $m$

- $L_r$  : Radyatör numunesi yüksekliği, mm
- $L_p$  : Panjur aralığı (boyutsuz)
- $L_p^*$  : Panjur aralığı (boyutlu)
- $\dot{m}$  : Su debisi,  $kg/h$
- $N$  : Gerçek enine mesafe
- $Nu$  : Nusselt sayısı
- $n$  : Boyutsuz üs
- $p$  : Basınç,  $N/m^2$
- $Pr$  : Prandtl sayısı
- $\dot{Q}$  : Isıl Güç,  $W$
- $\dot{Q}_T$  : Transfer edilen toplam ısı güç,  $W$
- $\dot{Q}_t$  : Taşınım yoluyla transfer edilen toplam ısı güç,  $W$
- $\dot{Q}_I$  : Işınım yoluyla transfer edilen ısı güç,  $W$
- $q'$  : Isı akısı,  $W/m^2$
- $R$  : Üniversal gaz sabiti,
- $Ra$  : Rayleigh sayısı
- $Re_{w,c}$  : Kritik Reynolds sayısı
- $S$  : Panjur aralığı, mm
- $T$  : Sıcaklık,  $K$
- $T_p$  : Levha sıcaklığı,  $K$
- $T_{P,2H}$  : 2H yüksekliğindeki levhanın sıcaklığı,  $K$

- $T_{sugiriş}$  : Suyun radyatöre giriş sıcaklığı,  $^{\circ}C$
- $T_{sucikis}$  : Suyun radyatörden çıkış sıcaklığı,  $^{\circ}C$
- $T_{30mm}$  : 30 mm'deki radyatör yüzey sıcaklığı,  $^{\circ}C$
- $T_{255mm}$  : 255 mm'deki radyatör yüzey sıcaklığı,  $^{\circ}C$
- $T_{482mm}$  : 482 mm'deki radyatör yüzey sıcaklığı,  $^{\circ}C$
- $T_{hava}$  : Deneyin yapıldığı ortam sıcaklığı,  $^{\circ}C$
- $T_1$  : Radyatör yüzeyindeki ortalama sıcaklık,  $^{\circ}C$
- $T_2$  : Deney ortamına ait duvar sıcaklığı,  $^{\circ}C$
- $t$  : Kanat kalınlığı,  $mm$
- $U$  : Akışkan giriş hızı
- $u, v, w$  : Akışkanın ortalama hız bileşenleri
- $V$  : Hız,  $m/s$
- $W_r$  : Radyatör numunesi genişliği,  $mm$
- $x, y, z$  : Kartezyen koordinatlar,  $m$

## YUNAN HARFLERİ

$\alpha$  : Isı yayılma katsayısı,  $m^2 / s$

$\alpha_{mean}$  : Ortalama akış açısı

$\beta$  : Hacimsel ısı genleşme katsayısı,  $K^{-1}$

$\varepsilon$  : Yayma oranı

$\eta$  : Akış verimi

$\eta_{exp}$  : Deneysel akış verimi

$\theta$  : Panjur açısı

$\rho$  : Kütle yoğunluğu,  $kg / m^3$

$\sigma$  : Stefan Boltzman sabiti,  $W / m^2 K^4$

$\Delta T$  : Ortalama Sıcaklık Farkı,  $K$

$\Delta T_{su}$  : Suyun radyatöre giriş-çıkış sıcaklık farkı,  $K$

$\nu$  : Kinematik viskozite

## ALT İNDİSLER

$L$  : Karakteristik uzunluğa dayalı

$s$  : Yüzey ile ilgili

$\infty$  : Çevre, akışkan ile ilgili

$x$  : Yüzey üzerinde yerel konum

## ÜST SİMGELER

Üst çizgi : zamana göre ortalama, yüzey ortalaması

## **KISALTMA LİSTESİ**

CFD : Computational Fluid Dynamics

CAD : Computer Aided Design

HAD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

PC : Personel Computer

USB : Universal Serial Bus

Ort. : Ortalama

P.A.Y : Panjurlar Arka Yüzeyde

P.Ö.Y : Panjurlar Ön Yüzeyde

(+) : Daha Fazla

(-) : Daha Az

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Isıtılan düşey bir levha üzerinde sınır tabakanın gelişimi, (Dewitt, 1996).....	4
Şekil 2.2 Sabit sıcaklıktaki dikey bir yüzey üzerinde laminer doğal taşınım sınır tabaka koşulları a) hız profilleri b) sıcaklık profilleri, (Dewitt, 1996).....	8
Şekil 3.1 Deney tesisatı ve ısıtıcı panellerin yerleşimi, (Beck vd., 2003).....	10
Şekil 3.2 Değişik konfigürasyonlar için giriş sıcaklığı ve ısı güç, (Beck vd., 2003).....	11
Şekil 3.3 Panjurlu kanat geometrisine ait parametreler, (Springer ve Thole, 1998).....	14
Şekil 3.4 (a) CFD modellemesinde akış alanı arasındaki farklar, (Springer ve Thole, 1998)..	14
Şekil 3.4 (b) CFD modellemesinde 5'li panjur dizisi için akış alanı, (Springer ve Thole, 1998).....	15
Şekil 3.4 (c) CFD modellemesinde 19'lu panjur dizisi için akış alanı, (Springer ve Thole, 1998).....	15
Şekil 3.5 (a) Kritik Reynolds sayısının panjur açısı ile değişimi (b) akış veriminin kanat aralık oranı ile değişimi (c) akış verimliliğinin Reynolds sayısına göre değişimi, (Zhang ve Tafti, 2002).....	17
Şekil 3.6 Panjurlu kanatlara ait geometrik parametreler, (Zhang ve Tafti, 2002).....	18
Şekil 3.7 (a) ve (b) Reynolds sayısının 400 olması durumu için sayısal analiz ve deneyin karşılaştırılması (c) akış verimliliğinin karşılaştırılması (d) Nusselt sayısının karşılaştırılması, (Zhang ve Tafti, 2002).....	19
Şekil 3.8 (a) Değişik kanat aralık oranları ve panjur açıları için akış veriminin Reynolds sayısı ile değişimi (b) iki farklı kanat aralık oranı için kritik Reynolds sayısının panjur açısı ile değişimi, (Zhang ve Tafti, 2002).....	20
Şekil 3.9 (a) Değişik panjur kalınlığı ve açılarında akış verimliliğinin Reynolds sayısı ile değişimi, (Zhang ve Tafti, 2002).....	21
Şekil 3.9 (b) İki adet Reynolds sayısı için (500-1000) akış açıları, (Zhang ve Tafti, 2002)....	21
Şekil 3.10 Panjur kanatlı ısı değiştiricisi (a) genel görünüş ve (b) A-A kesiti, (Lyman vd., 2002).....	23
Şekil 3.11 (a) Deney tesisatının genel görünüşü (b) A-A kesiti, (Lyman vd., 2002).....	24
Şekil 3.12 Isıtılmış panjurun şematik resmi, (Lyman vd., 2002).....	24
Şekil 3.13 Değişik panjur sıralamaları $\theta = 20^\circ$ için (a) $F_p/L_p=0.54$ , (b) $F_p/L_p=0.91$ , (c) $F_p/L_p=1.52$ , $\theta = 27^\circ$ için (d) $F_p/L_p=0.76$ , (e) $F_p/L_p=0.91$ , (f) $F_p/L_p=1.52$ ve $\theta = 39^\circ$ için (g) $F_p/L_p=0.91$ , (h) $F_p/L_p=1.22$ , (i) $F_p/L_p=1.52$ , (Lyman vd., 2002).....	25
Şekil 3.14 Deney sisteminin şematik gösterimi, (Nuntaphan vd., 2007).....	27
Şekil 3.15 (a) Isıl güç (b) ısı değiştiricisine ait çeşitli eğim açılarında hava tarafı taşınım katsayıları, (Nuntaphan vd., 2007).....	28
Şekil 3.16 Panjurlu kanat ve ısı değiştiricisine ait akış örnekleri, (Nuntaphan vd., 2007).....	29
Şekil 3.17 Değişik baca yükseklikleri için baca içindeki havanın ölçülen sıcaklıkları a) 3H b) 5H c) 7H ve d) 9H yüksekliğindeki bacayı terk eden havanın kütleli ortalama sıcaklık dağılımının simülasyonu, (Kazansky vd., 2002).....	31
Şekil 3.18 Değişik baca yükseklikleri için anlık sıcaklık dağılımının simülasyonu a) 2H b) 5H c) 9H, (Kazansky vd., 2002).....	32
Şekil 3.19 Isıtılmış levhanın ölçülmüş ve nümerik olarak hesaplanmış değerlerinin baca yüksekliği $H$ 'ın fonksiyonu olarak gösterilmesi, (Kazansky vd., 2002).....	32
Şekil 4.1 (a) Deney sisteminin genel fotoğrafı.....	34
Şekil 4.1 (b) Deney sistemi ısıtıcı ve termostatlı su haznesi fotoğrafı.....	35
Şekil 4.2 Deney sisteminin şematik resmi.....	36
Şekil 4.3 (a) Deney numunesinin geometrik ölçüleri.....	37
Şekil 4.3 (b) Deney numunesine ait su kanalı ve panjur ölçüleri.....	38
Şekil 4.3 (c) Deney numunesine ait panjur detay ölçüleri.....	38

Şekil 4.4 Veri toplama sisteminin şematik diyagramı.....	41
Şekil 4.5 Suyun deney numunelerine geçişini sağlayan küresel vanalar .....	42
Şekil 4.6 Su haznesinden numunelere gelen izolasyonlu hortumlar .....	42
Şekil 4.7 Su haznesi çıkış bağlantıları .....	43
Şekil 4.8 Deney numunelerinin yan görünümü .....	43
Şekil 4.9 Deney sisteminin alttan görünümü.....	44
Şekil 4.10 Isıtıcı direnç kontrol paneli ve potansiyometre .....	44
Şekil 4.11 Deney sisteminde kullanılan termokupllar ve dataloggerlar.....	45
Şekil 4.12 Deney sisteminde kullanılan hassas terazi .....	45
Şekil 5.1 Panjur aralığı 1,25 mm olan deney numunesinin geometrik ölçüleri (alttan görünüş) .....	48
Şekil 5.2 Panjur aralığı 1,25 mm olan deney numunesinin duvardan uzaklığı .....	49
Şekil 5.3 Deney numunelerinde ölçüm yapılan noktalar.....	50
Şekil 5.4 Panjur aralığı 1,25 mm olan deney numunesinin geometrik ölçüleri.....	51
Şekil 5.5 Panjur aralığı 1,25 mm olan deney numunesinin duvardan uzaklığı .....	51
Şekil 5.6 Panjur aralığı 2,70 mm olan deney numunesinin geometrik ölçüleri.....	52
Şekil 5.7 Panjur aralığı 1,25 mm olan bacalı deney numunesinin geometrik ölçüleri.....	53
Şekil 5.8 Panjur aralığı 1,25 mm olan üç sıralı deney numunesinin geometrik ölçüleri.....	54
Şekil 5.9 Panjur aralığı 1,25 mm olan üç sıralı deney numunesinin duvardan uzaklığı .....	54
Şekil 5.10 Panjursuz deney numunesinin geometrik ölçüleri.....	55
Şekil 5.11 Panjur aralığı 1,25 mm için $\dot{Q}-\Delta T$ değişimi.....	64
Şekil 5.12 Panjur aralığı 1,25 mm için $\dot{Q}-\Delta T$ değişimi.....	65
Şekil 5.13 Panjur aralığı 2,70 mm için $\dot{Q}-\Delta T$ değişimi.....	65
Şekil 5.14 Panjur aralığı 1,25 mm bacalı için $\dot{Q}-\Delta T$ değişimi .....	66
Şekil 5.15 Panjur aralığı 1,25 mm üç Sıralı 1. dilim için $\dot{Q}-\Delta T$ değişimi .....	66
Şekil 5.16 Panjur aralığı 1,25 mm üç sıralı 2. dilim için $\dot{Q}-\Delta T$ değişimi.....	67
Şekil 5.17 Panjur aralığı 1,25 mm üç sıralı 3. dilim için $\dot{Q}-\Delta T$ değişimi.....	67
Şekil 5.18 Panjursuz numune için $\dot{Q}-\Delta T$ değişimi .....	68
Şekil 6.1 Suyun içinden geçtiği borunun çizilmesi .....	73
Şekil 6.2 Radyatör kanatlarının çizilmesi.....	74
Şekil 6.3 Kanatlarının ötelenmesi.....	75
Şekil 6.4 Kanatlar üzerinde panjurların açılması.....	76
Şekil 6.5 Panjurlar üzerinde hava geçiş boşluklarının oluşturulması .....	77
Şekil 6.6 Kanat üzerinde panjurların oluşturulması .....	78
Şekil 6.7 Test modelinin simetri ekseninden bölünmesi .....	79
Şekil 6.8 Hava hacimlerinin çizilmesi .....	80
Şekil 6.9 Hava hacmine ait üst yüzey sınır şartlarının tanımlanması .....	87
Şekil 6.10 Hava hacmine ait alt yüzey sınır şartlarının tanımlanması.....	88
Şekil 6.11 Su hacmine ait üst yüzey sınır şartlarının tanımlanması .....	89
Şekil 6.12 Su hacmine ait alt yüzey sınır şartının tanımlanması .....	90
Şekil 6.13 İç simetri yüzeylerinin tanımlanması .....	91
Şekil 6.14 Dış simetri yüzeylerinin tanımlanması.....	92
Şekil 6.15 Hava hacmi-radyatör modeli ve su hacimlerine ait ağ sıklığı .....	93
Şekil 6.16 Hava hacmi-radyatör modeli ve su hacimlerine ait ağ yapısı .....	94
Şekil 6.17 Hava hacimlerinin air_buoyancy olarak tanımlanması .....	95

Şekil 6.18 Radyatör hacminin aluminium_constant olarak tanımlanması .....	96
Şekil 6.19 Su hacminin H2O_constant olarak tanımlanması .....	97
Şekil 6.20 Panjursuz modele ait su bölgesinin analiz iterasyon grafiği .....	99
Şekil 6.21 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait hava hız dağılımı .....	103
Şekil 6.22 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki hava hız kontuarları	104
Şekil 6.23 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki hava hız vektörleri ..	104
Şekil 6.24 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki hava hız kontuarları .....	105
Şekil 6.25 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki hava hız vektörleri	105
Şekil 6.26 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki hava hız kontuarları .....	106
Şekil 6.27 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki hava hız vektörleri	106
Şekil 6.28 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait radyatör bölgesinin etrafındaki sıcaklık dağılımı .....	107
Şekil 6.29 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği .....	108
Şekil 6.30 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği .....	109
Şekil 6.31 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği .....	110
Şekil 6.32 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait radyatör yüzeyi sıcaklık dağılımı ve grafiği .....	111
Şekil 6.33 Panjur aralığı 1,25 mm için $\dot{Q}$ - $\Delta T$ değişimi .....	114
Şekil 6.34 Panjur aralığı 1,25 mm için $\dot{Q}$ - $\Delta T$ değişimi .....	115
Şekil 6.35 Panjur aralığı 2,70 mm için $\dot{Q}$ - $\Delta T$ değişimi .....	115
Şekil 6.36 Panjur aralığı 3,20 mm için $\dot{Q}$ - $\Delta T$ değişimi .....	116
Şekil Ek 1.1 Panjursuz radyatör modeline ait suyun giriş ve çıkış kesitleri.....	128
Şekil Ek 1.2 Panjursuz radyatör modeline ait çıkış suyu içindeki ortalama sıcaklık .....	128
Şekil Ek 1.3 Panjursuz radyatör modeline ait hava hız dağılımı .....	129
Şekil Ek 1.4 Panjursuz radyatör modeline ait 30 mm'deki hava hız kontuarları .....	130
Şekil Ek 1.5 Panjursuz radyatör modeline ait 30 mm'deki hava hız vektörleri .....	130
Şekil Ek 1.6 Panjursuz radyatör modeline ait 255 mm'deki hava hız kontuarları .....	131
Şekil Ek 1.7 Panjursuz radyatör modeline ait 255 mm'deki hava hız vektörleri .....	131
Şekil Ek 1.8 Panjursuz radyatör modeline ait 482 mm'deki hava hız kontuarları .....	132
Şekil Ek 1.9 Panjursuz radyatör modeline ait 482 mm'deki hava hız vektörleri .....	132
Şekil Ek 1.10 Panjursuz radyatör modeline ait radyatör bölgesi etrafındaki havanın sıcaklık dağılımı .....	133
Şekil Ek 1.11 Panjursuz radyatör modeline ait 30 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği..	134
Şekil Ek 1.12 Panjursuz radyatör modeline ait 255 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği	135
Şekil Ek 1.13 Panjursuz radyatör modeline ait 482 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği	136
Şekil Ek 1.14 Panjursuz radyatör modeline ait radyatör yüzeyi sıcaklık dağılımı ve grafiği	137
Şekil Ek 2.1 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait hava hız dağılımı.....	138
Şekil Ek 2.2 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki hava hız kontuarları .....	139
Şekil Ek 2.3 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki hava hız vektörleri .....	139
Şekil Ek 2.4 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki hava hız kontuarları .....	140

Şekil Ek 2.5 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki hava hız vektörleri .....	140
Şekil Ek 2.6 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki hava hız kontuarları .....	141
Şekil Ek 2.7 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki hava hız vektörleri .....	141
Şekil Ek 2.8 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait radyatör bölgesi etrafındaki havanın sıcaklık dağılımı .....	142
Şekil Ek 2.9 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği .....	143
Şekil Ek 2.10 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği .....	144
Şekil Ek 2.11 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği .....	145
Şekil Ek 2.12 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait radyatör yüzeyi sıcaklık dağılımı ve grafiği .....	146
Şekil Ek 3.1 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait hava hız dağılımı .....	147
Şekil Ek 3.2 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki hava hız kontuarları .....	148
Şekil Ek 3.3 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki hava hız vektörleri .....	148
Şekil Ek 3.4 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki hava hız kontuarları .....	149
Şekil Ek 3.5 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki hava hız vektörleri .....	149
Şekil Ek 3.6 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki hava hız kontuarları .....	150
Şekil Ek 3.7 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki hava hız vektörleri .....	150
Şekil Ek 3.8 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait radyatör bölgesi etrafındaki havanın sıcaklık dağılımı .....	151
Şekil Ek 3.9 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği .....	152
Şekil Ek 3.10 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği .....	153
Şekil Ek 3.11 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği .....	154
Şekil Ek 3.12 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait radyatör yüzeyi sıcaklık dağılımı ve grafiği .....	155

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 Deneyde kullanılan kanat-panjur ölçüleri, (Springer ve Thole, 1998).....	14
Çizelge 3.2 Geometrik parametere değerleri, (Zhang ve Tafti, 2002) .....	18
Çizelge 4.1 Deney numunelerinin konstrüksiyon parametreleri .....	39
Çizelge 4.2 Deney tesisatında kullanılan cihaz modelleri ve özellikleri.....	40
Çizelge 5.1 Panjurların ön yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı radyatör numunesi için deney bulguları.....	49
Çizelge 5.2 Panjurların arka yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı radyatör numunesi için deney bulguları.....	52
Çizelge 5.3 Panjurların arka yüzeyde olduğu 2,70 mm panjur aralıklı radyatör numunesi için deney bulguları.....	52
Çizelge 5.4 Panjurların arka yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı ve bacalı radyatör numunesi için deney bulguları .....	53
Çizelge 5.5 Panjurların arka yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı ve üçlü radyatör numunesi için deney bulguları .....	55
Çizelge 5.6 Panjursuz radyatör numunesi için deney bulguları .....	55
Çizelge 5.7 Panjurların arka yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı radyatör numunesi için ısı güç tablosu .....	59
Çizelge 5.8 Panjurların arka yüzeyde olduğu 2,70 mm panjur aralıklı radyatör numunesi için ısı güç tablosu .....	59
Çizelge 5.9 Panjurların arka yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı ve bacalı radyatör numunesi için ısı güç tablosu.....	60
Çizelge 5.10 Panjurların arka yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı ve üç sıralı radyatör numunesi için ısı güç tablosu (1. Dilim).....	60
Çizelge 5.11 Panjurların arka yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı ve üç sıralı radyatör numunesi için ısı güç tablosu (2. Dilim).....	61
Çizelge 5.12 Panjurların arka yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı ve üç sıralı radyatör numunesi için ısı güç tablosu (3. Dilim).....	61
Çizelge 5.13 Panjursuz radyatör numunesi için ısı güç tablosu .....	62
Çizelge 5.14 Deneylerden elde edilen bulgular.....	63
Çizelge 5.15 Deneylerden elde edilen $Q-S$ değişimi tablosu .....	69
Çizelge 5.16 Korelasyondan elde edilen $Q-S$ değişimi tablosu .....	69
Çizelge 5.17 Deney ve korelasyondan elde edilen ısı güçlerin karşılaştırılması.....	69
Çizelge 5.18 $\Delta T=30K$ , $50K$ ve $60K$ Ortalama sıcaklık farkları için deneylerden elde edilen bulgular .....	70
Çizelge 5.19 $\Delta T=30K$ , $50K$ ve $60K$ Ortalama sıcaklık farkları için 1,25 mm P.A.Y ile diğer numunelerin deneylerden elde edilen bulgularının karşılaştırılması .....	70
Çizelge 5.20 $\Delta T=30K$ , $50K$ ve $60K$ Ortalama sıcaklık farkları için Panjursuz radyatör numunesi ile diğer numunelerin deneylerden elde edilen bulgularının karşılaştırılması .....	71
Çizelge 5.21 $\Delta T=30K$ , $50K$ ve $60K$ Ortalama sıcaklık farkları için 1,25 mm P.Ö.Y ile diğer numunelerin deneylerden elde edilen bulgularının karşılaştırılması .....	71
Çizelge 6.1 Metotlar arasındaki farklılıklar, (CFdesign Technical Reference, 2007).....	84
Çizelge 6.2 Çözücü işlem dizisi, (CFdesign Technical Reference, 2007) .....	85
Çizelge 6.3 Panjursuz radyatör modeline ait sayısal analiz bulguları .....	101
Çizelge 6.4 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait sayısal analiz bulguları.....	101
Çizelge 6.5 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait sayısal analiz bulguları.....	102
Çizelge 6.6 3,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait sayısal analiz bulguları.....	102
Çizelge 6.7 Sayısal analizlerden elde edilen bulgular .....	113

Çizelge 6.8 $\Delta T=30K$ , 50K ve 60K için sayısal analizlerden elde edilen bulgular .....	116
Çizelge 6.9 $\Delta T=30K$ , 50K ve 60K için panjurların arka yüzeyde olduğu modellerin sayısal analizlerinden elde edilen bulguların karşılaştırılması .....	117
Çizelge 6.10 Deney ve sayısal analiz bulguları .....	119
Çizelge 7.1 Ölçüm cihazlarının kalibrasyonu sonucunda elde edilen belirsizlikler ve deneylerde ölçülen bağımsız değişkenlerin ısı geçişinin incelendiği örnek bir deneydeki değerleri .....	122
Çizelge 7.2 Isı geçişinin incelendiği deneyde hesaplanan parametrelerin nominal değerleri ve belirsizlikleri .....	122

## ÖNSÖZ

Bu tezde radyatörlerin ısı verimlerinin iyileştirilmesi, radyatör dilimi başına optimum verimin elde edilmesi için uygun geometrinin oluşturulması ve sonuç olarak ülkemizde ısınmaya harcanan giderlerin azaltılması amaçlanmıştır.

Tezin deneysel kısmında Dizayn Grup'un sunduğu maddi imkanlardan yararlanılmıştır. Nümerik analizlerde CFDesign programı kullanılmıştır.

Bu süreç içinde derin bilgi ve tecrübeleriyle çalışmalarımı yönlendiren değerli danışman hocam Prof.Dr. İsmail TEKE'ye, tezimle ilgili her türlü problemimde desteklerini esirgemeyen ve bana yardımcı olan Prof.Dr. Nurdil ESKİN'e ve Yrd.Doç.Dr. Sabiha YILDIZ'a teşekkürlerimi sunarım.

Bütün bu teşekkürlerin ötesinde; beni bu günlere yetiştiren aileme ve çalışmalarım süresince her türlü desteği gösteren eşime şükranlarımı sunarım.

Yıldıray YEDİKARDEŞ

## ÖZET

Bu tezde, radyatör dilimi yüzeyinde oluşturulan geometrinin radyatörlerin ısı verimleri üzerindeki etkisi deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Yapılan literatür araştırmasında bu konuda yapılmış birkaç çalışmanın dışında herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Tez çalışması sekiz bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde çalışmaya başlama nedenleri ve ulaşılmak istenen sonuçlar genel olarak açıklanarak konuya giriş yapılmıştır. İkinci bölümde tez konusu kapsamındaki temel kavramlara değinilmiştir. Üçüncü bölümde konu ile ilgili önceki araştırmacıların yayınları değerlendirilmiştir.

Dördüncü bölümde deney tesisatının kurulması, deneye başlamak için yapılan hazırlıklar ve deneyin nasıl yapıldığı anlatılmıştır. Beşinci bölümde, yapılan deneysel çalışmalar ve deneyden elde edilen veriler her bir deney numunesi için gösterilmiştir. Radyatör dilim yüzey geometrisinin ısı verim üzerindeki etkilerini tespit etmek için biri dış yönde diğeri de iç yönde panjur açılmış iki farklı yüzey geometrisine sahip numuneler deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Deneyler, ortalama  $\Delta T=30K$ ,  $50K$  ve  $60K$  sıcaklık aralığında çalışan su ısıtmalı bir düzenekte yapılmıştır. Arka yüzeyinde panjur açılmış  $1,25$  mm panjur aralıklı numunenin ön yüzeyinde panjur açılmış numuneye göre  $\Delta T=30K$  için %8.4,  $\Delta T=50K$  için %3.7 ve  $\Delta T=60K$  için %2.15 daha fazla ısı güce sahip olduğu görülmüştür. Numunelerden daha yüksek ısı verime sahip olan belirlendikten sonra aynı numunenin birli, üçlü, bacalı ve değişik panjur aralıkları için ısı verimlerinin deneysel olarak karşılaştırılması yapılmıştır.

Altıncı bölümde, deneysel olarak elde edilen verilerin nümerik ortamda yapılan çözümlenmelerle karşılaştırılması için deney numunesi GAMBİT 2.2.30 programında çizilerek modellenmiş ve Sonlu Elemanlar Metodunu kullanan Hesaplama Akışkanlar Dinamiği (HAD) paket programlarından CFdesign programı kullanılarak sayısal çözümler elde edilmiştir. Yedinci bölümde deneysel belirsizlik analizi sunulmuştur.

Sekizinci bölümde, yapılan çalışmayla ilgili sonuçlar ve öneriler sunulmuştur.

**Anahtar kelimeler:** Radyatör, düşey yüzeylerde doğal konveksiyon, panjur

## ABSTRACT

In the present work, the effect on thermal efficiencies of different geometries formed on radiator slab was investigated experimentally and numerically. Only a few studies have been reported in the literature on this topic.

The thesis consists of eight main sections. The purpose of the study and the results expected have been described in the first section.

The second section covers the basic concepts related to the topic.

An evaluation of previous studies carried out by other investigators is presented in the third section.

The experimental setup and the manner in which the experiments were performed are explained in the fourth section.

The fifth section covers the interpretation of the experimental work and gives the results for each sample in the table form.

To determine the geometrical effect of the surface of radiator slab on thermal efficiency, two different radiator slabs having two louvers one in the front and another one at the back side were tested and compared experimentally. The experiments were performed using a water-heated mechanism in temperature ranges of  $\Delta T=30\text{K}$ ,  $50\text{K}$ , and  $60\text{K}$ . The radiator slab having louvers on the back surface with a louver gap of 1,25 mm has %8.4 more thermal power at  $\Delta T=30\text{K}$ , %3.7 more at  $\Delta T=50\text{K}$ , and %2.15 more at  $\Delta T=60\text{K}$ , as compared to radiator slab with louvers on the front surface. Other experiments with unray, trinity radiator samples were performed following the determination of radiator model with higher thermal efficiency. Also the radiator with chimney and radiator with different louver gaps were investigated.

The experimental results obtained were compared with numerical data in the sixth section by modeling the radiator using a software programme called GAMBIT with 2.2.30 version and analysing by the CFdesign software program which uses the Finite Element Method utilized in Computational Fluid Dynamics (CFD). In the seventh section the experimental uncertainty analysis is presented.

The eighth section covers the results obtained and further related suggestions.

**Key words:** Radiator, natural convection on vertical slabs, louver.

## 1. GİRİŞ

Tarih boyunca ısınma, insanoğlunun temel ihtiyaçlarından biri olmuştur. Geçmiş dönemlerden günümüze uzanan süreçte bu ihtiyacın karşılanması için birçok değişik sistem ve enerji kaynakları kullanılmıştır.

Merkezi ısıtma sistemi ilk olarak M.Ö. 100 yılında Roma'da kurulmuş olup, bu sistemde sıcak buhar, terracotta'dan yapılmış içi boş borulardan yönlendirilerek duvarlar ve yerlerden, evleri ve hamamları ısıtmak için kullanılmıştır. 1831 yılında Jacob Perkins tarafından patenti alınan ilk yüksek basınçlı model, ısıtma sisteminin öncüsü olmuştur. Yapılan çalışmalar ve araştırmalar, gereksinimleri karşılamada en az enerji sarfiyatı ile daha konforlu ortamların oluşturulması yönünde olmuştur.

Radyatörler, uzun zamandan beri kullanılmakta olup ısıtma sisteminin vazgeçilmez birer parçasıdır. Radyatör, Franz SanGalli, Rusya'da yaşamış İtalyan doğumlu bir Alman, tarafından 1855 tarihinde icat edilmiştir.

Radyatörlerde ısı, çevreye ışıınım ve taşınım yoluyla yayılır. Radyatörlerde genel olarak ısı'nın %20-40 arasındaki bir kısmı ışıınımla yayılırken asıl büyük kısım taşınımla yayılmaktadır. ışıınımla olan ısı geçişine radyatörün malzemesinden çok boyanın cinsi ve radyatörün geometrisi etki etmektedir. Birinci etken boyanın cinsidir. Siyah ve mat boyalı radyatörlerde ışıınım fazladır. Ancak boyanın rengi fazla etkili değildir. Parlak metalik boyalarda ise ışıınım önemli ölçüde azalır. Alüminyum veya bronz gibi parlak metalik boyalar ışıınımı %50, toplam radyatör ısı gücünü ise %10 mertebesinde düşürürler (Isısan Çalışmaları, 1997).

Ortama transfer edilen ısı miktarı öncelikle radyatör içinde dolaşan suyun sıcaklığı, radyatörün boyutları ve tasarımı ile değişkenlik gösterir (Beck, 2003).

Dış yüzey alanı fazla olan radyatörlerde ışıınım oranı da yüksektir. Bu sebeple ince döküm radyatörlerde ve panel radyatörlerde ışıınım oranı yüksektir. Alüminyum radyatörlerde ise kanatlı radyatörler kullanıldığından, kanatlar doğrudan su ile temas etmez ve daha düşük sıcaklıktadır. Bu nedenle ışıınım oranları da düşüktür. Yüzey pürüzsüzlüğünün de ışıınıma etkisi vardır. Pürüzlü döküm yüzeyler düz yüzeylere göre biraz daha fazla ışıınımla ısı yayarlar.

Radyatörlerin farklı tipleri arasındaki karşılaştırmalar radyatörde aranan bazı özelliklere göre yapılmaktadır. Bu özellikler, radyatörün kapladığı hacim ve dış yüzey alanı, ağırlığı, su hacmi, radyatörün ömrü, estetiği, güvenliği, toz tutma ve temizlenebilirliği, basınca dayanıklılığı ve gerekli ısıtma yüzeyi miktarıdır. Radyatörlerin, kapladıkları hacim bakımından küçük olmaları, ancak bununla birlikte daha büyük radyatörler ile aynı ısı gücü vermeleri istenir. Isıl atalet ve montaj kolaylığı bakımından ağırlık unsuru önemlidir. Su hacmi fazla ve ağır olan radyatörler, geç ısınıp geç soğurlar. En ağır radyatörler döküm olanlarıdır. En fazla su hacmine sahip olan radyatörler ise dilimli çelik tipleridir. Dolayısıyla ile döküm ve çelik radyatörlerde ağırlık ve su hacminin getirdiği atalet dezavantajı en fazla olup daha sonra sırasıyla, panel ve alüminyum radyatörler gelir. Bununla birlikte su hacmi ve ağırlığın az olması sıcaklığın kontrol edilebilmesi bakımından kolaylık sağlamaktadır. Su hacminin büyük olması genleşme deposu büyüklüğünü de etkiler. Kapalı genleşme deposu hesaplarında sistemdeki su hacmi hesaba alınmaktadır. Sistemdeki en fazla su radyatörlerde bulunduğundan, su hacminin fazla olduğu sistemlerde genleşme deposu da büyük olacaktır. Radyatör ömrü kullanılan malzeme cinsine bağlıdır. Korezyona en dayanıklı radyatörler döküm radyatörlerdir. Bunlarda ömür 50 yıl civarlarındadır. Panel radyatörlerde ömür 15-20 yıl arasında olup, alüminyumlarda ise değişim göstermektedir. Radyatör ömrünü etkileyen bir başka önemli faktör de kireçlenmedir. Estetik bakımından, panel ve alüminyum radyatörler günümüzde yaygın bir şekilde tercih edilmektedirler. Güvenlik bakımından dilimli çelik radyatörler keskin köşelere sahip olduklarından çarpma halinde yaralanmaya sebebiyet verebilirler. Temizlik bakımından düz dilimli radyatörler en kullanışlılarıdır. Radyatörler normalde 4 bar basınca dayanacak şekilde imal edilirler. Özel imalatta bu değer 6 bar'a kadar çıkmaktadır. Alüminyum radyatörlerde basınca dayanım daha fazladır. Günümüzde 10 bar basınca dayanabilen radyatör grupları bulunmaktadır. Isıtma yüzeyi büyüklüğü bir radyatörün iyi bir ısı yayıcılığına sahip olması bakımından en önemli göstergedir. Bir radyatör aynı ısıyı, aynı şartlarda, ne kadar küçük yüzeyle verebiliyorsa ısı tasarımı o derece iyi olduğu anlamına gelmektedir (Isısan Çalışmaları, 1997).

Radyatörlerin ısı verimlerini etkileyen birçok unsur vardır. Bunlardan bazıları radyatörlerin konumlarına ve çalışma şartlarına bağlıdır (Beck, 2003).;

- Radyatörlerin güçleri, bunların yerden olan yüksekliklerinin belirli bir ölçüde azaltılması ve duvara olan mesafelerinin arttırılmasıyla yükseltilebilir
- Radyatör boyunca suyun akış oranının azaltılması radyatör gücünü azaltır.
- Panel radyatörlere kanatların ilavesi taşınım ısı transferini arttırır

Radyatörlerin farklı bağlantı şekilleri performansı etkileyebilir (Beck, 2003).;

- Radyatörün bağlandığı duvara konulan bir yalıtkan reflektör duvardan olan ısı kaybını %70 oranında azaltabilir.
- Radyatörlerde kullanılan metalik boya radyatörlerdeki ısıl gücünü %10'a kadar azaltabilir.
- Doğal taşınımında akış hızı hem sistemdeki akışkan özelliklerine hem de ısı transfer prosesine bağlıdır. Doğal taşınım, akışkanın içindeki yoğunluk farklarından kaynaklanan kaldırma kuvvetleri tarafından oluşturulmaktadır. Yoğunluk gradyenleri de akışkan içindeki sıcaklık değişimlerinden kaynaklanmaktadır (Free and Forced Convection Experiment, California Institute of Technology)

Bu tez; radyatör tasarımı ile ilgili olup, radyatörde patlatılmış panjurlar kullanmak suretiyle hava akışını yönlendirerek radyatör veriminin iyileştirilmesi amaçlanmıştır.

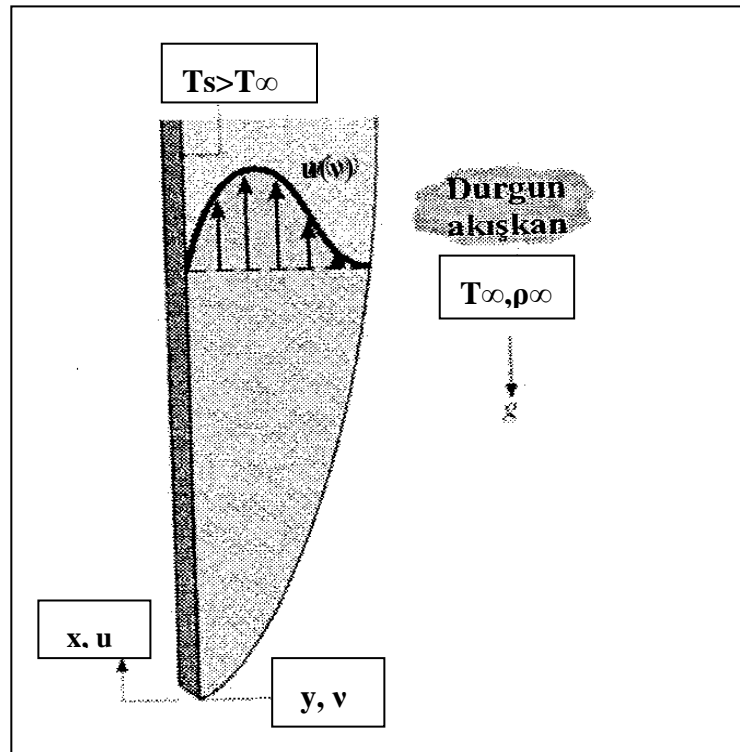
## 2. TEMEL KAVRAMLAR ve TEORİK İNCELEME

### 2.1 Isıtılmış Düşey Bir Levhada Doğal Isı Taşımının İncelenmesi

Doğal taşınımında akışkan hareketi, akışkan içindeki kaldırma kuvvetleri ile meydana gelir. Kaldırma kuvveti, akışkan içindeki yoğunluk gradyeni ile yerçekimi kuvvetinin birlikte olmalarının sonucu oluşur. Akışkan içindeki yoğunluk gradyeni, sıcaklık gradyanına bağlı oluşur. Akışkan yoğunluğu artan sıcaklıkla azalır.

Isıtılan düşey bir levha üzerinde doğal taşınım ile oluşan sınır tabaka gelişimi:

Levha, geniş ve durgun bir akışkan içinde yer almaktadır. Levhanın yüzey sıcaklığı  $T_s$ , akışkanının sıcaklığından daha yüksektir.  $T_s > T_\infty$ ; bunun sonucunda levhaya yakın olan akışkanın yoğunluğu uzakta olana göre daha azdır. Böylece kaldırma kuvvetleri bir doğal taşınım hidrodinamik sınır tabakası oluşturur ve akışkan yukarıya doğru yükselirken, onun yerine de durgun bölgedeki akışkan sınır tabaka içine girer. Doğal taşınım sınır tabakası  $T_s > T_\infty$  koşulunda gelişmektedir, bu sınır tabaka  $T_s < T_\infty$  durumunda da gelişir ancak bu durumda akışkan hareketi aşağıya doğru olur, (Dewitt, 1996).



Şekil 2.1 Isıtılan düşey bir levha üzerinde sınır tabakanın gelişimi, (Dewitt, 1996)

Doğal taşınım ısı sınırlı tabakası şekil 2.1'de ki gibi oluşur. Isıtılan levhadan yakınındaki akışkana olan ısı geçişi, akışkanda yoğunluk farkı oluşturur. Yoğunlu azalan akışkan, yukarı doğru hareket eder. Sınırlı tabaka dışında akışkan hareketsiz sayılır. Doğal taşınım hız profili zorlanmış taşınımdakinden daha değişiktir. Akışkan hızı levha üzerinde sıfır değerinden başlayıp levhaya dik yönde ilerledikçe artarak önce bir maksimuma ulaşır ardından azalarak sınırlı tabaka kenarında yine sıfır olur. Hız alanı, sınırlı tabaka bölgesi ve durgun akışkan bölgesi diye ikiye ayrılabilir. Isıl sınırlı tabaka kalınlığı, levhanın alt kenarında sıfır değerinden başlayarak yukarıya gittikçe artmaya devam eder. Sınırlı tabaka öncelikle laminer olarak gelişir. Daha sonra alt kenardan itibaren belirli bir mesafede levha yüzeyi ile çevre sıcaklık farkı ve akışkan özelliklerine bağlı olarak türbülans hareketleri görülmeye başlanır. Bu mesafeden itibaren tam türbülanslı alana geçene kadar olan bölgeye geçiş bölgesi denir. Geçiş bölgesinden daha yukarıda sınırlı tabaka artık tamamen türbülanslı olur, (Dewitt, 1996).

Sınırlı tabaka içindeki hareket, enerji ve süreklilik denklemleri;

Kabuller: (Sürekli, iki boyutlu bir akış, özellikler sabit ve yerçekimi kuvveti (-x) yönünde etkiliyor).

**x-Momentum (Düşey) :**

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - g + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.1) \text{ (Dewitt, 1996)}$$

**y-Momentum denklemleri**

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0$$

Bu durumda, sınırlı tabaka içindeki herhangi bir noktada x- basınç gradyanı, sınırlı tabaka dışındaki durgun bölge içindeki basınç gradyanına eşit olmalıdır. Bu bölgede  $u = 0$ 'dır.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho_{\infty} g \quad (2.2)$$

Buradan doğal taşınım sınırlı tabakası içindeki her noktada geçerli olan aşağıdaki bağıntı yazılabilir;

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{g}{\rho} (\rho_{\infty} - \rho) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.3)$$

$\beta$ , hacimsel ısı genleşme katsayısı göz önüne alınarak aşağıdaki düzenlemeler yapılırsa,

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.4) \text{ (Dewitt, 1996)}$$

$$\beta \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_\infty - \rho}{T_\infty - T}$$

$(\rho_\infty - \rho) \approx \rho \beta (T - T_\infty)$ , (2.3) denkleminde yerine konulduğunda,

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g \beta (T - T_\infty) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.5)$$

Buradan akışkan hareketini sağlayan kaldırma kuvvetinin sıcaklık farkına bağlı olduğu görülmektedir.

Süreklilik-Momentum ve Enerji denklemlerini yazarsak;

$$\text{Süreklilik} \quad : \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.6)$$

$$\text{Momentum} \quad : u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g \beta (T - T_\infty) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.7)$$

$$\text{Enerji} \quad : u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2.8)$$

Doğal taşınım hız düşük olduğu için enerji denkleminde (2.8) sürtünme terimleri ihmal edilmiştir.

Momentum denkleminin çözümü sıcaklık dağılımının bilinmesine ve bu sebeple enerji denkleminin çözümüne bağlıdır.

Doğal taşınım etkilerinin genleşme katsayısı  $\beta$ 'ya bağlılığı açıktır.  $\beta$ 'nın nasıl belirleneceği akışkanın türüne bağlıdır, (Dewitt, 1996).

Mükemmel bir gaz için yoğunluk;

$$\rho = p / RT \text{ ve}$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{\rho} \frac{p}{RT^2} = \frac{1}{T} \text{ yazılabilir.} \quad (2.9)$$

Doğal taşınımında akış ve ısı geçişi ile ilgili boyutsuz parametreler göz önüne alındığında Grashof sayısı olarak bilinen ve akışkan üzerine etkileyen kaldırma kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranını gösteren boyutsuz sayı tanımlanmıştır. Bu sayı Reynolds sayısının zorlanmış taşınımında üstlendiği görevin aynısını doğal taşınımında üstlenir. Reynolds sayısı, bir akışkan parçacığı üzerine etkileyen atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranını belirler.

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (2.10)$$

$(Gr_L / Re^2_L) \gg 1$  ise, zorlanmış taşınım etkileri göz ardı edilebilir ve  $Nu_L = f(Gr_L, Pr)$  şeklinde ifade edilebilir.

Doğal taşınım akışı, sadece kaldırma kuvvetleri etkisiyle oluşan ve zorlanmış taşınım içermeyen,  $(Gr_L / Re^2_L) = \infty$  olan akıştır.

Dikey bir yüzey üzerinde ki laminer doğal taşınım aşağıdaki sınır şartlar altında çözülmelidir, (Dewitt, 1996).

$$\begin{aligned} y = 0 & \quad u = v = 0 & \quad T = T_s \\ y \rightarrow \infty & \quad u \rightarrow 0 & \quad T \rightarrow T_\infty \end{aligned} \quad (2.11)$$

Yerel taşınım katsayısı için Newton'un soğuma yasası kullanılırsa, yerel Nusselt sayısı,

$$Nu_x = \frac{hx}{k} = \frac{[q''_s / (T_s - T_\infty)]x}{k} \quad (2.12)$$

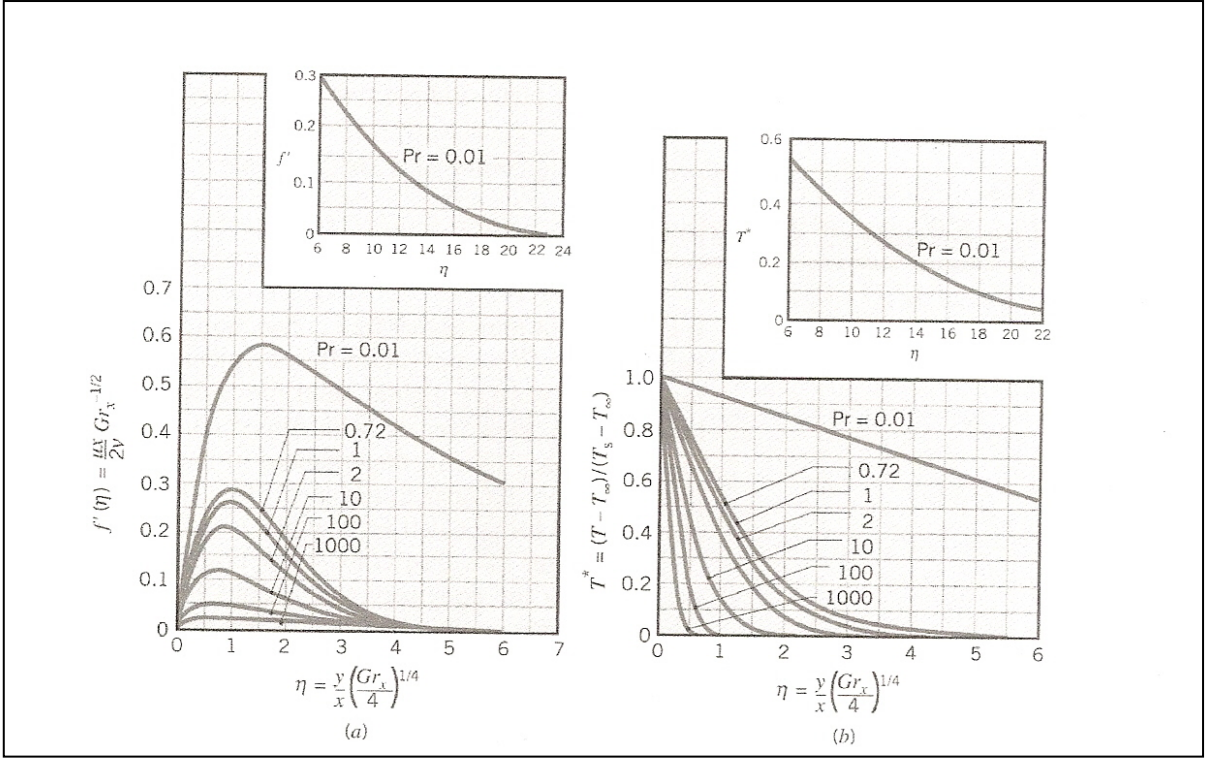
Burada;

$$q''_s = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = -\frac{k}{x} (T_s - T_\infty) \left( \frac{Gr_x}{4} \right)^{1/4} g(Pr) \quad (2.13) \text{ (Dewitt, 1996)}$$

$$Nu_x = \left( \frac{Gr_x}{4} \right)^{1/4} g(Pr) \quad (2.14)$$

Burada;

$$g(Pr) = \frac{0.75 Pr^{1/2}}{(0.609 + 1.221 Pr^{1/2} + 1.238 Pr)^{1/4}} \quad (2.15) \text{ (Dewitt, 1996)}$$



Şekil 2.2 Sabit sıcaklıktaki dikey bir yüzey üzerinde laminer doğal taşınım sınır tabaka koşulları a) hız profilleri b) sıcaklık profilleri, (Dewitt, 1996)

Ortalama Nusselt Sayısı;

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h dx \Rightarrow \bar{h} = \frac{k}{L} \left[ \frac{g\beta(T_s - T_\infty)}{4\nu^2} \right]^{1/4} \cdot g(\text{Pr}) \int_0^L \frac{dx}{x^{1/4}}$$

$$\Rightarrow \bar{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = 4/3 \left( \frac{Gr_L}{4} \right)^{1/4} g(\text{Pr}) \quad (2.16)$$

veya

$$\boxed{\bar{Nu}_L = 4/3 Nu_L} \quad (2.17)$$

Bu ifade  $T_s > T_\infty$  veya  $T_s < T_\infty$  koşullarının her ikisi içinde geçerlidir.

Laminer akış için daha hassas sonuçlar aşağıdaki bağıntıdan elde edilebilir;

$$\bar{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.670 Ra_L^{1/4}}{\left[ 1 + (0.492/\text{Pr})^{9/16} \right]^{4/9}} \quad Ra \leq 10^9 \quad (2.18) \text{ (Dewitt, 1996)}$$

### 3. PANEL RADYATÖRLERDE PANJURLARIN ISIL VERİME ETKİSİNİN İNCELENMESİ İLE İLGİLİ DAHA ÖNCE YAPILAN ÇALIŞMALAR

“Panel Radyatörlerde Panjurların Isıl Verime Etkisinin İncelenmesi” ile ilgili yapılan literatür araştırmasında yayınlanmış çok az çalışmanın bulunduğu ve bunların da kendi içlerinde geliştirilmediği görülmüştür. Tezde deney numunesi olarak kullanılan panjurlu radyatör dilimlerine ait panjur geometrisinin, zorlamalı taşınımında ısı değiştirgeçleri ile ilgili yapılmış çalışmalarda kullanıldığı görülmüştür.

Panel radyatörlerde panjurların ısı verime etkisinin incelenmesi ile ilgili yapılmış literatür araştırması aşağıda verilmiştir.

#### 3.1 Konvektör Bataryaları ile İlgili Yapılmış Çalışmalar

**Beck vd. (2003)**, burada açıklanan çalışmada, bir adet çift radyatörün iç yüzeyinin arasına bir veya iki adet yüksek yayma oranına sahip levhalar yerleştirilip, yayıcılardaki ısı geçişinin artırılması öngörülmüştür. Deneysel ve nümerik olarak yapılan çalışmada iki radyatör düzeneği şekil 3.1’de gösterildiği gibi kurulmuştur. Şekil 3.1’de gösterilen üç farklı kurulum, değişik aralıklardaki panellerin ve levhaların kullanılması ile test edilmiştir. Deneyler; levhasız, tek levhalı ve çift levhalı olmak üzere üç farklı konfigürasyonda ve her bir deney levhası arasında 5-7-9 cm ve 11 cm aralıklar oluşturularak yapılmıştır.

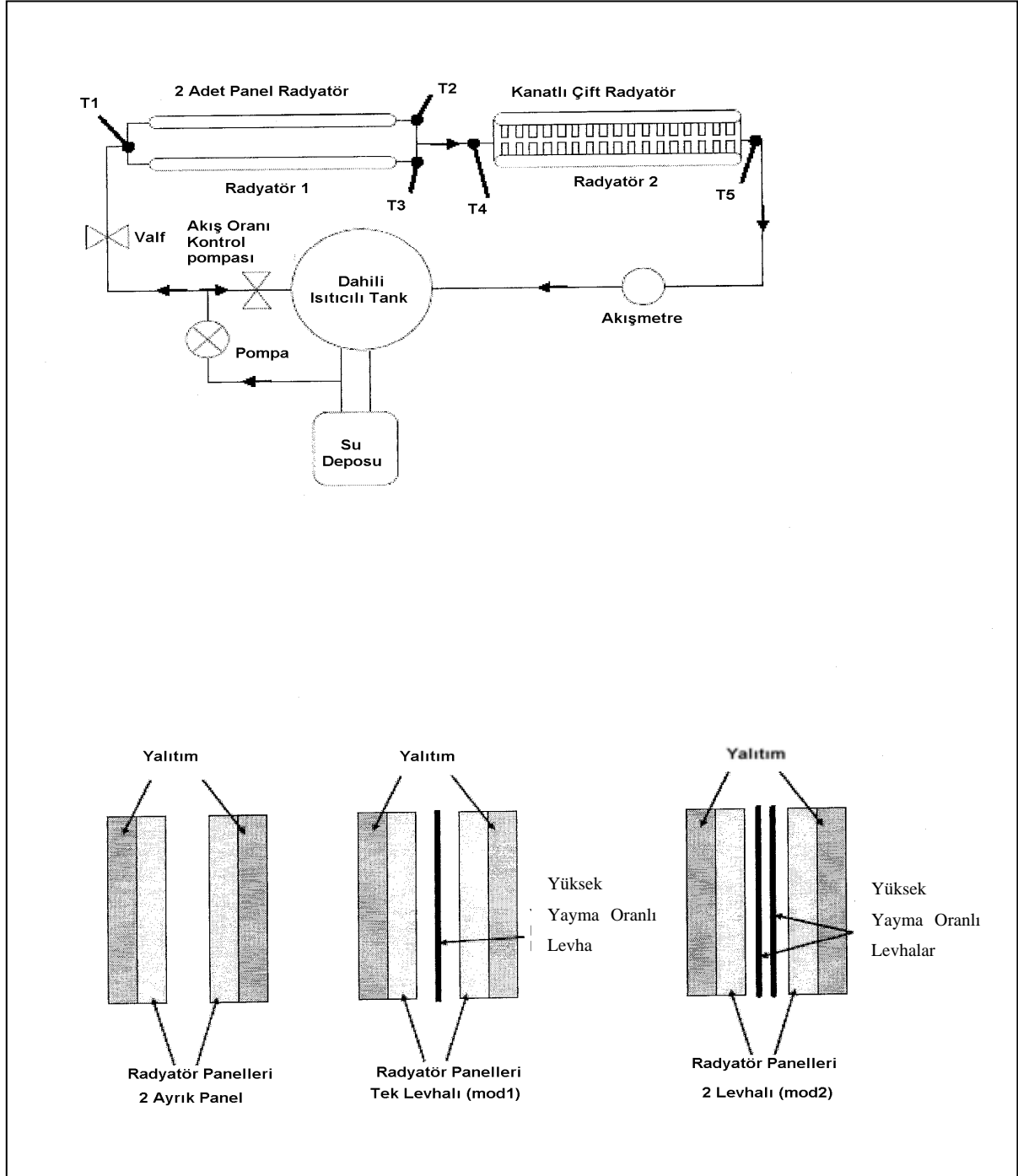
Değişik konfigürasyonlarda ısı güç değerindeki değişimin değişik panel boşluklandırmaları için çok küçük olduğu ve ilgili akış rejimi için ısı transferinin boşluktan bağımsız olduğu belirtilmiştir.

Tablo 3.1’den görüleceği üzere tek levhalı radyatörde çıkış ısı gücü, içinde levha olmayan radyatöre göre %40 oranında, çift levhalı radyatörde ise çıkış ısı gücü, içinde levha olmayan radyatöre göre %60 oranında artmaktadır.

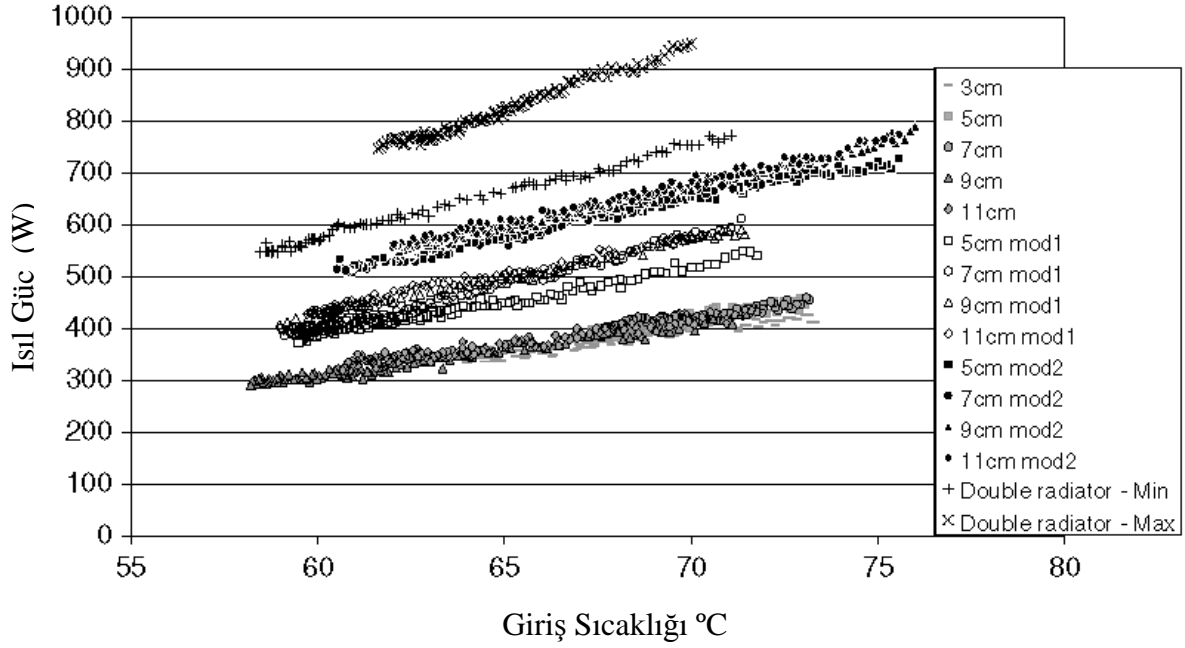
Isıl güçteki artış sebebi olarak;

- a) İki levhalı durumda, levha olmaması durumuna oranla üç kat daha fazla ısı transfer yüzeyi elde edildiği ve
- b) Orijinal panellerin yakınındaki pik hızların, ilave edilen panellerin etkisi ile arttığı ve böylece ısıtılmış panel üzerindeki sınır tabaka kalınlığı azalarak havaya olan ısı transfer miktarının arttığı belirtilmiştir.

Ayrıca klasik radyatörlerde kanatların birbirlerine dirsek ile bağlanmaları durumunda karşılarındaki kanatların ışınlım etkisi ile ısınacağı ve böylece radyatör ısıl gücünün artacağı ileri sürülmüştür.



Şekil 3.1 Deney tesisatı ve ısıtıcı panellerin yerleşimi, (Beck vd., 2003)



Şekil 3.2 Değişik konfigürasyonlar için giriş sıcaklığı ve ısı gücü, (Beck vd., 2003)

### 3.2 Panjurlu Kanatlar ile İlgili Yapılmış Çalışmalar

Isı değiştiricilerinde zorlamalı akış şartlarında hava tarafındaki ısı transferini arttırmada panjurlu kanatlar sık olarak kullanılmaktadırlar. Beauvais (1965), ilk defa panjurlu kanatlar üzerinde akış davranışını deneysel olarak gözlemleyerek panjurların, ısı geçiş performansını artırıcı yüzey pürüzlülüğü gibi davranmak yerine, hava akışını kendilerine paralel yönde yeniden sıraya koyacak şekilde davrandığını göstermiştir.

Davenport (1980), Beauvais'inkine (1965) özdeş akış görselleştirme deneyleri gerçekleştirmiş ve daha da ileri giderek, yönlendirilmiş kanal akışı ve yönlendirilmiş panjur akışı olarak iki akış rejimi olduğunu göstermiştir. Genelde akış yönü hidrolik direncin en az olduğu yolu takip etmektedir. Akışın, kararlı koşullar altında, düşük Reynolds sayılarında, panjurlardan ziyade, kanatlar arasından hareket eğilimi vardır. Bu durumun düşük Reynolds sayıları için, sınır tabaka kalınlığının sebep olduğu panjurlar arasındaki yüksek akış direncinden kaynaklandığı belirtilmiştir.

Akış verimi ( $\eta$ ), akışkanın panjur yönünde akma yüzdesini ifade etmek için kullanılmaktadır. %100'lük ifade panjur yönündeki akışı ideal olarak verirken, %0 tümüyle kanal yönlü akışı göstermektedir, (Webb ve Trauger, 1991; Sahnoun ve Webb, 1992).

Geçmişte akışın iki çeşit verimlilik tanımı yapılmıştır. Boya püskürtmeli deneysel çalışmada, (Zhang ve Tafti, 2002), gerçek enine mesafenin, boyanın gezdiği ideal mesafeye oranı şeklindedir.

$$\eta_{\text{exp}} = \frac{N}{D} \quad (3.2.1) \text{ (Zhang ve Tafti, 2002)}$$

Sayısal simülasyonlarda, her bir panjur için akış akısı kolayca elde edilebileceğinden, akış verimliliği, panjurlar boyunca alınan ortalama akış açısının panjur açısına oranı

$$\eta = \frac{\alpha_{\text{mean}}}{\theta} \text{ olarak tanımlanmıştır.} \quad (3.2.2)$$

Düşük panjur açısı için ( $\theta < 30^\circ$ ),  $\eta_{\text{exp}}$  ve  $\eta$  arasındaki fark küçüktür.

Webb ve Trauger (1991), kanatlı panjur geometrisinde akışın yapısını altı adet kanat aralık oranı (0.7-1.5) ve panjur açıları ( $20^\circ$  ve  $30^\circ$ ) için deneysel olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısı için (kritik Reynolds sayısına kadar) akış veriminin arttığını göstermişlerdir.

Kritik Reynolds sayısı;

$$\text{Re}_{w,c} = 828 \left( \frac{\theta}{90} \right)^{-0,34} \text{ eşitliği ile verilmektedir.} \quad (3.2.3) \text{ (Zhang ve Tafti, 2002)}$$

Kritik değerden önce, akış verimi, Reynolds sayısı ve panjur açısı ile artarken, kanat aralık oranı ile azalmaktadır.

$$\eta_w = 0,091 \text{Re}^{0,39} \left( \frac{L_p}{F_p} \right)^{0,44} \left( \frac{\theta}{90} \right)^{0,3} \quad (3.2.4)$$

Kritik değer in ilerisinde, akış verimi sadece kanat aralık oranından etkilenmektedir.

$$\eta_{w,\text{max}} = 0,95 \left( \frac{L_p}{F_p} \right)^{0,23} \quad (3.2.5)$$

Yukarıda tanımlanan akış verimi kritik Reynolds sayısında süreklilik göstermemektedir. Bu eksikliği gidermek için Sahnoun ve Webb (1992), verim ifadesini aşağıdaki şekle dönüştürmüşlerdir.

$$\eta_w = 0,95 \left( \frac{L_p}{F_p} \right)^{0,23} - 0,00003717 \times \left[ 828 \left( \frac{2\theta}{\pi} \right)^{-0,34} - \text{Re} \right]^{1,1} \left( \frac{L_p}{F_p} \right)^{-1,35} \left( \frac{2\theta}{\pi} \right)^{-0,61}$$

Bu bağıntıda kritik Reynolds sayısı sadece panjur açısına bağlı olup bu Reynolds sayısının üzerinde akış verimi sadece kanat aralık oranına bağlıdır, (Sahnoun ve Webb, 1992).

Achaichia ve Cowell (1988), sayısal hesaplamaları, basitleştirilmiş iki boyutlu panjur dizisi boyunca olan akışı modellemede kullanmışlardır. Bu çalışmada panjurlar son derece ince varsayılmış ve akış tam gelişmiş kabul edilmiştir. Sayısal simülasyonlar için aşağıdaki akış verimliliği bağıntısı verilmiştir;

$$\eta_A = (0,936 - 243 / \text{Re} - 1,76(F_p / L_p) + 0,995\theta) / \theta \quad (3.2.6)$$

Kanat aralık oranı ve panjur açısının akış verimliliği üzerindeki etkisini araştıran Bellows (1996), Achaichia ve Cowell'in (1988), bağıntılarını kullanarak ve akışın gelişim etkilerini de dikkate alarak genel bir bağıntı geliştirmiştir.

$$\eta_B = (-5 - 300 / \text{Re} - 10(F_p / L_p) + 1,34\theta) / \theta \quad (3.2.7) \text{ (Bellows, 1996)}$$

### 3.2.1 Panjurlu Kanat Çalışmalarından Örnekler

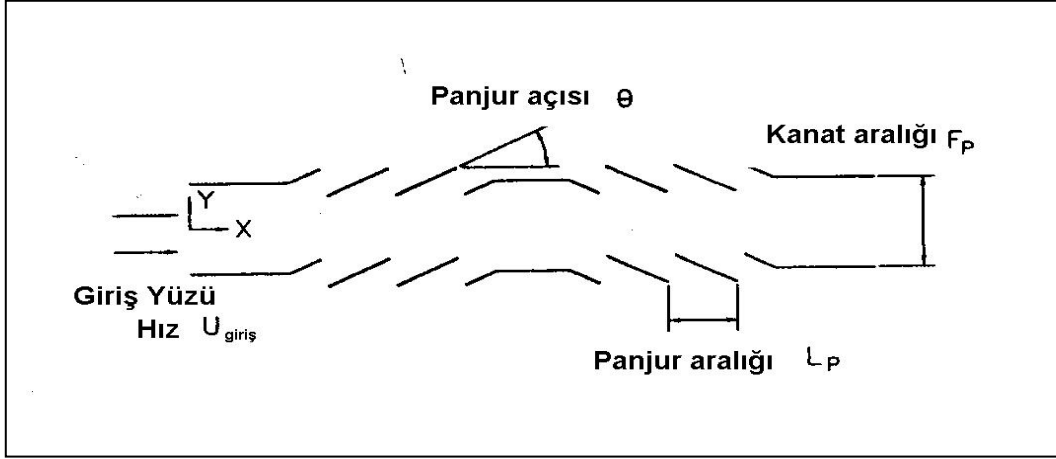
**Springer ve Thole (1998)**, çalışmalarında panjurlu kanat geometrisini kullanarak akış alanını ölçmüşlerdir. Panjurlu kanatların ısı değiştiricilerinde yüzey alanını arttırmak ve yeni sınır tabakaların büyümesini sağlamak için sıkça kullanıldığını belirtmiş ve akış alanının kanat/panjur bileşimi ile bir takım geometrik parametrelerden etkilendiğini belirlemişlerdir. Bu geometrik parametreler; panjur aralığına ( $L_p$ ) bağlı kanat aralığı ( $F_p$ ), kanat sayısı, panjur açısı ( $\theta$ ), kanat uzunluğu ( $l$ ), ve kanat kalınlığı ( $t$ )'den oluşmaktadır. Bütün bu parametrelerin ısı transfer karakteristiğini etkilediği belirtilmiştir.

Reynolds sayısının,  $\text{Re} = 230, 450$  ve  $1016$  değerlerinde yapılmış olan bu çalışmada her üç Reynolds sayısı için akışın, kanal yönünden ziyade panjur yönünde olduğu tespit edilmiştir. Sonuçlar her üç Reynolds sayısı arasında önemli farklılıklar olduğunu göstermiştir. Deneylerde 5 ile 19 panjur dizisi ayrı ayrı denenmiştir. 5 dizi ile yapılan deneylerde akışın panjur yerine kanal yönlü olduğu, 19 panjur dizisinde yapılan deneyde ise akışın panjur yönlü olduğu tespit edilmiştir. Deneyler, 27 derece'lik panjur açısı ve 0,76'lık kanat aralığı/panjur aralığı oranı için yapılmıştır. 5'li ve 19'lu panjur dizileri için CFD analizleri yapıp akışın davranışı şekil 3.4'te gösterilmiştir.

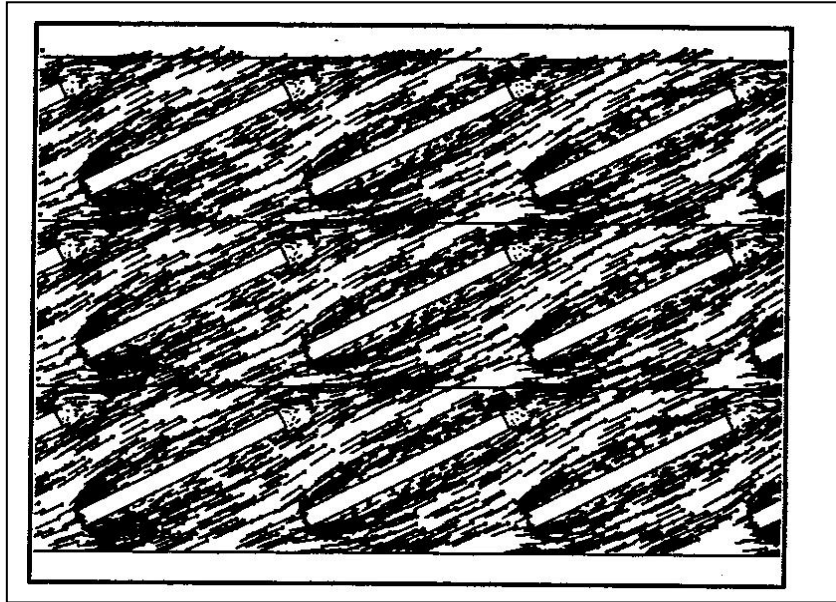
Bu çalışmada, akış alanı ölçümleri, akışın  $\text{Re}=230$  da dahi panjur yönlendirmeli olduğunu ve ilk giriş panjurundan sonra panjur yönlendirmesine geçtiği gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 Deneyde kullanılan kanat-panjur ölçüleri, (Springer ve Thole, 1998)

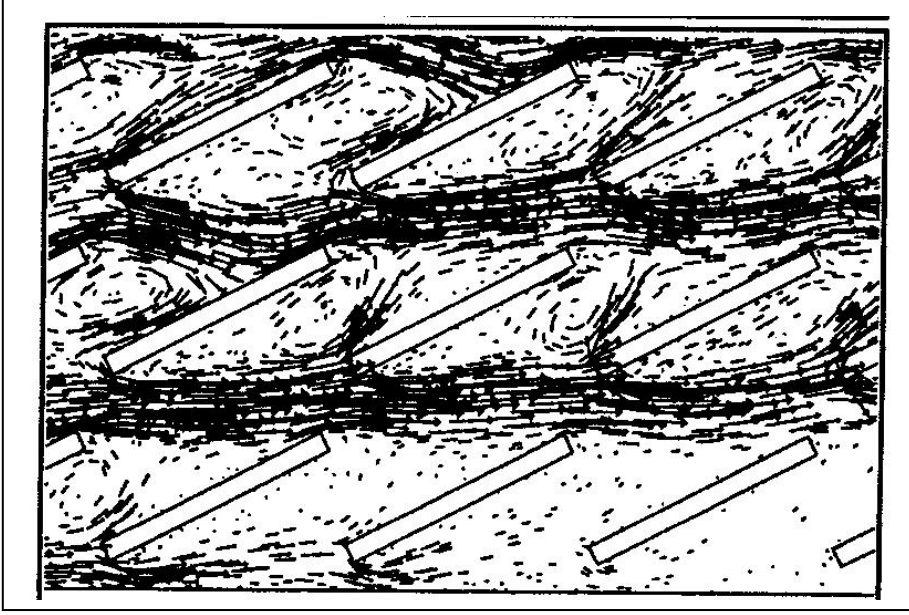
Deneyde Kullanılan Kanat Panjur Geometrisi	
Panjur açısı ( $Q$ )	$27^\circ$
Panjur aralığı ( $L_p$ )	27.9 mm
Kanat Aralığı ( $F_p$ )	21.2 mm
Kanat kalınlığı ( $t$ )	2.3 mm
Panjur sayısı	17



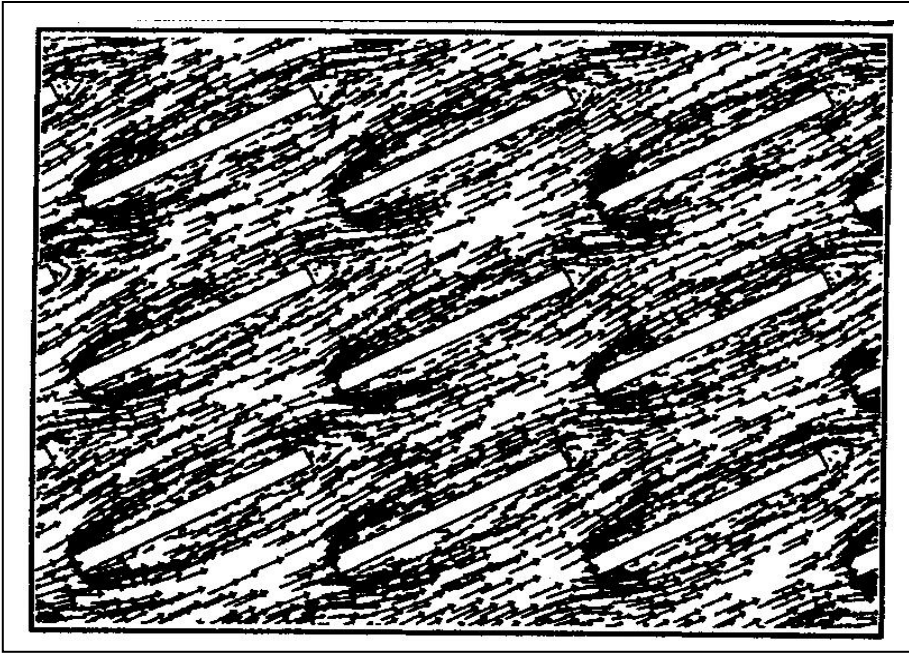
Şekil 3.3 Panjurlu kanat geometrisine ait parametreler, (Springer ve Thole, 1998)



Şekil 3.4 (a) CFD modellemesinde akış alanı arasındaki farklar, (Springer ve Thole, 1998)



Şekil 3.4 (b) CFD modellemesinde 5'li panjur dizisi için akış alanı, (Springer ve Thole, 1998)



Şekil 3.4 (c) CFD modellemesinde 19'lu panjur dizisi için akış alanı, (Springer ve Thole, 1998)

**Zhang ve Tafti (2002)**, çalışmalarında Reynolds sayısı, kanat aralığı, panjur kalınlığı ve panjur açısının akış verimliliğine etkisini araştırmışlardır. Özellikle düşük Reynolds sayılarında akış veriminin geometrik parametrelere çok güçlü bir şekilde bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Akış veriminin, Reynolds sayısı ve panjur açısı ile artarken, kanat aralığı ve kalınlık oranı ile azaldığını göstermişlerdir. Akış verimi için geometrik ve hidrodinamik etkilere dayandırılan bir karakteristik akış verim-uzunluk skala oranı tanımlanarak genel bir bağıntı geliştirmişlerdir. Zhang ve Tafti (2002), çalışmalarında sayısal analiz yöntemini kullanmışlardır.

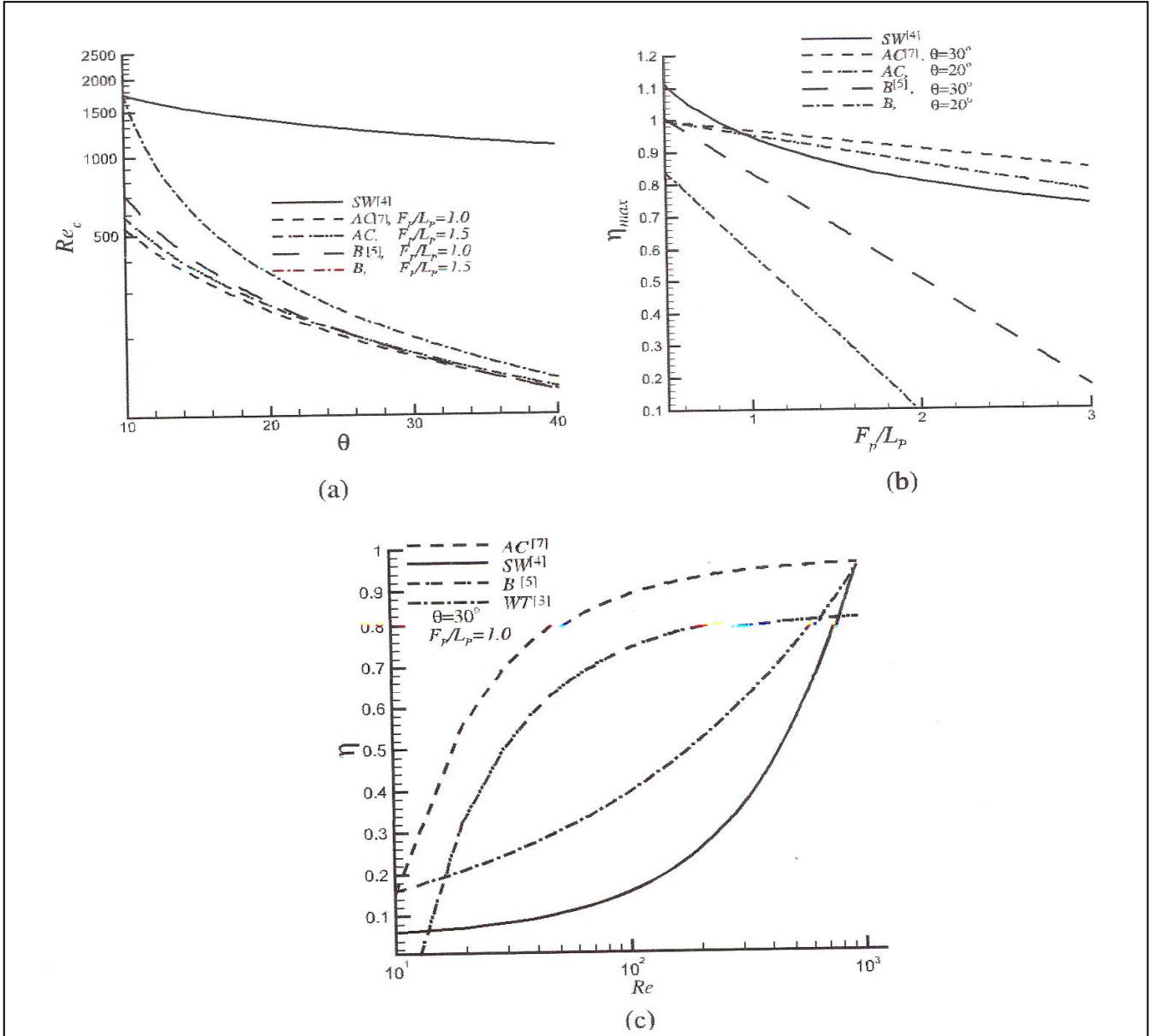
Reynolds sayısının artması ile akışın, kanal yönlendirmeli akıştan (düşük verim), panjur yönlendirmeli akışa (yüksek verim) geçtiğini ve akış verimliliğinin Reynolds'tan bağımsız olduğu kritik Reynolds sayısının ortaya çıktığını belirtmişlerdir.

Bu konuda daha önce yapılmış çalışmalardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması şekil 3.5'te gösterilmiştir.

Şekil 3.5 (a), kritik Reynolds sayısının panjur açısı ile karşılaştırılmasını göstermektedir. Sahnoun ve Webb'in (1992) değerlerinin özellikle yüksek panjur açılarında Achaichia ve Cowell'ın (1988), ve Bellows'unkinden (1996) çok daha yüksek olduğunu göstermiştir. Kanat aralık oranının, büyük panjur açılarında kritik Reynolds sayısı üzerindeki etkisinin küçük olduğu belirtilmiştir.

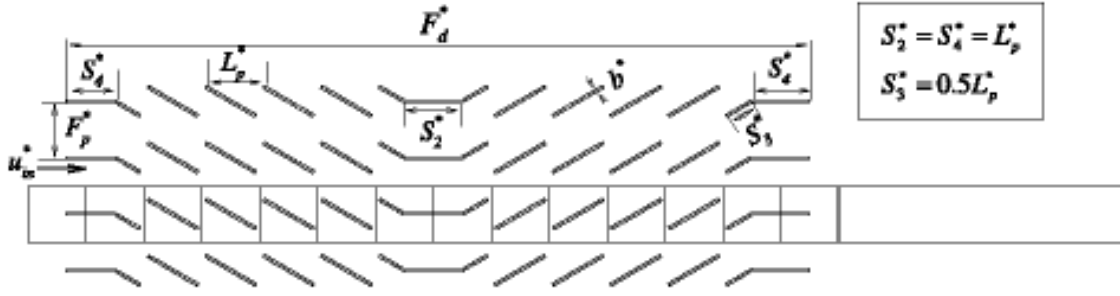
Şekil 3.5 (b), akış veriminin kanat aralık oranı ile karşılaştırılmasını göstermektedir. Bellows'un (1996), sonuçlarının, her iki kanat aralık oranı ve panjur açısına kuvvetli olarak bağlı iken, Sahnoun ve Webb'in (1992) sonuçlarının en az bağımlı olduğu belirtilmiştir. Kanat aralığının 1.5'a çıkması ile  $\theta = 20^\circ$  de akış verimliliğinin de Sahnoun ve Webb 'in (1992), sonuçlarının Bellows'unkinden (1996), göre iki kat daha büyük olduğu gösterilmiştir.

Şekil 3.5 (c ), akış verimliliği Reynolds sayısı ile karşılaştırılmaktadır. Diğer sonuçlara ters olarak akış verimliliği Webb ve Trauger'in (1991), sonuçlarında kanal yönlendirmeli akıştan panjur yönlendirmeli akışa geçerken lineer bir artış gösterdiği belirtilmiştir. Ayrıca, Webb ve Trauger'in (1991) sonuçlarının çok küçük Reynolds sayıları için diğerleri ile uyum içinde olduğunu göstermektedir.



Şekil 3.5 (a) Kritik Reynolds sayısının panjur açısı ile değişimi (b) akış veriminin kanat aralık oranı ile değişimi (c) akış verimliliğinin Reynolds sayısına göre değişimi, (Zhang ve Tafti, 2002)

Şekil 3.6'da kanat geometrisi ile panjur dizisine ait geometrik parametreler gösterilmiştir. Çizelge 3.2'de bu çalışmada kullanılan temel geometrik parametrelerin değerleri gösterilmektedir. Tablo 1'den de görüleceği üzere dört farklı panjur açısı ( $15^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $25^\circ$  ve  $30^\circ$ ) için iki farklı panjur aralık oranı (1.0 ve 1.5) ve üç farklı panjur kalınlık oranı (0.05, 0.1 ve 0.15) kullanılmıştır. Panjur aralığına bağlı olarak Reynolds sayısı 50'den 1200'e kadar değişmektedir.



Şekil 3.6 Panjurlu kanatlara ait geometrik parametreler, (Zhang ve Tafti, 2002)

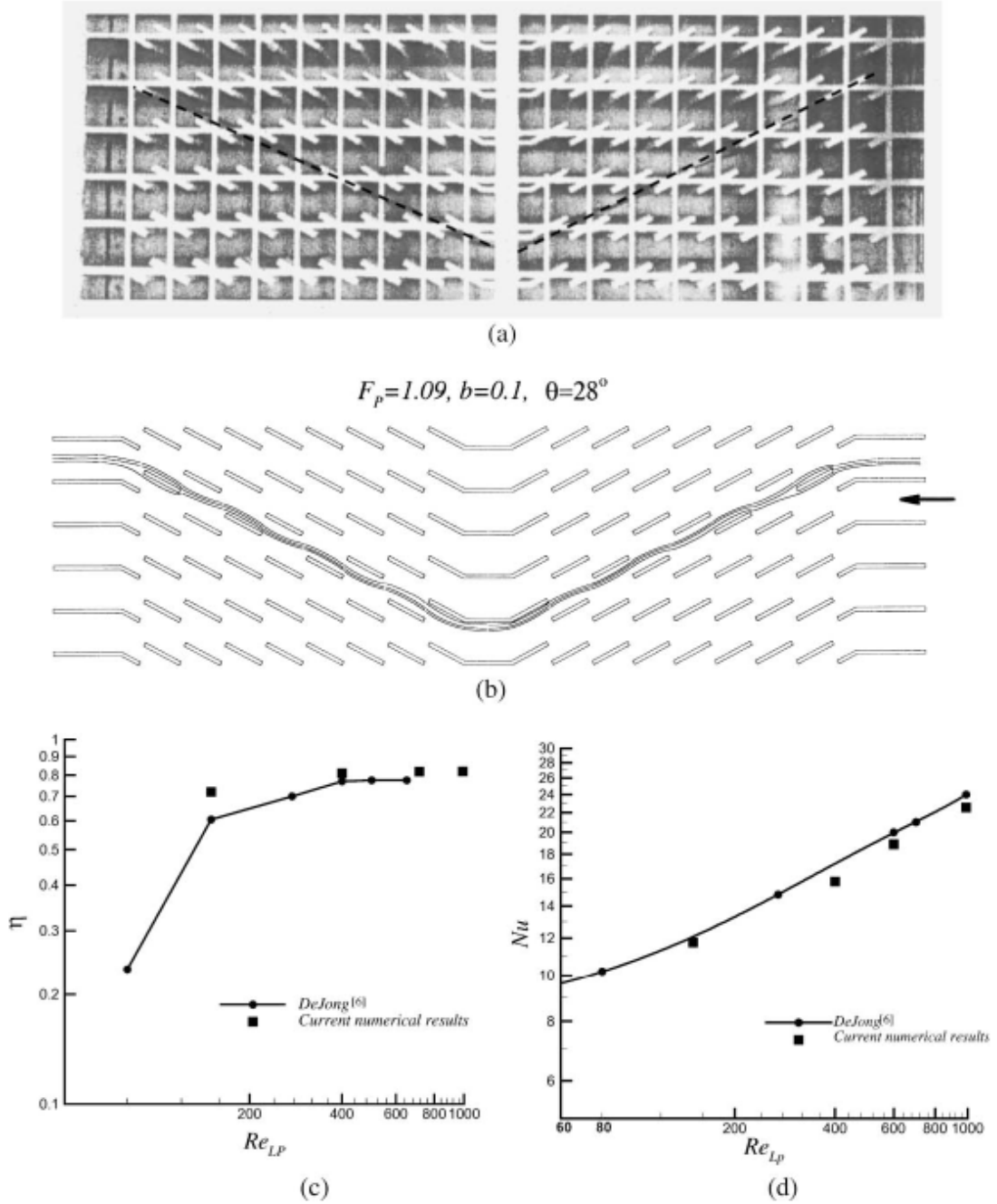
Çizelge 3.2 Geometrik parametere değerleri, (Zhang ve Tafti, 2002)

$F_p$	$\theta$	$b$	$F_d$
1.0	30	0.05	13
		0.1	
		0.15	
	25	0.1	
		0.05	
	20	0.1	
		0.15	
1.5	30	0.1	17
			13
	20		13
		15	

Şekil 3.7’de ki diyagramlarda sonuçlar, kanat aralığının panjur aralığına oranı 1.09, kalınlık oranı 1.0 ve panjur açısının  $28^\circ$  alındığı değerler için gösterilmiştir. Sayısal çalışmada kullanılan sınır şartlar DeJong, ve Jacobi’nin (1999), yapmış olduğu deneysel çalışmalardan alınmıştır.

Şekil 3.7 (a) ve (b)’de Reynolds sayısının 400 ve akışın sağdan sola olması durumunda izlediği yol gösterilmiştir. Şekil 3.7 (c)’de üç farklı Reynolds sayısı için akış verimliliğinin sayısal ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması gösterilmiştir. Sayısal analizden elde edilen sonuçların deneysel sonuçlardan fazla çıktığı belirtilmiştir. Şekil 3 (d)’de Nuseselt sayılarının sayısal ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması gösterilmiştir.

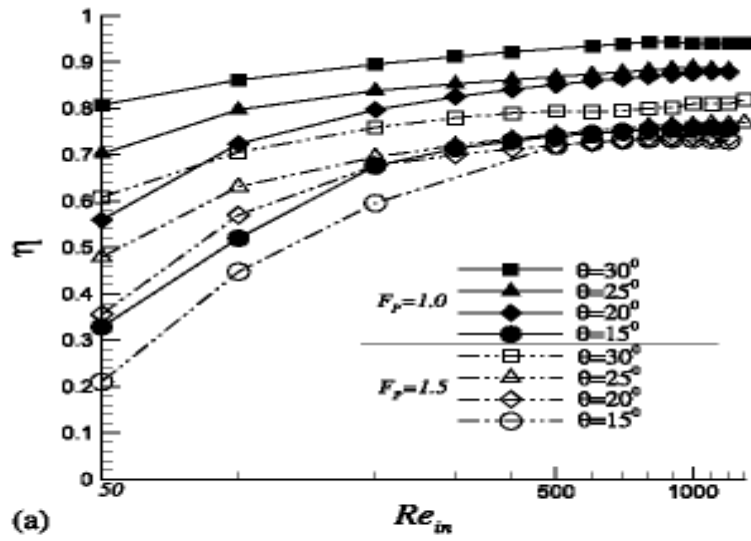
DeJong ve Jacobi'nin (1999), yaptığı deneysel çalışmada Reynolds sayısının 400 olması durumu için Nusselt sayısını 15.76 bulduğu kaydedilmiş olup yapılan sayısal analizde aynı Reynolds sayısı için 15.77 gibi çok yakın bir değer bulunduğ u belirtilmiştir. Benzer sonuçların Reynolds'un 150, 700 ve 900 olması durumu için de elde edildiğ i belirtilmiştir.



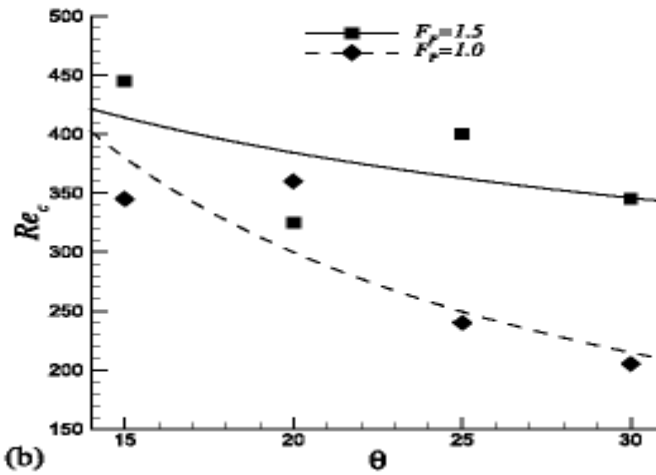
Şekil 3.7 (a) ve (b) Reynolds sayısının 400 olması durumu için sayısal analiz ve deneyin karşılaştırılması (c) akış verimliliğinin karşılaştırılması (d) Nusselt sayısının karşılaştırılması, (Zhang ve Tafti, 2002)

Şekil 3.8 (a)'da değişik kanat aralık oranları ve panjur açıları için akış veriminin Reynolds sayısına göre değişimi gösterilmiştir. Daha küçük kanat aralık oranlarında panjur açısının akış verimi üzerindeki etkisinin daha fazla olduğu belirtilmiştir. Kanal yönlü akıştan panjur yönlü akışa geçişte akış verimliliğinin Reynolds sayısının artmasıyla birlikte azaldığı tespit edilmiştir.

Şekil 3.8 (b)'de Kritik Reynolds sayısının panjur açısı ile değişimi gösterilmiştir. Kritik Reynolds sayısı, maksimum akış veriminin %95'ine ulaşıldığı durumdaki Reynolds sayısına bağlıdır. Panjur açısının artması ve kanat aralık oranının azalması ile kritik Reynolds sayısı azalmaktadır.



(a)

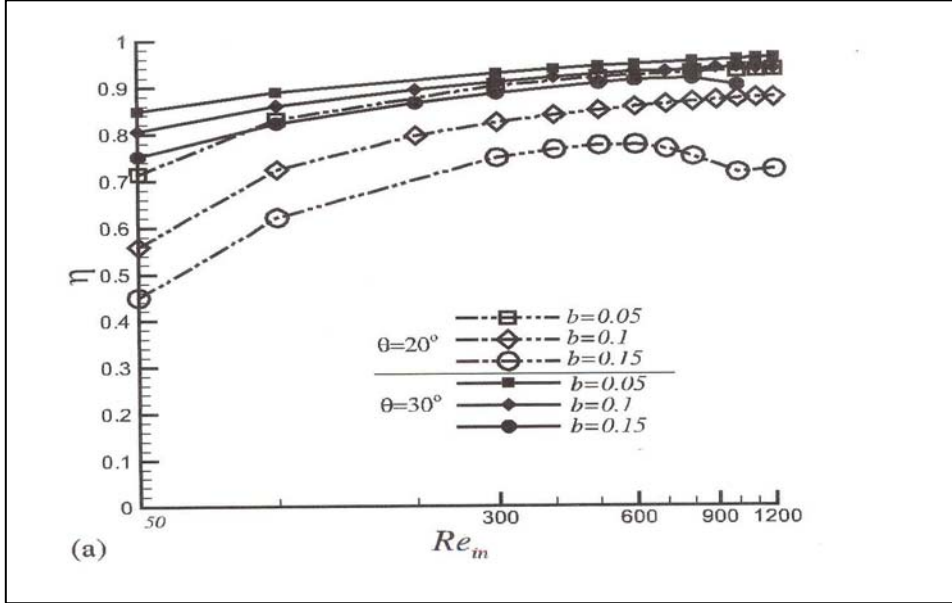


(b)

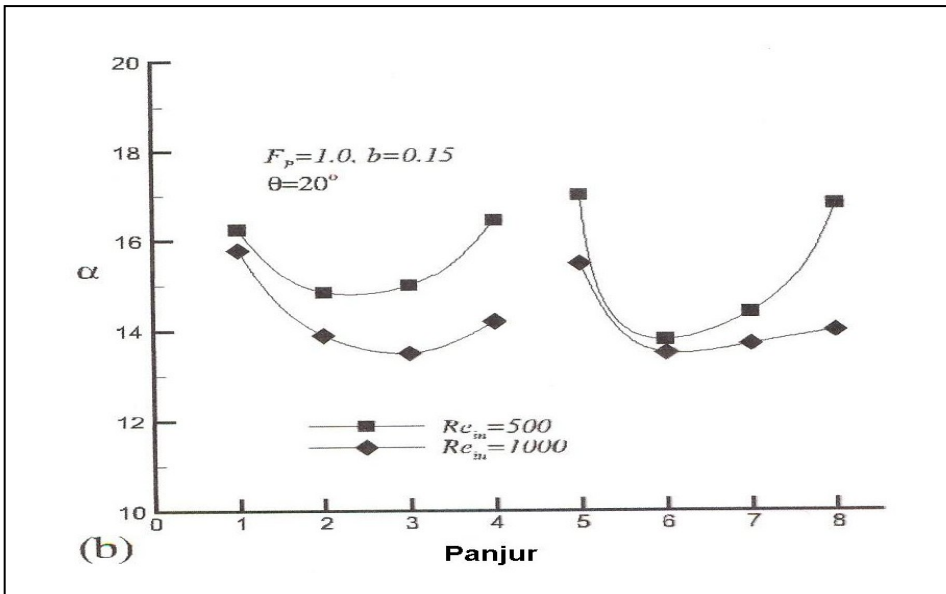
Şekil 3.8 (a) Değişik kanat aralık oranları ve panjur açıları için akış veriminin Reynolds sayısı ile değişimi (b) iki farklı kanat aralık oranı için kritik Reynolds sayısının panjur açısı ile değişimi, (Zhang ve Tafti, 2002)

Daha önceki deneysel ve sayısal çalışmalarda kanat kalınlığının akış verimliliğine olan etkisi üzerine çalışılmadığı ve akış verimliliği bağıntılarına dahil edilmediği belirtilmiştir.

Şekil 3.9 (a), 3 farklı kanat kalınlık oranı (0.05, 0.1, 0.15) ve iki farklı panjur açısı ( $20^\circ, 30^\circ$ ) için akış verimindeki değişimi gösterilmiştir. Daha kalın panjurların her iki panjur açısı için akış verimini düşürdüğü ve akış verimliliğindeki bozulmanın, kalınlık oranının etkisi ile düşük panjur açılarında, daha keskin olduğu belirtilmiştir.



Şekil 3.9 (a) Değişik panjur kalınlığı ve açılarında akış verimliliğinin Reynolds sayısı ile değişimi, (Zhang ve Tafti, 2002)



Şekil 3.9 (b) İki adet Reynolds sayısı için (500-1000) akış açıları, (Zhang ve Tafti, 2002)

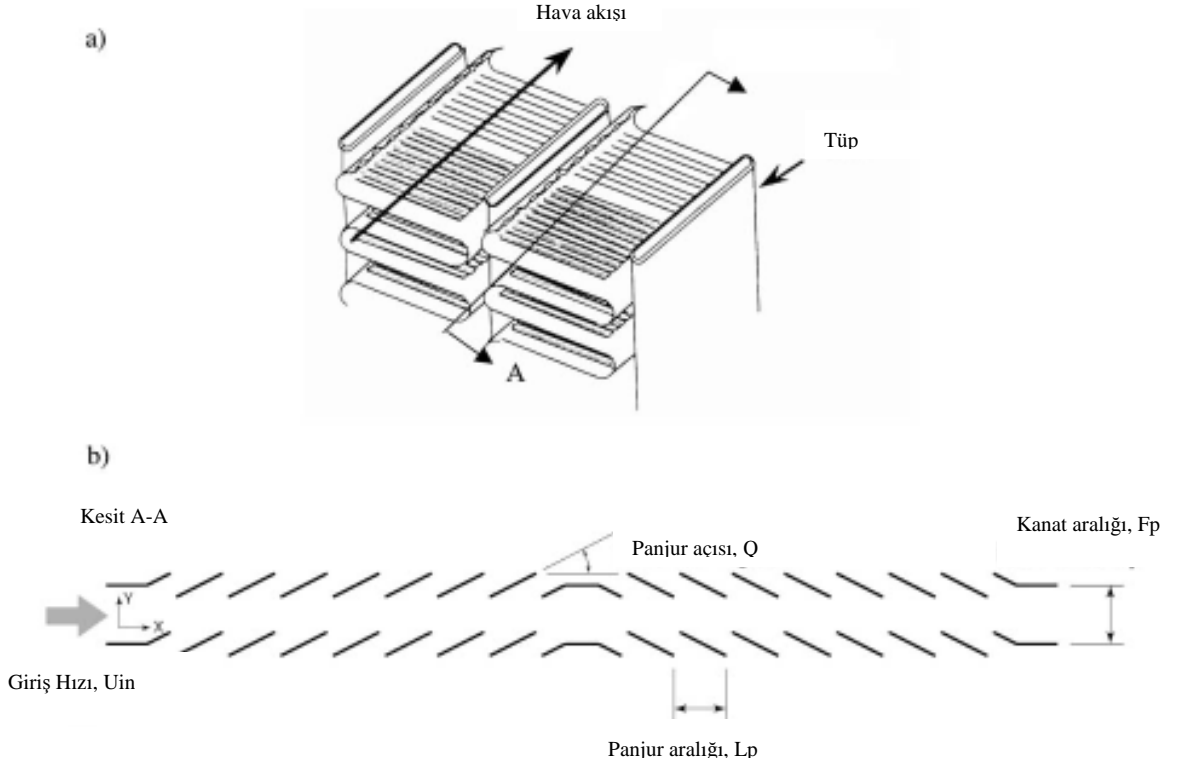
**Lyman vd. (2002)**, yığın akış sıcaklığı, adyabatik duvar sıcaklığı gibi çeşitli referans sıcaklıkları kullanarak panjurlu kanatlardaki taşınım ısı transfer katsayılarını deneysel olarak belirlemeye çalışmışlardır.

Deneyleri, çeşitli kanat aralıkları ve panjur açılarıyla bir dizi Reynolds sayısı kullanarak yapmışlardır. Taşınım ısı transfer katsayılarının tanımlanması için akış sıcaklığı ve adyabatik duvar sıcaklığı gibi çeşitli referans sıcaklıkları kullanılmıştır. Referans sıcaklık olarak, düşük hızlı dış akış uygulamalarında doğal akım sıcaklığı alınırken, iç akış uygulamalarında akış sıcaklığı alınmıştır. Çalışma sonuçlarından, panjuru çevreleyen ısı alanının, panjurdan olan ısı transferinde öncelikli etkisinin olduğu belirtilmiştir.

Sürekli kanatlarda sınır tabakanın ara olmaksızın büyüdüğünü, panjurlu kanatlarda ise sınır tabakanın yeniden başlayarak daha yüksek oranda ısı transfer katsayılarının elde edildiği belirtilmiştir. Bir panjur boyunca olan ısı transferinin iki faktöre bağlı olduğu, bu faktörlerden birincisinin panjuru saran akış alanı olduğu ve akış alanının panjur yüzeyi boyunca olan sınır tabaka gelişimini yönlendirdiği, ikinci faktörün de ısı alan olduğu ve ısı alanın da panjur yüzeyi ile akış arasında lokal sıcaklık potansiyelini ayarladığı belirtilmiştir.

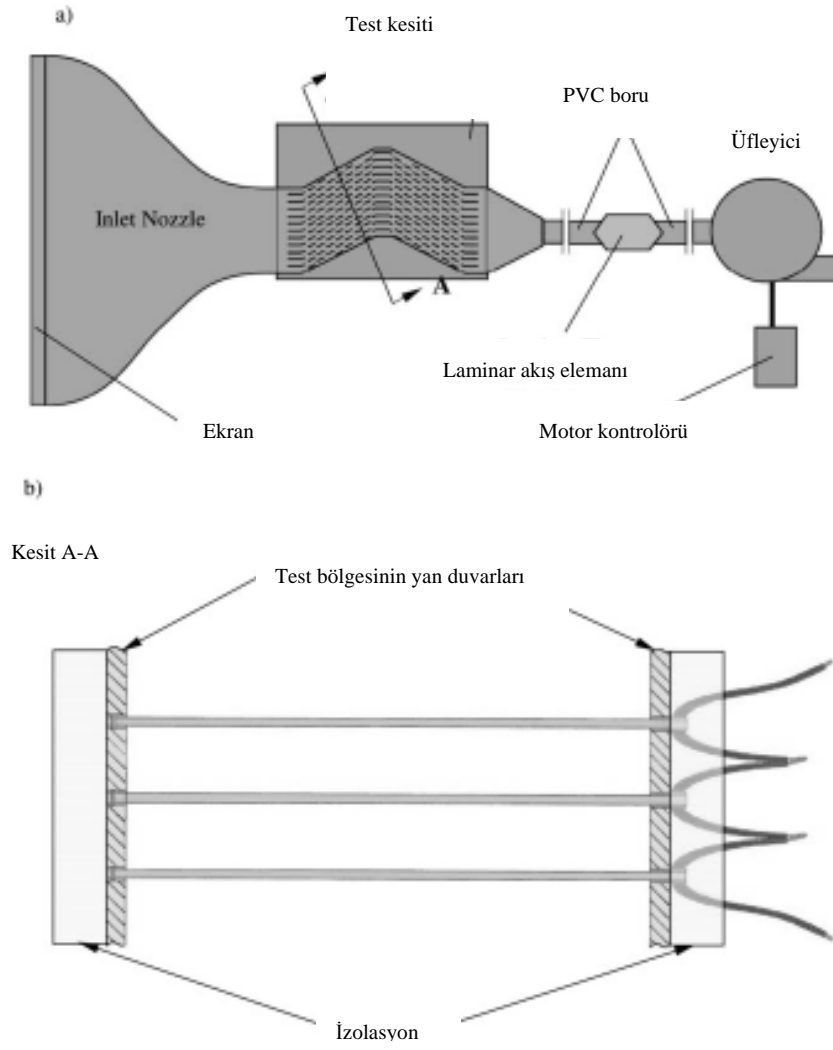
Panjurlu kanatların akış alanıyla ilgili, akışın kanal yönünde mi yoksa panjur yönünde mi olduğu sorgulanmış ve akışın kanal yönünden çok panjur yönünde olduğu belirtilmiştir. Çalışma sonuçlarında akışın kanaldan panjur yönüne doğru olduğunda ısı transfer katsayılarının arttığı belirtilmiştir.

Aynı zamanda panjurun akışı nasıl yönlendirdiği konusunda da bu durumun, kanat aralığına, panjur açısına ve Reynolds sayısına bağlı olduğu söylenmiştir. Akışın, yüksek Reynolds sayılarında, düşük panjur açılarında ve geniş kanat aralıklarında panjur yönünde olduğu belirtilmiştir.

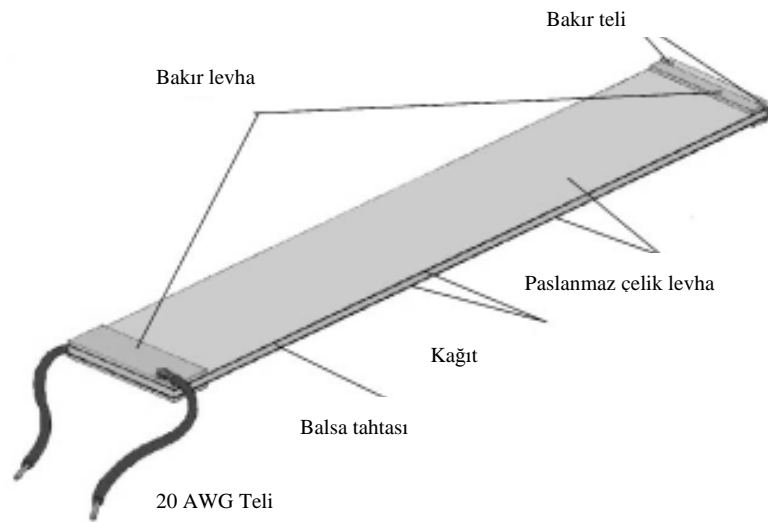


Şekil 3.10 Panjur kanatlı ısı değıştiricisi (a) genel görünüş ve (b) A-A kesiti, (Lyman vd., 2002)

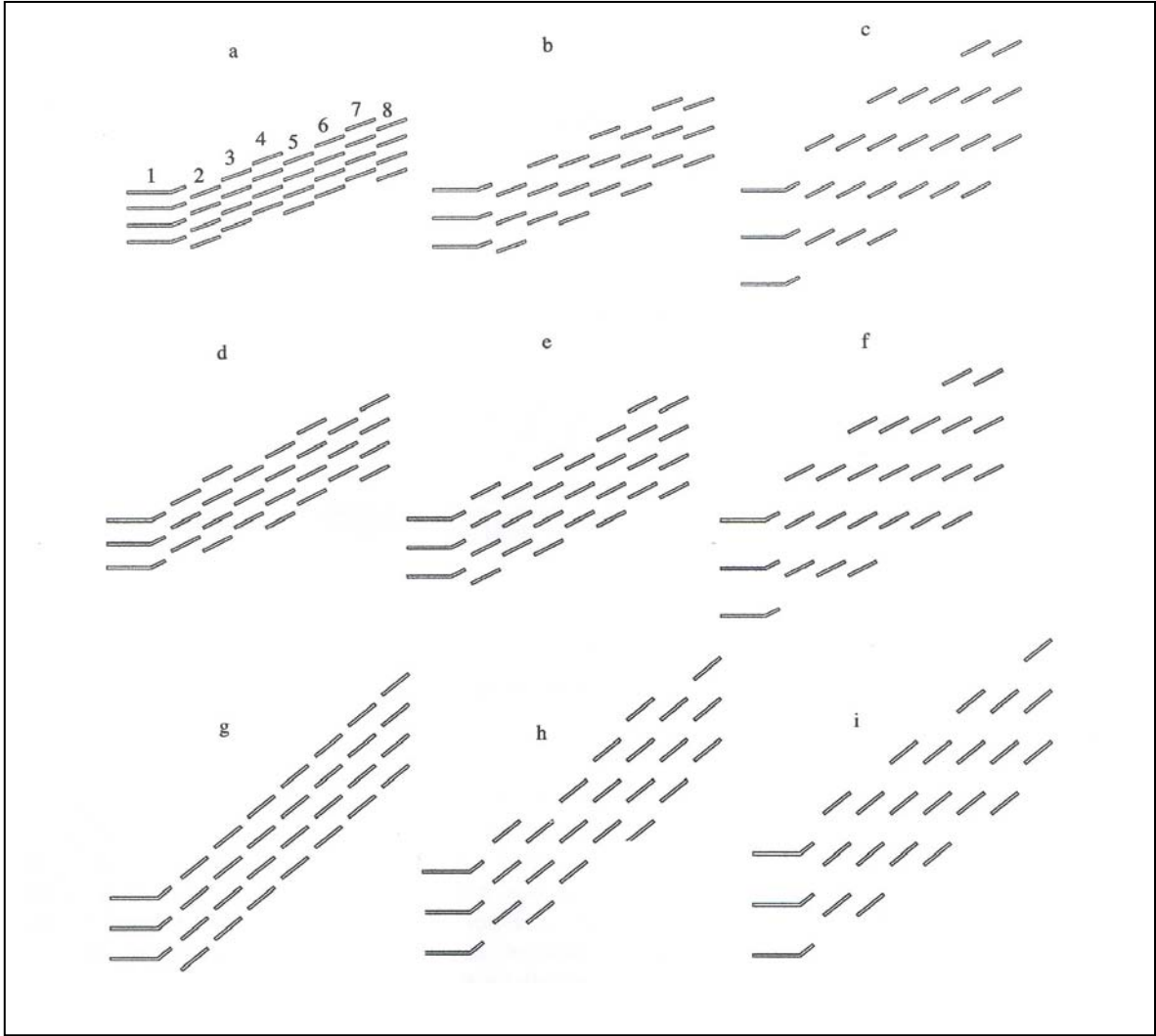
Deney tesisatının şematik resmi şekil 3.11'de, panjur dilimin şematik resmi şekil 12'de ve deneylerde kullanılan 9 adet panjur geometrisinin diziliş de şekil 3.13'te gösterilmiştir. Tüm modellerde, panjur aralığı ve kanat kalınlığı sabit kalırken panjur açısı değıştirilmiştir. Tüm panjurlarda ısı akısı sabit tutulmuştur. Panjurlar arasındaki iletkenliği en aza indirmek için panjurların yüzeyi balsa tahtası denilen malzeme, dış yüzeyleri ise paslanmaz çelik ile kaplanmıştır. Isıtıcı direnç kabloları, paslanmaz çelik yüzeylerin her iki ucuna bakır çubuklar ile bağlanmıştır. Sıra halindeki panjurlarda aynı ısı akısını sağlayabilmek için panjurlar birbirlerine seri olarak bağlanmıştır. Yüzey sıcaklıkları balsa tahtası içine yerleştirilmiş termokupllar vasıtasıyla okunmuştur.



Şekil 3.11 (a) Deney tesisatının genel görünüşü (b) A-A kesiti, (Lyman vd., 2002)



Şekil 3.12 Isıtılmış panjurun şematik resmi, (Lyman vd., 2002)



Şekil 3.13 Değişik panjur sıralamaları  $\theta = 20^\circ$  için (a)  $F_p/L_p=0.54$ , (b)  $F_p/L_p=0.91$ , (c)  $F_p/L_p=1.52$ ,  $\theta = 27^\circ$  için (d)  $F_p/L_p=0.76$ , (e)  $F_p/L_p=0.91$ , (f)  $F_p/L_p=1.52$  ve  $\theta = 39^\circ$  için (g)  $F_p/L_p=0.91$ , (h)  $F_p/L_p=1.22$ , (i)  $F_p/L_p=1.52$ , (Lyman vd., 2002)

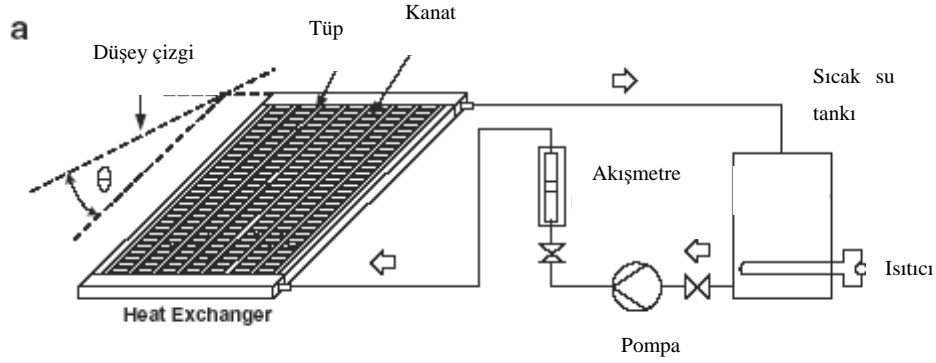
**Nuntaphan vd. (2007)**, çalışmalarında kanatlı ısı değiştiricilerinde ısı değiştiricisi açısının, doğal taşınım şartındaki etkisini incelemişlerdir. Araştırmalarında bu açının, kanatlı ısı değiştiricilerinin performansı üzerinde önemli bir rolü olduğunu belirlemişlerdir.

Bu çalışmada, ısı değiştiricisinin performansı ile birlikte kanat, panjur ve eğim açısının birbirleri arasındaki etkileşimleri ilişkilendirilmiştir. Eğim açısının arttırılması ile birlikte genel olarak ısı transfer performansının düştüğü ve bunun sebebi olarak da yükselen havaya karşı kanadın bloke görevi görmesi ve ısıyı ters yönde dağıtması olarak gösterilmiştir. Bununla birlikte, ısı değiştiricisinin 30°-45°'lik açılarında, ısı transfer performansında önemli bir artış olduğu belirtilmiştir. Bunun sebebi olarak büyük miktarda hava akışının panjur tarafından yönlendirilmiş olması gösterilmekte ve zorlamalı taşınımında olduğu gibi “panjur yönlendirmeli” olgusunu oluşturmaktadır.

Isı değiştiricisinin daha büyük açılarında, kanadın oluşturduğu bloke etkisi “panjur yönlendirmeli” olgusunu dengeleyecek kadar büyük olduğu belirtilmiştir. Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin, termosifonun kondenser tarafı ve küçük kurutucuların ısıtıcıları gibi yerlerde doğal taşınımlı olarak işletildiği söylenmiştir. Düşük ısı transfer performansına karşın sessizlik ve mekanik güç gibi avantajların belli uygulamalar için doğal taşınım altında çalışan panjur kanatlı ısı değiştiricilerini cazip yaptığı belirtilmiştir. Bununla birlikte literatürde doğal taşınım şartında çalışan panjur kanatlı ısı değiştiriciler ile ilgili fazla bir çalışma ve bulgunun olmadığı belirtilmiştir.

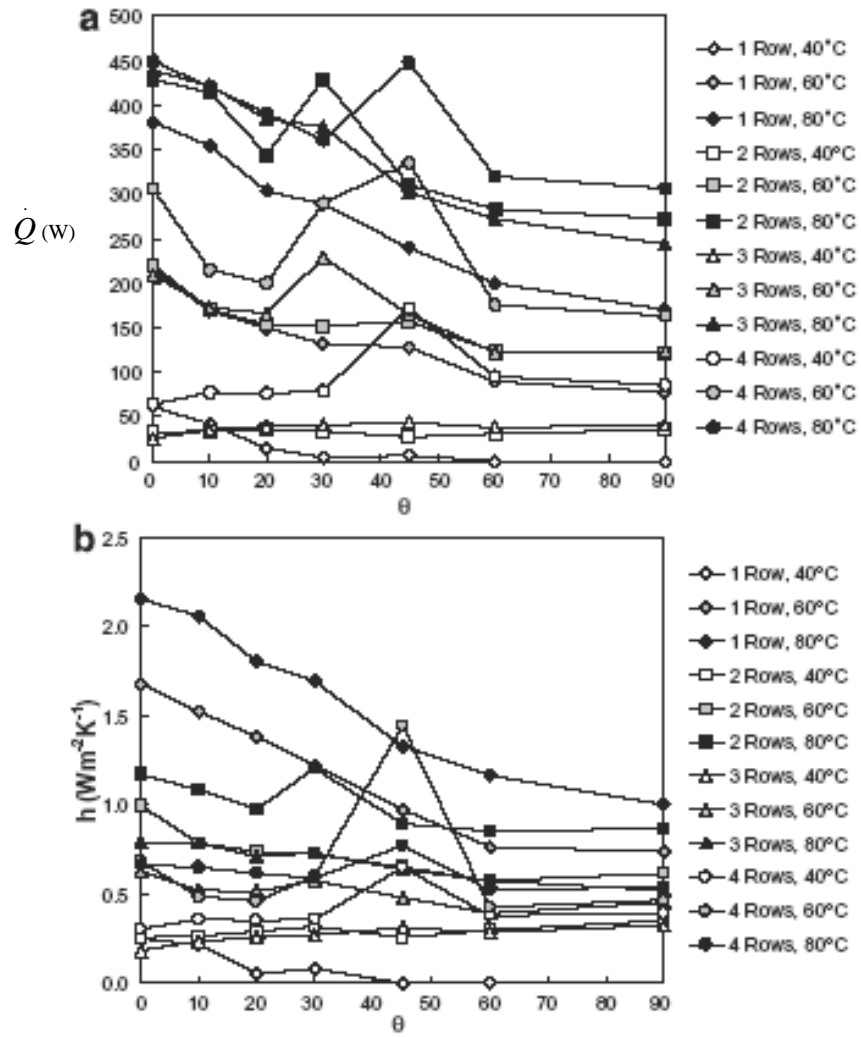
Panjur kanatlı ısı değiştiricilerinde, ısı değiştiricisi açısının değişimi ile ısı transfer performansının ne şekilde etkilendiğini tespit etmek için, deneysel bir çalışma da yapılmış olup deney setinin şematik resmi şekil 3.14'te gösterilmiştir. Burada ısı değiştiricisine ait tüp içinden 1,5 l/dak'lık bir debide sırasıyla 40°C, 60°C ve 80°C sıcaklıklarda su geçmekte, çevre sıcaklığı yaklaşık 27°C derecedir. Su debisi rotometre, giriş ve çıkış su sıcaklıkları ile ısı değiştiricisinin dış yüzey sıcaklıkları K tipi termokupllar ile ölçülmüştür. Deneylerde ısı değiştirici açıları ( $\theta$ ) yatayla 0° ile 90° arasında değiştirilmiştir.

Tüm ısı değiştiricilerinin aynı dış yüzey alanına, kanat aralığına ve kanat modeline sahip oldukları bununla birlikte, deneyi yapılan ısı değiştiricilerinin otomobillerde kullanılan radyatörlere uygun olduğu söylenmiştir. Isı değiştiricisinden çevreye olan ısı transfer miktarı ( $\dot{Q}$ ), tüp içindeki su sıcaklık düşüşüne göre  $\dot{Q} = \dot{m}_w \cdot C_{pw} (T_{wi} - T_{wo})$  ifadesi ile hesaplanmaktadır.

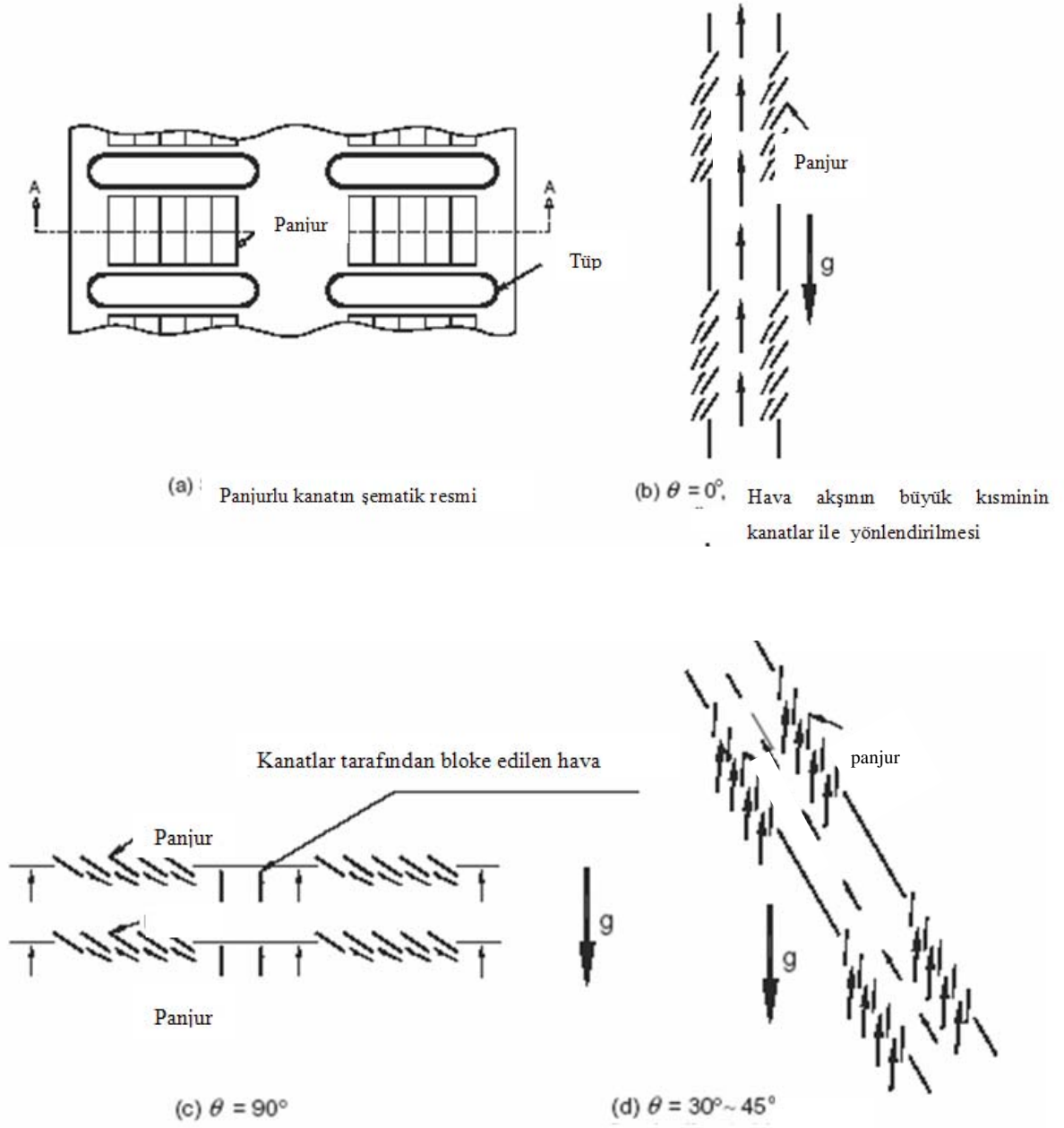


Şekil 3.14 Deney sisteminin şematik gösterimi, (Nuntaphan vd., 2007)

Eğim açısının panjur kanatlı ısı değiştiricilerinin performansı üzerindeki etkisi şekil 3.15'te gösterilmiştir. Su, ısı değiştiricisine sabit debilerde  $40^{\circ}\text{C}$ 'den  $80^{\circ}\text{C}$  sıcaklığına kadar üç farklı sıcaklıkta girmektedir. Şekil 3.15'ten de görüldüğü üzere eğim açısının artmasıyla genel olarak ısı transferi azalmaktadır. En yüksek performans eğim açısının  $0^{\circ}$  en düşük performansın ise eğim açısının  $90^{\circ}$  olduğu durumda görülmüştür. Şekil 3.16'da hava akışının kanat, tüp ve panjur ile olan etkileşimi gösterilmiştir.  $\theta=0^{\circ}$  için panjursuz kanatın hava akışına paralel olduğu gösterilmiştir. Bu sebeple, hava akımının büyük bir kısmı panjursuz kanat tarafından yönlendirilmiştir. Bu konuda çalışma yapmış olan Webb ve Trauger'ın (1991), düşük Reynolds sayılarında bazı hava akımlarının panjurları yan geçerek kanal yönünde hareket ettiğini belirtmişlerdir. Achaichia ve Cowell da (1988), düşük Reynolds sayıları için bu akışı "kanat yönlendirmeli akış" ve yüksek Reynolds sayıları için de "Panjur yönlendirmeli akış" olarak tanımlamışlardır. Isı değiştiricisinin eğim açısı arttığında hava akışının daha fazla panjursuz kanat yönünde olmadığı belirtilmiştir. En düşük ısı transfer performansının  $\theta=90^{\circ}$  için olduğu belirtilmiştir. Doğal taşınımın bir gereği olarak sıcaklık farkının artması ile birlikte ısı transfer katsayısının artmasının beklenen bir durum olduğu söylenmiştir.  $80^{\circ}\text{C}$  giriş sıcaklığı ve  $27^{\circ}\text{C}$  çevre sıcaklık şartında ısı transfer performansı  $\theta=0^{\circ}$  için  $\theta=90^{\circ}$  ye göre daha iyi olduğu belirtilmiştir. Bununla birlikte ısı transfer performansının eğim açısına göre lineer azalmadığı,  $\theta=30^{\circ}$  ve  $45^{\circ}$  arasında ısı transfer performansında önemli bir artışın olduğu gösterilmiştir. Isı transferindeki bu beklenmeyen artışın hava akışının panjursuz kanat, panjurlar ve tüp ile olan etkileşiminden olduğu söylenmiştir.



Şekil 3.15 (a) Isıl güç (b) ısı değiştiricisine ait çeşitli eğim açılarında hava tarafı taşınım katsayıları, (Nuntaphan vd., 2007)



Şekil 3.16 Panjurlu kanat ve ısı değiştiricisine ait akış örnekleri, (Nuntaphan vd., 2007)

### 3.3 Düşey Levhalarda Doğal Taşınım ile İlgili Yapılan Çalışmalar

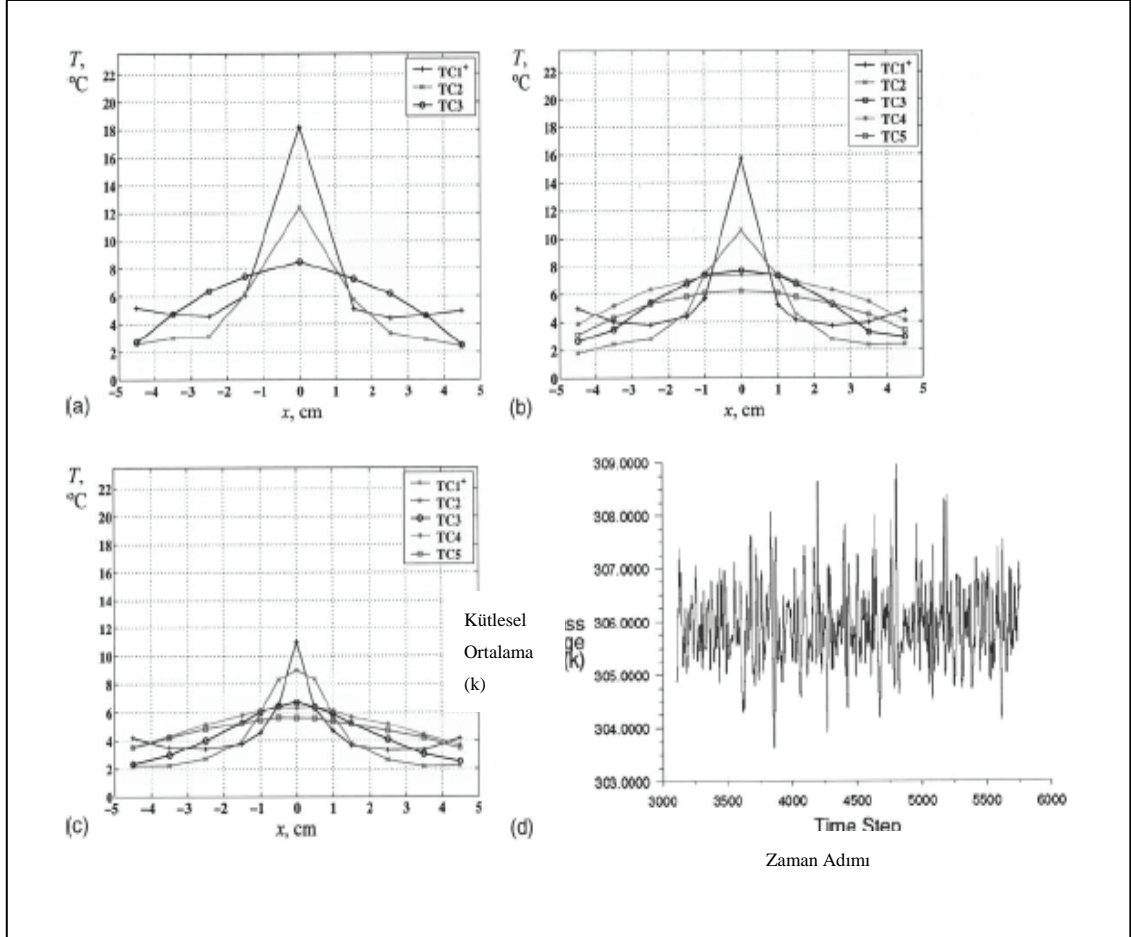
**Kazansky vd. (2002)**, çalışmalarında elektriksel olarak ısıtılmış ve bir bacanın içine yerleştirilmiş levhadan doğal taşınım yoluyla gerçekleşen ısı transferini incelemiştir. Çalışma, deneysel ve nümerik olarak yapılmıştır. Deneysel çalışmada, her iki tarafı elektriksel olarak ısıtılmış düşey bir levha, değişik yüksekliklerde ısı olarak yalıtılmış bir baca, levhaya sağlanan ısı güç ölçümü, sıcaklıkların ölçülmesi için termokupllar, veri kayıt sistemi, baca içindeki hava hızının ölçülmesi için bir anemometre ve bir duman üretici cihazı kullanılmıştır.

Isıtılmış levha, 1.5 mm kalınlığında iki adet alüminyum plakadan 150 mm yüksekliğinde ve 120 mm genişliğinde imal edilmiştir. Bu iki plaka arasına elektriksel kablolu ısıtıcı yerleştirilmiştir. Bu sebeple toplam levha kalınlığı 5 mm'dir. Levhaya deneyler sırasında maksimum 40.5 W giriş gücü verilmiştir. Levha sıcaklığını ölçmek için iki adet termokupl levhanın her iki iç yüzeyine yerleştirilmiştir.

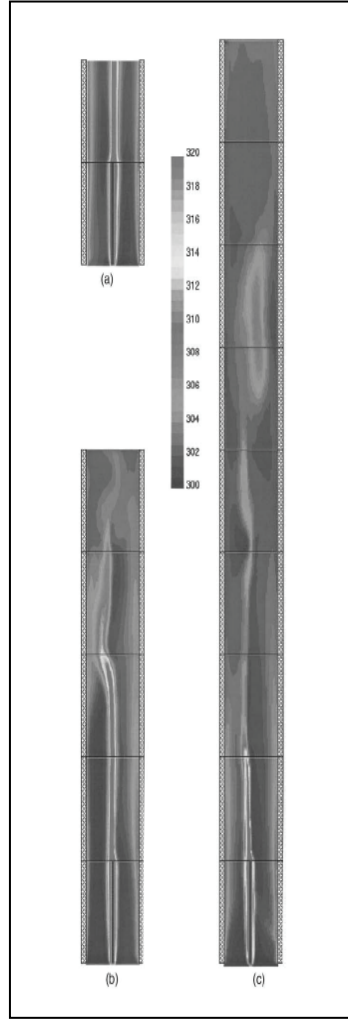
Deneyden elde edilen bulgularda, farklı baca yükseklikleri için havanın levha üzerindeki sıcaklığının baca yüksekliğinin artması ile birlikte azaldığı tespit edilmiştir (şekil 3.17). Hava sıcaklığındaki bu düşüşün, levhadan olan sabit ısı akısı için, hava akış oranının ve baca yüksekliğinin artmasıyla önemli derecede arttığı anlamına geldiğini ve bu artışın levha sıcaklığının önemli bir şekilde düşmesine sebep olduğunu belirtilmiştir. Şekil 3.17'de aynı zamanda hava sıcaklığının baca boyunca gelişmesi görülmektedir. Levha'nın hemen üst ucunda hava sıcaklığının keskin bir zirve yaptığı ve levhadan yukarı doğru uzaklaştıkça sıcaklığın adım adım düştüğü ve daha sonra hemen hemen sabit kaldığı belirtilmiştir. Levhanın karşısındaki baca duvarında sıcaklığın hafifçe artmasının nedeni olarak da levhadan direkt ışıma yoluyla ısınan duvardaki doğal taşınım olduğu belirtilmiştir.

Hava yukarı doğru ilerledikçe sıcaklık profili giderek değişmekte ve zirve yapan bölge giderek azalmaktadır. Şekil 3.18'de değişik baca yükseklikleri için anlık sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Bu anlık sıcaklık değerlerinin ölçülen sıcaklık değerleri ile aynı trendde olduğu görülmektedir. Şekil 3.18'de ayrıca ortalama profillerden farklı olarak, anlık sıcaklık dağılımlarının simetrik olmadığı görülmektedir. Bunun sebebi, akışın salınım karakteristiğinden olduğu söylenmiştir. Bu durumun, şekil 3.19'da havanın kütleli ortalama sıcaklık dağılımından da görülebileceği belirtilmiştir.

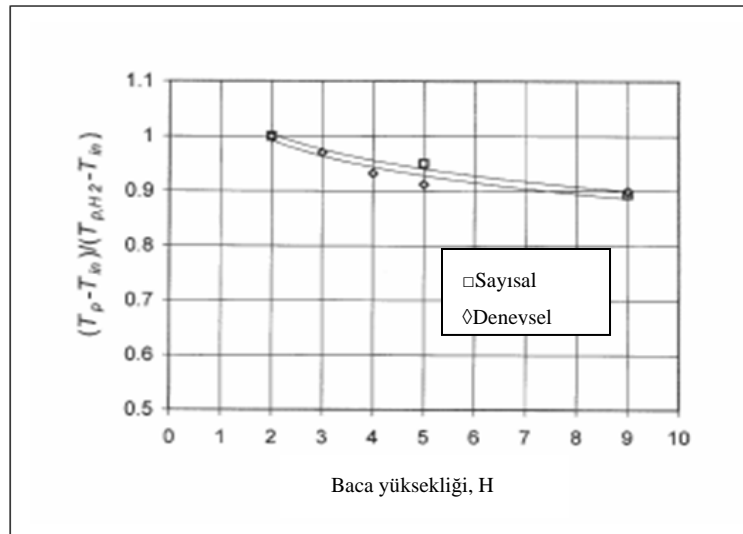
Şekil 3.19’da değişik yükseklikte bacalar içindeki ısıtılmış levhanın sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Levhanın yayma oranı ölçülmemiş olup levha sıcaklığı normalize edilmiş sıcaklık  $(T_p - T_{in}) / (T_{p,2H} - T_{in})$  olarak verilmiştir. Sıcaklığın baca yüksekliğinin artması ile birlikte azaldığı, aynı zamanda ölçülen ve analizden elde edilen verilerin birbirlerine oldukça yakın olduğu belirlenmiştir.



Şekil 3.17 Değişik baca yükseklikleri için baca içindeki havanın ölçülen sıcaklıları a) 3H b) 5H c) 7H ve d) 9H yüksekliğindeki bacayı terk eden havanın kütleli ortalama sıcaklık dağılımının simülasyonu, (Kazansky vd., 2002)



Şekil 3.18 Değişik baca yükseklikleri için anlık sıcaklık dağılımının simülasyonu a) 2H b)5H c) 9H, (Kazansky vd., 2002)



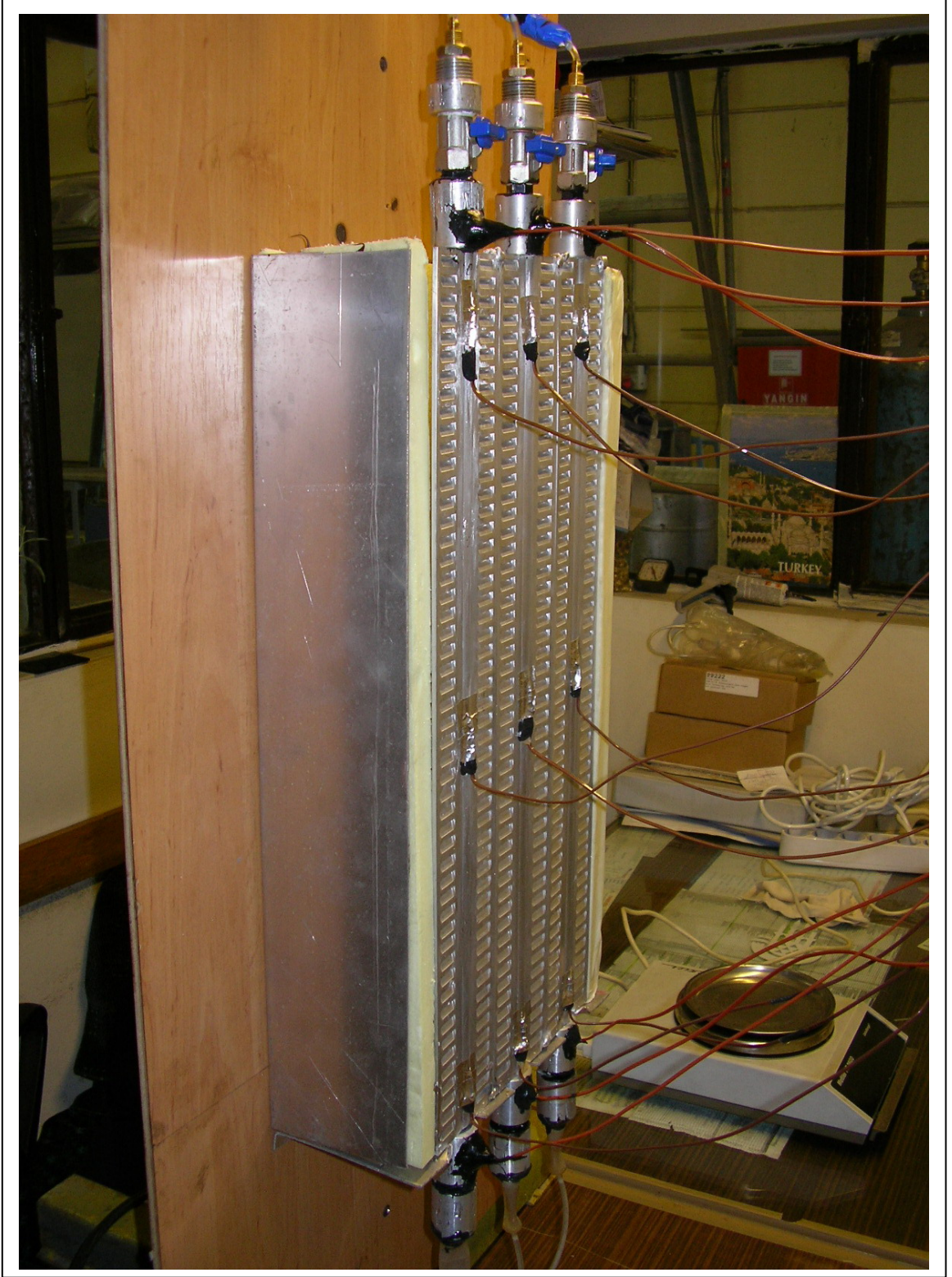
Şekil 3.19 Isıtılmış levhanın ölçülmüş ve nümerik olarak hesaplanmış değerlerinin baca yüksekliği  $H$ 'in fonksiyonu olarak gösterilmesi, (Kazansky vd., 2002)

## 4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

### 4.1 Deney Seti

Şekil 4.1 (a) ve (b)'de fotoğrafları verilen deney sisteminin şematik resmi şekil 4.2'de gösterilmiştir.

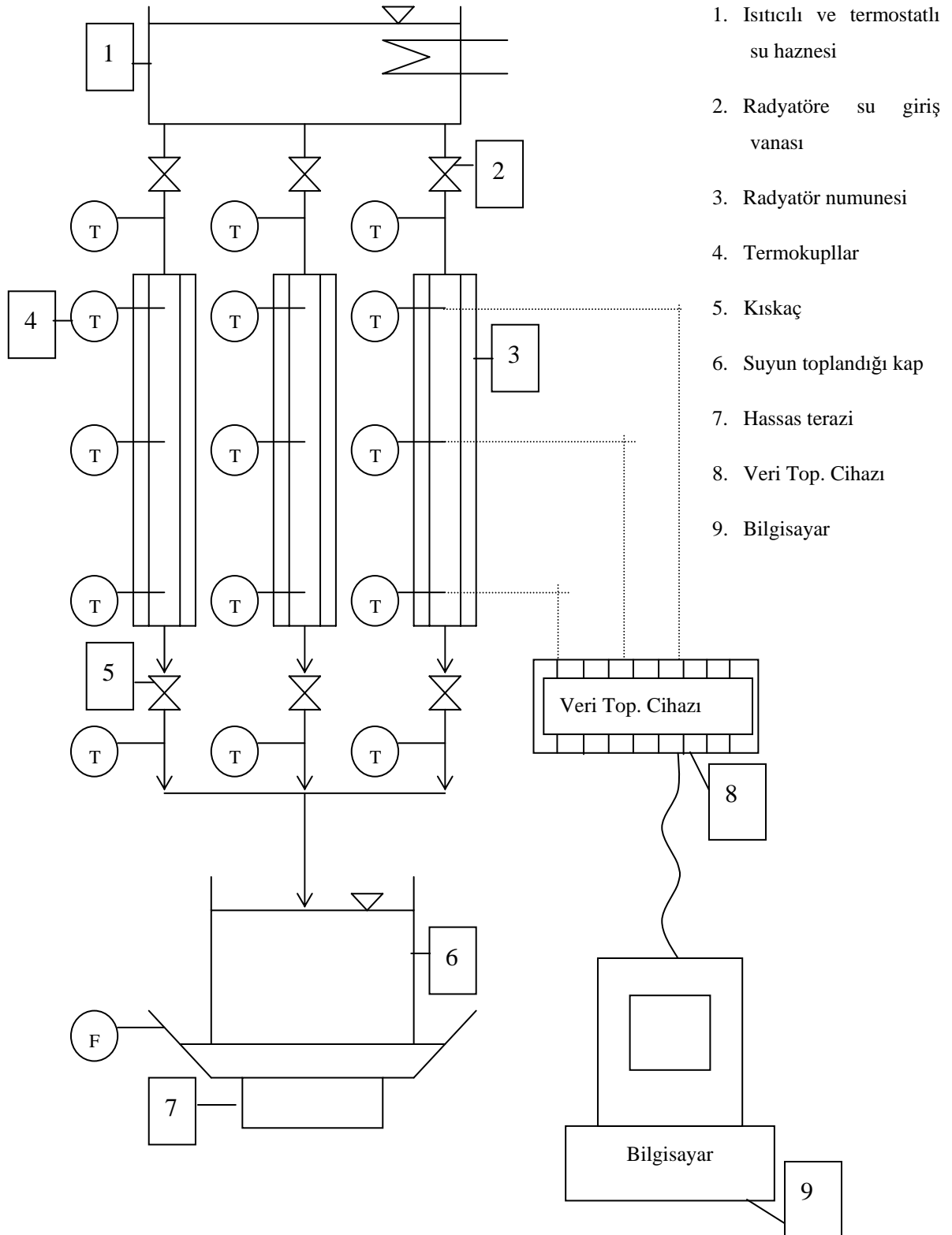
50 litrelik, ısıtıcı ve termostatlı bir kap (1) içine konulan su,  $\Delta T=30K$ , 50K ve 60K ortalama sıcaklık farklarını sağlayacak sıcaklığa kadar ısıtılmaktadır. Su sıcaklığı istenilen değere ulaştığında su haznesinden radyatöre olan giriş vanası (2) açılmakta ve su, yerçekimi etkisi ile radyatör numunesi (3) içine akıtılmaktadır. Şematik resimde üç dilimli radyatör modeli gösterilmiştir. 2. ve 3. radyatör numunelerine olan su girişi, su haznesi altından ayrı çıkışlar vasıtasıyla yapılmaktadır. Herbir numunenin su girişine birer adet termokupl (4) bağlanmıştır. Numune içinden geçen su, enerjisinin bir kısmını radyatör dilimi üzerine bırakmakta ve soğumuş olarak numuneden çıkmaktadır. Suyun debisi herbir numunenin çıkışına konulmuş kısıkaçlarla (5) ayrı ayrı ayarlanmaktadır. Radyatör yüzeyi üzerinde 3 farklı noktadan sıcaklık ölçümü yapılmakta ve bu bölgelerdeki sıcaklık değişimleri izlenmektedir. Numunelerden çıkan su miktarları hassas bir terazi (7) üzerinde bulunan bir kaptaki (6) toplanmakta ve deney süresince debi kontrol edilmektedir.



Şekil 4.1 (a) Deney sisteminin genel fotoğrafı



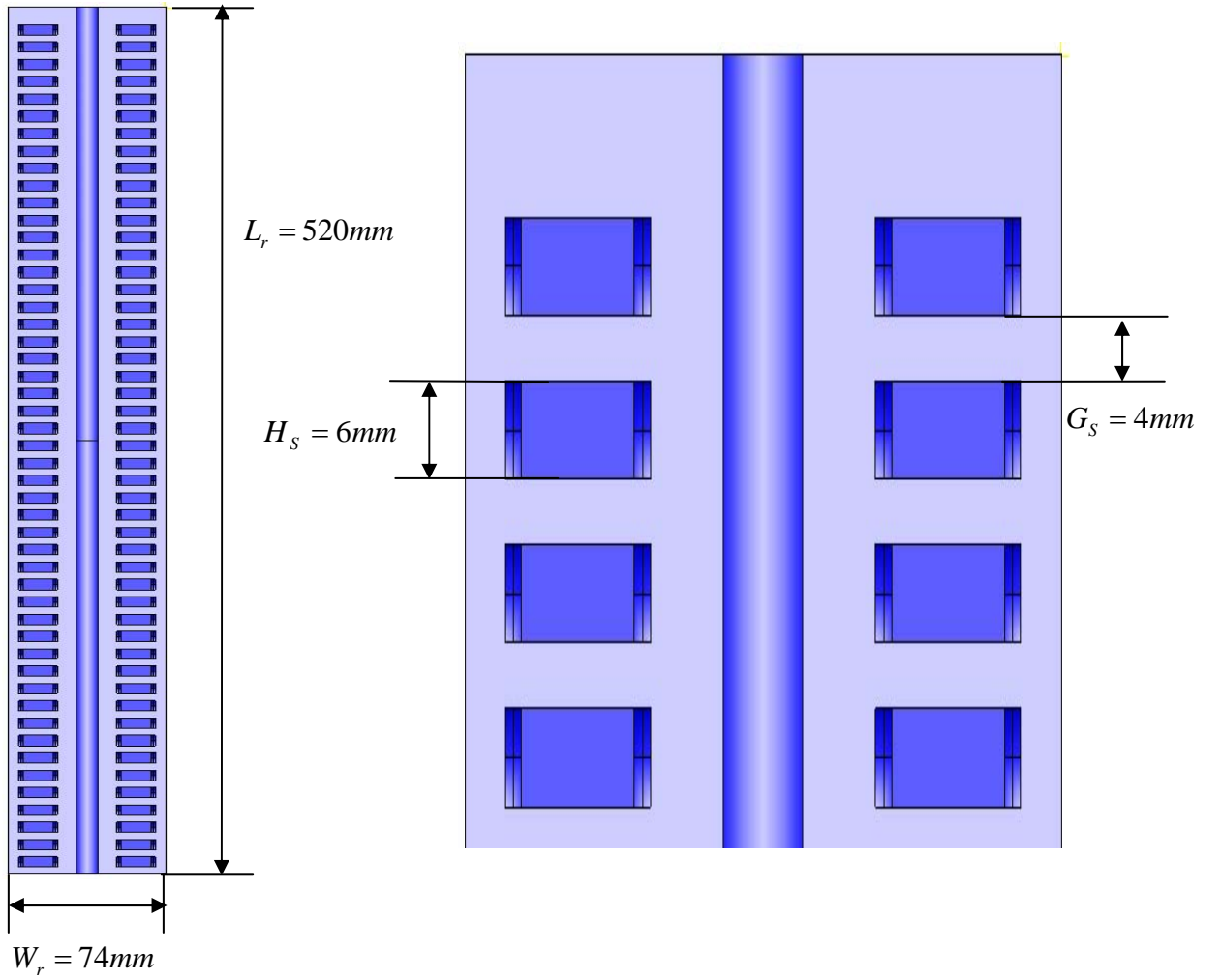
Şekil 4.1 (b) Deney sistemi ısıtıcılı ve termostatlı su haznesi fotoğrafı



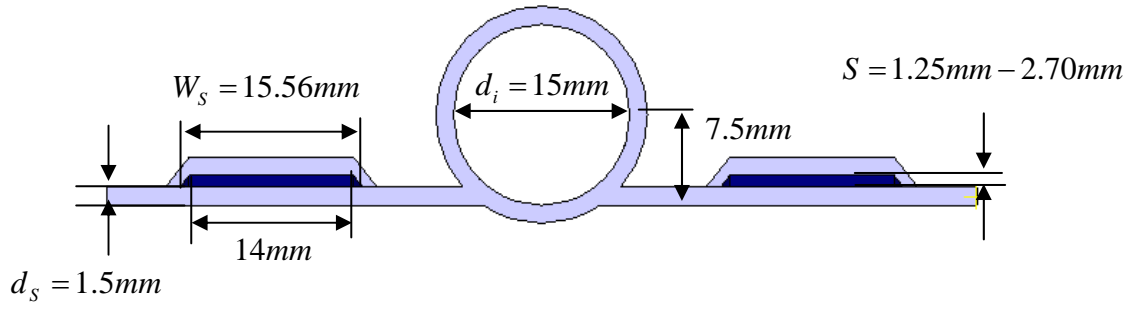
Şekil 4.2 Deney sisteminin şematik resmi

## 4.2 Deney Numunesi

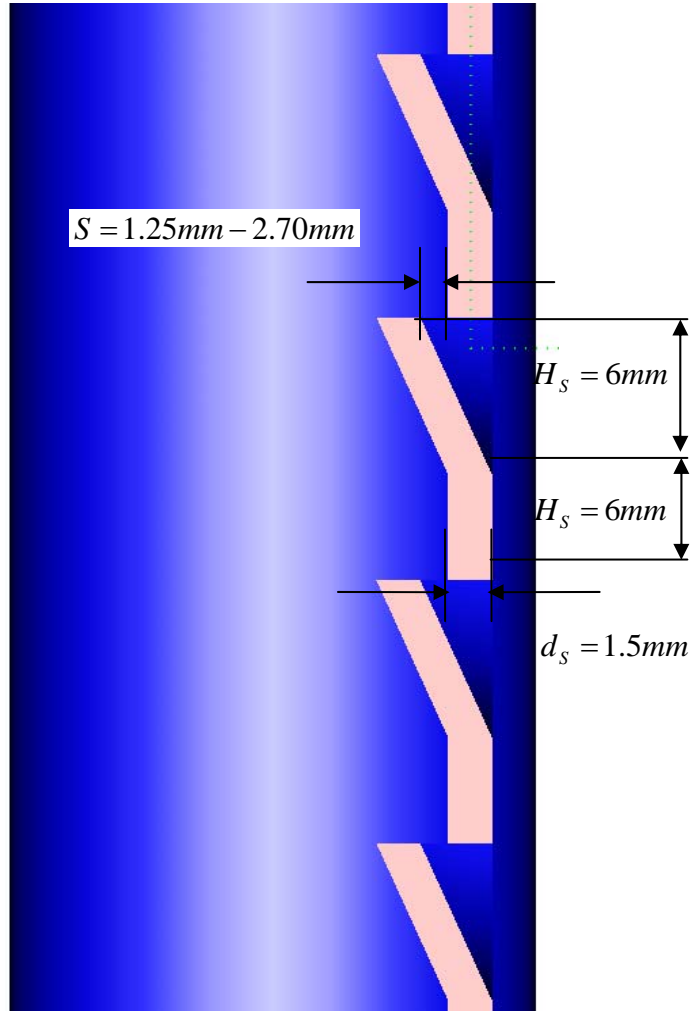
Deney numunesi olarak, üzerine panjur şeklinde delikler açmak suretiyle çeşitli radyatör dilimleri hazırlandı. Seçilen radyatör dilimi, alüminyum malzemeden olup, 520 mm yüksekliğinde, 74 mm genişliğinde ve 1.5 mm et kalınlığındadır. Hazırlanan numunelerde panjur aralıkları, panjur açıklıkları ve numune geometrisi ile ilgili parametreler şekil 4.3 ve çizelge 4.1’de sunulmuştur. Numuneler, Dizayn Grup’tan temin edilmiş olup panjurlar, hazırlanan özel kalıplar ile pres kullanılarak açılmışlardır.



Şekil 4.3 (a) Deney numunesinin geometrik ölçüleri



Şekil 4.3 (b) Deney numunesine ait su kanalı ve panjur ölçüleri



Şekil 4.3 (c) Deney numunesine ait panjur detay ölçüleri

Çizelge 4.1 Deney numunelerinin konstrüksiyon parametreleri

Deney Numunesi	Boy $H_r$	Genişlik $W_r$	Et Kalınlığı $d_s$	Panjur Hatvesi $G_s$	Panjur Aralığı $S$	Panjur Sayısı $n$	Su Kanalı İç Çapı $d_t$
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(adet)	(mm)
Panjursuz	520	74	1.5	-	-	-	15
Panjurlar Ön Yüzde Tek Dilim	520	74	1.5	4	1,25	51	15
Panjurlar Arka Yüzde Tek Dilim	520	74	1.5	4	1,25	51	15
Panjurlar Arka Yüzde Tek Dilim	520	74	1.5	4	2,7	51	15
Panjurlar Arka Yüzde Tek Dilim Bacalı	520	74	1.5	4	1,25	51	15
Panjurlar Arka Yüzde Üçlü Dilim	520	74	1.5	4	1,25	51	15

### 4.3 Cihazlar ve Ölçü Aletleri

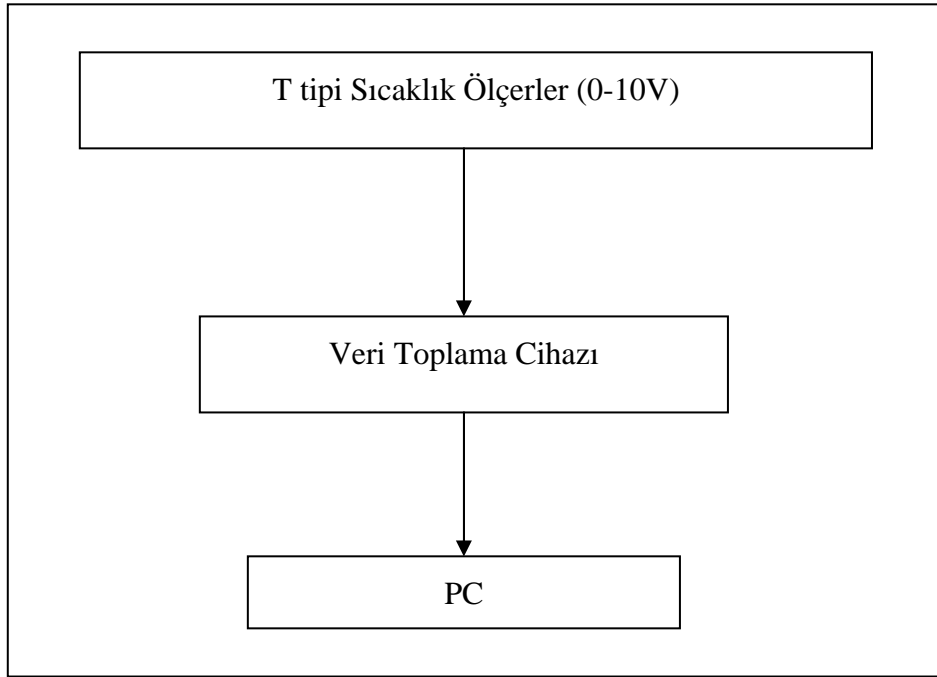
Çizelge 4.2 Deney tesisatında kullanılan cihaz modelleri ve özellikleri

ÖLÇÜ ALETİ	ÖZELLİKLERİ	ADEDİ
Sıcaklık Ölçümü	T Tipi Sıcaklık Ölçer L=2 m	15
Su Deposu	Alüminyum 50 lt hacimli Üstü Atmosfere Açık	1
Termostat	0-100 °C aralıklı 5 °C ayarlanabilir	1
Isıtıcı	2500 W gücünde (4 kademeli) 500 W gücünde (potansiyometreli)	1 1
Vanalar	Küresel Vana	6
Datalogger Pico-USB TC-08	Bilgisayarda Basınç ve Sıcaklık Ölçümü için Cihaz ve Kabloları	2
Hassas Terazi Mettler Toledo PE3600	Ölçüm Kapasitesi:3600 gr Okunabilirliği:0.01 gr Sonuç Sapması:±0.03 gr	1
Debi Ayar Mekanizması Her bir radyatör dilimi için	El ile	1

#### 4.4 Verilerin Bilgisayara Aktarılması

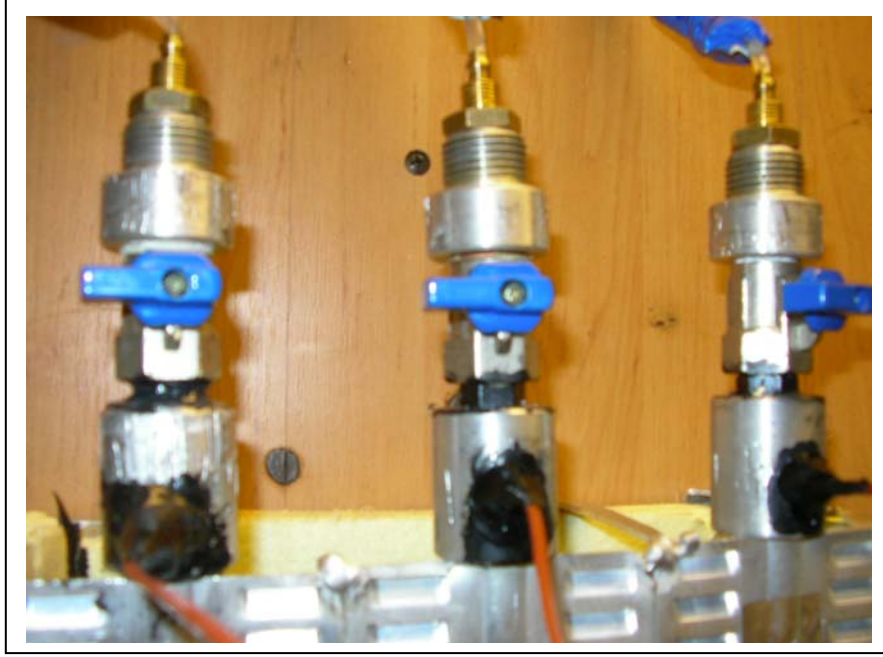
15 adet T tipi sıcaklık ölçer, her biri 8 kanallı 2 adet datalogger veri toplama ünitesine giriş yapmaktadır. Datalogger cihazından bilgisayara USB kablosu ile bağlanılmaktadır. Veri toplama programında, tüm verilerin değişimi anlık olarak görülebilmekte, istenilen kanalların zamanla değişimi grafiksel olarak izlenebilmektedir. Program kayıt işlemini, 3 saniyede 1 adet veriyi alarak MS. Excel programına çıktı verebilecek şekilde gerçekleştirmektedir.

Veriler sistem rejime girdikten sonra kaydedilmeye başlanmıştır.



Şekil 4.4 Veri toplama sisteminin şemantik diyagramı

#### 4.5 Deneý Tesisatı Fotoęrafları



Şekil 4.5 Suyun deneý numunelerine geçişini sağlayan küresel vanalar



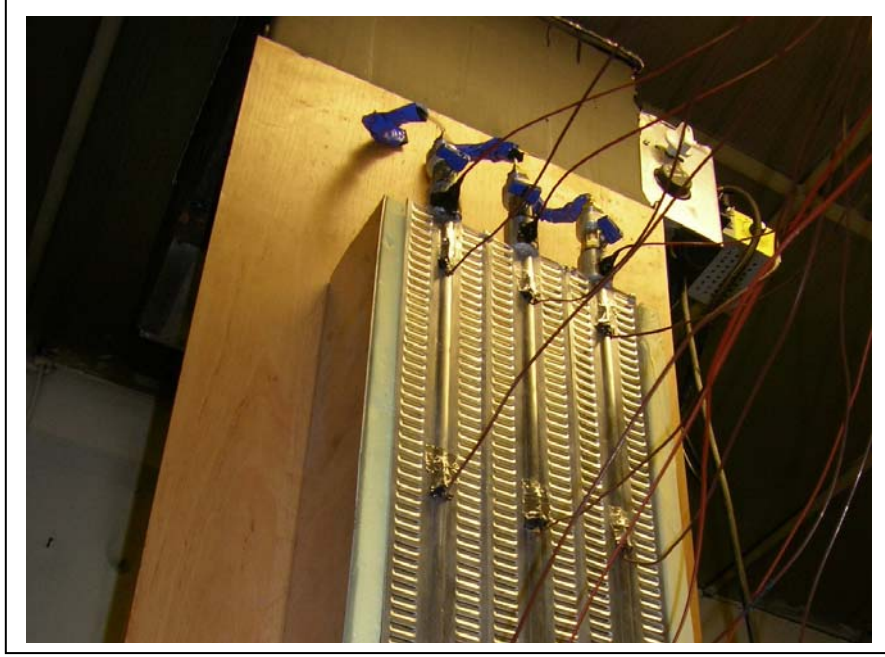
Şekil 4.6 Su haznesinden numunelere gelen izolasyonlu hortumlar



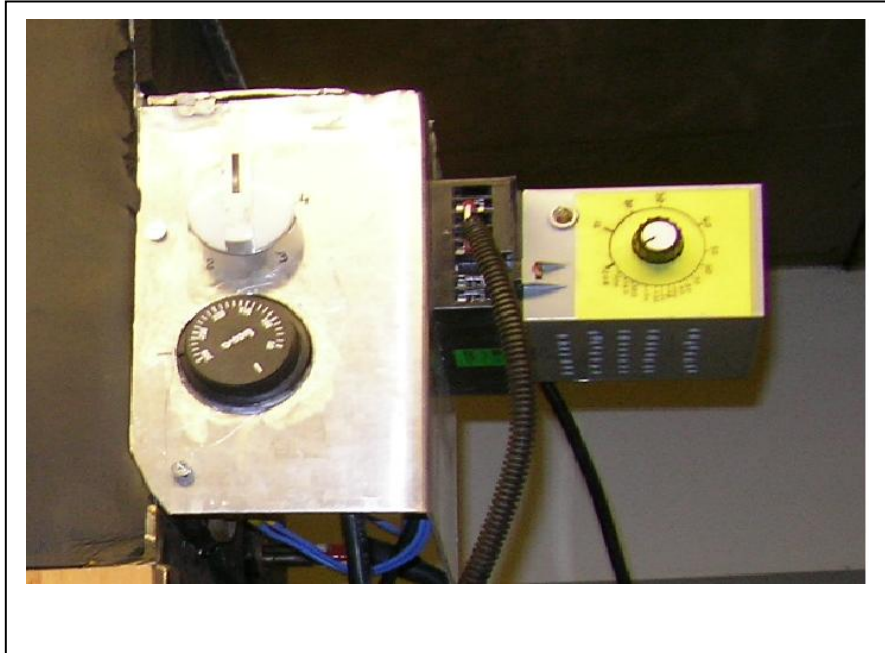
Şekil 4.7 Su haznesi çıkış bağlantıları



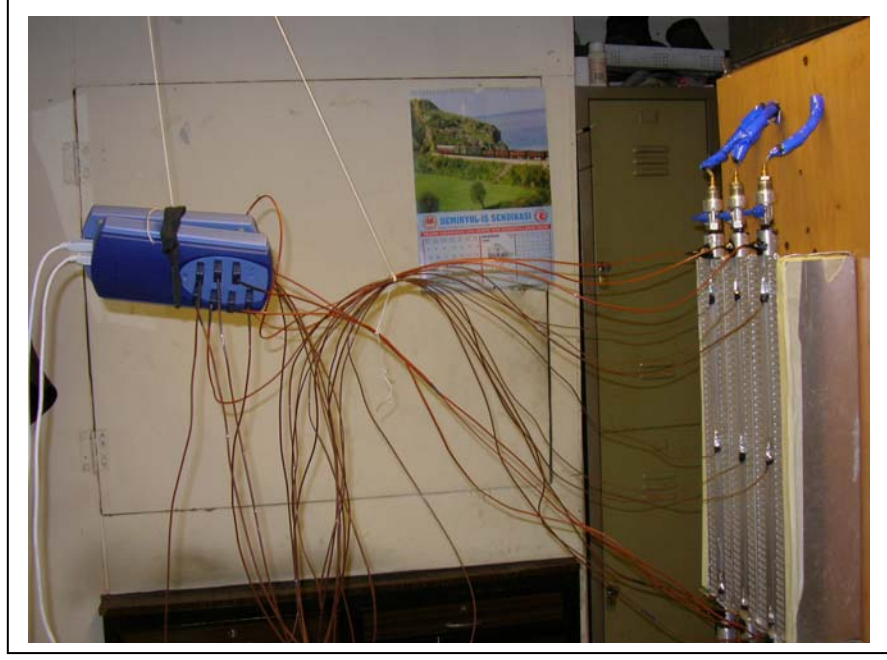
Şekil 4.8 Deney numunelerinin yan görünümü



Şekil 4.9 Deney sisteminin alttan görünümü



Şekil 4.10 Isıtıcı direnç kontrol paneli ve potansiyometre



Şekil 4.11 Deney sisteminde kullanılan termokupllar ve dataloggerlar



Şekil 4.12 Deney sisteminde kullanılan hassas terazi

#### 4.6 Deneysel Ölçümlerin Yapılması

Deney numunesinin bağlantısı yapıldıktan sonra sistem su ile doldurulmuş ve deney numunesinin giriş ve çıkışına yerleştirilen termokupulların bağlantı noktalarından, su haznesinden ve deney numunesinden su kaçağı kontrolü yapılmıştır.

Deney numunesi üzerine yerleştirilen termokupullar, numune yüzeyindeki hava akışını etkilenmemesi için yüzeye dik olacak şekilde gerdirilmiş ve aynı nedenle dataloggerlar yerden belli bir mesafede yukarıya asılmıştır.

Suyun numuneden çıkışı yerçekimi etkisi ile gerçekleştiğinden, debi ölçümünün yapıldığı hassas teraziye etkilememesi için su çıkış seviyesinin altında yerleştirilmiştir.

Deney öncesi su haznesindeki su sıcaklığı istenilen değere ulaşmaya kadar termostatlı ısıtıcılar vasıtasıyla ısıtılmıştır. Depo suyu sıcaklığı, numune üzerindeki giriş vanasının açılması ile “su giriş sıcaklığı” olarak adlandırılan Termokupl vasıtasıyla okunmuştur. Sistemdeki sıcaklıkların değişimi bilgisayarda Datalogger programında izlenmiştir. Sıcaklık değişimleri grafiksel olarak takip edilmiş ve zamanla yatay bir seyir halini aldığı anda sistemin rejime girmiş olduğu kabul edilmiştir. Sistemin rejime girmesi ve su deposundaki suyun ısıtılması için gerekli süre toplam 3 saat mertebesindedir. Herbir numune için deneyler en az 3 kere tekrar edilmiştir.

Deneyler, boyutları TSE EN 442-2’de (1998), belirtilen değerlerde olan deney odası içerisinde yapılmıştır. Odanın uzunluğu 4 m, genişliği 4 m ve yüksekliği 3 m’dir. Dışarıdan olabilecek hava akımlarını kesmek için deney odasının kapısı ve cam kısımları hava geçirmeyecek şekilde izole edilmiştir.

Deney odasının sıcaklık ölçümü standartta belirtildiği gibi odanın taban döşemesinden 0,75 m yükseklikte ve deney odasının ortasından yapılmıştır.

## 5. DENEYSEL BULGULAR ve DEĞERLENDİRMELER

Sıcak su, deney numunesinin silindirik boş kısmından aşağıya doğru yerçekimi etkisi ile geçerken ısısının bir bölümünü numunenin alt kısımlarından yukarıya doğru doğal taşınım yolu ile hareket eden havaya aktarmakta ve böylece sıcak olan su, sıcaklığı düşmüş olarak numuneden çıkmaktadır. Deney numunesi üzerinde, hava akışını yönlendirmek ve ısıl verimi iyileştirmek için açılmış olan panjurların, ısıl verime olan etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. Öncelikle radyatör dilimi üzerinde farklı yüzeylerde açılmış olan panjurların deneyi yapılmış, bu şekilde en iyi ısı transferini sağlayan panjur geometrisinin deneysel olarak tespiti amaçlanmıştır. Isı transferi en iyi olan radyatör diliminin tespitinden sonra aynı dilim üzerinde farklı panjur aralıkları için deneyler yapılmıştır. Sonuçlar, farklı panjur aralıkları için tartışılmıştır.

Bir ısıtma cihazının standart karakteristik eşitliğini elde etmek için, ısıl güç ve sıcaklık farkı ile ilgili değerleri belirlemek gereklidir. Bu miktarların hiç biri doğrudan ölçülemez; fakat ya doğrudan ölçülebilen ya da ilave bilgiler ile ve matematiksel ilişkiler kullanılarak elde edilebilen diğer miktarlar kullanılarak hesaplanmak zorundadırlar, (TS EN 442, 1998).

### **Karakteristik Eşitliğin Belirlenmesi:**

Karakteristik eşitlik, en azından üç noktadaki sabit su debisi ve aşağıdaki sıcaklık farkı esas alınarak belirlenir.

$$\Delta T = (30 \pm 2,5)K$$

$$\Delta T = (50 \pm 2,5)K$$

$$\Delta T = (60 \pm 2,5)K$$

Karakteristik eşitliğin belirlenmesi sırasında, referans hava sıcaklığı, bir ölçmeden diğerine geçileceği anda 1K'den daha fazla değişmemelidir.

Tüm deney süresi boyunca su debisi ayarlanan değerden  $\pm \%0,5$ 'dan fazla sapma göstermemeli veya debide dalgalanma olmamalıdır, (TS EN 442, 1998).

### Sonuçların Gösterilmesi:

Radyatör olarak sınıflandırılan ısıtma cihazları modelleri için, modelin deneyinden elde edilen standart karakteristik eşitlik aşağıda verilmiştir;

$$\dot{Q} = K_M \cdot \Delta T^n \quad (5.1) \text{ (TS EN 442, 1998)}$$

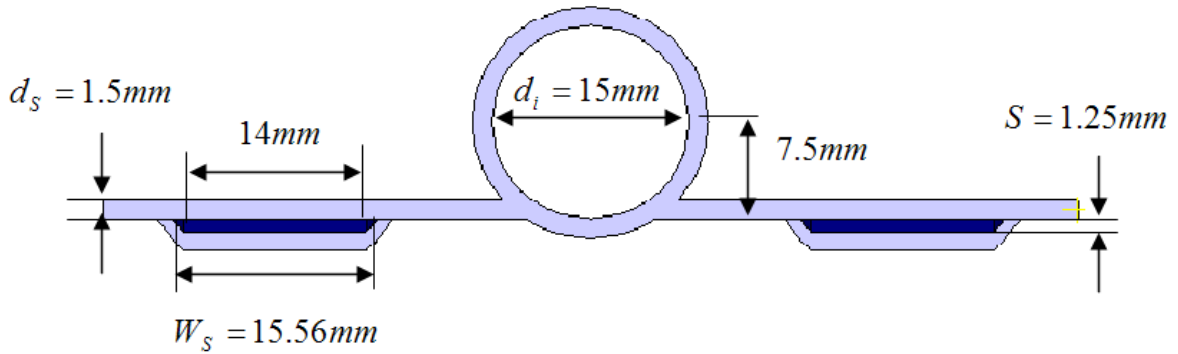
Eşitlikte,  $K_M$  model sabitidir.

### 5.1 Radyatör Ön Yüzeyine Açılmış Panjur Numuneleri İçin Deney Bulguları

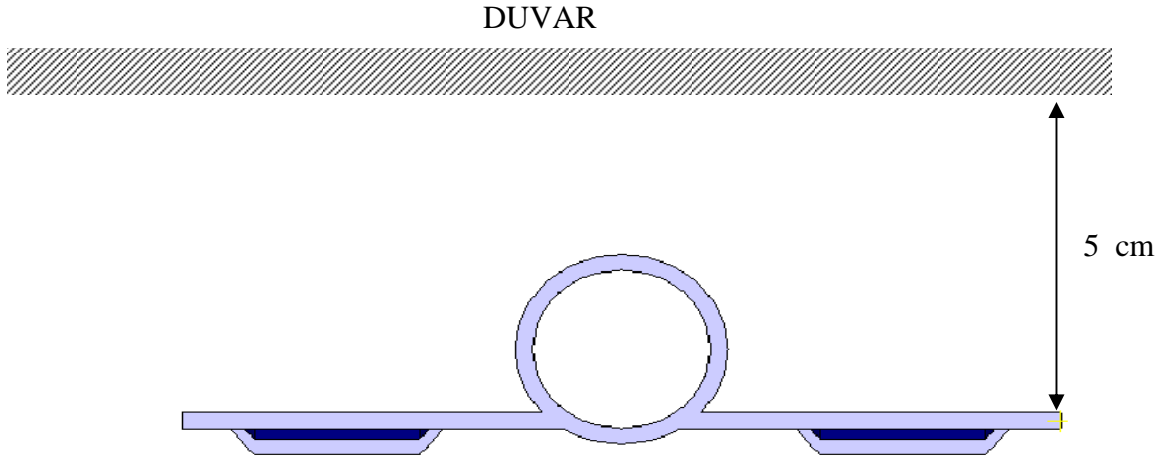
Panjur aralığının, ısı transferine olan etkisini belirlemek için panjurlar radyatör numunelerinin ön ve arka yüzeyine ayrı ayrı açılmıştır. Her iki radyatör dilimi aynı geometrik ölçülere sahip olup aralarındaki fark, panjur aralıklarının ön ve arka yüzeyde açılmış olmasıdır. Her iki radyatör dilimi arasındaki ısı transfer miktarlarını karşılaştırmak için öncelikle 1,25 mm panjur aralığına sahip numunelerin deneyi yapılmıştır.

Deneyler yukarıda belirtilen sıcaklık farkı değerleri için üç kere tekrarlanmıştır.

#### 5.1.1 1,25 mm Panjur Aralıklı Tekli Radyatör Numunesinin Geometrik Ölçüleri ve Deney Sınır Şartları



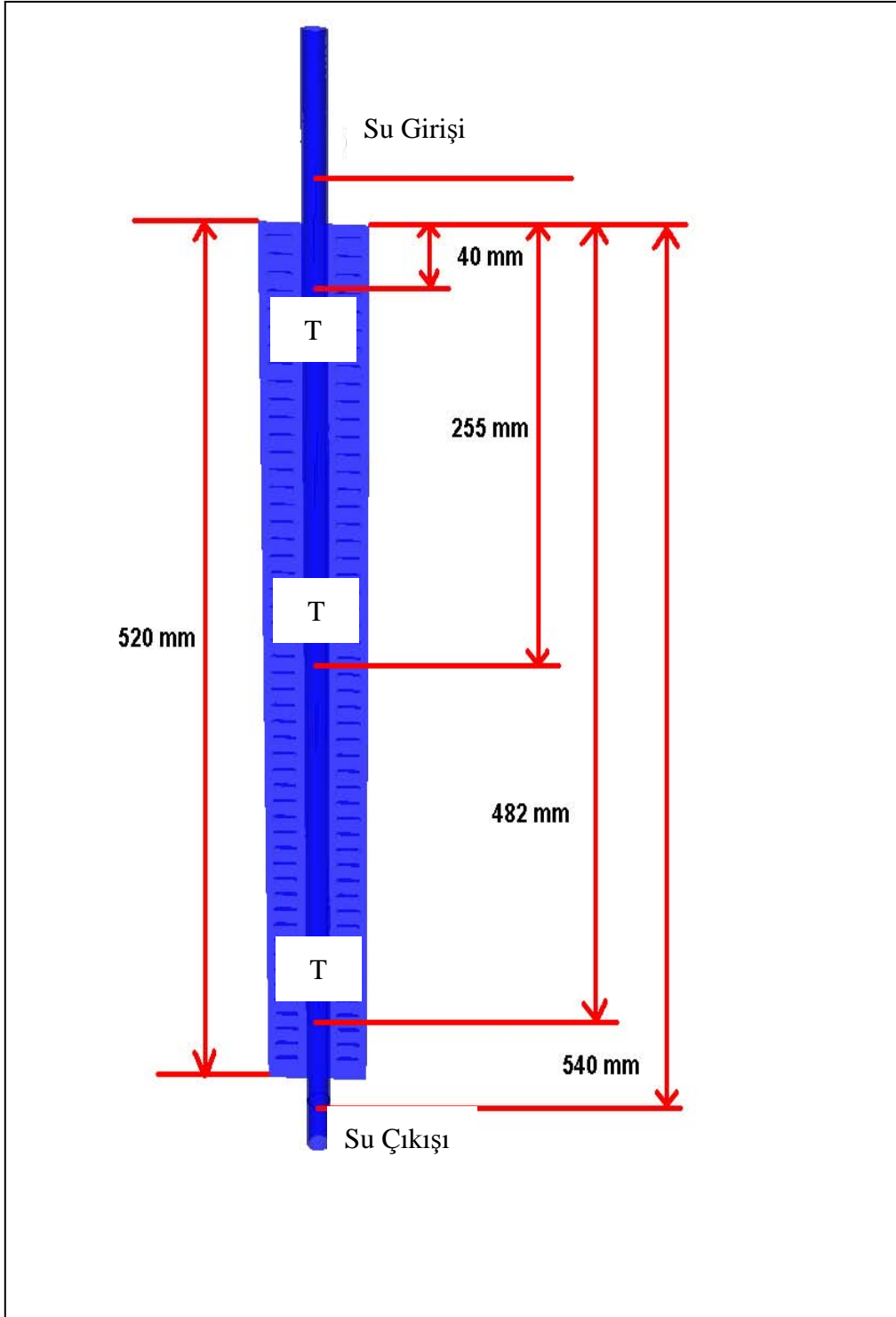
Şekil 5.1 Panjur aralığı 1,25 mm olan deney numunesinin geometrik ölçüleri (alttan görünüş)



Şekil 5.2 Panjur aralığı 1,25 mm olan deney numunesinin duvardan uzaklığı

Çizelge 5.1 Panjurların ön yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı radyatör numunesi için deney bulguları

$\Delta T$ (K) standart	$\Delta T$ (K) deney	$\dot{m}_{su}$ kg/h	$T_{Sugiris}$ (°C)	$T_{Sucikis}$ (°C)	T oda (°C)
30±2,5	30,54	2,83	60,23	52,85	26
50±2,5	50,77	2,83	83,29	70,25	26
60±2,5	56,86	2,8	90,76	74,96	26

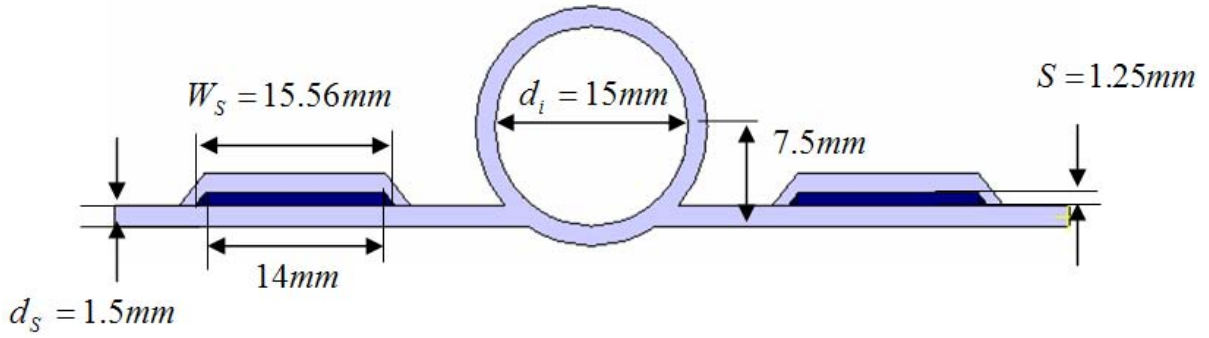


Şekil 5.3 Deney numunelerinde ölçüm yapılan noktalar

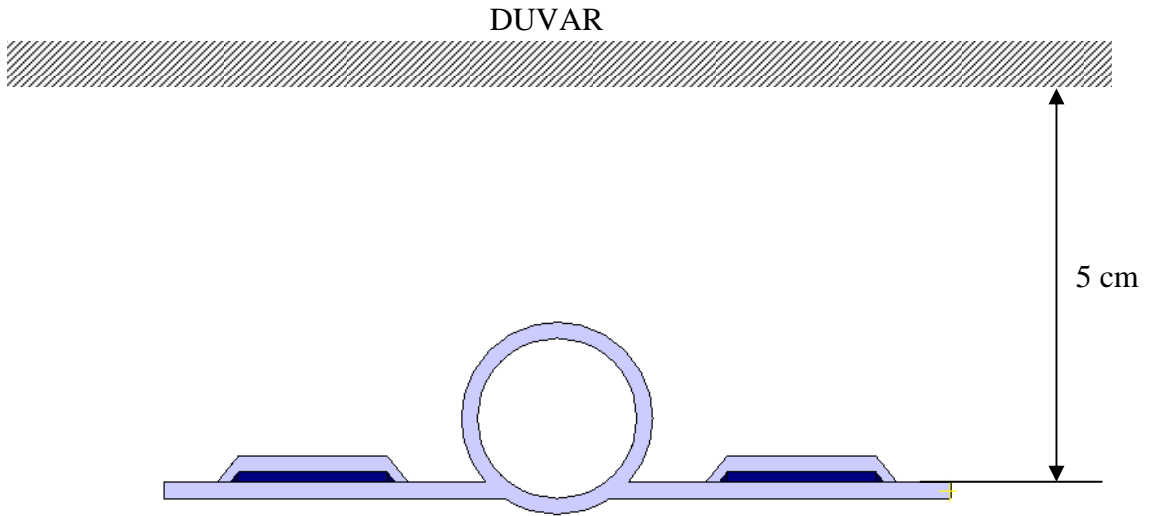
## 5.2 Radyatör Arka Yüzeyine Açılmış Panjur Numuneleri İçin Deney Bulguları

Radyatör numunelerinin arka yüzeyinde açılmış farklı panjur aralıkları için deneyler yapılmıştır. Ön ve arka yüzeyde açılan panjurların ısı transfer miktarları arasındaki farkı belirlemek için öncelikle radyatör ön yüzeyinde açılmış panjurlu numune ile aynı geometrik parametrelere sahip radyatör diliminin deneyi yapılmıştır. Deneyden elde edilen bulgulardan, arka yüzeye açılmış panjurların ön yüzeye açılmış olanlardan daha yüksek ısı transfer kapasitesine sahip olduğu görülmüş ve devamında bu radyatör dilimi üzerinde farklı panjur aralıkları için deneyler yapılmıştır.

### 5.2.1 1,25 mm Panjur Aralıklı Tekli Radyatör Numunesinin Geometrik Ölçüleri ve Deney Sınır Şartları



Şekil 5.4 Panjur aralığı 1,25 mm olan deney numunesinin geometrik ölçüleri

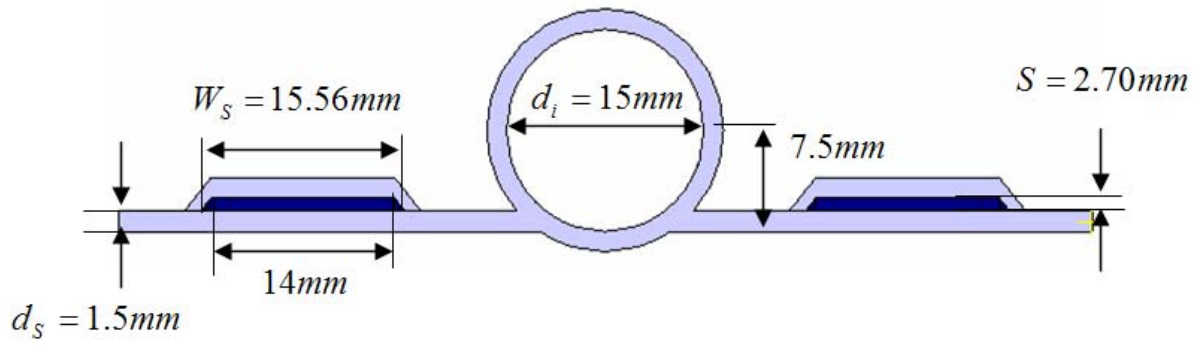


Şekil 5.5 Panjur aralığı 1,25 mm olan deney numunesinin duvardan uzaklığı

Çizelge 5.2 Panjurların arka yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı radyatör numunesi için deney bulguları

$\Delta T$ (K) standart	$\Delta T$ (K) deney	$\dot{m}_{su}$ kg/h	$T_{Sugiris}$ (°C)	$T_{Sucikis}$ (°C)	T oda (°C)
30±2,5	30,58	2,42	61,27	51,89	26
50±2,5	51,25	2,42	85,12	69,39	26
60±2,5	58,14	2,38	94	74,28	26

### 5.2.2 2,70 mm Panjur Aralıklı Tekli Radyatör Numunesinin Geometrik Ölçüleri ve Deney Sınır Şartları



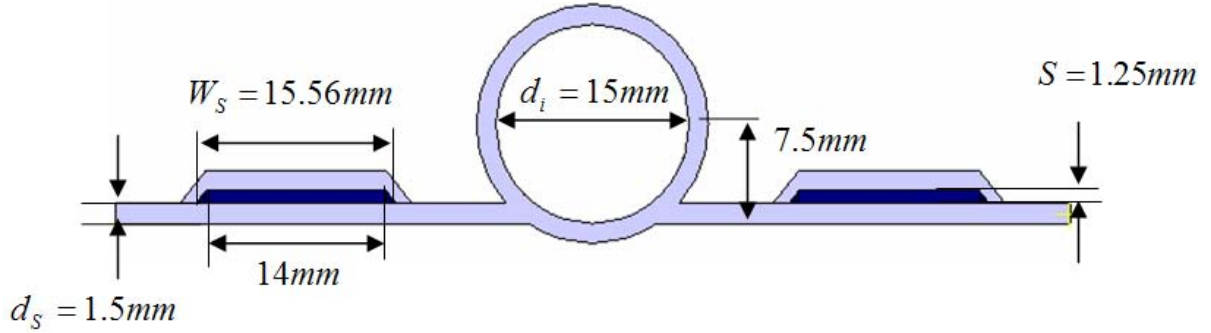
Şekil 5.6 Panjur aralığı 2,70 mm olan deney numunesinin geometrik ölçüleri

Panjur aralığı 2,70 mm olan deney numunesinin duvardan uzaklığı 5 cm'dir.

Çizelge 5.3 Panjurların arka yüzeyde olduğu 2,70 mm panjur aralıklı radyatör numunesi için deney bulguları

$\Delta T$ (K) standart	$\Delta T$ (K) deney	$\dot{m}_{su}$ kg/h	$T_{Sugiris}$ (°C)	$T_{Sucikis}$ (°C)	T oda (°C)
30±2,5	29,46	2,73	59,83	51,10	26
50±2,5	50,1	2,73	83,86	68,34	26
60±2,5	55,25	2,68	91,53	70,98	26

### 5.2.3 1,25 mm Panjur Aralıklı Tekli ve Bacalı Radyatör Numunesinin Geometrik Ölçüleri ve Deney Sınır Şartları



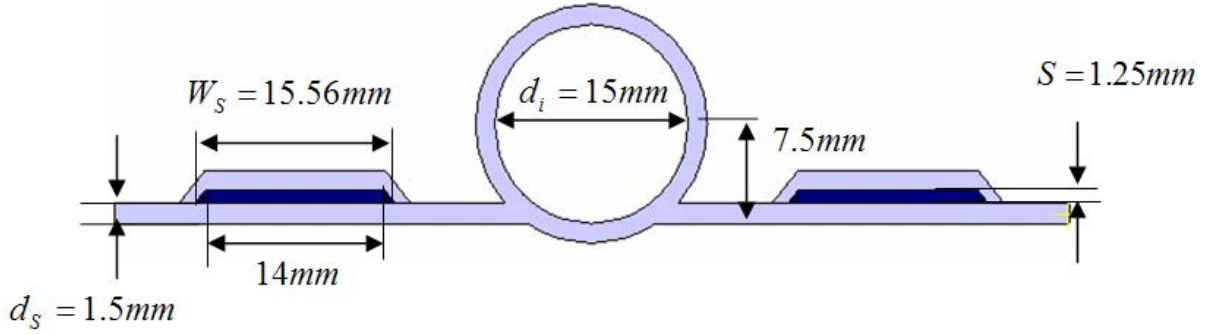
Şekil 5.7 Panjur aralığı 1,25 mm olan bacalı deney numunesinin geometrik ölçüleri

Panjur aralığı 1,25 mm olan bacalı deney numunesinin duvardan uzaklığı 5 cm'dir.

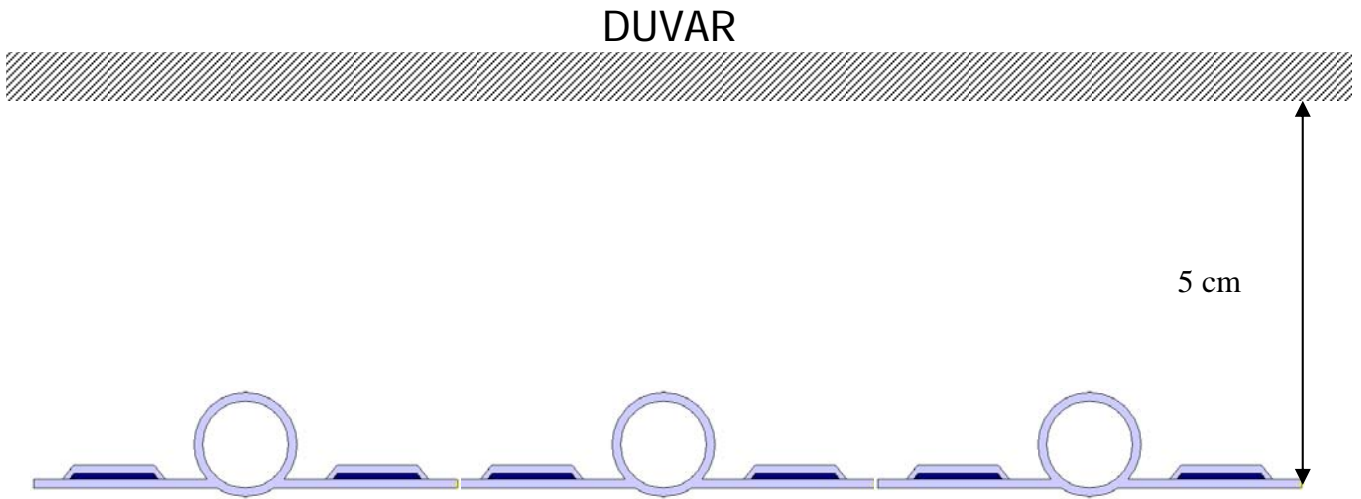
Çizelge 5.4 Panjurların arka yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı ve bacalı radyatör numunesi için deney bulguları

$\Delta T$ (K) standart	$\Delta T$ (K) deney	$\dot{m}_{su}$ kg/h	$T_{Sugiris}$ (°C)	$T_{Sucikis}$ (°C)	T oda (°C)
30±2,5	28,35	2,80	58,92	49,79	26
50±2,5	48,55	2,80	82,76	66,34	26
60±2,5	57,26	2,84	92,93	73,59	26

### 5.2.4 1,25 mm Panjur Aralıklı Üç Sıralı Radyatör Numunesinin Geometrik Ölçüleri ve Deney Sınır Şartları



Şekil 5.8 Panjur aralığı 1,25 mm olan üç sıralı deney numunesinin geometrik ölçüleri

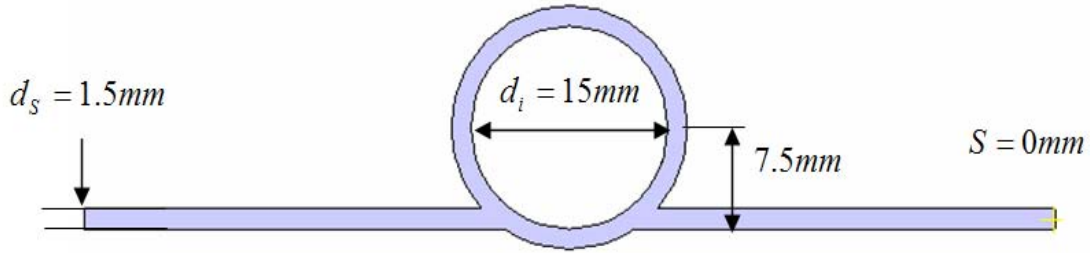


Şekil 5.9 Panjur aralığı 1,25 mm olan üç sıralı deney numunesinin duvardan uzaklığı

Çizelge 5.5 Panjurların arka yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı ve üçlü radyatör numunesi için deney bulguları

Radyatör Dilim Sayısı	$\Delta T$ (K) standart	$\Delta T$ (K) deney	$\dot{m}_{su}$ kg/h	$T_{Sugiris}$ (°C)	$T_{Sucikis}$ (°C)	T oda (°C)
1. Dilim	30±2,5	30,99	2,65	61,38	52,61	26
	50±2,5	48,03	2,65	81,92	66,15	26
	60±2,5	58,5	2,6	94,26	74,74	26
2. Dilim	30±2,5	31,97	2,65	62,14	53,8	26
	50±2,5	49,17	2,65	82,83	67,52	26
	60±2,5	59,88	2,6	95,52	76,25	26
3. Dilim	30±2,5	31,17	2,65	61,92	52,43	26
	50±2,5	48,05	2,65	82,17	65,93	26
	60±2,5	58,5	2,6	94,73	74,28	26

### 5.3 Panjursuz Radyatör Numunesinin Geometrik Ölçüleri ve Deney Sınır Şartları



Şekil 5.10 Panjursuz deney numunesinin geometrik ölçüleri

Panjursuz deney numunesinin duvardan uzaklığı 5 cm'dir.

Çizelge 5.6 Panjursuz radyatör numunesi için deney bulguları

$\Delta T$ (K) standart	$\Delta T$ (K) deney	$\dot{m}_{su}$ kg/h	$T_{Sugiris}$ (°C)	$T_{Sucikis}$ (°C)	T oda (°C)
30±2,5	29,55	2,40	59,64	51,47	26
50±2,5	51,04	2,40	84,23	69,86	26
60±2,5	59,18	2,40	93,82	76,55	26

#### 5.4 Radyatör Numunelerine Ait Deneysel Bulgular ve Karşılaştırılması

Deneylelerden elde edilen bulgular tablo halinde çizelge 5.14'te verilmiştir. Radyatör dilimlerinden olan ısı transfer miktarları  $\dot{Q}_T = \dot{m}_{su} * c_{su} * \Delta T_{su}$  eşitliğinden hesaplanmıştır.

Deneyin yapıldığı ortamda radyatörden çevreye ışıma yoluyla olan ısı transfer miktarı aşağıdaki formülden elde edilmiştir (5.4). Doğal taşınım yoluyla olan ısı transfer miktarı, ışıma yoluyla elde edilen ısı güç değerinin toplam ısı güç değerinden çıkartılmasıyla bulunmuştur (5.2).

$$\dot{Q}_I = \dot{Q}_T - \dot{Q}_I \quad (5.2)$$

İşinimla ısı transfer miktarı;

$$\dot{Q}_I = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1 - \varepsilon_1}{A_1 \varepsilon_1} + \frac{1}{A_1 \varepsilon_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{A_2 \varepsilon_2}}, \quad \frac{1 - \varepsilon_2}{A_2 \varepsilon_2} = 0 \quad (5.3)$$

$$\dot{Q}_I = \frac{A_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 + 1} \Rightarrow \dot{Q}_I = \varepsilon_1 \cdot A_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (5.4)$$

#### Radyatör Dilimlerinden Taşınımla Gerçekleşen Isı Transferinin Hesabı :

Taşınım yoluyla oluşan ısı transferlerinin hesaplanması için öncelikle radyatör diliminden çevreye olan toplam ısı güç ( $\dot{Q}_T$ ) ile işinimla meydana gelen ısı güç ( $\dot{Q}_I$ ) hesaplanmıştır.

$\dot{Q}_T$ 'den  $\dot{Q}_I$  çıkartılarak taşınım yoluyla olan ısı güç elde edilmiştir.

İşinimla gerçekleşen ısı güç hesabında tüm numuneler için  $A, \sigma$  ve  $\varepsilon$  değerleri aynıdır.  $T_1$  sıcaklığı, her bir radyatör dilimi için yüzeyden okunan üç adet sıcaklık değerinin aritmetik ortalamasıdır.  $T_2$  sıcaklığı deneyin yapıldığı ortama ait duvar sıcaklığıdır.

**1,25 mm Panjur Aralıklı ve Panjurların Ön Yüzeyde Olduğu Deney Numunesi için Taşınım Yoluyla Oluşan Isı Transfer Hesabı:**

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_T - \dot{Q}_I$$

**$\Delta T = 30 \pm 2,5K$  için;**

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_{su} * c_{su} * \Delta T_{su} \quad (5.5)$$

$$\dot{Q}_T = 2,83kg / h * 4,18j / g^\circ K * (333,23 - 325,85)^\circ K$$

$$\dot{Q}_T = 2,83kg / 3600sn * 4,18j / 0,001kg^\circ K * (333,23 - 325,85)^\circ K ,$$

$$\dot{Q}_T = 24,28W$$

$$\dot{Q}_I = \varepsilon_1 \cdot A_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

$\varepsilon_1 = 0,2$  (Boyasız, oksitli Alüminyum yüzey için)

$$A_1 = H * W \Rightarrow H = 0,52m \rightarrow W = 0,074m$$

$$A_1 = 0,52m * 0,074m = 0,03848m^2$$

$$\sigma = 5,67 \times 10^{-8} W / m^2 K^4$$

$$T_1 = 54,98^\circ C = 327,98^\circ K$$

$$T_2 = 26^\circ C = 299^\circ K$$

$$\dot{Q}_I = 0,2 * 0,03848m^2 * 5,67 \times 10^{-8} W / m^2 K^4 * (327,98^4 - 299^4) K^4$$

$$\dot{Q}_I = 1,56W$$

$$\dot{Q}_t = 24,28 - 1,56 = 22,72W$$

**$\Delta T = 50 \pm 2,5 K$  için;**

$$\dot{Q}_T = m_{su} * c_{su} * \Delta T_{su}$$

$$\dot{Q}_T = 2,83 kg / h * 4,18 J / g^{\circ} K * (356,29 - 343,25)^{\circ} K$$

$$\dot{Q}_T = 2,83 kg / 3600 sn * 4,18 J / 0,001 kg^{\circ} K * (356,29 - 343,25)^{\circ} K ,$$

$$\dot{Q}_T = 42,91 W$$

$$T_1 = 76,92^{\circ} C = 349,92^{\circ} K$$

$$T_2 = 26^{\circ} C = 299^{\circ} K$$

$$\dot{Q}_I = 0,2 * 0,03848 m^2 * 5,67 * 10^{-8} W / m^2 K^4 * (349,92^4 - 299^4)$$

$$\dot{Q}_I = 3,05 W$$

$$\dot{Q}_t = 42,91 - 3,05 = 39,86 W$$

**$\Delta T = 60 \pm 2,5 K$  için;**

$$\dot{Q}_T = 2,8 kg / h * 4,18 J / g^{\circ} K * (363,76 - 347,96)^{\circ} K$$

$$\dot{Q}_T = 2,8 kg / 3600 sn * 4,18 J / 0,001 kg^{\circ} K * (363,7 - 347,96)^{\circ} K ,$$

$$\dot{Q}_T = 51,44 W$$

$$T_1 = 76,81^{\circ} C = 349,81^{\circ} K$$

$$T_2 = 26^{\circ} C = 299^{\circ} K$$

$$\dot{Q}_I = 0,2 * 0,03848 m^2 * 5,67 * 10^{-8} W / m^2 K^4 * (349,81^4 - 299^4)$$

$$\dot{Q}_I = 3,04 W , \quad \dot{Q}_t = 51,44 - 3,04 = 48,4 W$$

**1,25 mm Panjur Aralıklı ve Panjurların Arka Yüzeyde Olduğu Deney Numunesi için Taşınım Yoluyla Oluşan Isı Transfer Hesabı:**

Çizelge 5.7 Panjurların arka yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı radyatör numunesi için ısı güç tablosu

Isıl Güç	$\Delta T=30\pm 2,5K$	$\Delta T=50\pm 2,5K$	$\Delta T=60\pm 2,5K$
$\dot{Q}_{Toplam}$ (W)	26,39	44,26	54,56
$\dot{Q}_{Isınım}$ (W)	1,57	3,07	3,26
$\dot{Q}_{Taşınım}$ (W)	24,82	41,19	51,3

**2,70 mm Panjur Aralıklı ve Panjurların Arka Yüzeyde Olduğu Deney Numunesi için Taşınım Yoluyla Oluşan Isı Transfer Hesabı:**

Çizelge 5.8 Panjurların arka yüzeyde olduğu 2,70 mm panjur aralıklı radyatör numunesi için ısı güç tablosu

Isıl Güç	$\Delta T=30\pm 2,5K$	$\Delta T=50\pm 2,5K$	$\Delta T=60\pm 2,5K$
$\dot{Q}_{Toplam}$ (W)	27,71	49,26	64,03
$\dot{Q}_{Isınım}$ (W)	1,49	2,94	2,86
$\dot{Q}_{Taşınım}$ (W)	26,22	46,32	61,17

**1,25 mm Panjur Aralıklı ve Panjurların Arka Yüzeyde Olduğu Bacalı Deney Numunesi için Taşınım Yoluyla Oluşan Isı Transfer Hesabı:**

Çizelge 5.9 Panjurların arka yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı ve bacalı radyatör numunesi için ısı güç tablosu

Isıl Güç	$\Delta T=30\pm 2,5K$	$\Delta T=50\pm 2,5K$	$\Delta T=60\pm 2,5K$
$\dot{Q}_{Toplam}$ (W)	29,72	53,46	63,86
$\dot{Q}_{Isınım}$ (W)	1,39	2,82	3,05
$\dot{Q}_{Taşınım}$ (W)	28,33	50,64	60,81

**1,25 mm Panjur Aralıklı ve Panjurların Arka Yüzeyde Olduğu Üç Sıralı Deney Numunesi için Taşınım Yoluyla Oluşan Isı Transfer Hesabı:**

1. Dilim için;

Çizelge 5.10 Panjurların arka yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı ve üç sıralı radyatör numunesi için ısı güç tablosu (1. Dilim)

Isıl Güç	$\Delta T=30\pm 2,5K$	$\Delta T=50\pm 2,5K$	$\Delta T=60\pm 2,5K$
$\dot{Q}_{Toplam}$ (W)	27,02	48,59	59,01
$\dot{Q}_{Isınım}$ (W)	1,55	2,84	3,10
$\dot{Q}_{Taşınım}$ (W)	25,47	45,75	55,91

## 2. Dilim için;

Çizelge 5.11 Panjurların arka yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı ve üç sıralı radyatör numunesi için ısı güç tablosu (2. Dilim)

Isıl Güç	$\Delta T=30\pm 2,5K$	$\Delta T=50\pm 2,5K$	$\Delta T=60\pm 2,5K$
$\dot{Q}_{Toplam}$ (W)	25,69	47,17	58,25
$\dot{Q}_{Isınım}$ (W)	1,65	2,83	3,10
$\dot{Q}_{Tasinım}$ (W)	24,04	44,34	55,15

## 3. Dilim için;

Çizelge 5.12 Panjurların arka yüzeyde olduğu 1,25 mm panjur aralıklı ve üç sıralı radyatör numunesi için ısı güç tablosu (3. Dilim)

Isıl Güç	$\Delta T=30\pm 2,5K$	$\Delta T=50\pm 2,5K$	$\Delta T=60\pm 2,5K$
$\dot{Q}_{Toplam}$ (W)	29,24	50,04	61,82
$\dot{Q}_{Isınım}$ (W)	1,61	2,87	3,17
$\dot{Q}_{Tasinım}$ (W)	27,63	47,17	58,65

**Panjursuz Deney Numunesi için Taşınım Yoluyla Oluşan Isı Transfer Hesabı:**

Çizelge 5.13 Panjursuz radyatör numunesi için ısı güç tablosu

Isıl Güç	$\Delta T=30\pm 2,5K$	$\Delta T=50\pm 2,5K$	$\Delta T=60\pm 2,5K$
$\dot{Q}_{Toplam}$ (W)	22,8	40,1	48,19
$\dot{Q}_{ısınım}$ (W)	1,58	3,12	3,60
$\dot{Q}_{Taşınım}$ (W)	21,22	36,98	44,55

Çizelge 5.14 Deneylelerden elde edilen bulgular

Parametreler	Panjursuz			Panjurlar Ön Yüzeyde			Panjurlar Arka Yüzeyde																	
				1,25 mm Panjur Aralıklı			1,25 mm Panjur Aralıklı			2,70 mm Panjur Aralıklı			1,25 mm Panjur Aralıklı Bacalı			1,25 mm Panjur Aralıklı Üç Sıralı								
$\Delta T$ Deney (K)	29,55	51,04	59,18	30,54	50,77	56,86	30,58	51,25	58,14	29,46	50,1	55,25	28,35	48,55	57,26	30,99	48,03	58,5	31,97	49,17	59,88	31,17	48,05	58,5
$T_{ortam}$ (°C)	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26
$\dot{m}_{su}$ (kg/h)	2,4	2,4	2,4	2,83	2,83	2,8	2,42	2,42	2,38	2,73	2,73	2,68	2,8	2,8	2,84	2,65	2,65	2,6	2,65	2,65	2,6	2,65	2,65	2,6
$T_{Sugiris}$ (°C)	59,64	84,23	93,82	60,23	83,29	90,76	61,27	85,12	94	59,83	83,86	91,53	58,92	82,76	92,93	61,38	81,92	94,26	62,14	82,83	95,52	61,92	82,17	94,73
$T_{30mm}$ (°C)	57,68	82,26	91,17	56,92	81,17	86,64	57,85	82,35	90,16	56,23	80,94	86,14	54,77	79,49	87,69	57,69	78,71	87,42	58,7	79,38	87,64	57,93	79,35	87,73
$T_{255mm}$ (°C)	55,13	77,22	83,15	54,83	76,42	76,48	55,12	76,92	79,76	53,42	74,82	73,64	51,93	73,46	75,28	54,21	73,93	77,43	56,11	73,27	80,22	55,53	74,29	77,63
$T_{482mm}$ (°C)	53,36	74,09	78,02	53,21	73,19	67,31	52,75	72,35	69,36	52,17	70,42	63,14	50,17	68,57	67,65	52,97	69,56	67,96	54,43	69,21	70,85	53,92	69,87	70,08
$T_{Sucikis}$ (°C)	51,47	69,86	76,55	52,85	70,25	74,96	51,89	69,39	74,28	51,1	68,34	70,98	49,79	66,34	73,59	52,61	66,15	74,74	53,8	67,52	76,25	52,43	65,93	74,28
$\dot{Q}_{Toplam}$ (W)	22,8	40,1	48,19	24,28	42,9	51,44	26,39	44,26	54,56	27,71	49,26	64,03	29,72	53,46	63,86	27,02	48,59	59,01	25,69	47,17	58,25	29,24	50,04	61,82
$\dot{Q}_{Isinim}$ (W)	1,58	3,12	3,6	1,56	3,05	3,04	1,57	3,07	3,26	1,49	2,94	2,86	1,39	2,82	3,05	1,55	2,84	3,1	1,65	2,83	3,1	1,61	2,87	3,17
$\dot{Q}_{Tasinim}$ (W)	21,22	36,98	44,55	22,72	39,86	48,4	24,82	41,19	51,3	26,22	46,32	61,17	28,33	50,64	60,81	25,47	45,75	55,91	24,04	44,34	55,15	27,63	47,17	58,65

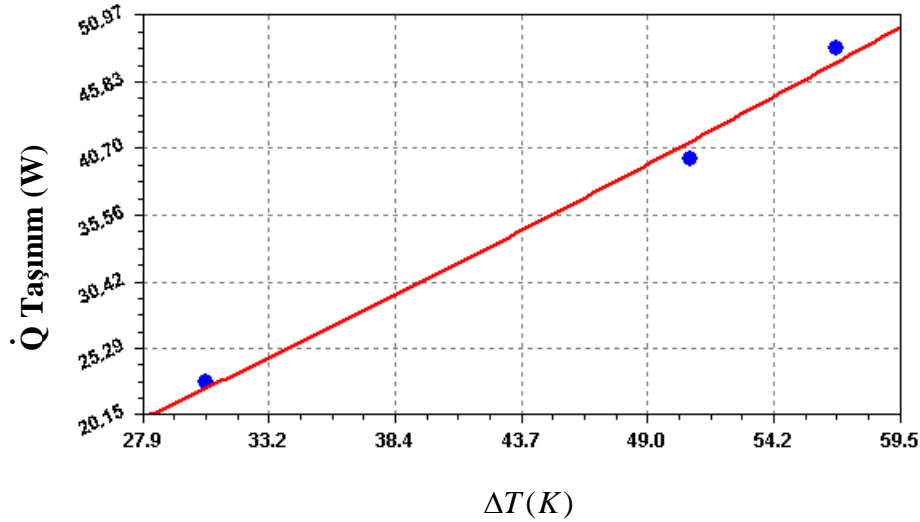
### Radyatör Numunelerinin Isıl Güçlerinin Deneysel Olarak Karşılaştırılması:

Deneylemlerden elde edilen bulguların değerlendirilmesi ısı güçleri karşılaştırılarak yapılmıştır. Bu karşılaştırmanın yapılabilmesi için radyatörlerin  $\Delta T_{30K}$ ,  $\Delta T_{50K}$  ve  $\Delta T_{60K}$  ortalama sıcaklık farkı değerleri için elde edilen ısı güçleri grafik halinde gösterilmiştir. Böylece, değişik sıcaklık farkı değerleri için ısı güçleri elde edilebilmiştir.

Grafiklerin oluşturulmasında, TS EN 442 (1998), standartında belirtilen standart karakteristik eşitliği kullanılmıştır  $\left[ \dot{Q} = K_M \cdot \Delta T^n \right]$ . Bu eşitlikte bilinmeyen “ $K_M$ ” ve “ $n$ ” sabitleri CurveExpert 1.3 programı kullanılarak belirlenmiştir. Her bir numunenin yukarıda belirtilen üç farklı ortalama sıcaklık değerleri için elde edilen ısı güçleri programa girilerek “ $K_M$ ” ve “ $n$ ” sabitleri bulunmuş ve grafik halinde verilmiştir. Bununla birlikte tüm radyatör numunelerine ait ısı güç değerleri tek bir grafikte gösterilerek ortalama sıcaklık farkı değerleri için karşılaştırma yapılmıştır.  $\dot{Q} = K_M \cdot \Delta T^n$  eşitliği için korelasyonumuz  $y = a \cdot (x^b)$  olarak ifade edilmiştir. Burada  $a = K_m$ ,  $b = n$ ,  $y = \dot{Q}$  ve  $x = \Delta T$  değerlerini göstermektedir.

### Panjurlar Ön Yüzeyde :

#### 1,25 mm panjur aralıklı numune;

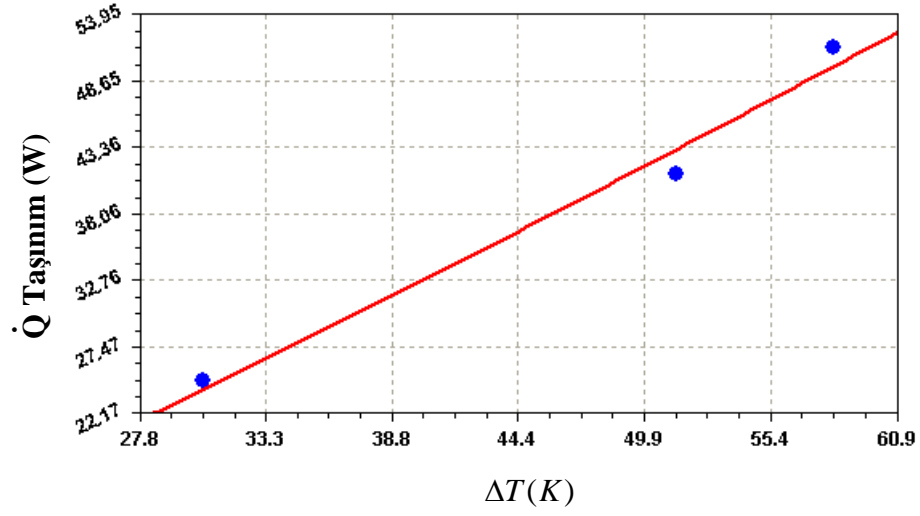


Şekil 5.11 Panjur aralığı 1,25 mm için  $\dot{Q}$ - $\Delta T$  değişimi

$$(\dot{Q} = 0,3466 * \Delta T^{1,2171})$$

**Panjurlar Arka Yüzeyde :**

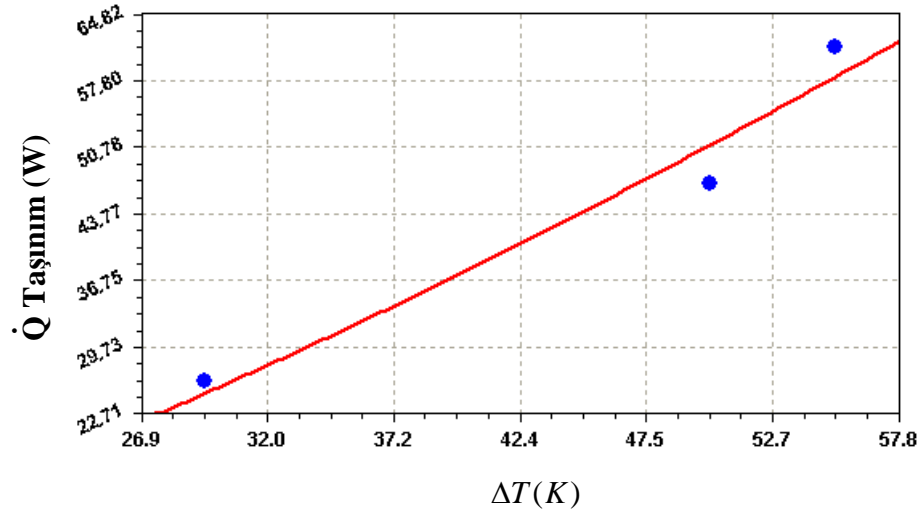
**1,25 mm panjur aralıklı numune;**



Şekil 5.12 Panjur aralığı 1,25 mm için  $\dot{Q}$ - $\Delta T$  değişimi

$$(\dot{Q} = 0,5017 * \Delta T^{1,1320})$$

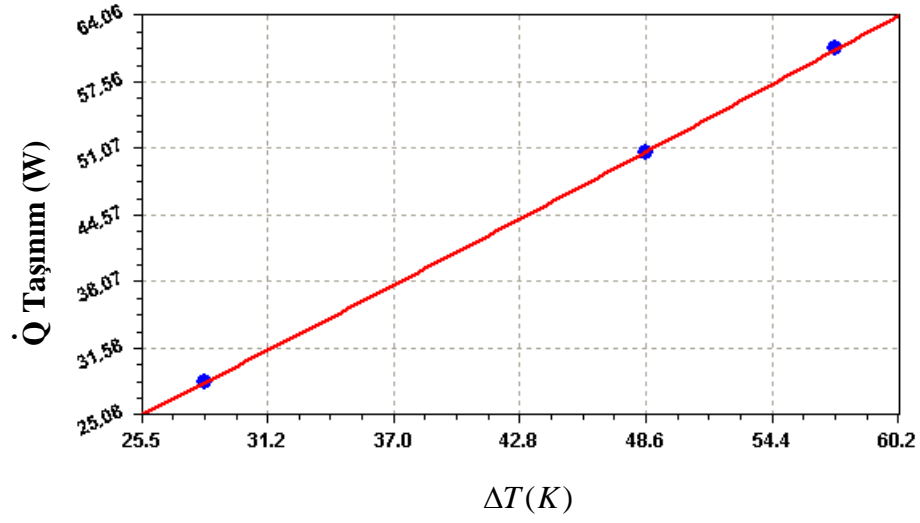
**2,70 mm panjur aralıklı numune;**



Şekil 5.13 Panjur aralığı 2,70 mm için  $\dot{Q}$ - $\Delta T$  değişimi

$$(\dot{Q} = 0,2574 * \Delta T^{1,3514})$$

1,25 mm panjur aralıklı bacalı numune;

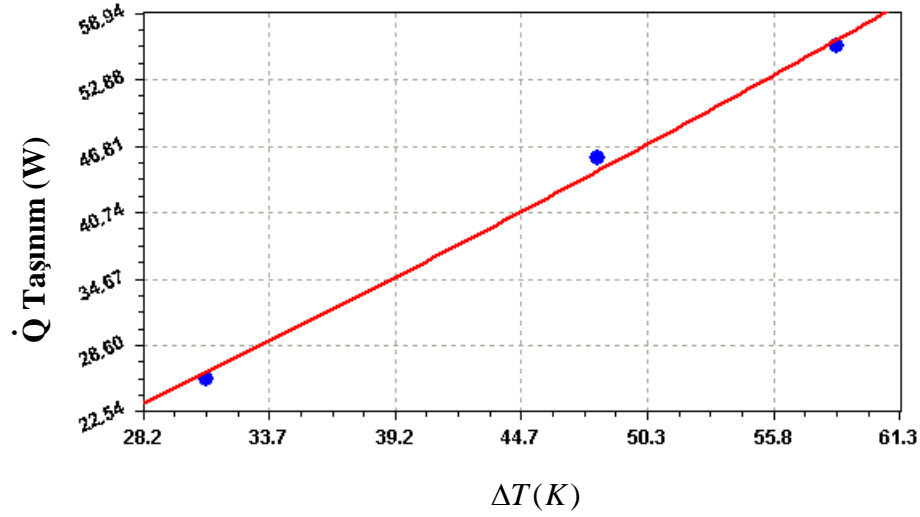


Şekil 5.14 Panjur aralığı 1,25 mm bacalı için  $\dot{Q}$ - $\Delta T$  değişimi

$$(\dot{Q} = 0,7449 * \Delta T^{1,0873})$$

1,25 mm panjur aralıklı üç sıralı numune;

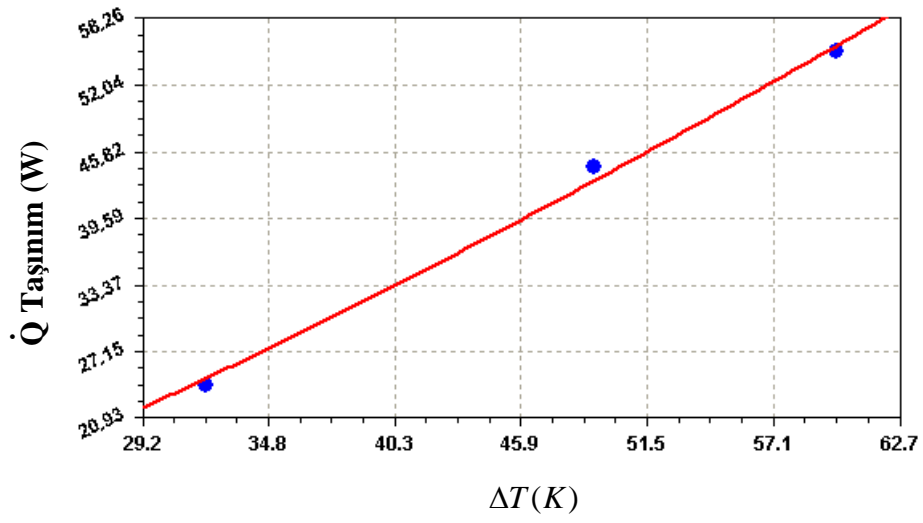
1. Dilim



Şekil 5.15 Panjur aralığı 1,25 mm üç Sıralı 1. dilim için  $\dot{Q}$ - $\Delta T$  değişimi

$$(\dot{Q} = 0,4092 * \Delta T^{1,2112})$$

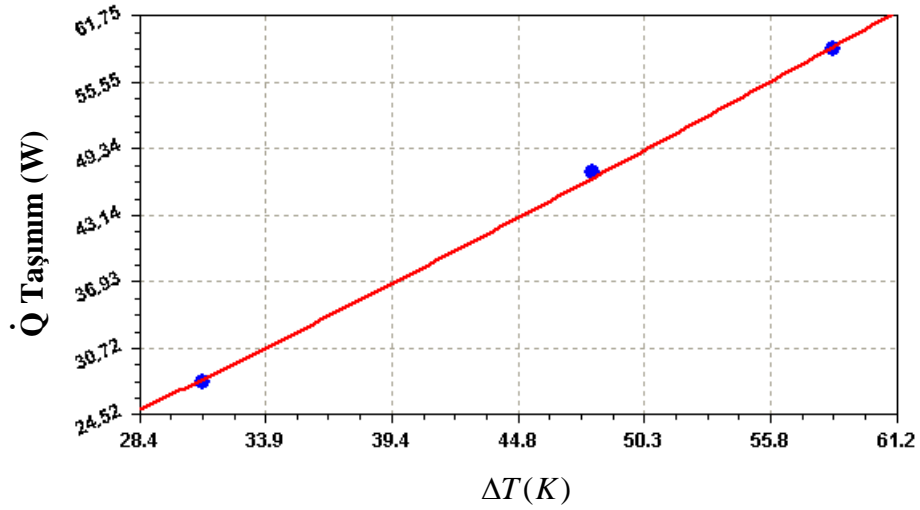
## 2. Dilim



Şekil 5.16 Panjur aralığı 1,25 mm üç sıralı 2. dilim için  $\dot{Q}$ - $\Delta T$  değişimi

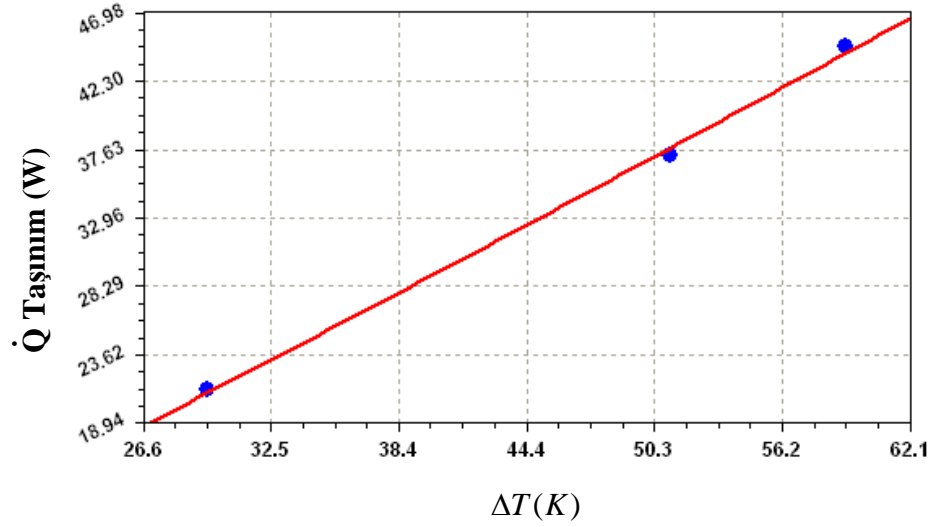
$$(\dot{Q} = 0,2739 * \Delta T^{1,2990})$$

## 3. Dilim



Şekil 5.17 Panjur aralığı 1,25 mm üç sıralı 3. dilim için  $\dot{Q}$ - $\Delta T$  değişimi

$$(\dot{Q} = 0,4684 * \Delta T^{1,1881})$$

**Panjursuz numune;**Şekil 5.18 Panjursuz numune için  $\dot{Q}$  - $\Delta T$  değişimi

$$(\dot{Q} = 0,5636 * \Delta T^{1,0692})$$

**Panjur Aralık Parametresinin Isıl Güç Denkleminde Gösterilmesi:**

Her bir radyatör numunesinin sıcaklık farkı değerlerine karşılık gelen ısı güçleri grafik halinde yukarıda gösterilmiştir.  $\dot{Q} = K_M \cdot \Delta T^n$  eşitliğine " $\Delta T^m$ " gibi bir katsayının ilave edilmesiyle deneylerden elde edilen sonuçlarla örtüşen bir korelasyon oluşturulmuştur.  $\Delta T^m$  ifadesindeki "m" parametresinin açılımı aşağıda gösterilmiştir.

$$m = \frac{\log \Delta T}{24 / \log(S^3 + 1)}$$

$\dot{Q} = K_M \cdot \Delta T^n$  denkleminde panjursuz numuneye ait parametre değerleri kullanılmakta, sadece çarpan olarak ilave edilen  $\Delta T^m$  ifadesindeki " $\Delta T$ " ve " $S$ " parametreleri değişmektedir. Burada " $\Delta T$ " ortalama sıcaklık farkını ve " $S$ " de panjur aralığını ifade etmektedir. Çizelge 5.15'te ısı güç değerlerinin panjur aralıklarına göre değişimi tablo halinde verilmiştir.

Korelasyondan elde edilen ısı güç değerleri çizelge 5.16'da sunulmuştur. Korelasyon ve deneylerden elde edilen ısı güç değerlerinin karşılaştırılması çizelge 5.17'de tablo halinde gösterilmiştir.

Çizelge 5.15 Deneylemlerden elde edilen  $\dot{Q}-S$  değişimi tablosu

$\Delta T$ (K)	$\dot{Q}$ (W)		
	S=0	S=1,25 mm	S=2,70 mm
30	21,39	23,58	25,51
50	36,94	42,04	50,88
60	44,89	51,67	65,1

Çizelge 5.16 Korelasyondan elde edilen  $\dot{Q}-S$  değişimi tablosu

$\Delta T$ (K)	$\dot{Q}$ (W)		
	S=0	S=1,25 mm	S=2,70 mm
30	21,39	23,6	28,17
50	36,94	42,07	53,17
60	44,89	51,77	66,9

Çizelge 5.17 Deney ve korelasyondan elde edilen ısı güçlerinin karşılaştırılması

$\Delta T$ (K)	% Fark	
	1,25 mm	2,70 mm
30	0,084%	10,4%
50	0,071%	4,5%
60	0,19%	2,7%

### Deney Bulgularının İkili Numuneler Halinde Karşılaştırılması:

Çizelge 5.18'de  $\Delta T=30K$ ,  $50K$  ve  $60K$  ortalama sıcaklık farklarında her bir radyatör numunesi için  $\dot{Q}$ 'nin  $\Delta T$ 'ye göre değişimi verilmiştir.

Çizelge 5.18  $\Delta T=30K$ ,  $50K$  ve  $60K$  Ortalama sıcaklık farkları için deneylerden elde edilen bulgular

$\Delta T$ (K)	Panjursuz	1,25 mm panjurlar ön yüzde	1,25 mm panjurlar arka yüzde	2,70 mm panjurlar arka yüzde	1,25 mm panjurlar arka yüzde bacalı	1,25 mm panjurlar arka yüzde üç sıra		
						1. Dilim	2. Dilim	3. Dilim
						$\dot{Q}$ (W)	$\dot{Q}$ (W)	$\dot{Q}$ (W)
30	21,39	21,75	23,58	25,51	30,07	25,17	22,71	26,64
50	36,94	40,51	42,04	50,88	52,69	46,74	44,11	48,88
60	44,89	50,58	51,67	65,1	63,89	58,29	55,89	60,7

Çizelge 5.19  $\Delta T=30K$ ,  $50K$  ve  $60K$  Ortalama sıcaklık farkları için 1,25 mm P.A.Y ile diğer numunelerin deneylerden elde edilen bulgularının karşılaştırılması

$\Delta T$ (K)	1,25 mm P.A.Y			
	1,25 mm P.Ö.Y'e Göre	Panjursuz'a Göre	1,25 mm Bacalı P.A.Y'e Göre	2,70 mm P.A.Y'e Göre
	$\dot{Q}$ (W)	$\dot{Q}$ (W)	$\dot{Q}$ (W)	$\dot{Q}$ (W)
30	%8,4 (+)	%10,2 (+)	%27,5 (-)	%8,18 (-)
50	%3,7 (+)	%13,8 (+)	%25,3 (-)	%21 (-)
60	%2,15 (+)	%15,1 (+)	%23,65 (-)	%26 (-)

Çizelge 5.20  $\Delta T=30K$ ,  $50K$  ve  $60K$  Ortalama sıcaklık farkları için Panjursuz radyatör numunesi ile diğer numunelerin deneylerden elde edilen bulgularının karşılaştırılması

$\Delta T$ (K)	Panjursuz Radyatör Numunesine Göre		
	1,25 mm P.Ö.Y	2,70 mm P.A.Y	1,25 mm P.A.Y Bacalı
	$\dot{Q}$ (W)	$\dot{Q}$ (W)	$\dot{Q}$ (W)
30	(+) % 1.6	(+) % 19.2	(+) % 40.5
50	(+) % 9.6	(+) % 37.7	(+) % 42.6
60	(+) % 12.6	(+) % 45	(+) % 42.3

Çizelge 5.21  $\Delta T=30K$ ,  $50K$  ve  $60K$  Ortalama sıcaklık farkları için 1,25 mm P.Ö.Y ile diğer numunelerin deneylerden elde edilen bulgularının karşılaştırılması

$\Delta T$ (K)	1,25 mm P.Ö.Y'ye Göre	
	2,70 mm P.A.Y	1,25 mm P.A.Y Bacalı
	$\dot{Q}$ (W)	$\dot{Q}$ (W)
30	(+) % 17.2	(+) % 38.2
50	(+) % 25.6	(+) % 30
60	(+) % 27.9	(+) % 26.3

## **6. SAYISAL ANALİZ ile İLGİLİ YAPILAN ÇALIŞMALAR**

### **6.1 Giriş**

Bu bölümde sayısal analiz ile ilgili yapılan çalışmalardan ve kullanılan programlardan bahsedilmiştir. Kullanılan sayısal analiz programındaki hesaplama yöntemleri ve ele alınan problem için oluşturulan çözüm algoritması açıklanmıştır. Daha sonra, test numunelerinin CAD modellerinin çizilmesi ve bu modellerin analiz programında çözülmesi anlatılmıştır.

### **6.2 Radyatör Numunelerinin CAD Modellemesi**

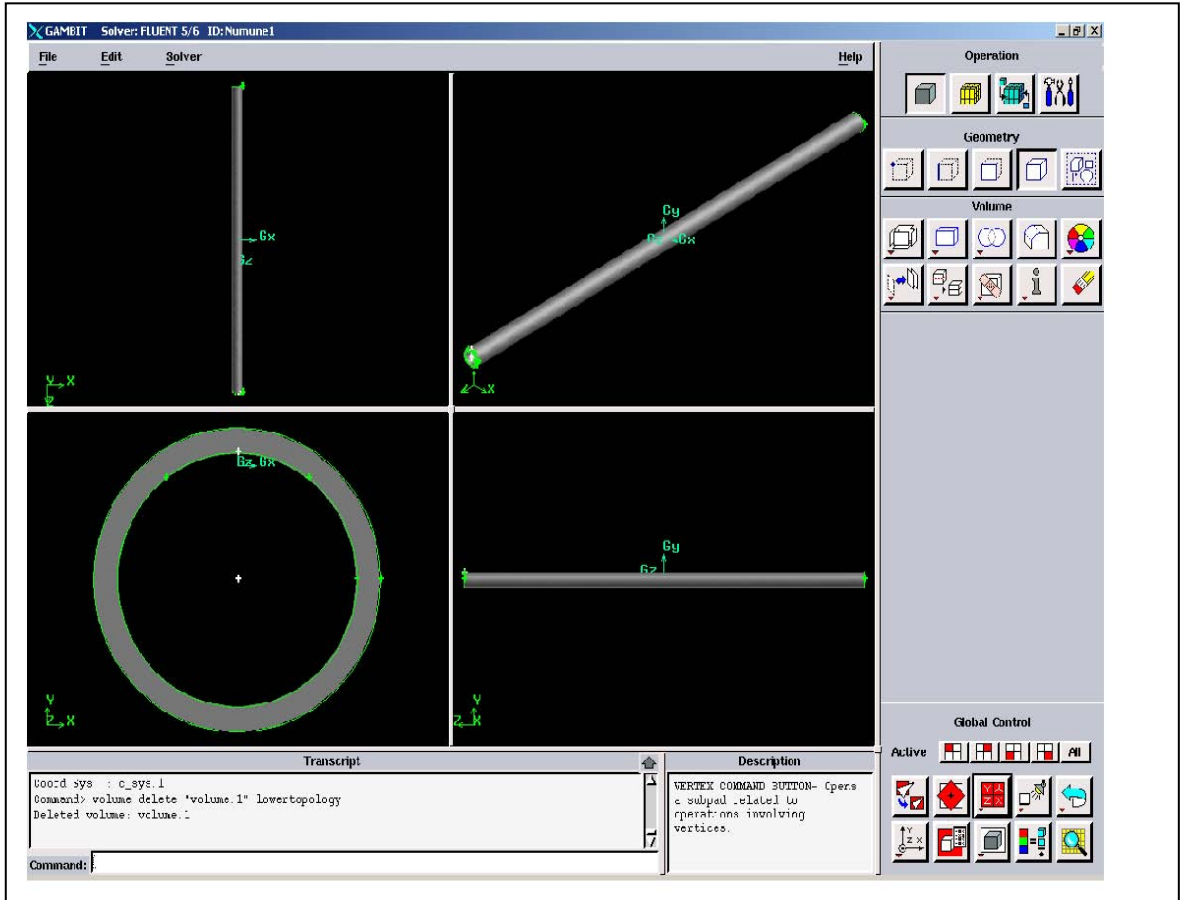
Radyatör numunelerinin modellenmesi için Gambit programının 2.2.30 versiyon programı kullanılmıştır.

#### **6.2.1 Gambit Programında Test Modellerinin Çizilmesi**

Test modelleri Gambit programında 3 aşamalı olarak çizilmiştir. Bunlar;

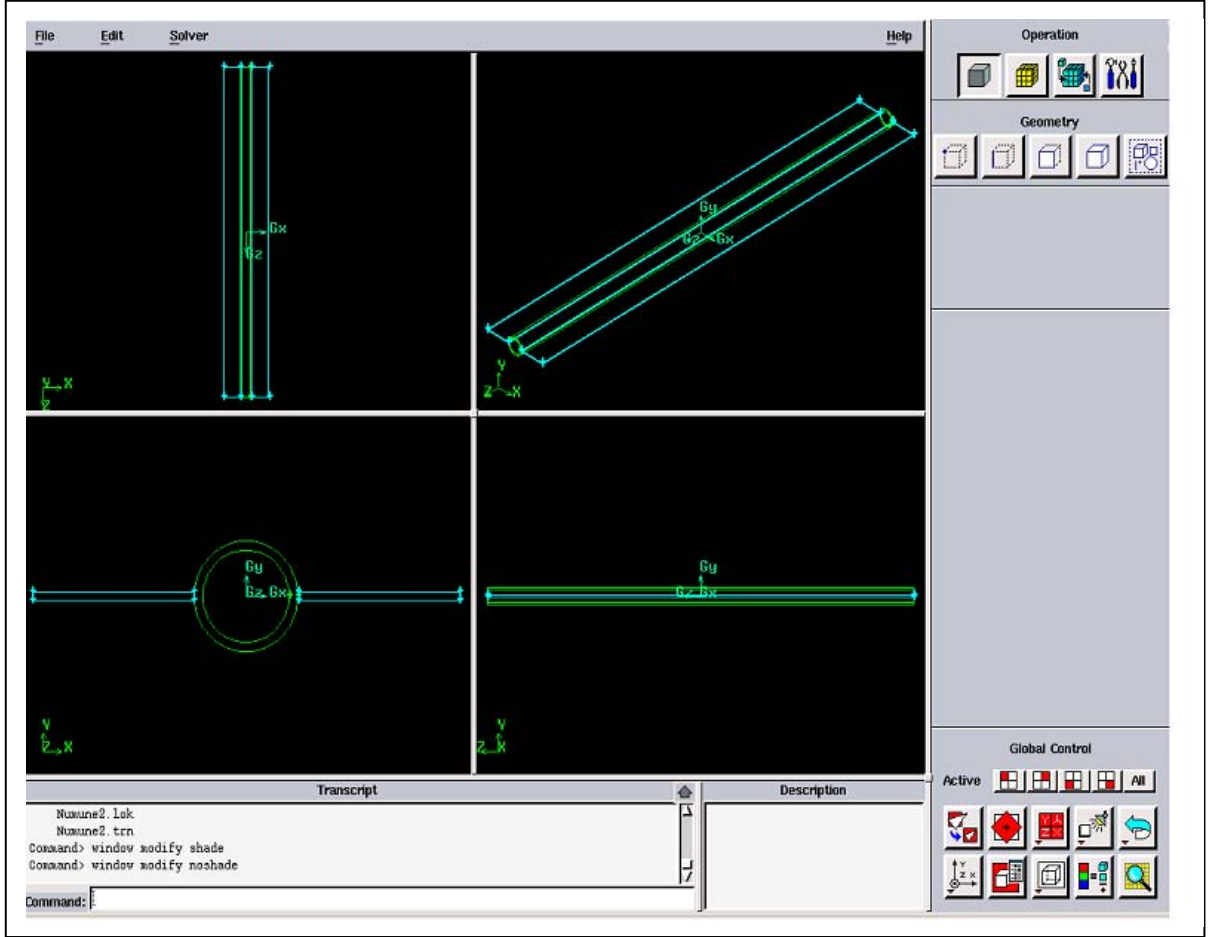
1. İçinden su geçen boru
2. Radyatör kanatları
3. Kanatlar üzerine açılan panjurlar

İçinden suyun geçtiği boruyu çizmek için aynı merkezli 15 mm ve 18 mm çaplarında ve 520 mm uzunluğunda iki adet boru çizilmiştir. Daha sonra, 15 mm çapındaki boru 18 mm çapındaki borudan çıkarılarak içinden suyun geçtiği boşluk oluşturulmuştur (şekil 6.1).



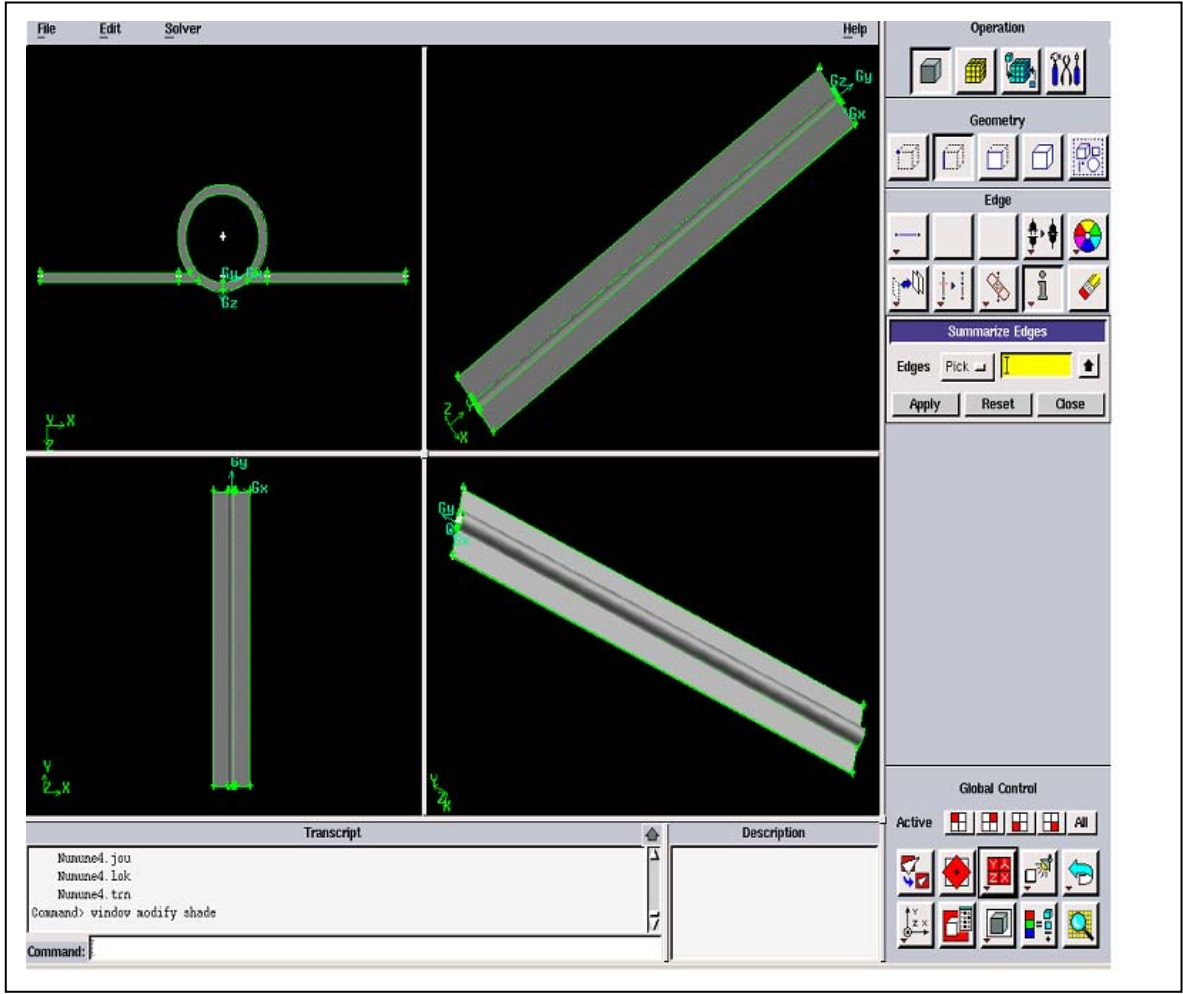
Şekil 6.1 Suyun içinden geçtiği borunun çizilmesi

Borunun iki yanına yerleştirmek üzere boruyla aynı merkezli toplamda 74 mm eninde, boru çapı düşüldükten sonra herbiri 28 mm eninde, 1.5 mm et kalınlığında ve 520 mm uzunluğunda iki adet dikdörtgen prizma çizilmiştir (şekil 6.2).



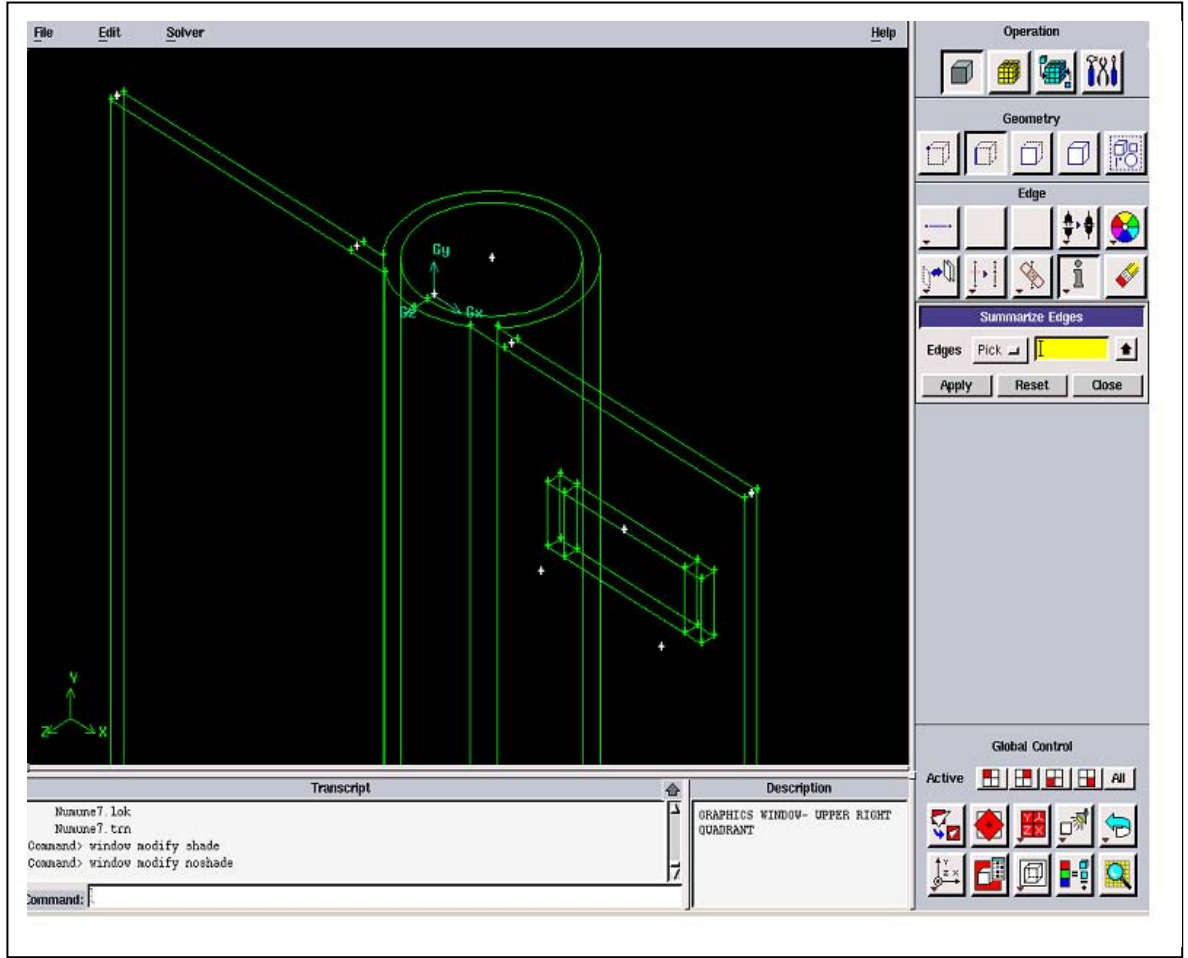
şekil 6.2 Radyatör kanatlarının çizilmesi

Kanatlar 6.75 mm kadar (-z) doğrultusunda ötelenerek yerlerine oturtulmuştur (şekil 6.3).



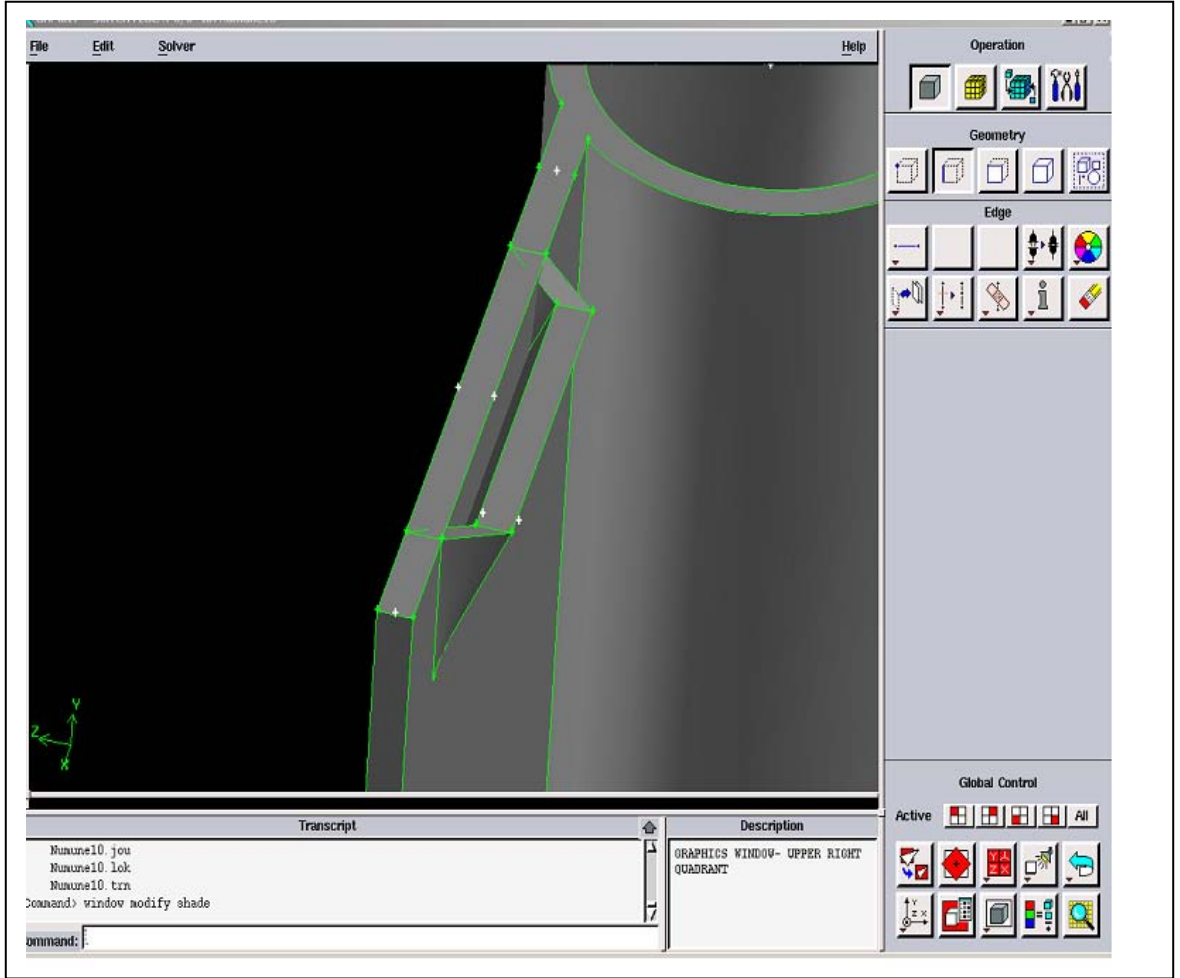
Şekil 6.3 Kanatlarının ötelenmesi

Kanatlar üzerinde panjurları oluşturmak için 14 mm ve 18 mm eninde, 6 mm uzunluğunda ve 1.5 mm genişliğinde aynı merkezli iç içe iki adet dikdörtgen prizma çizilmiştir (şekil 6.4).



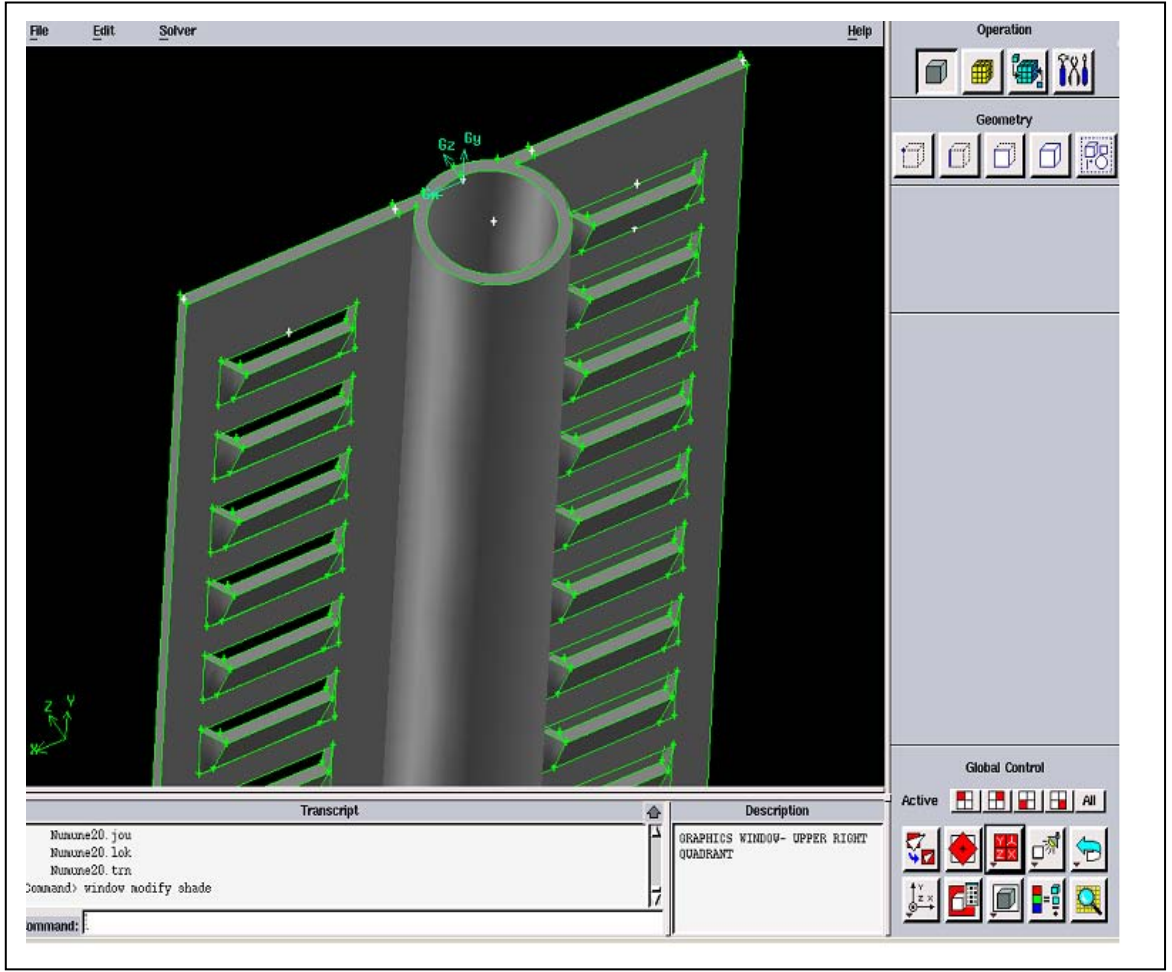
Şekil 6.4 Kanatlar üzerinde panjurların açılması

İstenen panjur aralığını sağlamak için, iç kısımda kalan dikdörtgen hacim dış kısımda kalan dikdörtgen hacminden çıkarılarak havanın geçeceği boşluk oluşturulmuştur (şekil 6.5).



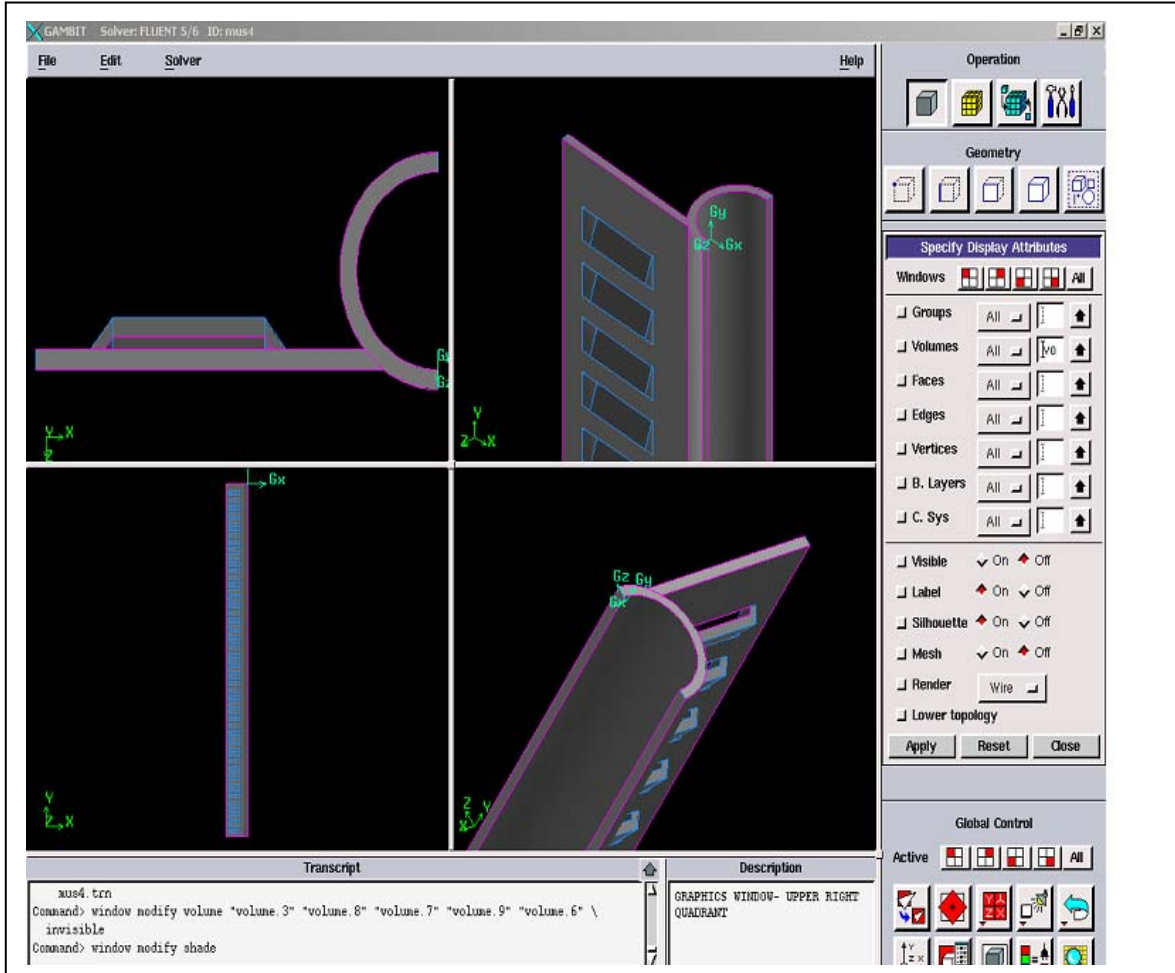
Şekil 6.5 Panjurlar üzerinde hava geçiş boşluklarının oluşturulması

Herbir kanat üzerine 51 adet olmak üzere toplam 102 adet panjur oluşturulmuştur (şekil 6.6).



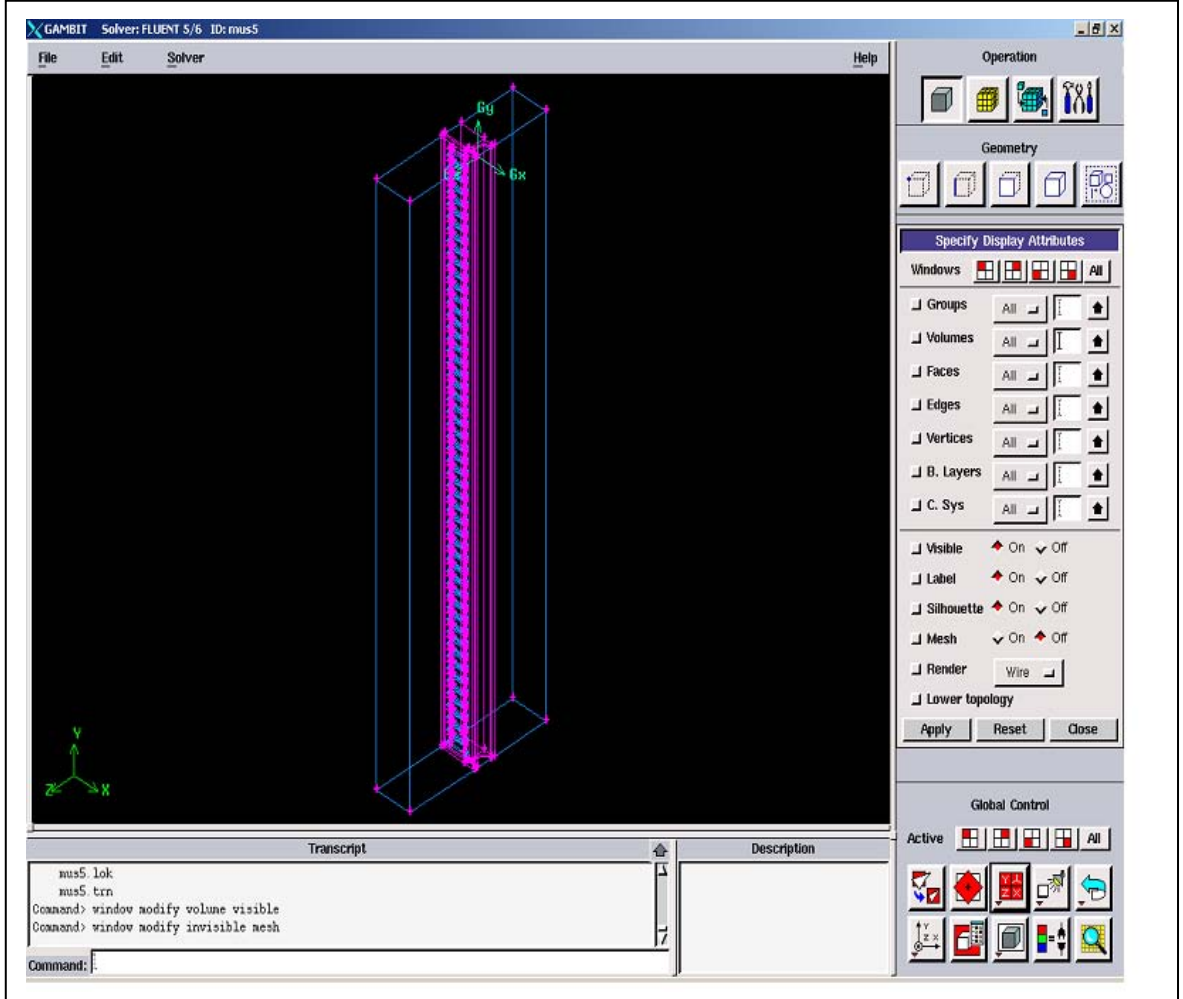
Şekil 6.6 Kanat üzerinde panjurların oluşturulması

Test modeli eksene göre simetrik olduğundan bilgisayar ortamında çözümlleme işleminin yapılabilmesi ve ağ eleman sayısının azaltılması için modelin yarısı alınmıştır (şekil 6.7).



Şekil 6.7 Test modelinin simetri ekseninden bölünmesi

Test modelinin hava bölgesinde ağ oluşturabilmek için modelin ön yüzüne 150 mm, arka yüzüne de 50 mm mesafede ve 520 mm uzunluğunda iki adet dikdörtgen prizma çizilmiştir (şekil 6.8).



Şekil 6.8 Hava hacimlerinin çizilmesi

### 6.3 Radyatör Modellerindeki Isı Transferinin Sayısal Analizi

#### 6.3.1 CFdesign Teorisi

Modellerin sayısal analizinde Cfdesign programının 9.1 versiyonu kullanılmıştır.

##### 6.3.1.1 Akışkanların Akışı ve Isı transferi Denklemleri

Akışkanlar akışı ve ısı transferinde kullanılan parçalı diferansiyel denklemler; süreklilik denklemini, Navier-Stokes denklemlerini ve enerji denklemini içerir.

Bunlar; Navier-Stokes ya da momentum denklemleri ile Termodinamiğin Birinci Yasası ya da enerji denklemleridir. Kullanılan parçalı diferansiyel denklemler şöyle yazılabilir; (CFdesign Technical Reference, 2007).

Süreklilik denklemini;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (6.1)$$

x-momentum denklemini;

$$\begin{aligned} & \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho w \frac{\partial u}{\partial z} \\ = & \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \\ & + S_{\omega} + S_{DR} \end{aligned} \quad (6.2)$$

y-momentum denklemini;

$$\begin{aligned} & \rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} + \rho w \frac{\partial v}{\partial z} \\ = & \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \\ & + S_{\omega} + S_{DR} \end{aligned} \quad (6.3)$$

z-momentum denklemi;

$$\begin{aligned} & \rho \frac{\partial w}{\partial t} + \rho u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho v \frac{\partial w}{\partial y} + \rho w \frac{\partial w}{\partial z} \\ = & \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right] \\ & + S_{\omega} + S_{DR} \end{aligned} \quad (6.4)$$

Momentum denklemlerindeki iki kaynak terim sırasıyla dağılık direnç ve döner koordinatlar içindir. Dağılık direnç terimi genel olarak şöyle yazılabilir:

$$S_{DR} = - \left( K_i + \frac{f}{D_H} \right) \frac{\rho V_i^2}{2} - C_{\mu} V_i \quad (6.5)$$

Diğer kaynak terimi döner akış içindir. Bu terim genel olarak şöyle yazılır:

$$S_{\omega} = -2\rho \omega_i \times V_i - \rho \omega_i \times \omega_i \times r_i \quad (6.6)$$

“i” global koordinat yönünü, “ $\omega$ ” dönme hızı, “r” rotasyon aksından uzaklığı belirtir. Sıkıştırılamaz ve sesaltı sıkıştırılabilir akışlar için, enerji denklemi statik sıcaklık cinsinden yazılır:

Enerji denklemi;

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho C_p v \frac{\partial T}{\partial y} + \rho C_p w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ k \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ k \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ k \frac{\partial T}{\partial z} \right] + q_V \quad (6.7)$$

Entalpi denklemi;

Çok-evreli akışlarda, buhar/su gibi, enerji denklemi entalpi cinsinden yazılır:

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho u \frac{\partial h}{\partial x} + \rho v \frac{\partial h}{\partial y} + \rho w \frac{\partial h}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ k \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ k \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ k \frac{\partial T}{\partial z} \right] + q_V \quad (6.8)$$

(CFdesign Technical Reference, 2007).

### 6.3.1.2 Kullanılan Metodlar

CFdesign'da, parçalı diferansiyel denklemleri cebirsel denklemler kümesine indirgemek için sonlu eleman metodu kullanılmaktadır. Bu metotta, bağımlı değişkenler, küçük bir alan ya da hacim (eleman) üzerinde polinom şeklindeki fonksiyonlar olarak gösterilmektedir. Bu gösterimler parçalı diferansiyel denklemlerde yerine konular ve bu denklemlerin ağırlıklı integrali, eleman üzerinden alınır. Sonuç, ayrık noktadaki bağımlı değişkenler için veya tüm elemanlar üzerindeki nodlar için, cebirsel denklemlerin bir kümesidir, (CFdesign Technical Reference, 2007).

### 6.3.1.3 Sonlu Elemanlar ve Sonlu Hacim Arasındaki Farklılıklar

Diferansiyel denklemler ayrıştırılmalı veya sayısal olarak çözülebilecek cebirsel denklemler kümesine çevrilmelidir. Bu ayrıştırmayı yapmak için birçok metot bulunur. Bunlardan en çok kullanılan 3 tanesi :

1. Sonlu Fark
2. Sonlu Hacim
3. Sonlu Eleman metotlarıdır.

Sonlu fark metodunda, parçalı türevler, seri açılım gösterimi ile (genellikle Taylor serisi ile) yer değiştirilir. Seri, genellikle birinci ya da ikinci terimden sonra kesilir. Ne kadar çok terim eklenirse sonuç o kadar doğru olur. Ancak, açılımdaki fazla terimler karışıklığa neden olur ve çözümdeki ayrık noktaların ya da nodların sayısı büyük ölçüde artar. Bu metodu düzenli şekilli geometrilere uygulamak doğrudur. Ancak, düzensiz şekilli geometrilere Taylor serisi uygulanmadan önce denklemler çevrilmelidir. Bu çeviri, denklemlerin daha fazla çapraz bağlaşımı, ağ üretimi ve genel yakınsama nedenlerinden dolayı problemler oluşturmaktadır.

Sonlu hacim metodunda, bağımlı değişkenlerin (u,v,w,p,T) parçalı lineer varyasyonları kabul edilerek kullanılan denklemlerin bir hacim veya hücre üzerinden integralleri alınır. Parçalı lineer varyasyonlar, kesinliği ve karmaşıklığı belirler. Bu integraller kullanılarak, temelde ayrık hacimlerin sınırları boyunca akılar dengelenir. Akı, tanım kümesindeki tüm komşu nodlar arasında hesaplanmalıdır. Düzgün bir ağda, bu akı hesabı oldukça doğrudur. Düzensiz bir mesh'de (otomatik olarak oluşturulan dörtyüzlü ağda olduğu gibi), bu hesaplama aşırı miktarda akıya ve tüm bu akıların doğru hesaplandığından emin olmak için yapılacak hesap tutma uğraşına neden olmaktadır.

Sonlu eleman metodunda, genellikle Galerkin'in ağırlıklı artık metodu kullanılır. Bu metotta, kullanılan parçalı diferansiyel denklemlerin, bir ağırlık fonksiyonu tarafından çarpıldıktan sonra, bir eleman veya hacim üzerinden integralleri alınır. Bağımlı değişkenler, ağırlık fonksiyonu ile aynı formda olan bir şekil fonksiyonu tarafından bir eleman üzerinde belirtilir. Şekil fonksiyonu birçok değişik formdan herhangi birini alabilir. CFdesign, 2B üçgensel elemanlar için lineer, 2B dörtkenarlı elemanlar için bilineer, 3B dört yüzlü elemanlar için lineer, 3B altıyüzlü elemanlar için tri-lineer ve 3B 5 ve 6 kenarlı elemanlar için karışık lineerler kullanır. Sonlu hacim metodunda sonlu elemanlar yerine sürekli akımlarla uğraşmaktadır. Ancak, herhangi bir geometrik şekil üzerinde sonlu elemanların uygulaması aynıdır, (CFdesign Technical Reference, 2007).

CFdesign, sonlu eleman metodunu kullanmaktadır.

Çizelge 6.1 Metotlar arasındaki farklılıklar, (CFdesign Technical Reference, 2007)

Yöntem	Avantajları	Dezavantajları
Sonlu Eleman	1. Daha fazla matematik söz konusudur	1. Daha az fiziksel önemi vardır
	2. Doğal sınır koşulları (akışlar için)	
	3. Başlıca eleman formülasyonu	
	4. Aynı çabayla şekilli bir geometri modellenebilir	
Sonlu Hacim	1. Akışların daha fazla fiziksel önemi vardır	1. Düzensiz geometriler daha fazla çaba ister

#### 6.3.1.4 Çözücü Dizisi

Cfdesign çözücüsündeki işlemlerin dizisi çizelge 6.2'de gösterilmiştir. Kullanılan denklemlerin her biri ayrı olarak çözülmektedir. Ayrıca, analiz izotermal ise, enerji denklemi çözümü atlanmaktadır. Benzer şekilde, analiz laminar ise, türbülans denklemi atlanmaktadır.

Analiz boyunca, CFdesisgn yakınsama izleme penceresi çözülmekte olan denklemi bir ok ile gösterir. Birkaç analizden sonra, okun en çok basınç denklemi üzerinde kaldığı görülmektedir. Bunun sebebi akışların çoğunun basınç tarafından sürdürülüyor olmasıdır. Elde edilen tecrübelerden, basınç denkleminde iyi bir sonuç elde edebilirse, diğer denklemler de bunu takip edecektir. Tersine, eğer basınç denklemi yeterince iyi çözülmemişse, analizin tümü tehlikeye

atılmış olacaktır. Sonuç olarak, analizin süresinin büyük kısmı basınç denklemine iyi bir çözüm bulmak için harcanır.

Çizelge 6.2 Çözücü işlem dizisi, (CFdesign Technical Reference, 2007)

1. Geometri okuma, veri kontrolü
2. Veri yapılarının oluşturulması
3. x-momentum denklemi çözülmesi
4. y-momentum denklemi çözülmesi
5. z-momentum denklemi çözülmesi
6. Basınç eşitliği ve doğru hızların çözülmesi
7. Enerji eşitliği çözülmesi
8. Çalkantılı kinetik enerji eşitliği çözülmesi
9. Çalkantılı enerji dağılım eşitliği çözülmesi
10. Yakınsama kontrolü (3'e git.)
11. Çıktı hesaplamaları yapılması
12. Verilerin yazılması
13. Çıkış

Kullanılan denklemler lineer olmadıkları için tekrarlanarak çözülmelidirler. Picard veya ardı ardına yerine koyma metodu kullanılır. Bu metotta, tahmini çözüm değerleri (U,V,W,P,T,K, $\epsilon$ ) kullanılan denklemlerde yerine konulur. Denklemler, bir diğer seferde tahmini değerler olarak kullanılacak olan yeni değerler için çözülür. Yakınsama kriteri, belirlenmiş değerlerin artık normunun ulaşması gereken seviyedir, (CFdesign Technical Reference, 2007).

### 6.3.1.5 Yakınsama, Artıklar ve Artık Norm

Gerçek çözümü önceden bilemeyeceğimiz için, bazı yakınsama ölçütleri bulunmalıdır. Çözüm yakınsamasının seviyesini kontrol etmek için kullanılacak birçok parametre vardır. Hiçbir tek değer tüm durumlara uymadığı, ancak, en geniş yelpazede problem için en çok bilgiyi sunan parametrenin artık norm olduğu tespit edilmiştir.

İlk olarak, artık tanımlanmalıdır. Kullanılan denklemler indirgendikten sonra, U, V, W, P, T, K,  $\epsilon$  bağımlı değişkenleri için cebirsel bir denklemler kümesi haline gelecektir. Bu değişkenlerin her biri için, analiz modelinde her bir sonlu eleman nodu için bir denklem olacaktır. “ $\Phi$ ” değişkeni için “i” nodunda tipik bir cebirsel denklem şöyle yazılabilir, (CFdesign Technical Reference, 2007).

$$A_{ii}\phi_i + \sum_{j \neq i} A_{ij}\phi_j = F_i \quad (6.9)$$

$A_{ij}$  kullanılan denklemlerdeki adveksiyon ve difüzyon terimlerinin indirgenmesinden kaynaklanan cebirsel katsayıları,  $F_i$  indirgenmiş kaynak terimi belirtmektedir.

Bu denklemin artığı şöyle tanımlanır:

$$R_{\phi i} = F_i - A_{ii}\phi_i - \sum_{j \neq i} A_{ij}\phi_j \quad (6.10)$$

$R_{\phi i}$ , node  $i$ 'deki  $\Phi$  için nodal artığı belirtir.

Ayrıştırılmış çözücü veya global tekrarlar boyunca geçilen her adımda, eğer çözüm yakınsıyorsa, bu artıklar küçülmelidir. Her global tekrarlar sonrasında her bir nodal rezidüeli çizmek yerine, nodal rezidüellerin normu hesaplanır. Norm tüm nodal artıkları tek bir sayıda etkili biçimde birleştirir.

$$\sqrt{\sum_i R_i^2}$$

Nodal artıklarda olduğu gibi, artıkların normu da, eğer çözüm yakınsıyorsa, giderek küçülmelidir. Yakınsamanın diğer belirtileri bağımlı değişkenlerin minimum, maksimum ve ortalama değerlerine bakarak anlaşılabilir. Tüm bu parametreler tek bir değere asimptot olmalıdır. Bu gerçekleştiği zaman, çözücü artık bu değerleri önemli şekilde değiştirmez ve çözüm yakınsak olarak kabul edilebilir.

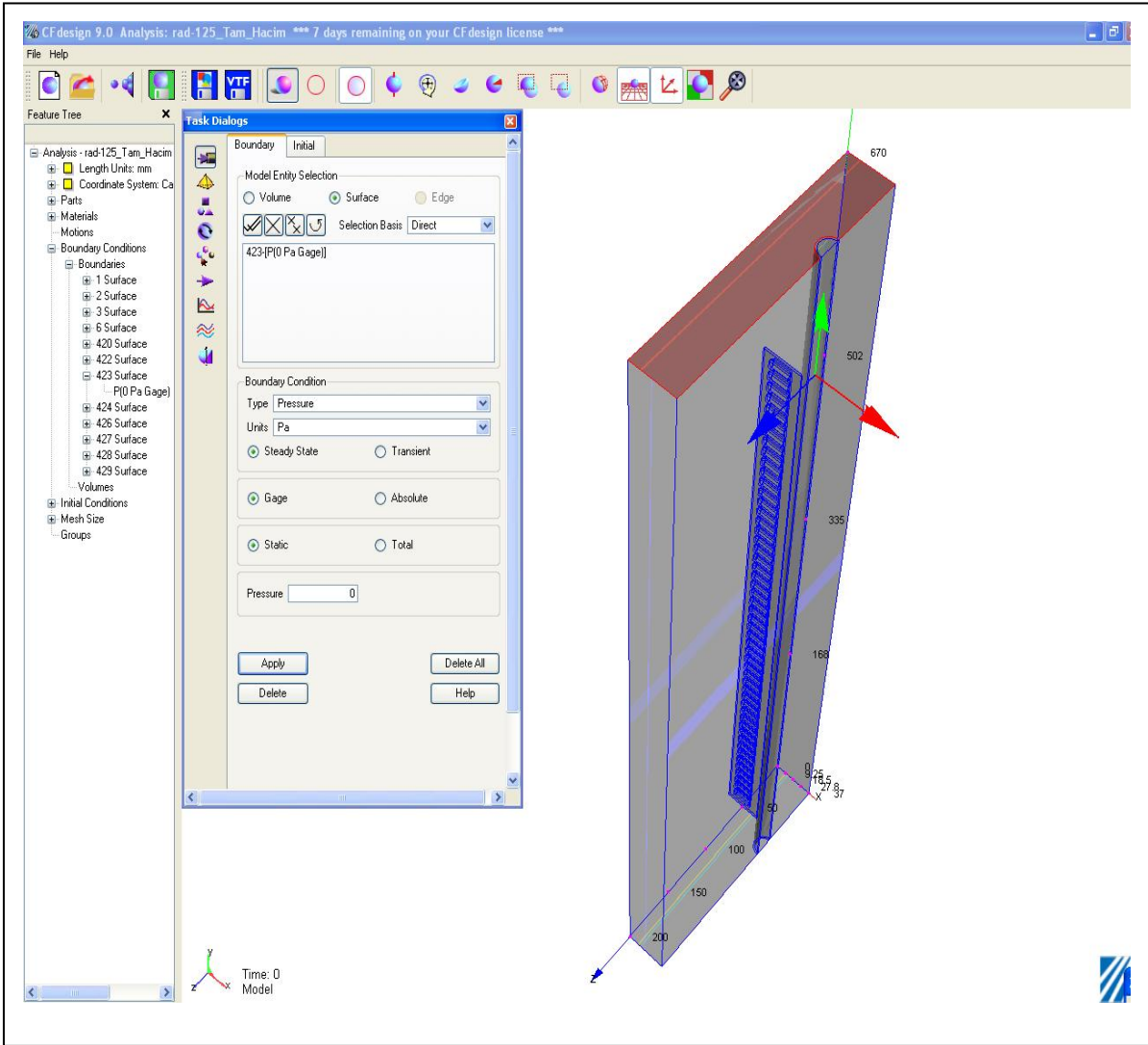
CFdesign çözücüsü en iyi çözümü elde etmek için enerji dengesini kullanmamaktadır, ancak doğrudan enerji denkleminde ve sıcaklık denkleminde bakmakta ve en iyi sıcaklık çözümü için uygun hale getirmektedir. CFdesign'da, sıcaklık gradyanları akı veya enerji dengesine uyum sağlamaları için yapay şekilde zorlanmamaktadır ve bu yüzden mesh ve ayrıştırmanın desteklediği diklik durumlarını korumaya devam etmektedirler. Tasarımı kısıtlayan genellikle sıcaklık olduğu için, daha kesin lokal sıcaklıklar çözümü daha uygun olmaktadır, (CFdesign Technical Reference, 2007).

### 6.3.2 Sayısal Analizin Yapılışı

Gambit programında oluşturulan test modeli CFdesign programında “parasolid” uzantılı dosya olarak açılıp analiz için gerekli tanımlamalar sırasıyla yapılmıştır.

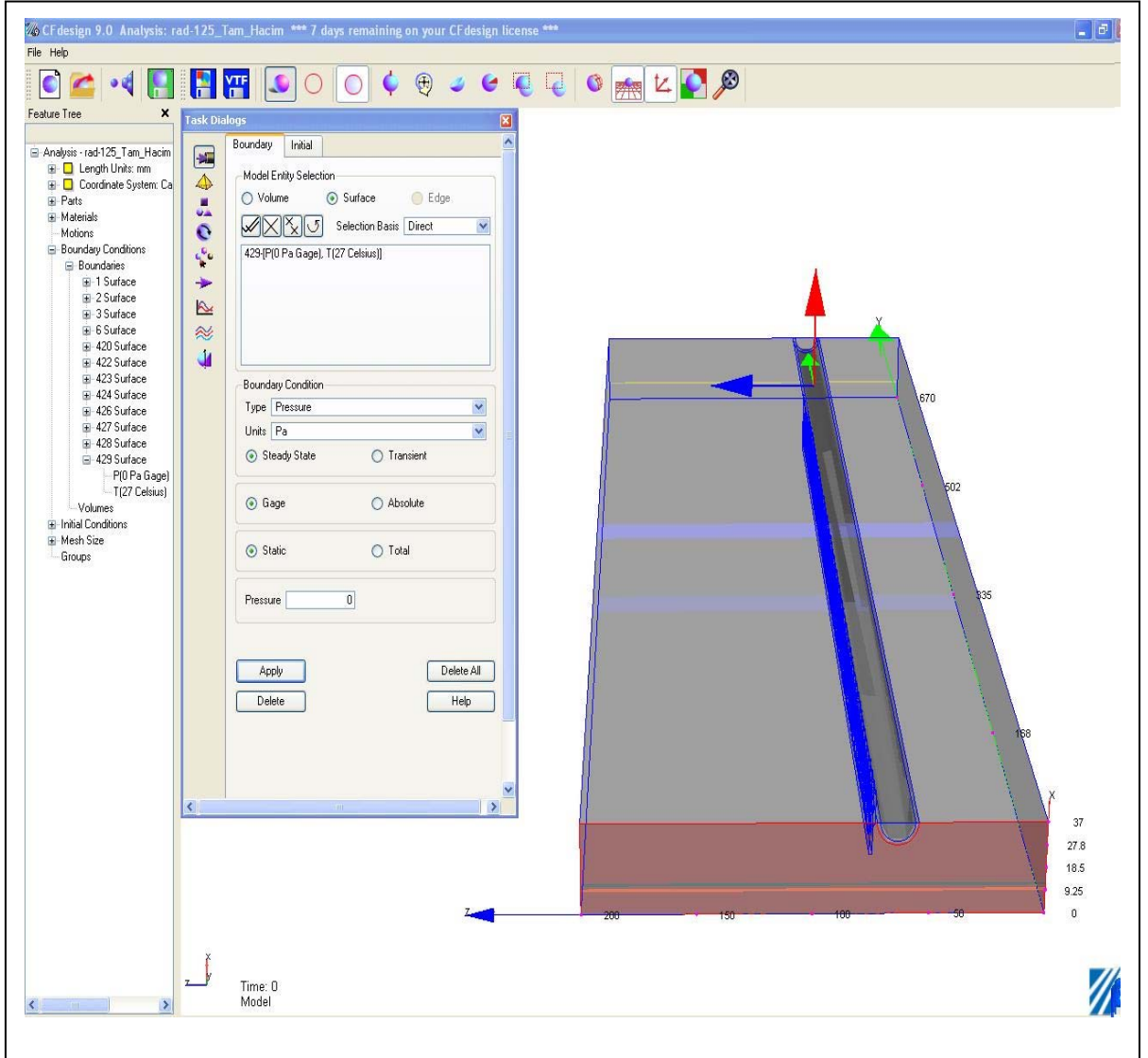
#### 6.3.2.1 Sınır Şartlarının Tanımlanması

Sayısal analizi yapılan modelde sınır şartlarının tanımlandığı bölgeler 3 gruba ayrılmıştır. Hava hacmi, su hacmi ve katı yüzey hacmi. Sınır şartları bu hacimlere ait yüzeylere uygulanmıştır. Şekil 6.9’da görülen kırmızı yüzey, havanın çıkış yüzeyi olup atmosfer basıncı olarak tanımlanmıştır.



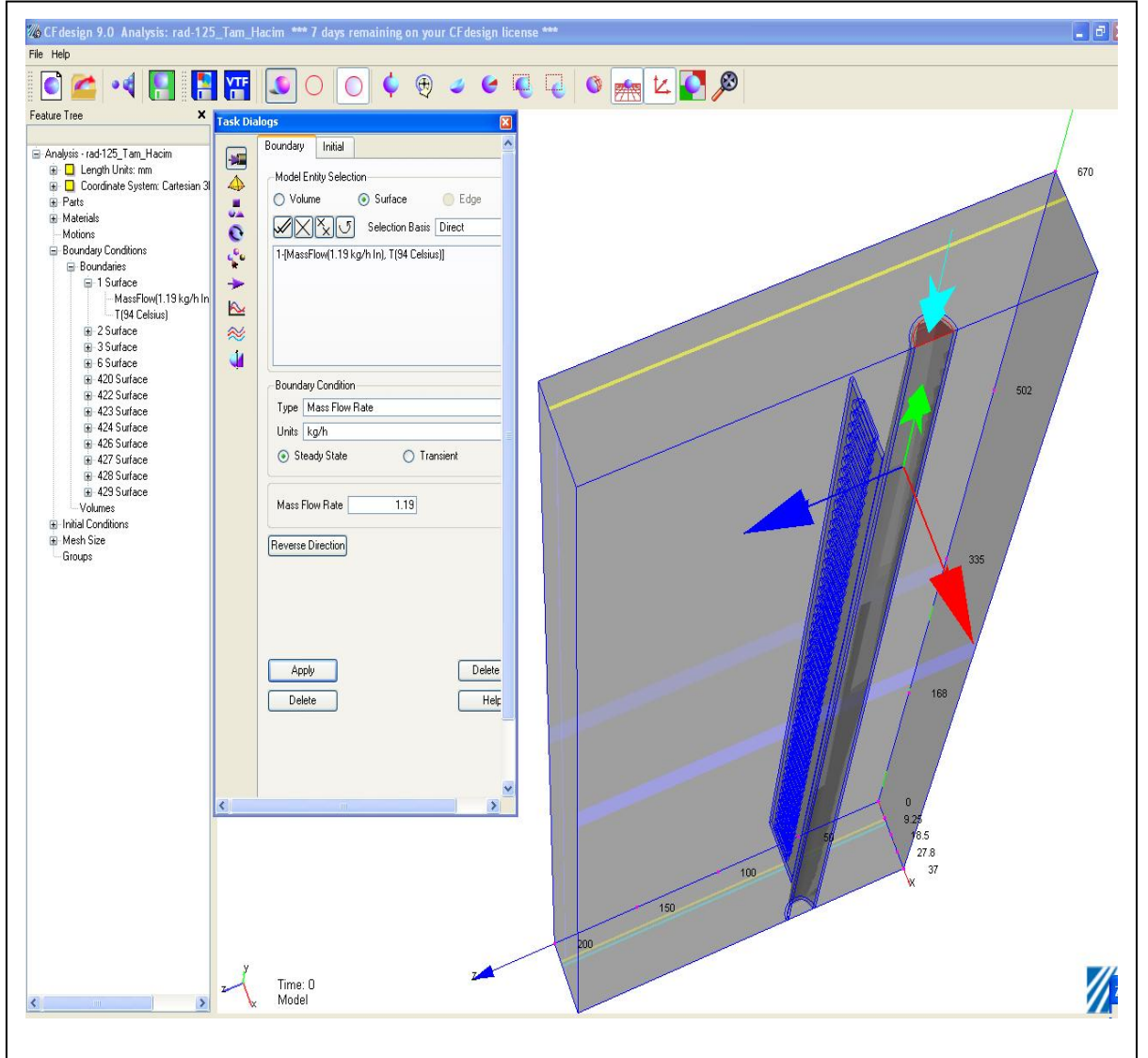
Şekil 6.9 Hava hacmine ait üst yüzey sınır şartlarının tanımlanması

Şekil 6.10’da görülen kırmızı bölge, radyatör modelinin alt yüzeyi olup atmosfer basıncı ve oda sıcaklığı olarak tanımlanmıştır.



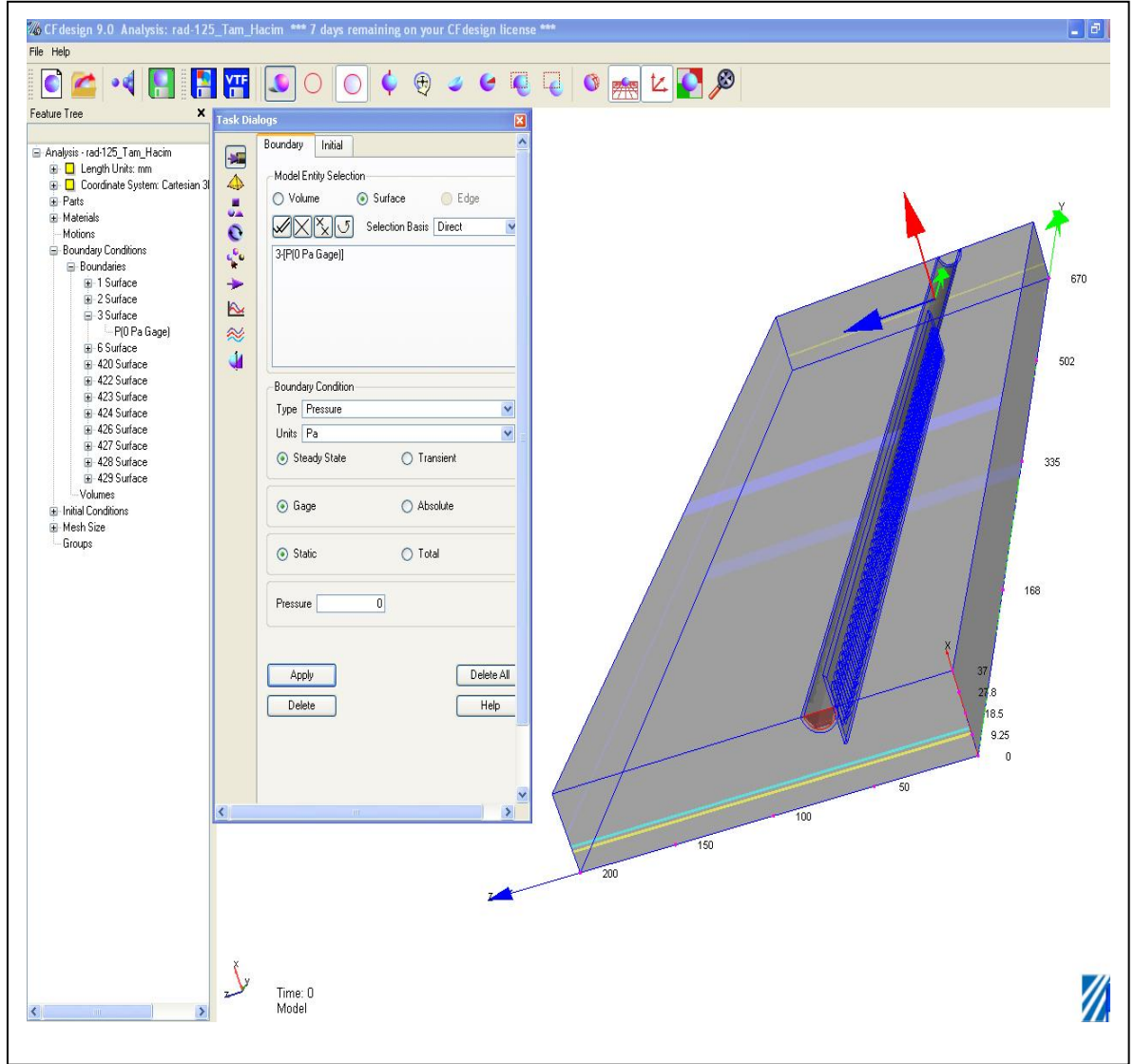
Şekil 6.10 Hava hacmine ait alt yüzey sınır şartlarının tanımlanması

Şekil 6.11’de görülen kırmızı bölge, radyatör modeline giren suyun yüzeyi olup debi ve sıcaklık olarak tanımlanmıştır. Radyatör modeli simetrik bir geometriye sahip olduğundan analiz sürecini kısaltmak ve ağ sayısını azaltmak için yarım model üzerinde çalışılmıştır. Bu sebeple analizde, deneyde kullanılan su debisinin yarısı tanımlanmıştır.



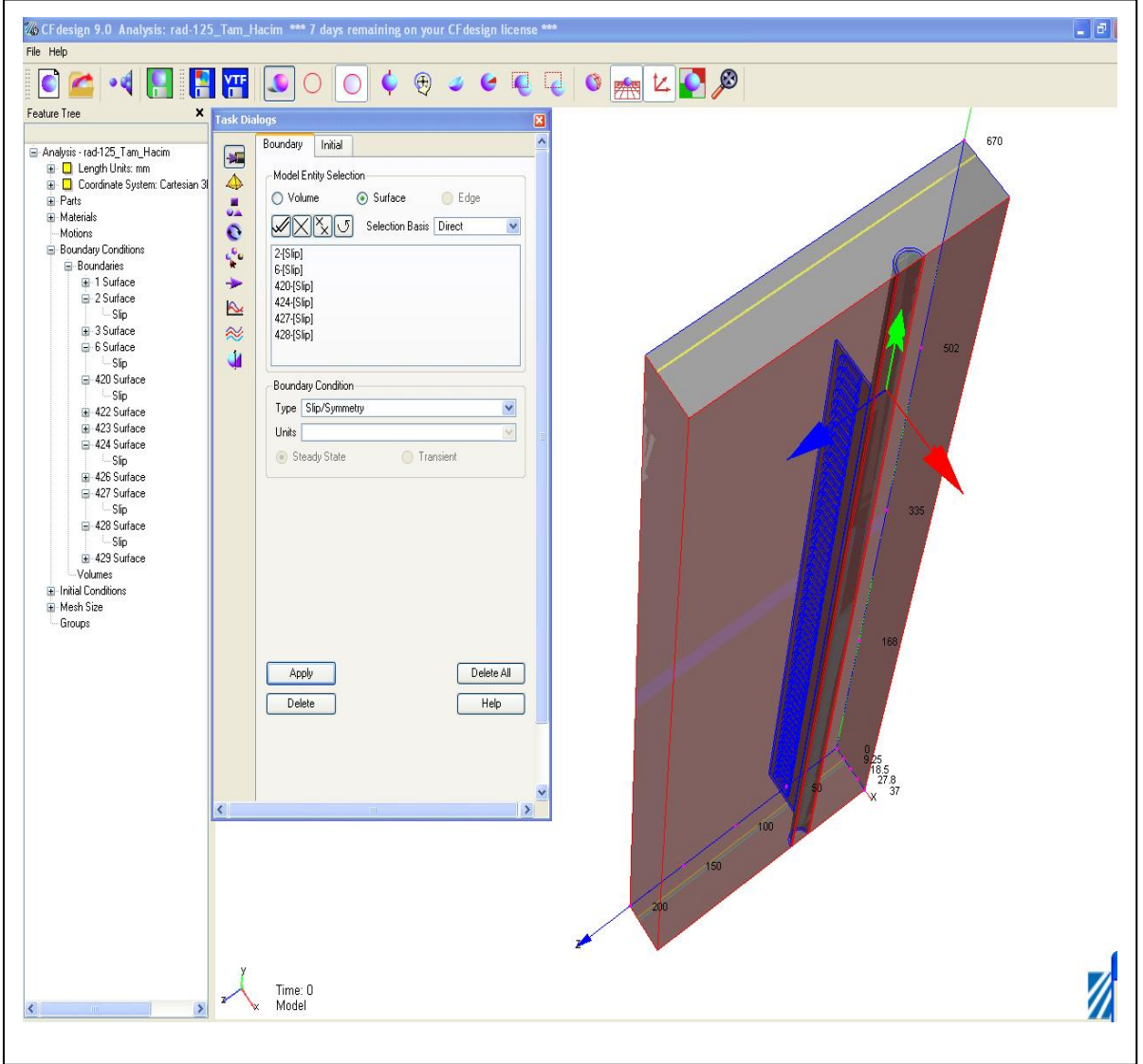
Şekil 6.11 Su hacmine ait üst yüzey sınır şartlarının tanımlanması

Şekil 6.12’de görülen kırmızı bölge deney numunesinden çıkan suyun yüzeyi olup atmosfer basıncı olarak tanımlanmıştır. Çıkış yüzeyinde sadece atmosfer basıncının tanımlanması analiz sonunda bulunan debi ile giriş yüzeyinde tanımlanan debinin karşılaştırılması ve analizin doğruluğunun tespiti için yapılmıştır.



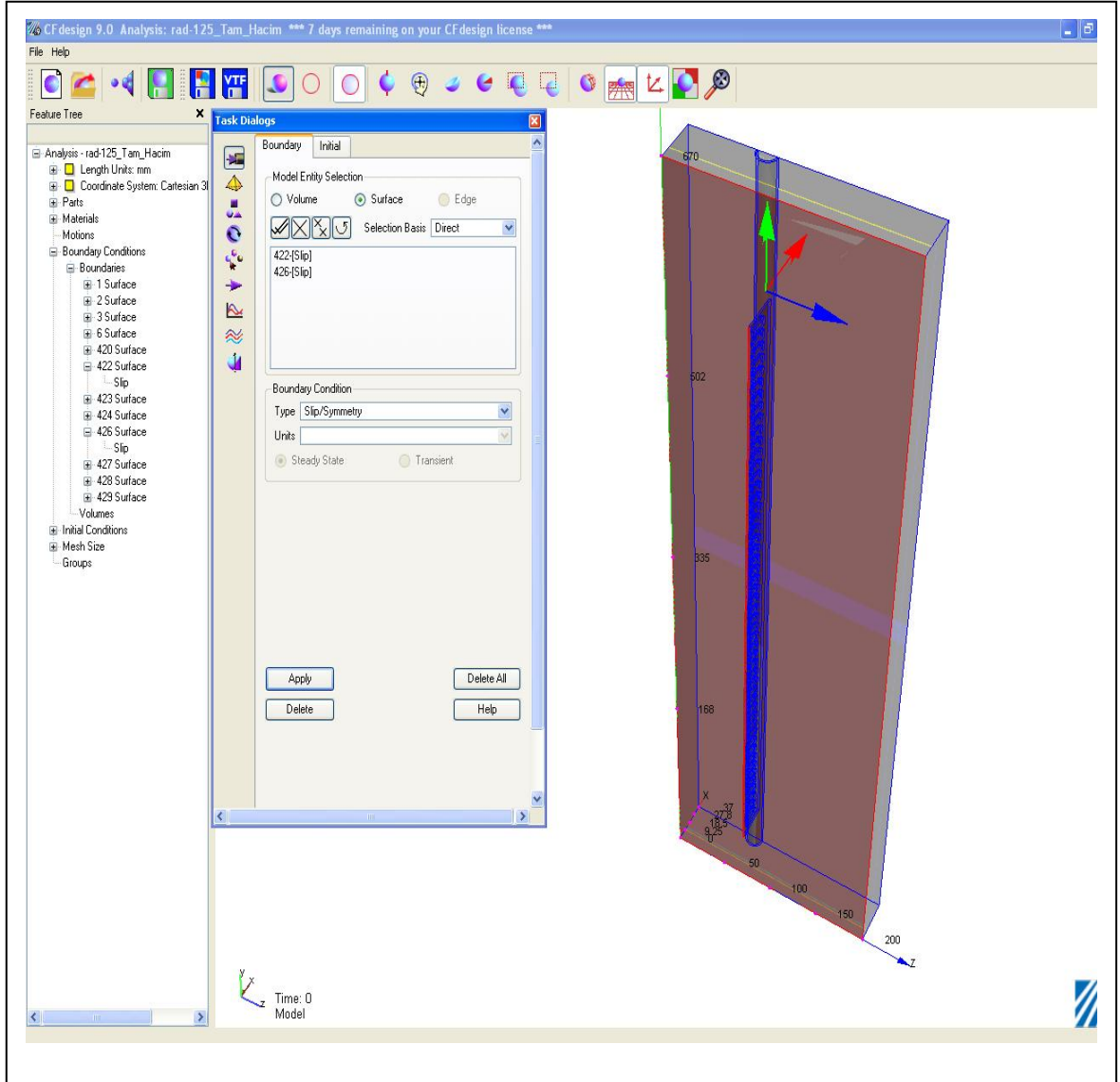
Şekil 6.12 Su hacmine ait alt yüzey sınır şartının tanımlanması

Şekil 6.13'te görülen kırmızı bölgeler, iç simetri yüzeyleri olarak tanımlanmıştır. Deney numunesi yarım olarak modellendiğinden kesiti alınan yüzeyler simetri yüzeyleridir. Bu yüzeyler de “slip” (kayma) olarak tanımlanmıştır. Slip olarak tanımlanan yüzeylerde hız ve sıcaklık değerleri “0”’dan farklıdır.



Şekil 6.13 İç simetri yüzeylerinin tanımlanması

Şekil 6.14'te görülen kırmızı bölgeler, modele ve hava hacimlerine ait dış yüzeyleri göstermekte olup simetri olarak tanımlanmışlardır.

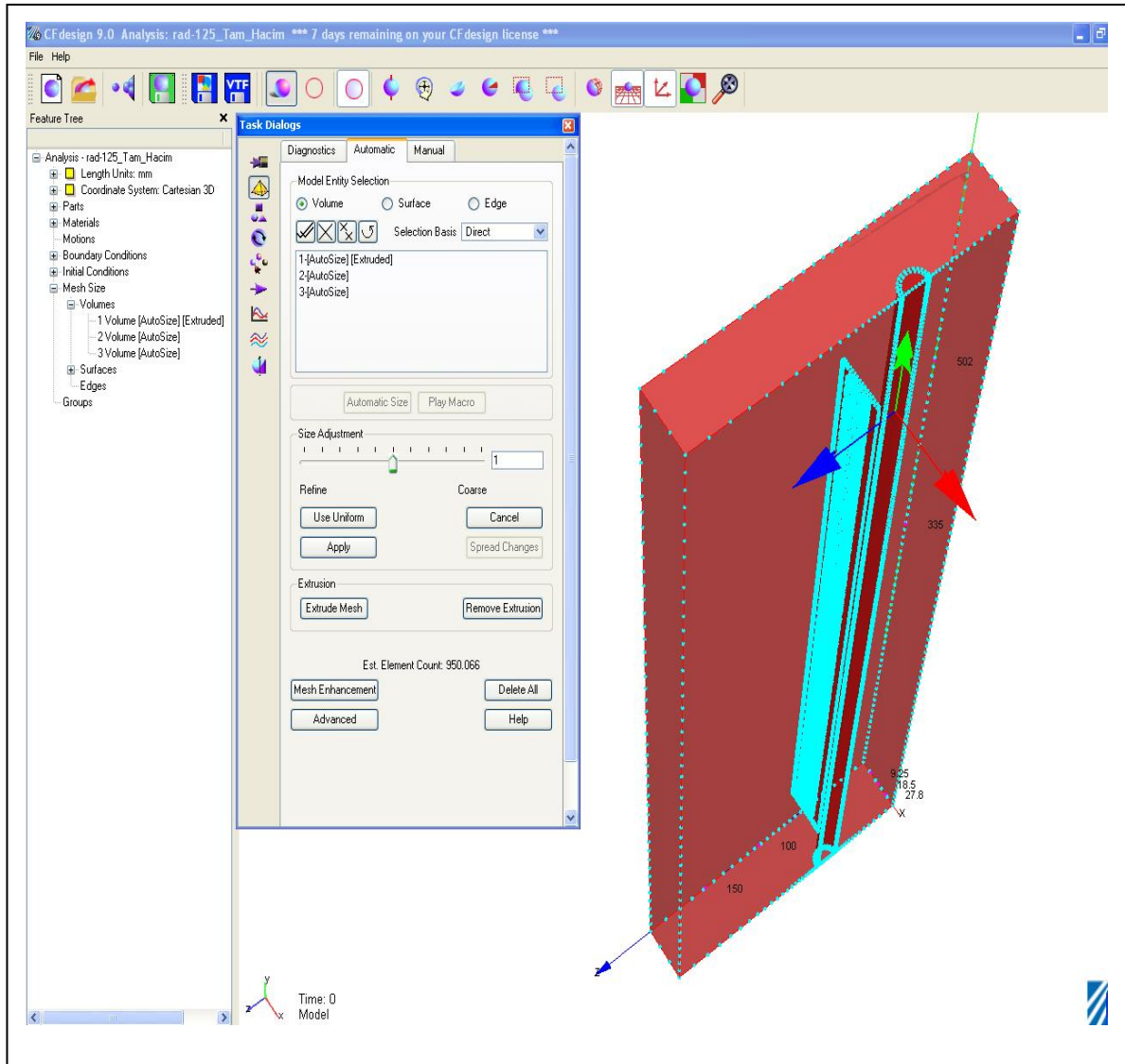


Şekil 6.14 Dış simetri yüzeylerinin tanımlanması

### 6.3.2.2 Ağların Tanımlanması

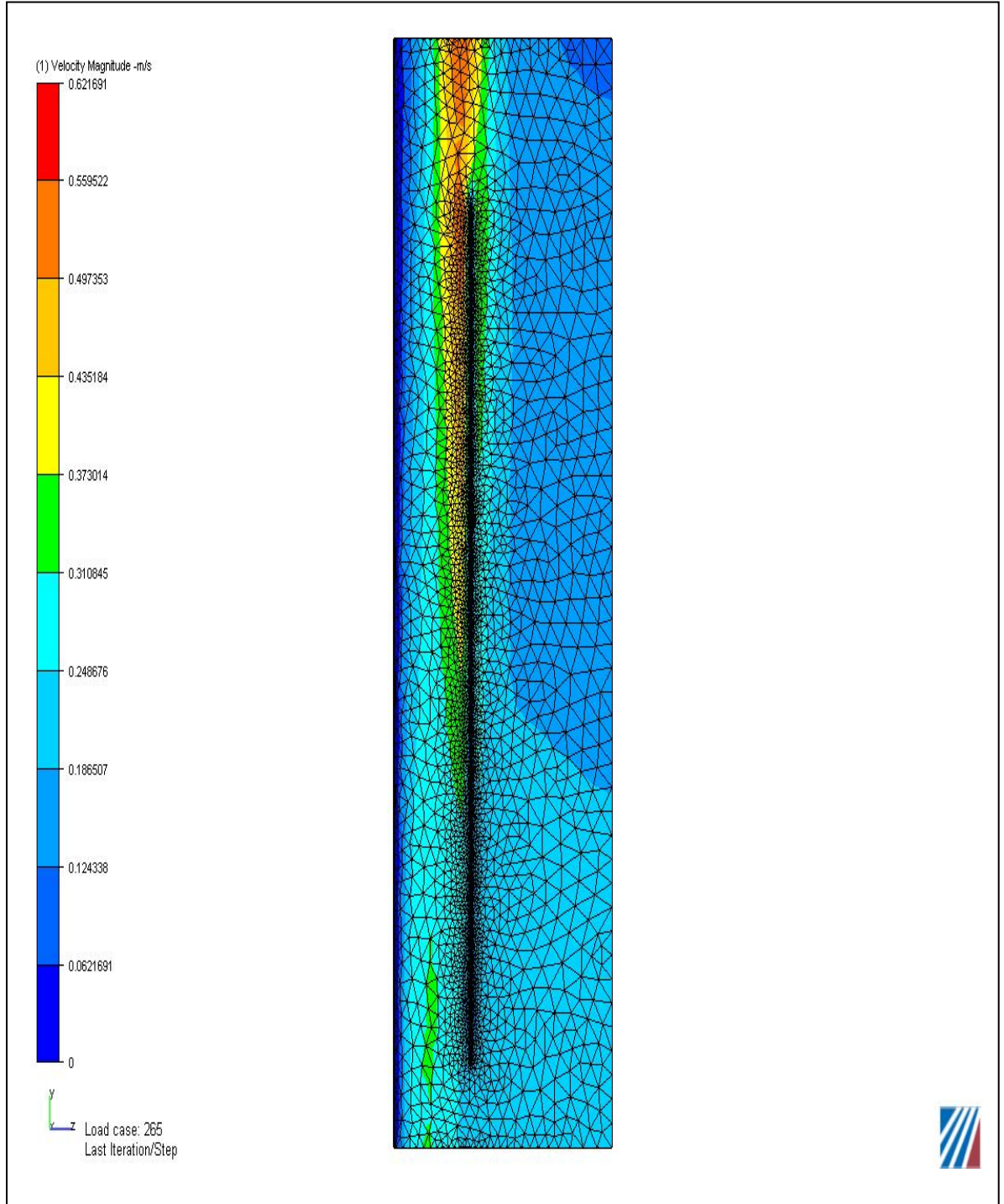
Analizi yapılan modelde ağ oluşturulan 3 ayrı hacim ve panjur yüzeyi bulunmaktadır. Sıcaklık sınır tabakasına ve hava yüzeylerinin modele yakın olan bölgelerine sık ağ atılmış olup uzak bölgelerde daha geniş ağ oluşturulmuştur. Model üzerinde el ile ve otomatik olarak iki şekilde ağ oluşturulabilmektedir. El ile yapılan ağda her bir hacim ve yüzey üzerindeki hücre sıklığı ayarlanabilmektedir. Otomatik ağ yapmada program mevcut modelin yüzey uzunluklarına göre ideal hücre sayısında ağ atmaktadır. Otomatik olarak ağ oluşturulduktan sonra, istenilen hacimler üzerinde ağ sıklığı artırılıp azaltılabilmektedir. Modellerimiz üzerinde otomatik yöntemle ağ oluşturulmuştur. Oluşan hücre sayısına göre hacimlerin ağ sıklığı tekrar ayarlanmıştır.

Şekil 6.15'te hava hacmi, radyatör modeli ve su hacimlerine ait ağ sıklığı gösterilmiştir.



Şekil 6.15 Hava hacmi-radyatör modeli ve su hacimlerine ait ağ sıklığı

Şekil 6.16'da sınır tabaka içinde ve yakınlarda ağ sıklığının daha fazla olduğu gösterilmiştir.

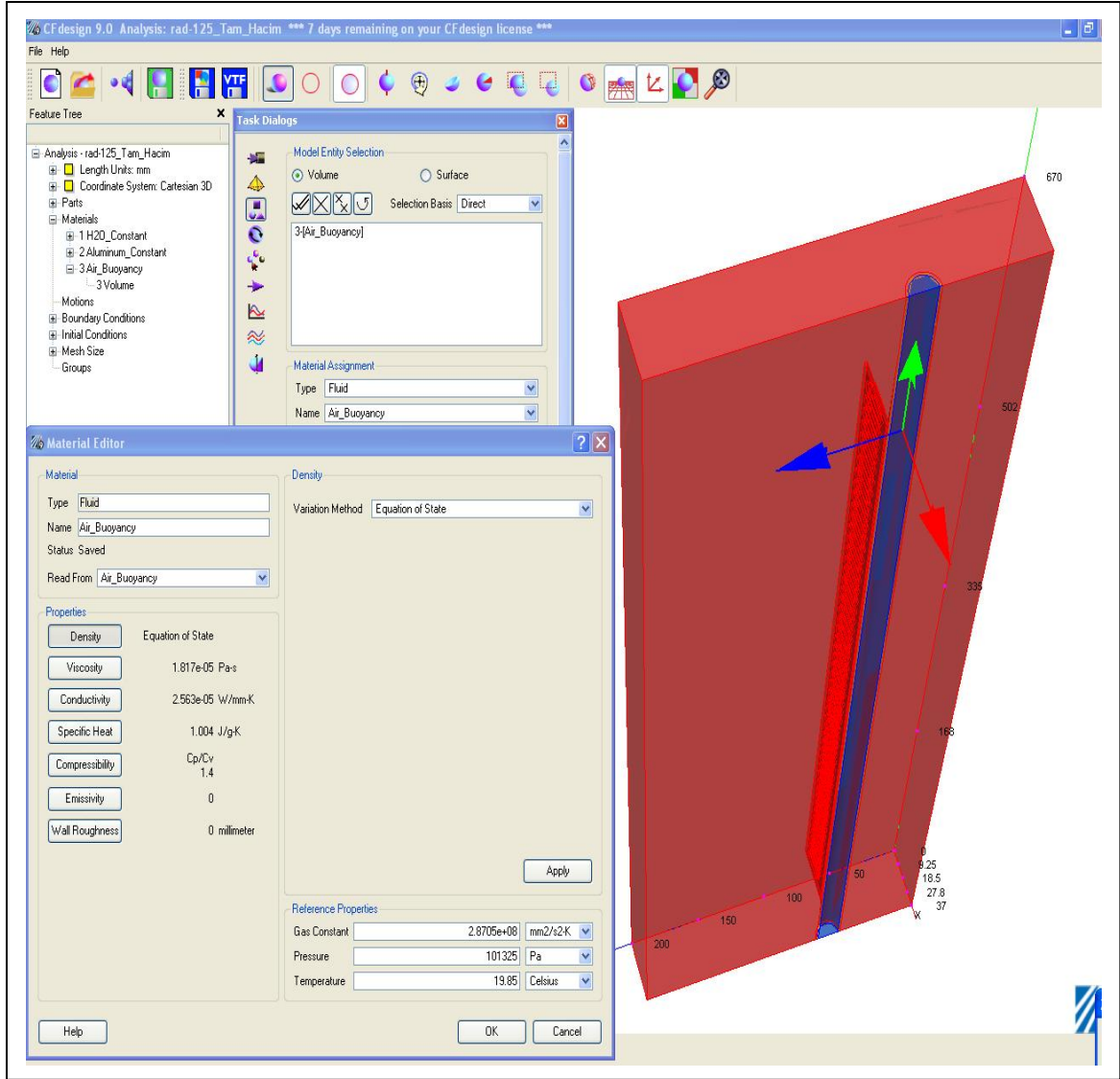


Şekil 6.16 Hava hacmi-radyatör modeli ve su hacimlerine ait ağ yapısı

### 6.3.2.3 Malzemelerin Tanımlanması

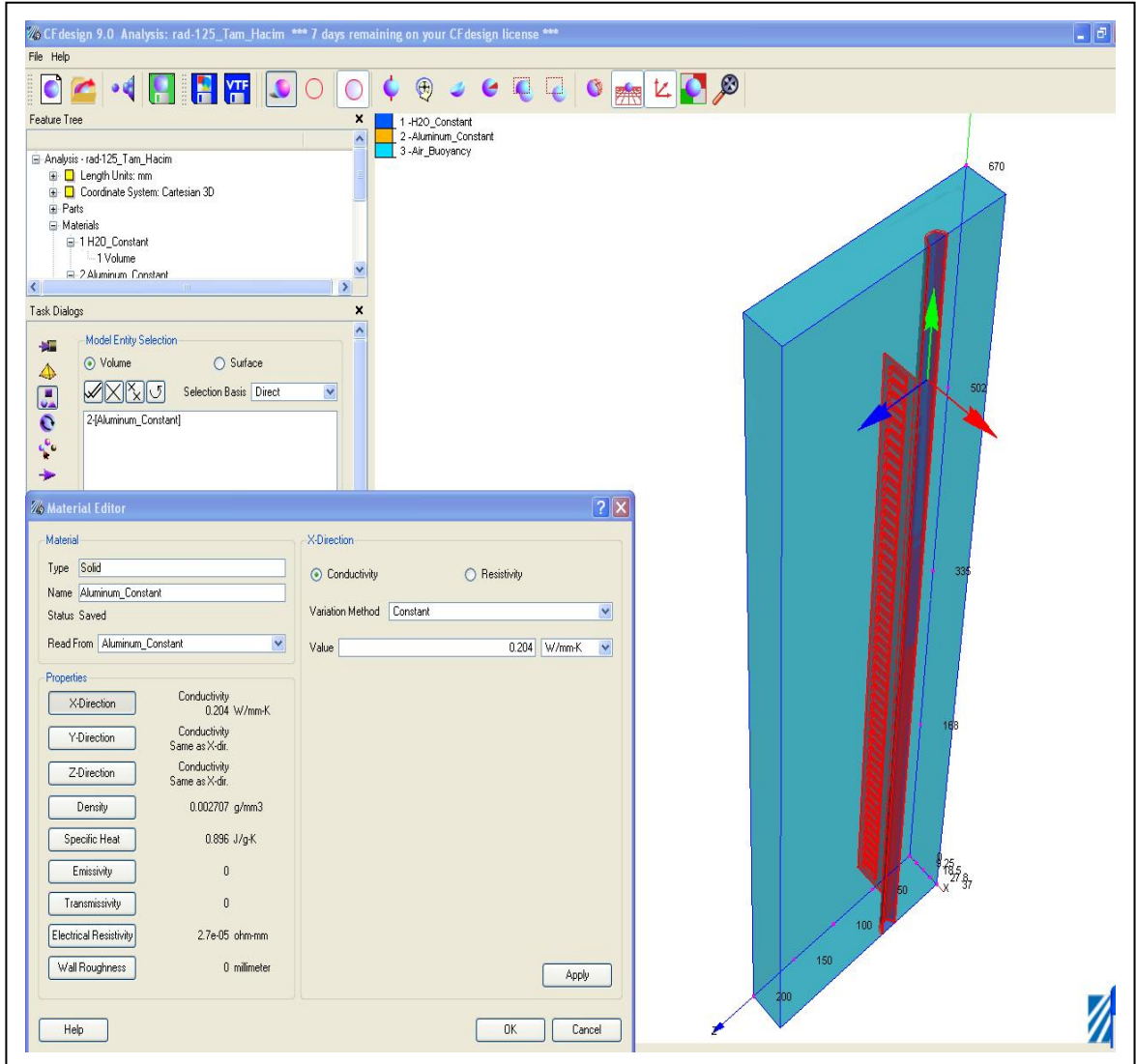
Radyatör modeli “alüminyum\_constant”, hava hacimleri “air\_buoyancy” ve su hacmi de “H2O constant” olarak tanımlanmıştır.

Şekil 6.17’de hava hacimlerinin air\_buoyancy olarak tanımlandığı gösterilmiştir.



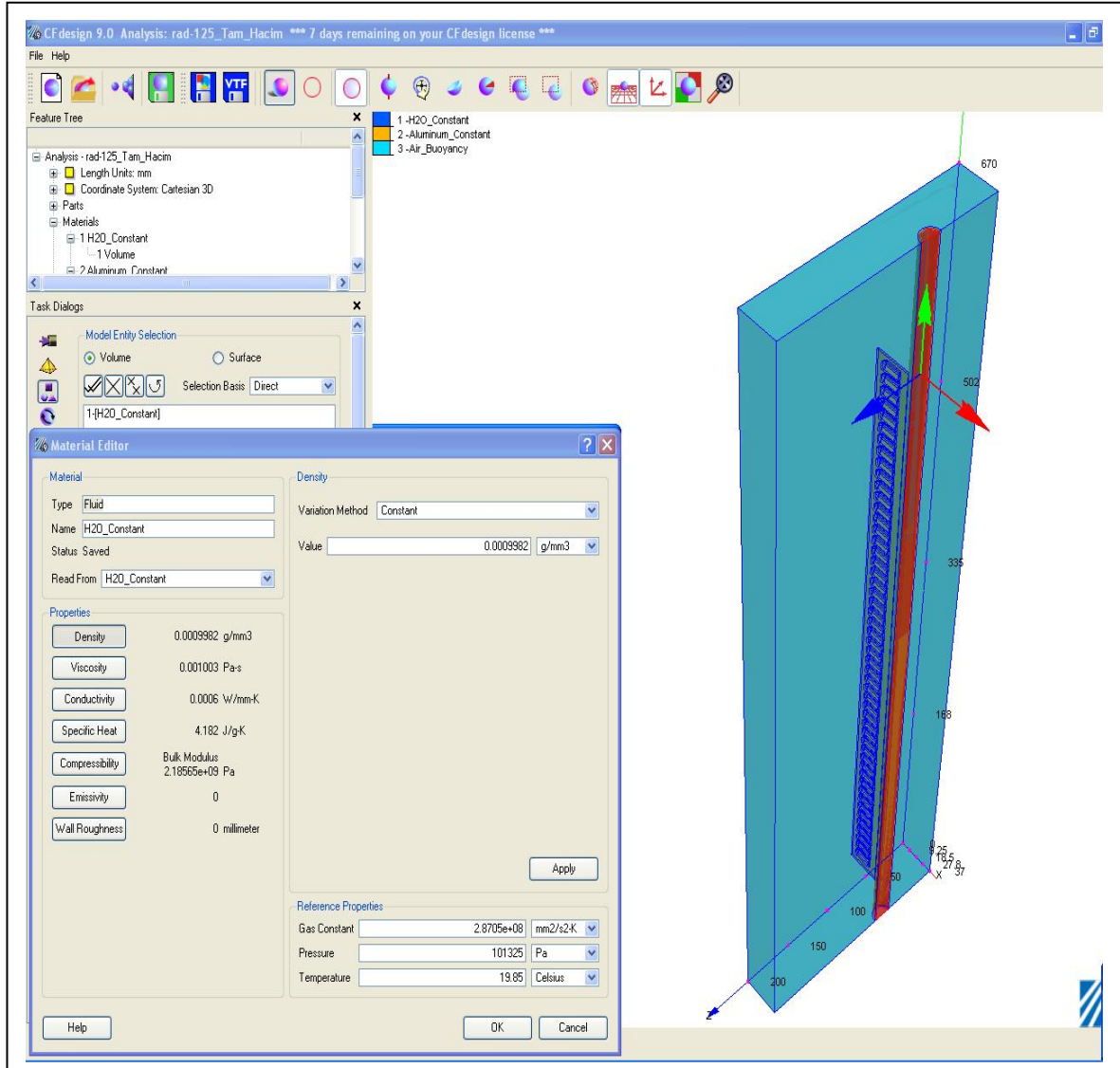
Şekil 6.17 Hava hacimlerinin air\_buoyancy olarak tanımlanması

Şekil 6.18’de radyatör modelinin “alüminyum\_constant” olarak tanımlandığı gösterilmiştir.



Şekil 6.18 Radyatör hacminin alüminyum\_constant olarak tanımlanması

Şekil 6.19'da Su hacminin H2O\_constant olarak tanımlandığı gösterilmiştir.



Şekil 6.19 Su hacminin H2O\_constant olarak tanımlanması

### 6.3.3 Radyatör Modellerinin Sayısal Analizleri

Radyatör numunelerimizde su ve hava hacimleri birlikte bulunduğundan öncelikle su bölgesinin analizi yapılmıştır. Suyun sıcaklık dağılımına göre daha sonra hava ve radyatöre ait sıcaklık ve hız dağılımları elde edilmiştir.

Sayısal analizler,  $\Delta T=30\pm 2,5K$ ,  $50\pm 2,5K$  ve  $60\pm 2,5K$  ortalama sıcaklık farkları için yapılmış olup bu bölümde sadece her bir numuneye ait  $\Delta T=60\pm 2,5K$  ortalama sıcaklık farkı için yapılan analizlerin sıcaklık ve hız dağılımları sunulmuştur. Diğer analiz sonuçları, tablolar halinde verilmiştir.

#### 6.3.3.1 Panjursuz Radyatör Modelinin Sayısal Analizi

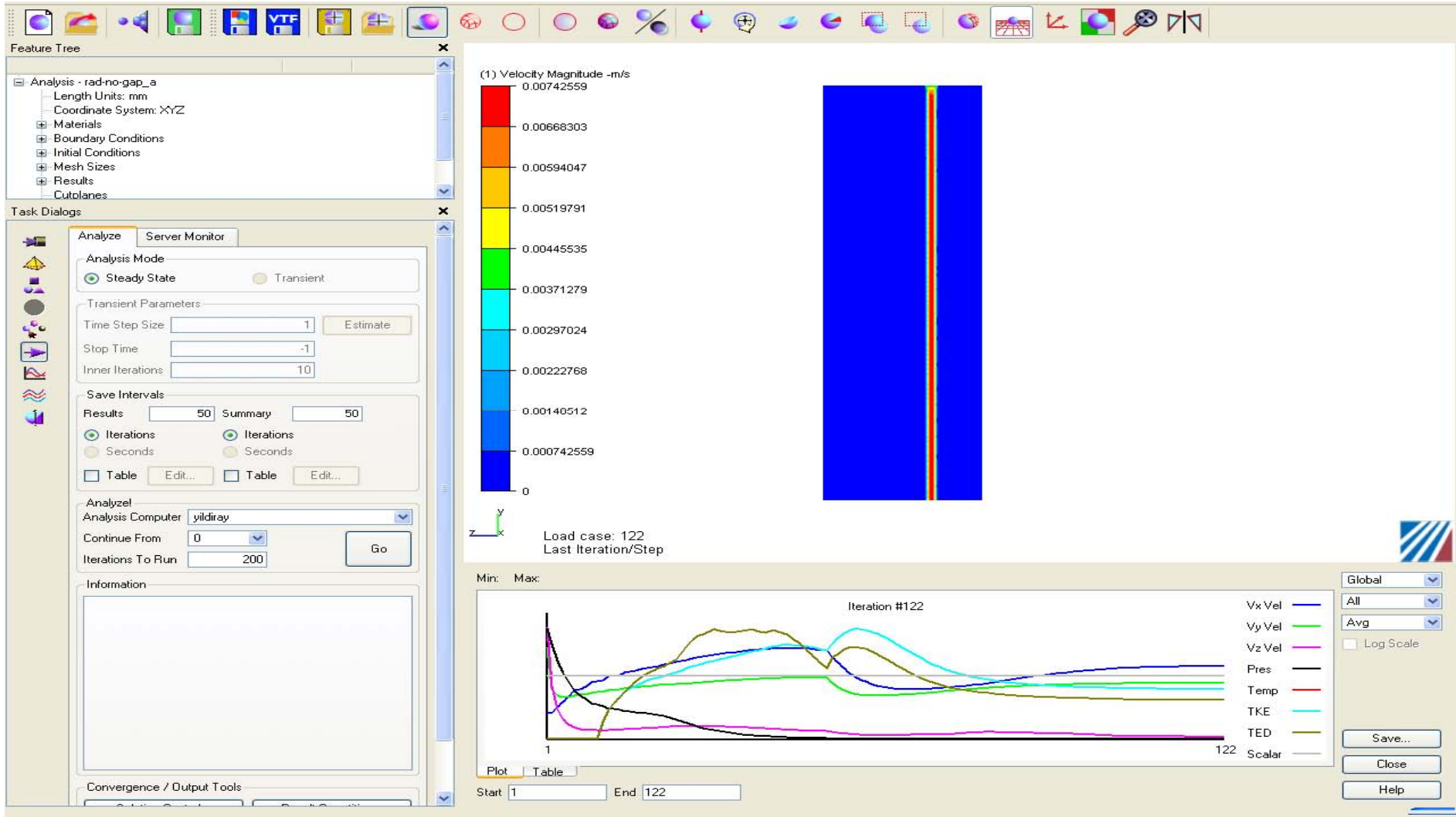
##### 6.3.3.1.1 Panjursuz Radyatör Modeline Ait Su Bölgesinin Sayısal Analizi

Su bölgesinin analizi için su hacmi “H2O\_constant” olarak seçilip diğer tüm hacimler (hava ve radyatör bölgesi) “Alüminyum\_constant” olarak tanımlanmıştır. Su bölgesi analizinin yakınsaması için 200 adetlik bir iterasyon yapılması öngörülerek iterasyona başlanmıştır.

122 adet iterasyonun sonunda tüm eğriler yatay hale gelerek yakınsama otomatik olarak durmuştur (şekil 6.20). Yakınsamanın doğruluğunu kontrol etmek için giriş ve çıkıştaki kütleli akış oranlarına bakılmıştır. Bir tanesi giriş yüzeyine bir diğeri de çıkış yüzeyine yerleştirilen iki adet cut surface (kesit) alınmış ve bulk seçeneğinden kütleli akış oranları ile sıcaklık değerleri seçilmiştir. Her iki kesit alanındaki değerler karşılaştırıldığında akış oranlarının aynı olduğu görülmüştür.

##### 6.3.3.1.2 Panjursuz Radyatör Modeline Ait Hava ve Radyatör Bölgelerinin Sayısal Analizi

Su bölgesinin analizinin uygun olduğu görüldükten sonra hava ve radyatör bölgesinin analizine geçilmiştir. Su bölgesinin analizinde “Alüminyum\_constant” olarak tanımlanan hacim “Air\_Bouyancy” olarak tekrar tanımlanmış ve iterasyona başlanmıştır. 314 iterasyondan sonra eğrilerin yatay hale geldiği görülmüş ve iterasyon otomatik olarak durmuştur. Hava hızı dağılımını görmek için bir cut plane (kesit) alınmıştır. Suyun çıkış sıcaklığı, modelin üst yüzeyinden 540 mm aşağısında okunmuştur. Analiz sonunda elde edilen hız ve sıcaklık dağılımları ile sıcaklık eğrileri aşağıda verilmiştir.



Şekil 6.20 Panjursuz modele ait su bölgesinin analiz iterasyon grafiği

### 6.3.3.1.3 Panjursuz Radyatör Modelinin Sayısal Analizinden Elde Edilen Bulgular

Analizlerin tamamlanmasından sonra, elde edilen bulgular kontrol edilip, bu değerler grafik, çizelge ve resimler ile gösterilmiştir. İlk olarak su bölgesinin analizi değerlendirilmiştir. Suyun giriş ve çıkış kütleli debileri kontrol edilerek çıkış suyu sıcaklık değeri okunmuştur. Deneyde sıcaklık ölçümlerinin yapıldığı noktalara ait yüzeylerin, analiz sonuçlarından elde edilen hız ve sıcaklık dağılım grafikleri incelenerek termokuplların bağlandığı noktalara ait sıcaklık değerleri okunmuş ve çizelgeler halinde sıralanmıştır.

Su bölgesinin analizinin tamamlanması ile birlikte yakınsamanın uygunluğu kontrol edilmiştir. Yakınsamanın kontrolü için su hacmi dışındaki bütün hacimler kapatılmış ve su bölgesinin giriş ve çıkışına iki adet yüzey kesiti yerleştirilmiştir (şekil Ek 1.1). Kütleli debiyi kontrol etmek için bulk menüsünden “kütleli akış” seçeneği seçilmiş ve kütleli akıların sırasıyla 0,33065 gr/sn ve 0,33062 gr/sn olduğu görülerek hava ve radyatör bölgesinin analizine geçilmiştir.

Hava ve radyatör bölgelerinin analizinde 355 adet iterasyondan sonra eğrilerin yatay hale gelmesiyle birlikte iterasyon otomatik olarak durmuştur. Yakınsamanın doğruluğunu kontrol etmek için suyun giriş ve çıkışına birer adet yüzey kesiti konulmuş, giriş ve çıkıştaki kütleli akı değerlerinin aynı olduğu görüldükten sonra çıkış suyu sıcaklığı değerine bakılmıştır. Bunun için su hacmi dışındaki tüm hacimler kapatılarak yüzey kesit alanlarından bir tanesi radyatör modelinin girişinden 540 mm aşağıya yerleştirilmiş ve bu yüzeydeki ortalama sıcaklık değeri okunmuştur. Sıcaklık değeri, kesit alan içindeki ortalama değerdir. Bu bölgenin sıcaklık dağılımı suyun içinden geçtiği boru çapı boyunca grafiksel olarak şekil Ek 1.2’de gösterilmiştir.

Hava hızının radyatör boyunca dağılımını görmek için radyatör yüksekliğince bir yüzey kesit alanı konulmuştur. Hız dağılımının daha iyi görülmesi için kesit alanı, havanın geçtiği panjurların orta noktasına yerleştirilmiştir (şekil Ek 1.3).

Radyatör yüzeyi üzerinden okunan sıcaklık değerleri ve suyun radyatöre giriş ve radyatörden çıkış sıcaklıkları çizelge halinde aşağıda verilmiştir.

Çizelge 6.3 Panjursuz radyatör modeline ait sayısal analiz bulguları

$T_{ortam}$ (°C)	$\dot{m}_{su}$ (kg/h)	$T_{Sugiris}$ (°C)	$T_{30mm}$ (°C)	$T_{255mm}$ (°C)	$T_{482mm}$ (°C)	$T_{sucikis}$ (°C)	$\dot{Q}$ (W)
26	2.38	94	91,22	87,32	80,86	79,24	40,84

Panjursuz radyatör modeline ait tüm analiz bulguları Ek 1’de verilmiştir.

Giriş şartlarından biri olarak sayısal analizlerde tanımlanan su debisi, modelin simetri ekseninden bölünmüş olmasından dolayı, çizelgelerde verilen değer yarısı alınmıştır.

Buradan ilerideki radyatör modellerinin sayısal analizleri, panjursuz radyatör modeline uygulanan işlem adımları ile aynı olduğundan doğrudan analizlerden elde edilen bulgular verilmiştir.

### 6.3.3.2 Panjurların Arka Yüzeyde Olduğu 1,25 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modelinin Sayısal Analizi

Su bölgesinin analizi 120 adet iterasyondan, hava ve radyatör bölgesinin analizi de 265 adet iterasyondan sonra yakınsamıştır.

#### 6.3.3.2.1 1,25 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modelinin Sayısal Analizinden Elde Edilen Bulgular

Su bölgesinin analizinden sonra kütleli debiyi kontrol etmek için bulk menüsünden “kütleli akış” seçeneği seçilmiş ve değerlerin sırasıyla 0,33055 gr/sn ve 0,33055 gr/sn olduğu görülerek hava ve radyatör bölgesinin analizine geçilmiştir.

Çizelge 6.4 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait sayısal analiz bulguları

$T_{ortam}$ (°C)	$\dot{m}_{su}$ (kg/h)	$T_{Sugiris}$ (°C)	$T_{30mm}$ (°C)	$T_{255mm}$ (°C)	$T_{482mm}$ (°C)	$T_{sucikis}$ (°C)	$\dot{Q}$ (W)
26	2.38	94	90,71	86,66	79,74	78,45	43,069

1,25 mm panjur aralıklı radyatör modeline ait tüm analiz bulguları Ek 2’de verilmiştir.

### 6.3.3.3 2,70 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modelinin Sayısal Analizi

Su bölgesinin analizi 113 adet iterasyondan, hava ve radyatör bölgesinin analizi de 314 adet iterasyondan sonra yakınsamıştır.

#### 6.3.3.3.1 2,70 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modelinin Sayısal Analizinden Elde Edilen Bulgular

Su bölgesinin analizinden sonra kütleli debiyi kontrol etmek için bulk menüsünden “kütleli akış” seçeneği seçilmiş ve değerlerin sırasıyla 0,37304 gr/sn ve 0,37305 gr/sn olduğu görülerek hava ve radyatör bölgesinin analizine geçilmiştir.

Çizelge 6.5 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait sayısal analiz bulguları

$T_{ortam}$ (°C)	$\dot{m}_{su}$ (kg/h)	$T_{Sugiris}$ (°C)	$T_{30mm}$ (°C)	$T_{255mm}$ (°C)	$T_{482mm}$ (°C)	$T_{sucikis}$ (°C)	$\dot{Q}$ (W)
26	2.686	91,53	85,80	80,86	74,90	74,28	53,87

2,70 mm panjur aralıklı radyatör modeline ait tüm analiz bulguları Ek 3’te verilmiştir.

### 6.3.3.4 3,20 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modelinin Sayısal Analizi

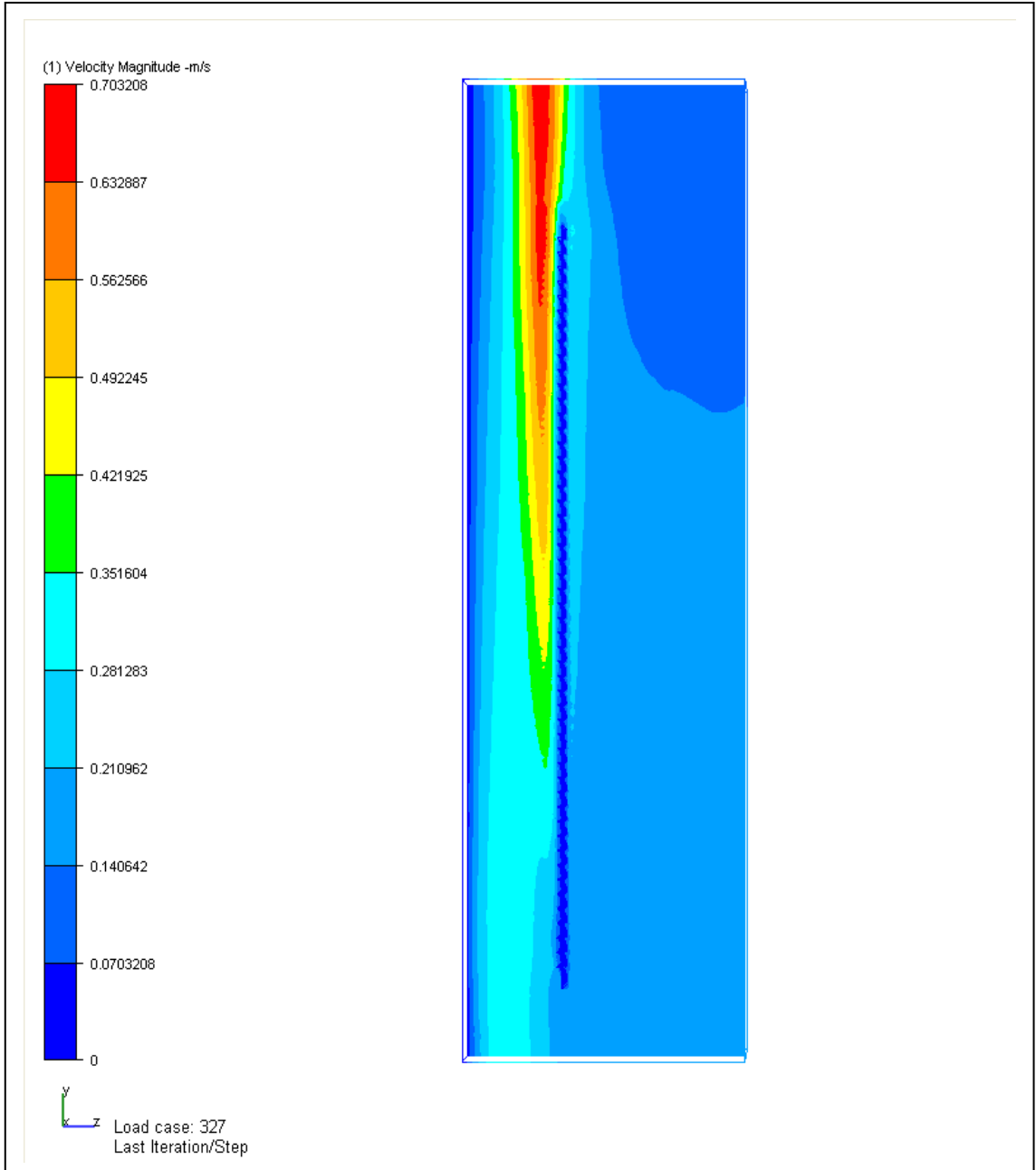
Su bölgesinin analizi 109 adet iterasyondan, hava ve radyatör bölgesinin analizi de 314 adet iterasyondan sonra yakınsamıştır.

#### 6.3.3.4.1 3,20 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modelinin Sayısal Analizinden Elde Edilen Bulgular

Su bölgesinin analizinden sonra kütleli debiyi kontrol etmek için bulk menüsünden “kütleli akış” seçeneği seçilmiş ve değerlerin sırasıyla 0,33055 gr/sn ve 0,33051 gr/sn olduğu görülerek hava ve radyatör bölgesinin analizine geçilmiştir.

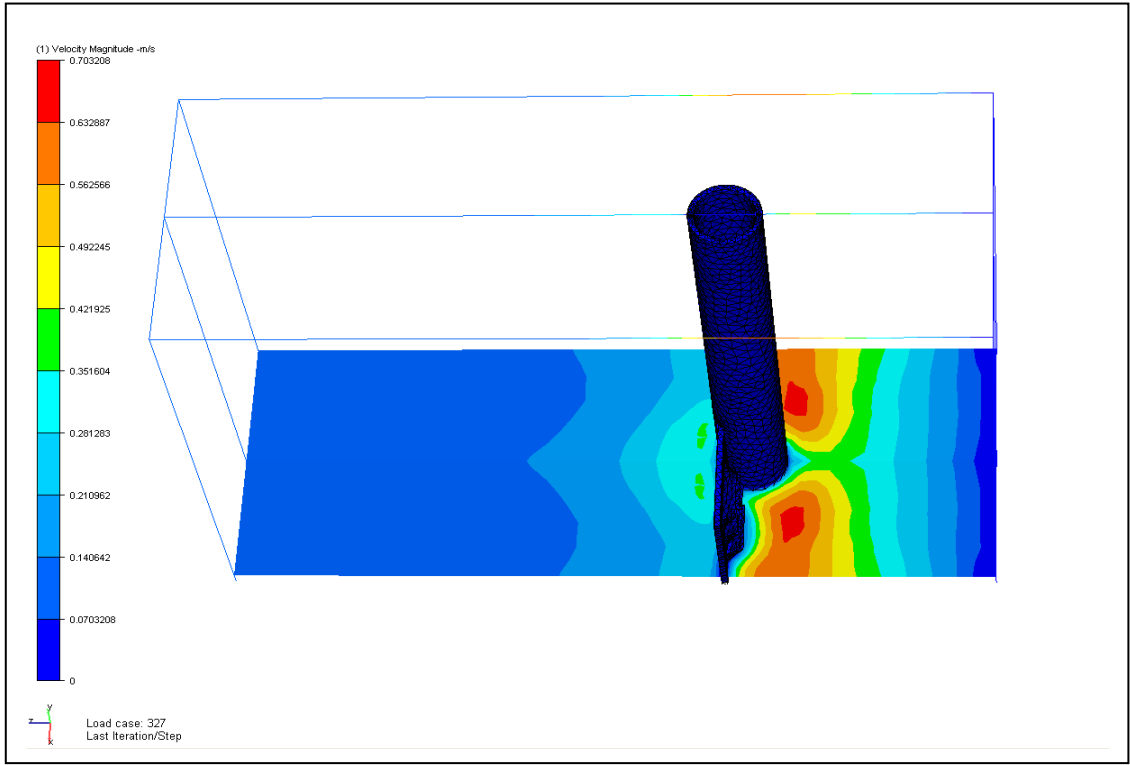
Çizelge 6.6 3,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait sayısal analiz bulguları

$T_{ortam}$ (°C)	$\dot{m}_{su}$ (kg/h)	$T_{Sugiris}$ (°C)	$T_{30mm}$ (°C)	$T_{255mm}$ (°C)	$T_{482mm}$ (°C)	$T_{sucikis}$ (°C)	$\dot{Q}$ (W)
26	2,38	94	90,18	84,78	78,35	76,40	48,70

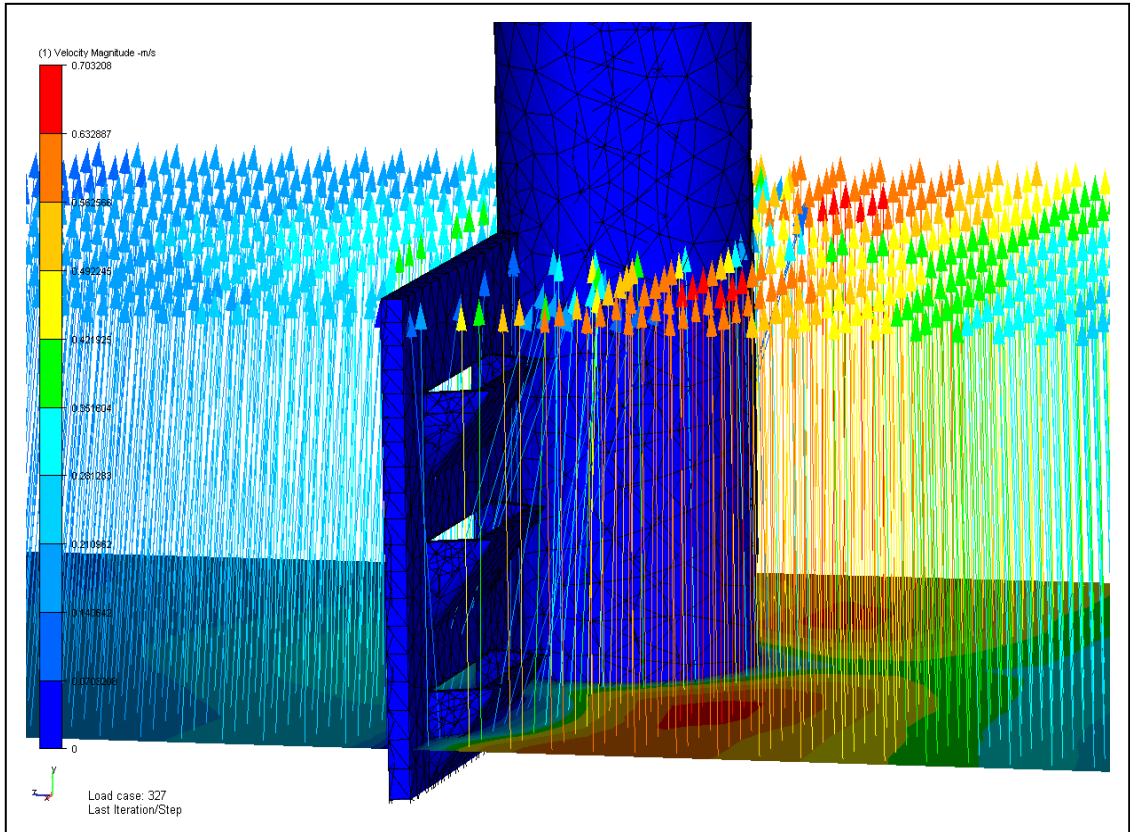


Şekil 6.21 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait hava hız dağılımı

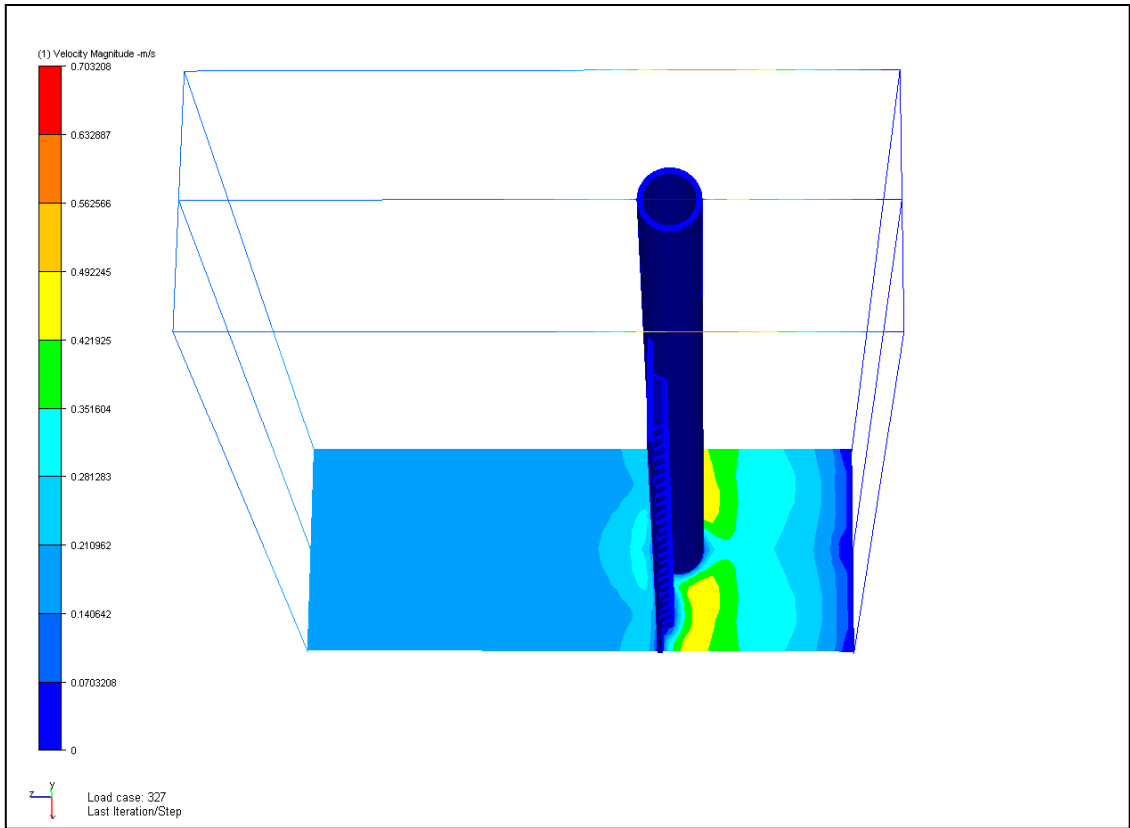
### 3,20 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modeline Ait Hava Hız Dağılımları:



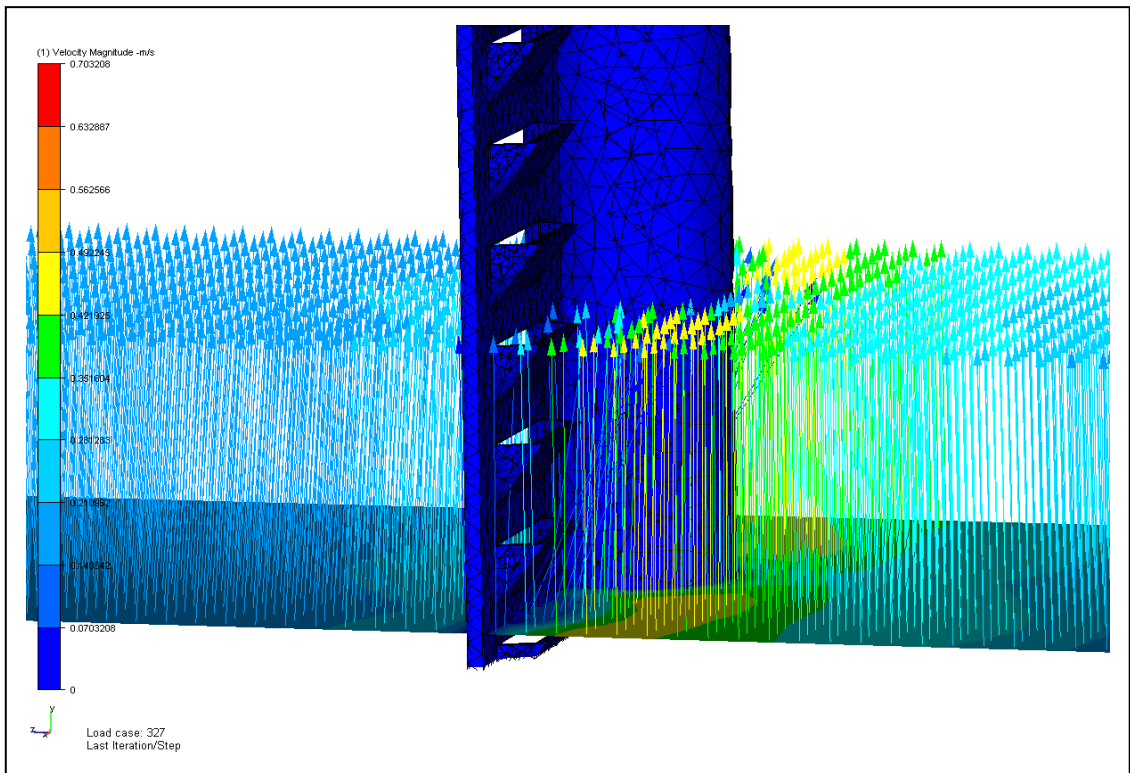
Şekil 6.22 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki hava hız kontuarları



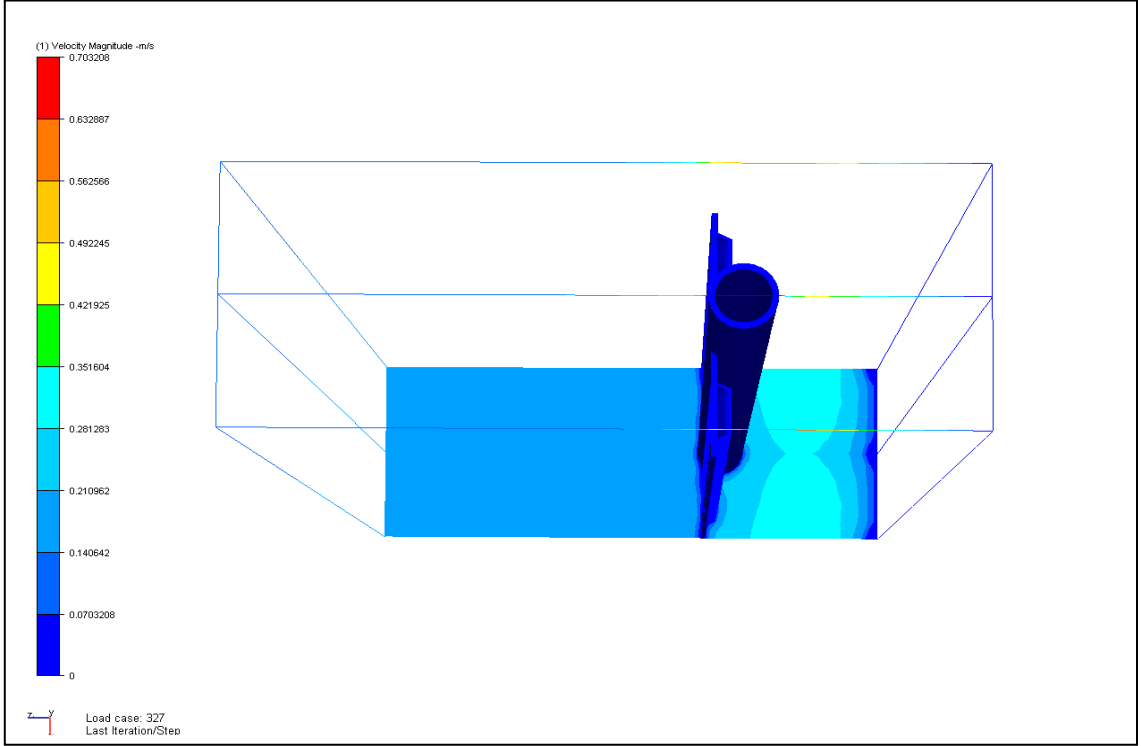
Şekil 6.23 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki hava hız vektörleri



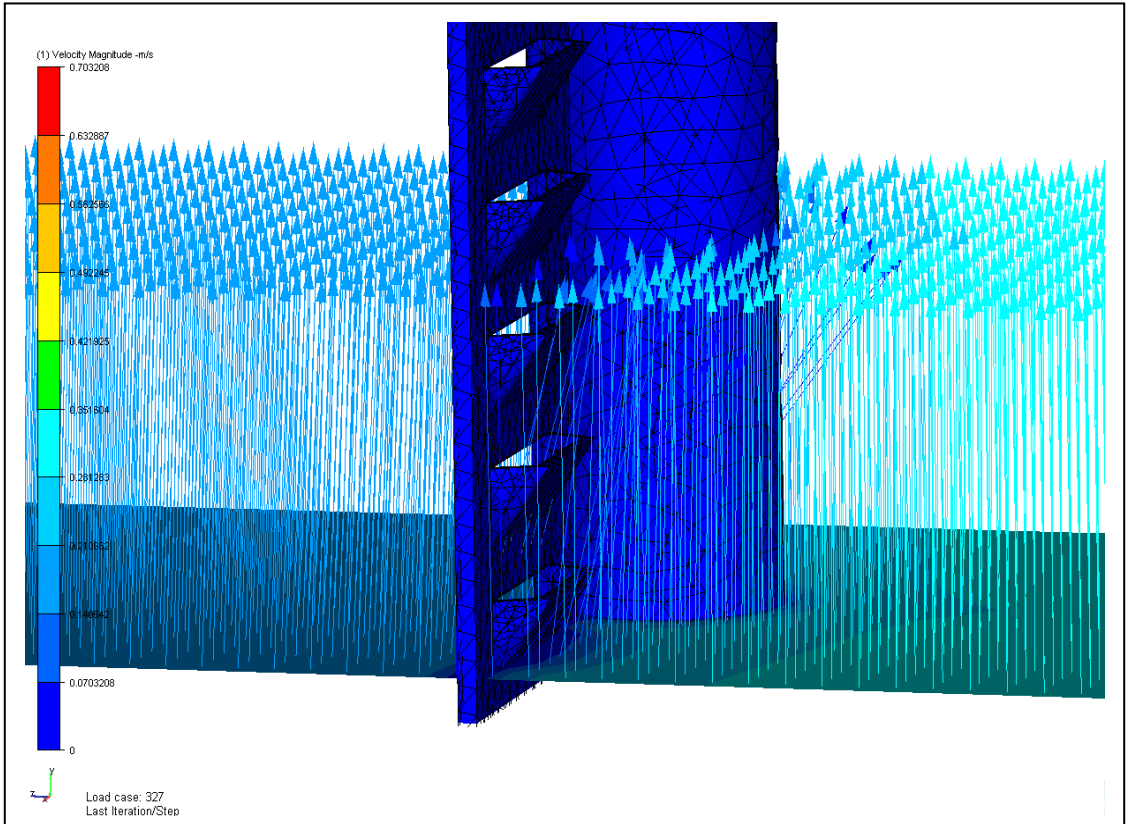
Şekil 6.24 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki hava hız kontuarları



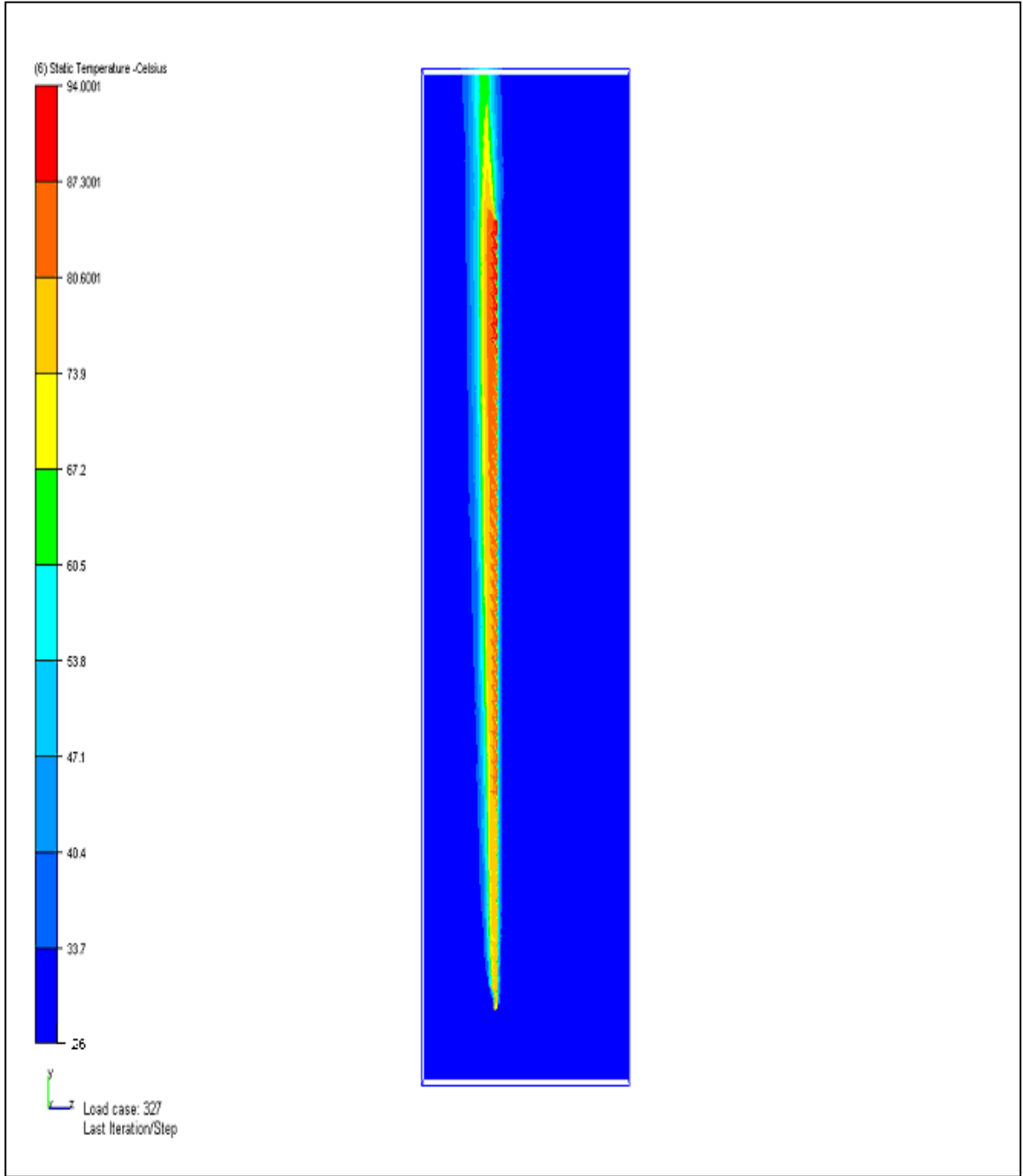
Şekil 6.25 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki hava hız vektörleri



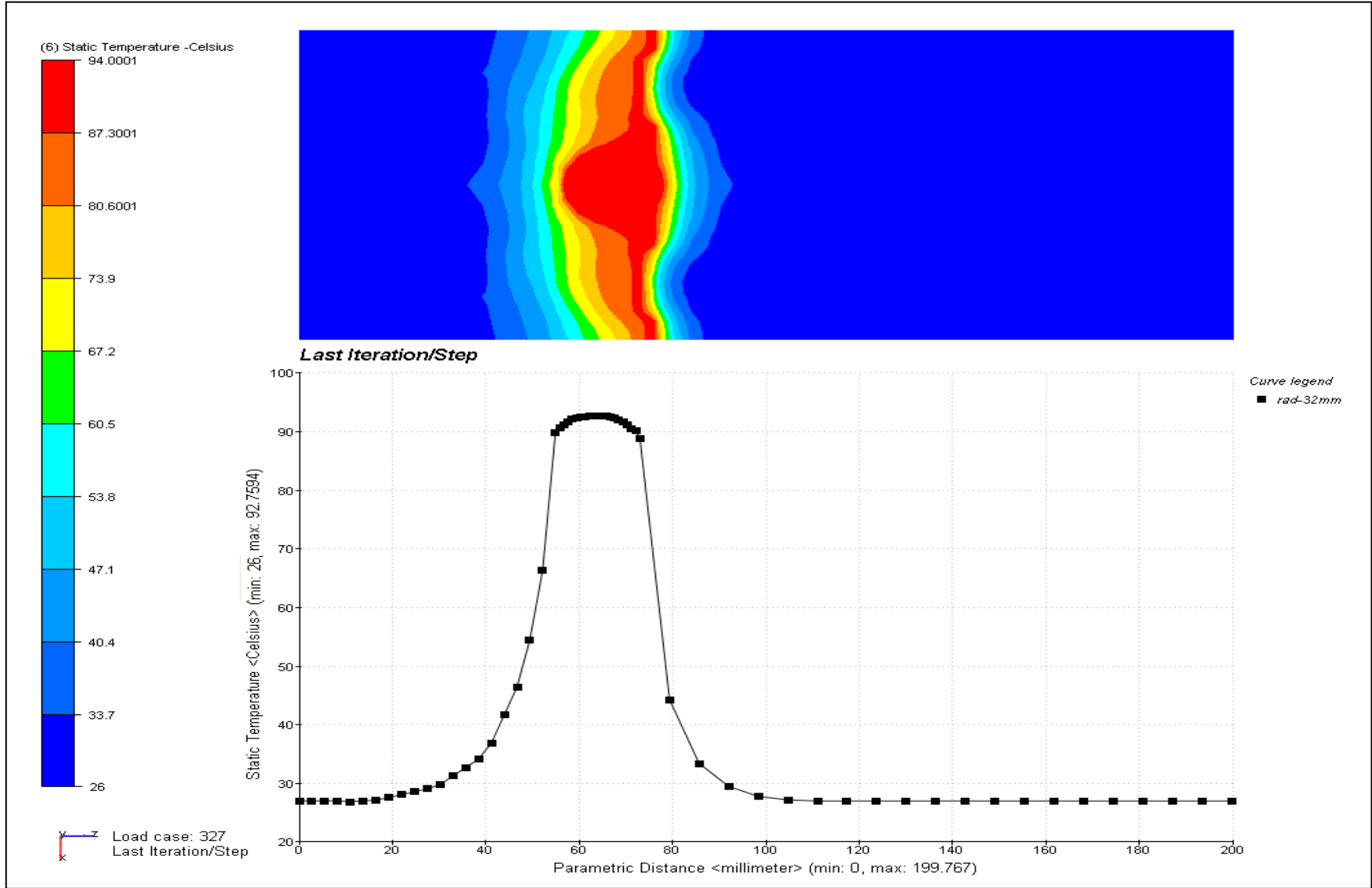
Şekil 6.26 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki hava hız kontuarları



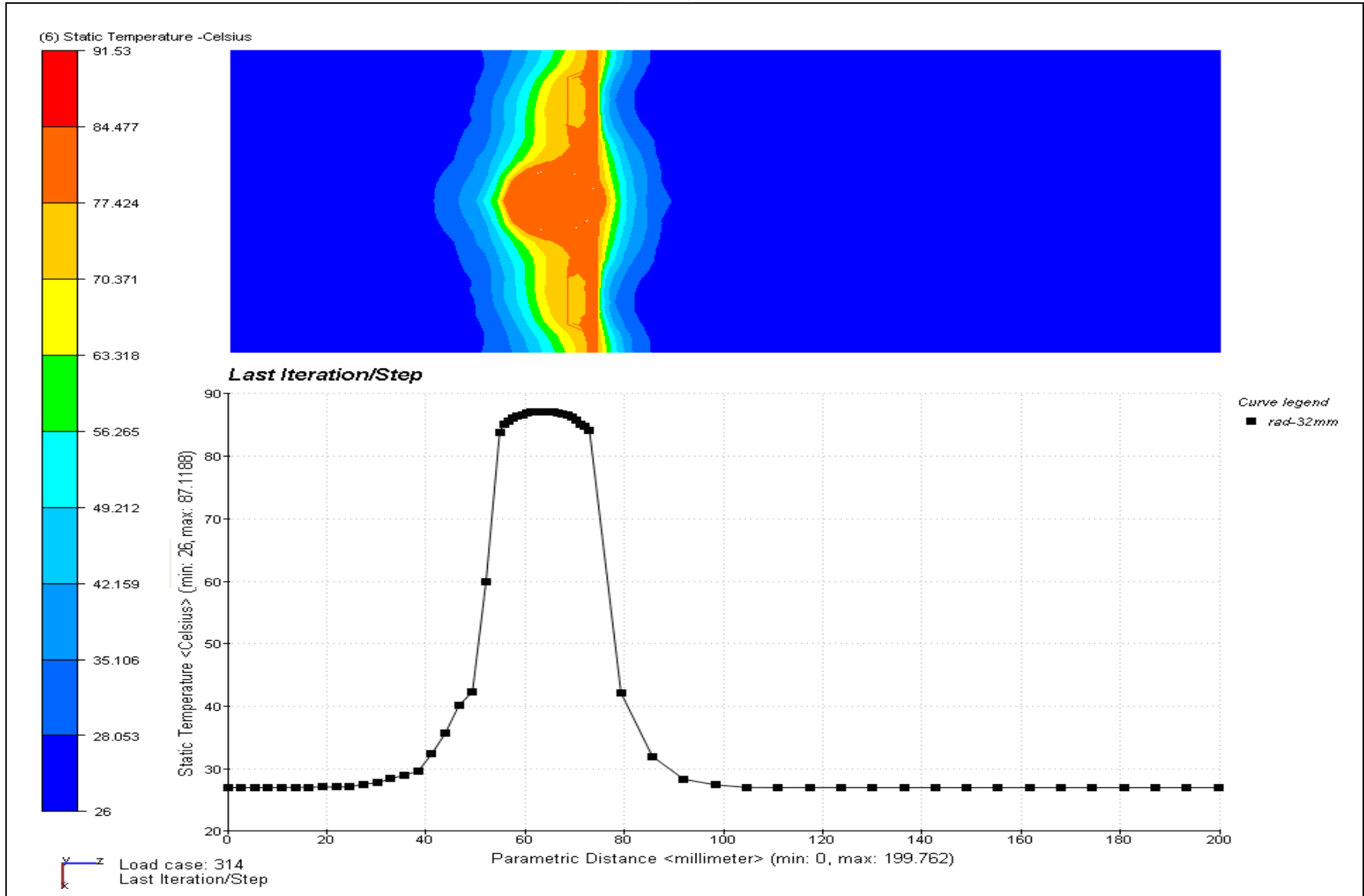
Şekil 6.27 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki hava hız vektörleri

**3,20 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modeline Ait Sıcaklık Dağılımları:**

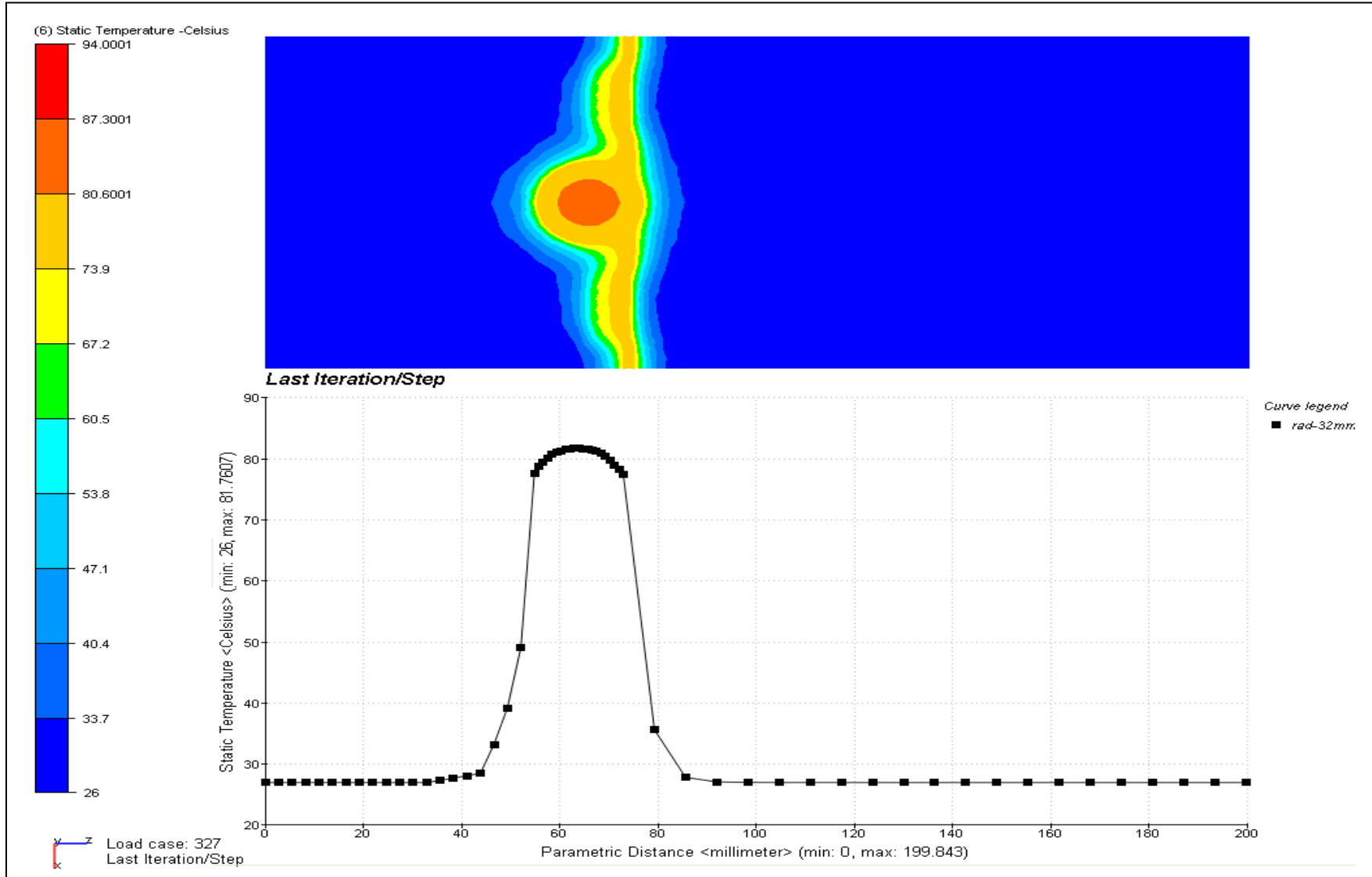
Şekil 6.28 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait radyatör bölgesinin etrafındaki sıcaklık dağılımı



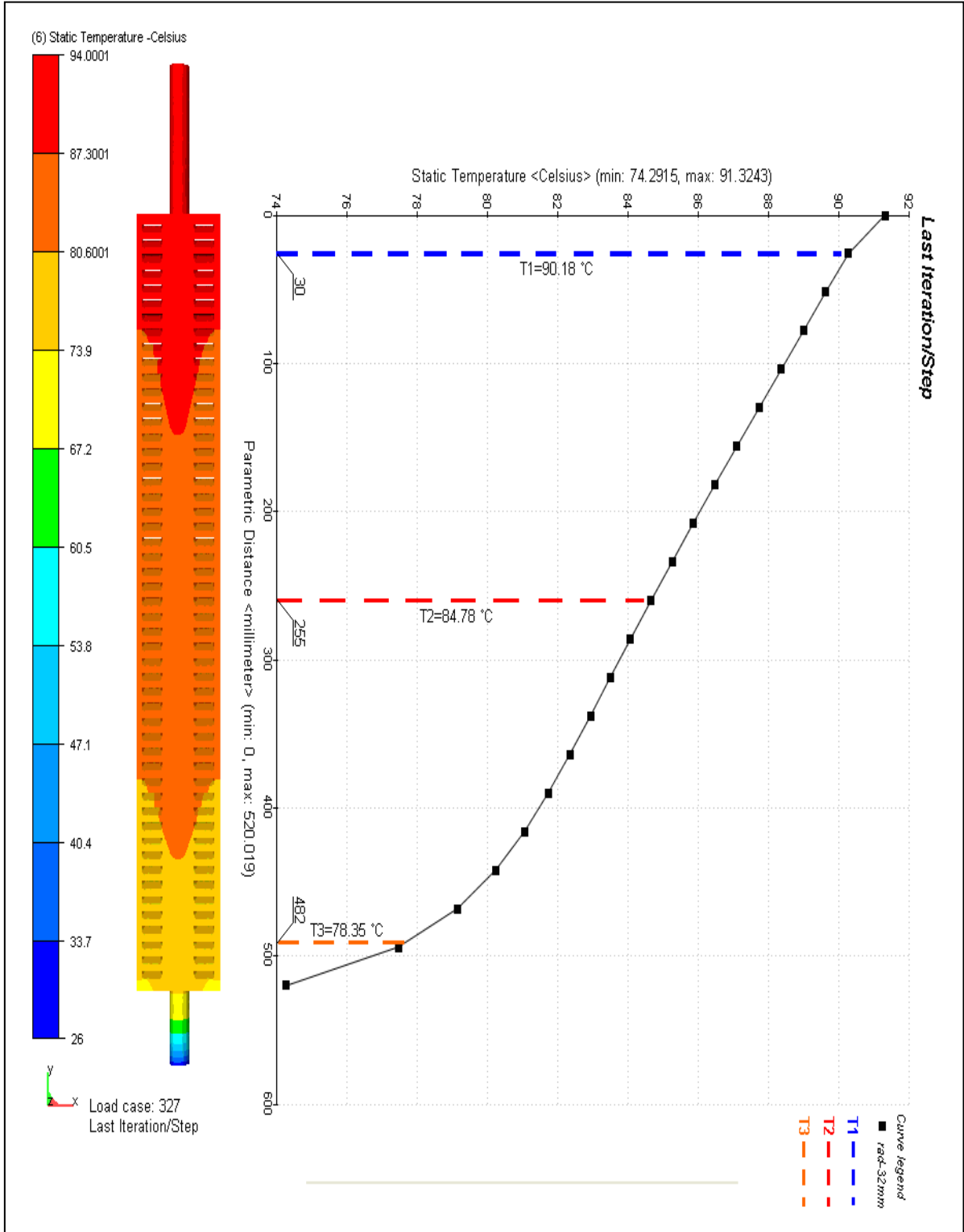
Şekil 6.29 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği



Şekil 6.30 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği



Şekil 6.31 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği



Şekil 6.32 3,20 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait radyatör yüzeyi sıcaklık dağılımı ve grafiği

## 6.4 Sayısal Analiz Bulgular ve Karşılaştırılması

Isıl güçlerinin karşılaştırılması bakımından deneyi yapılan numunelerle birlikte farklı geometrik parametrelere sahip 5 adet radyatör modelinin sayısal analizi yapılmıştır. Modellerin geometrik parametrelerinden sadece panjur aralıkları değiştirilmiştir. Analizler  $\Delta T = 30K \pm 2,5$ ,  $\Delta T = 50K \pm 2,5$  ve  $\Delta T = 60K \pm 2,5$  ortalama sıcaklık farkları için yapılmış olup analizlerden elde edilen sonuçlar çizelgeler ve grafikler halinde aşağıda verilmiştir.

### 6.4.1 Sayısal Analiz Bulguları

Analizlerden elde edilen sonuçlar tablo halinde çizelge 6.7’de verilmiştir. Bu tabloda yer alan ısı güç değerleri,  $\Delta T=30\pm 2,5K$ ,  $\Delta T=50\pm 2,5K$  ve  $\Delta T=60\pm 2,5K$  ortalama sıcaklık farkları için olup analizler arasında karşılaştırmaların yapılabilmesi için çizelge 6.8’de her bir radyatör numunesinin,  $\Delta T=30K$ ,  $50K$  ve  $60K$  ortalama sıcaklık farkları için ısı güç değerleri verilmiştir.

Çizelge 6.7 Sayısal analizlerden elde edilen bulgular

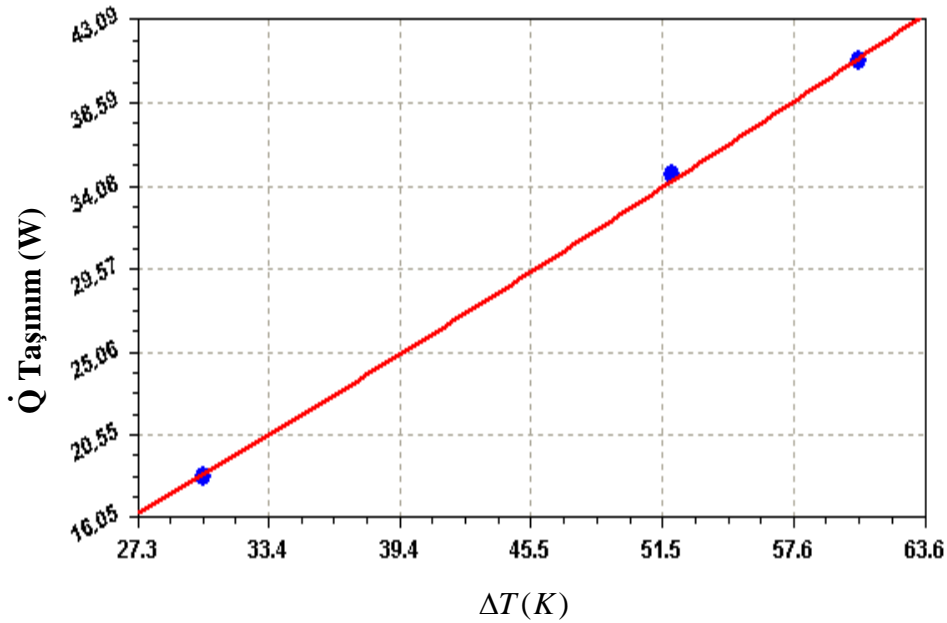
Parametreler	Panjursuz			1,25 mm Panjur Aralıklı			2,70 mm Panjur Aralıklı			3,20 mm Panjur Aralıklı		
	30K	50K	60K	30K	50K	60K	30K	50K	60K	30K	50K	60K
$\Delta T$ (K)	30.36	52.01	60.62	31.53	52.1	60.22	30.36	51.31	56.9	31.37	51.81	59.2
$T_{ortam}$ (°C)	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26
$\dot{m}_{su}$ (kg/h)	2.4	2.4	2.38	2.42	2.42	2.38	2.73	2.73	2.68	2.42	2.42	2.38
$T_{Sugiris}$ (°C)	59.64	84.23	94	61.27	85.12	94	59.83	83.86	91.53	61.27	85.12	94
$T_{30mm}$ (°C)	58.49	81.93	91.22	59.26	81.06	90.71	57.84	79.7	85.80	59.12	80.95	90.18
$T_{255mm}$ (°C)	56.88	78.69	87.32	57.36	77.28	86.66	56	76.12	80.86	57.25	77.02	84.78
$T_{482mm}$ (°C)	54	73.22	80.86	54.47	72.13	79.74	53.4	71.33	74.90	54.17	71.93	78.35
$T_{Sucikis}$ (°C)	53.08	71.79	79.24	53.8	71.08	78.45	52.9	70.77	74.28	53.48	70.51	76.40
$\dot{Q}_{Ta\ sin\ im}$ (W)	18.30	34.71	40.84	21	39,50	43.069	21.99	41.55	53.87	21.92	41.12	48.70

### 6.4.2 Radyatör Modelleri Isıl Güçlerinin Sayısal Olarak Karşılaştırılması

Karşılaştırmaların yapılabilmesi için radyatör modellerinin  $\Delta T=30K$ ,  $50K$  ve  $60K$  ortalama sıcaklık farkları için elde edilen ısı güçleri grafikler halinde belirlenmiştir. Böylece, grafiklerden değişik ortalama sıcaklık farkları için ısı güç değerleri elde edilmiştir .

Her bir radyatör modelinin ortalama sıcaklık farklarına karşılık gelen ısı güç değerleri grafikler halinde aşağıda gösterilmiştir.  $\dot{Q} = K_M \cdot \Delta T^n$  eşitliği için korelasyonumuz  $y = a * (x^b)$  olarak ifade edilmiştir. Burada  $a = K_m$ ,  $b = n$ ,  $x = \Delta T$  ve  $y = \dot{Q}$  değerlerini göstermektedir.

#### Panjursuz Radyatör Modeli;

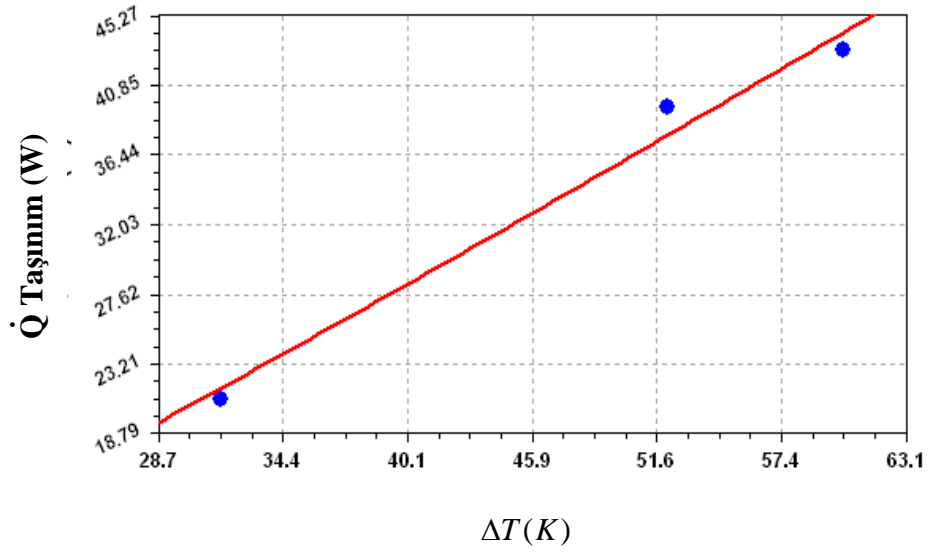


Şekil 6.33 Panjur aralığı 1,25 mm için  $\dot{Q}$ - $\Delta T$  değişimi

$$(\dot{Q} = 0,3543 * \Delta T^{1,1577})$$

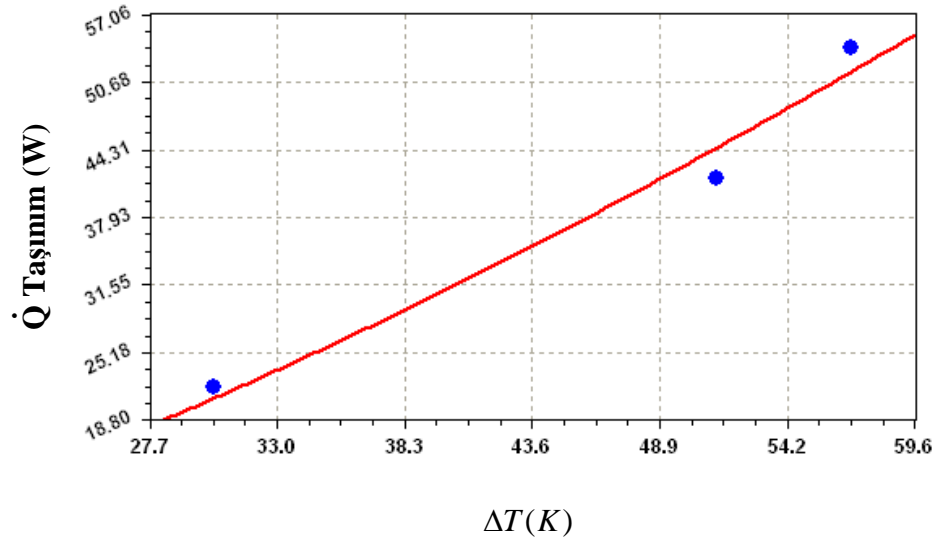
**Panjurlar Arka Yüzeyde :**

**1,25 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modeli;**



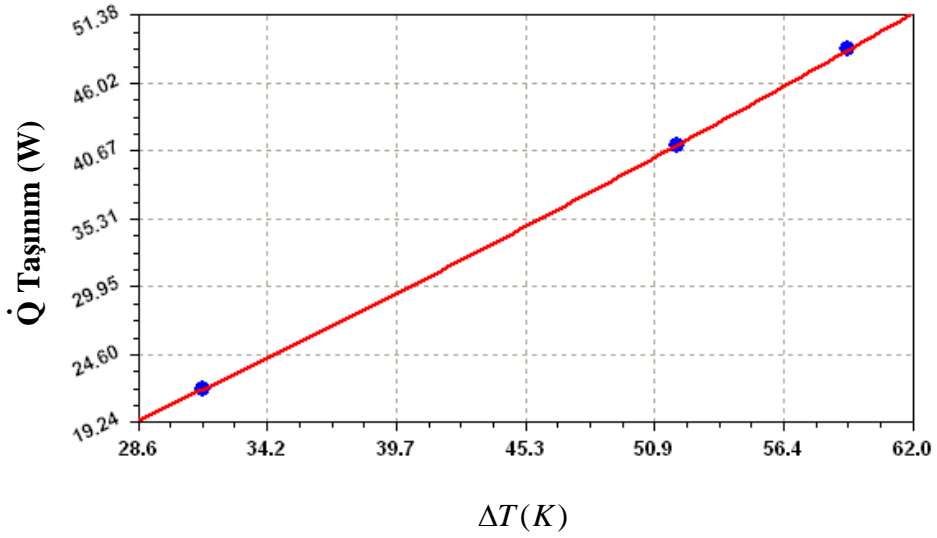
Şekil 6.34 Panjur aralığı 1,25 mm için  $\dot{Q}$ - $\Delta T$  değişimi  
 $(\dot{Q} = 0,4850 * \Delta T^{1,1012})$

**2,70 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modeli;**



Şekil 6.35 Panjur aralığı 2,70 mm için  $\dot{Q}$ - $\Delta T$  değişimi  
 $(\dot{Q} = 0,1540 * \Delta T^{1,4392})$

### 3,20 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modeli;



Şekil 6.36 Panjur aralığı 3,20 mm için  $\dot{Q}$ - $\Delta T$  değişimi  
 $(\dot{Q} = 0,2877 * \Delta T^{1,2572})$

Çizelge 6.8  $\Delta T=30K$ ,  $50K$  ve  $60K$  için sayısal analizlerden elde edilen bulgular

$\Delta T$ (K)	Radyatör Modelleri			
	Panjursuz	1,25 mm Panjur Aralıklı	2,70 mm Panjur Aralıklı	3,20 mm Panjur Aralıklı
	$\dot{Q}$ (W)	$\dot{Q}$ (W)	$\dot{Q}$ (W)	$\dot{Q}$ (W)
30	18,17	20,52	20,57	20,7
50	32,82	36,02	42,92	39,34
60	40,54	44,03	55,8	49,48

Sayısal analizlerden elde edilen bulguların karşılaştırılması aşağıda verilmiştir.

Çizelge 6.9  $\Delta T=30K$ , 50K ve 60K için panjurların arka yüzeyde olduğu modellerin sayısal analizlerinden elde edilen bulguların karşılaştırılması

$\Delta T$ (K)	1,25 mm	2,70 mm		3,20 mm		
	Panjursuz'a göre	Panjursuz'a göre	1,25 mm'ye göre	Panjursuz'a göre	1,25 mm'ye göre	2,70 mm'ye göre
30	%12.9 (+)	%13.2 (+)	%0.24 (+)	%13.9 (+)	%0.87 (+)	%0.63 (+)
50	%9.7 (+)	%30.7 (+)	%19.5 (+)	%19.8 (+)	%9.2 (+)	%8.34 (-)
60	%8.6 (+)	%37.6 (+)	%26.7 (+)	%22 (+)	%10.1 (+)	%11.31 (-)

### 6.4.3 Sayısal Analiz ve Deneysel Bulguların Karşılaştırılması

#### **$\Delta T=30K$ için;**

Panjursuz radyatör geometrisinin deneysel ve sayısal olarak elde edilen ısı güçleri arasında %17,72'lik,

1,25 mm panjur aralığına sahip radyatör geometrisinin %14,91'lik,

2,70 mm panjur aralığına sahip radyatör geometrisinin de %24'lük bir fark olduğu tespit edilmiştir.

#### **$\Delta T=50K$ için;**

Panjursuz radyatör geometrisinin deneysel ve sayısal olarak elde edilen ısı güçleri arasında %12,55'lik,

1,25 mm panjur aralığına sahip radyatör geometrisinin %16,71'lik,

2,70 mm panjur aralığına sahip radyatör geometrisinin de %18,54'lük bir fark olduğu tespit edilmiştir.

#### **$\Delta T=60K$ için;**

Panjursuz radyatör geometrisinin deneysel ve sayısal olarak elde edilen ısı güçleri arasında %10,73'lük,

1,25 mm panjur aralığına sahip radyatör geometrisinin %17,35'lik

2,70 mm panjur aralığına sahip radyatör geometrisinin de %16,66'lük bir fark olduğu tespit edilmiştir.

Çizelge 6.10 Deney ve sayısal analiz bulguları

Parametreler	$\Delta T=30K$						$\Delta T=50K$						$\Delta T=60K$					
	Panjursuz		1,25 mm		2,70 mm		Panjursuz		1,25 mm		2,70 mm		Panjursuz		1,25 mm		2,70 mm	
	Deney	CFD	Deney	CFD	Deney	CFD	Deney	CFD	Deney	CFD	Deney	CFD	Deney	CFD	Deney	CFD	Deney	CFD
$T_{ortam}$ (°C)	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26
$\dot{m}_{su}$ (kg/h)	2,4	2,4	2,42	2,42	2,73	2,73	2,4	2,4	2,42	2,42	2,73	2,73	2,40	2,38	2,38	2,38	2,68	2,68
$T_{Sugiris}$ (°C)	59,64	59,64	61,27	61,27	59,83	59,83	84,23	84,23	85,12	85,12	83,86	83,86	93,82	94	94	94	91,53	91,53
$T_{30mm}$ (°C)	57,68	58,49	57,85	59,26	56,23	57,84	82,26	81,93	82,35	81,06	80,94	79,7	91,17	91,22	90,16	90,71	86,14	85,80
$T_{255mm}$ (°C)	55,13	56,88	55,12	57,36	53,42	56	77,22	78,69	76,92	77,28	74,82	76,12	83,15	87,32	79,76	86,66	73,64	80,86
$T_{482mm}$ (°C)	53,36	54	52,75	54,47	52,17	53,4	74,09	73,22	72,35	72,13	70,42	71,33	78,02	80,86	69,36	79,74	63,14	74,90
$T_{Sucikis}$ (°C)	51,47	53,08	51,89	53,8	51,1	52,9	69,86	71,79	69,39	71,08	68,34	70,77	76,55	79,24	74,28	78,45	70,98	74,28
$\dot{Q}_{Ta\ sin\ im}$ (W)	21,39	18,17	23,58	20,52	25,51	20,57	36,94	32,82	42,04	36,02	50,88	42,92	44,89	40,54	51,67	44,03	65,1	55,8
<b>Deneylerden % Sapma</b>	%17,72		%14,91		%24		%12,55		%16,71		%18,54		%10,73		%17,35		%16,66	

## 7. DENEYSEL HATALAR ve HATA ANALİZ YÖNTEMLERİ

Deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar, aşağıda belirtilen sebeplerden dolayı hata içerirler. Deneysel çalışmada ortaya çıkan bu hatalar iki gruba ayrılabilir. Bunlardan birincisi, deneyi yapan araştırmacıdan kaynaklanan, diğeri ise deney sisteminin yapısı, deneyin yapıldığı ortam ve deneyde kullanılan ölçme cihazlarından kaynaklanan hatalardır. Birinci tür hatalar deneyi yürüten araştırmacının tecrübe ve dikkat eksikliğinden meydana gelmektedir. İkinci tür hatalar ise deneyde kullanılan cihazların zamanla ısınması, elektrik gerilimlerinin ve deneyin yapıldığı ortam şartlarının zamanla değişmesi olarak gösterilebilir. Bununla birlikte ikinci tür hataları 3 farklı grupta toplayabiliriz. Bunlardan ilki, deneyde kullanılan araç ve gereçlerin imalatından kaynaklanan hatalar, ikinci olarak; sabit ve sistematik olarak adlandırılan ve sebebi genellikle tam olarak bilinmeyen, ölçüm değerlerinin tekrar okunması sırasında ortaya çıkan hatalar, üçüncü olarak; rastgele olarak adlandırılan elektronik salınımlardan kaynaklanan hatalardır. Bu hatalar, deneyde kullanılan ölçüm cihazlarının uygun kalibrasyonu ile ortadan kaldırılabilir.

Deney sonuçlarının doğruluğunu belirleyebilmek için hata analizinin yapılması gerekmektedir. Deneylerden elde edilen bulguların kullanılmasıyla hesaplanan parametrelere ait hata oranlarının tespiti için kaynaklarda bulunan yöntemlerden akılcı yaklaşım (commensense basis) ve belirsizlik analizi (uncertainty analysis) en çok kullanılan yöntemler olup bu deneysel çalışmadaki hata analizinde, diğerlerine göre daha hassas bir yöntem olan ve deneysel bulguların hata analizi için Kline ve McClintock tarafından ortaya konan belirsizlik analizi yöntemi kullanılmıştır.

### 7.1 Belirsizlik Analizi Yöntemi

Deney düzeneğinde yapılan ölçümlerde tespit edilmesi/hesaplanması gereken büyüklük  $P$  ve bu büyüklüğe etki eden  $n$  adet bağımsız değişken ise;  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$  olsun. Bu durumda;

$$P = P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (7.1)$$

yazılabilir. Deneylerde kullanılan her bir bağımsız değişkene ait hata oranları;  $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$  ve  $P$  büyüklüğünün hata oranı  $w_p$  ise,

$$w_p = \pm \left[ \left( \frac{\partial P}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial P}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left( \frac{\partial P}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial P}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.2)$$

şeklinde gösterilmektedir. Bu bağıntı incelendiğinde, deneylerde en büyük hataya neden olan değişkenin kolaylıkla tespit edilebilmesi belirsizlik analizi yönteminin diğer yöntemlerden üstünlüğünü göstermektedir.

## 7.2 Deneysel Belirsizliklerin Tespiti

Burada yapılan deneysel çalışmada, serbest taşınım şartlarında ısı geçişi incelendiğinden hataya neden olan bağımsız değişkenler genel olarak, toplam ısı güç  $\dot{Q}_T$ , radyatör yüzeyi sıcaklıklarının  $T_{30mm}$ ,  $T_{255mm}$ ,  $T_{482mm}$  radyatör numunesi su giriş ve çıkış sıcaklıklarının

$(T_{Sugiris}, T_{Sucikis})$  bulunuşunda etkili olmaktadır.

Isı akısı (W), suyun kütleli debisinin (g/sn), özgül ısısı (j/gK) ve su giriş ve çıkış sıcaklık farkının (K) çarpılması ile bulunabilir.

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_{su} * c_{su} * \Delta T_{su} \Rightarrow \dot{Q}_T = \dot{m}_{su} * c_{su} * (T_{sg} - T_{sç}) \quad (7.3)$$

$$\dot{m}_{su} = \frac{m}{t} \Rightarrow \quad (7.4)$$

$$\dot{Q}_T = \frac{m}{t} * c_{su} * (T_{sg} - T_{sç}) \quad (7.5)$$

$$w_{Q_T} = \pm \left[ \left( \frac{\partial \dot{Q}_T}{\partial m} w_m \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{Q}_T}{\partial t} w_t \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{Q}_T}{\partial T_{sg}} w_{T_{sg}} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{Q}_T}{\partial T_{sç}} w_{T_{sç}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.6)$$

Isıl güç  $\dot{Q}_T$ 'a ait belirsizliğin bulunabilmesi için m,  $T_{sg}$ , ve  $T_{sç}$ ' in belirsizliklerinin tespit edilmesi gerekmektedir. Düşey radyatör yüzeyinden ortama ısı geçişi ışıınım ve taşınım yoluyla olmaktadır. Işınımla olan ısı geçişi tamamen teorik olarak hesaplandığından belirsizlik analizi yapılmamıştır.

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_t + \dot{Q}_R \quad (7.7)$$

$T_{sg}$ , suyun giriş sıcaklığı ve  $T_{sç}$ , suyun çıkış sıcaklığıdır.

Zaman ölçümünden kaynaklanabilecek hatalar ihmal edilerek;

$$w_{Q_T} = \pm \left[ \left( \frac{c_{su}}{t} \cdot (T_{sg} - T_{sç}) w_m \right)^2 + \left( \frac{m}{t} \cdot c_{su} \cdot w_{T_{sg}} \right)^2 + \left( -\frac{m}{t} \cdot c_{su} \cdot w_{T_{sç}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.8)$$

Yukarıdaki bağıntılarda yer alan ve deneylerde ölçülen bağımsız parametrelere ilişkin belirsizlikler, yapılan kalibrasyonlar neticesinde aşağıda yer alan Çizelge 7.1'deki gibi elde edilmiştir. 1,25 mm panjur aralığına sahip ve panjurların arka yüzeyde olduğu deneye ait suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları ile ısı güç değerleri ortalama  $\Delta T=60K$  sıcaklık farkı için çizelge 7.1 ve 7.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.1 Ölçüm cihazlarının kalibrasyonu sonucunda elde edilen belirsizlikler ve deneylerde ölçülen bağımsız değişkenlerin ısı geçişinin incelendiği örnek bir deneydeki değerleri

Belirsizlik	$m_{su}$	$T_{sg}$	$T_{sç}$
	(gr)	( $^{\circ}C$ )	( $^{\circ}C$ )
$\pm w$	0.03	1,2185	1.1027

Buna göre; yukarıdaki deneysel bulgular kullanılarak deneylerde söz konusu olan bağımlı parametrelerin, bu örnek deney için belirsizlikleri ile beraber nominal değerleri Çizelge 7.2'de gösterildiği gibi elde edilmiştir.

Çizelge 7.2 Isı geçişinin incelendiği deneyde hesaplanan parametrelerin nominal değerleri ve belirsizlikleri

Belirsizlik	$\dot{Q}$ ( W )
$\pm w$	0.4542
% w	0,88

## 8. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

### 8.1 Sonuçlar

Radyatör arka yüzeyinde bulunan panjurlu radyatör geometrisinin panjurları ön yüzeyde bulunan geometriye göre ısı veriminin daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Böylece, panjurların kullanıldığı yüzeyin de ısı verime etkisi olduğu görülmüştür.

1,25 mm P.A.Y'nin  $\Delta T=60K$  için; 1,25 mm P.Ö.Y'ye göre % 2.15 daha fazla ısı güce sahip olduğu,

2,70 mm P.A.Y'nin  $\Delta T=60K$  için; 1,25 mm P.Ö.Y'ye göre % 27.9 daha fazla ısı güce sahip olduğu,

1,25 mm P.A.Y bacalı radyatör numunesinin  $\Delta T=60K$  için; 1,25 mm P.Ö.Y'ye göre % 26.3 daha fazla ısı güce sahip olduğu görülmüştür.

Panjurlu radyatör geometrisinin panjursuz radyatör geometrisine göre ısı veriminin daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Dolayısı ile radyatör yüzeyinde panjurlu kanat geometrilerinin kullanılmasının ısı verime olumlu bir etkisinin olduğu ortaya çıkmıştır. Panjur aralığının artması ile birlikte ısı veriminin de arttığı tespit edilmiştir.

1,25 mm P.A.Y'nin  $\Delta T=60K$  için; Panjursuz numuneye göre % 15.1 daha fazla ısı güce sahip olduğu,

1,25 mm P.A.Y bacalı radyatör numunesinin  $\Delta T=60K$  için; 1,25 mm P.A.Y numunesine göre % 23.65 daha fazla ısı güce sahip olduğu,

2,70 mm P.A.Y'nin  $\Delta T=60K$  için; 1,25 mm P.A.Y numunesine göre % 26 daha fazla ısı güce sahip olduğu görülmüştür.

Baca etkisinin radyatör numunesinin ısı verimini arttırdığı belirlenmiştir.

Bununla birlikte, 3,20 mm panjur aralığına sahip radyatör geometrisinin 1,25 mm panjur aralığına sahip modele göre  $\Delta T=50K$  ve  $60K$  ortalama sıcaklıkları için daha fazla ısı güce, 2,70 mm panjur aralıklı modele göre de daha az ısı güce sahip olduğu görülmüştür. Bu durum, belli bir panjur aralığından sonra hava akışının ısı geçişini olumsuz etkilediğini göstermektedir.

## 8.2 Öneriler

1. Panjur genişliği, panjur sayısı, panjurların diziliği gibi geometrik parametreleri değiştirerek bu değişikliklerin ısı verime etkisi incelenebilir.
2. Farklı radyatör boylarının ısı verime olan etkisi incelenebilir.

**KAYNAKLAR**

Achaichia, A. ve Cowell, T.A., (1988), "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Flat Tube and Louvered Plate Fin Surfaces", *Experimental Thermal and Fluid Science* 1, pp. 147-157.

Beauvais, F.N., (1965), "An Aerodynamic Look at Automobile Radiators", SAE paper no. 650470.

Beck, S.M.B., (2003), "A Novel Design for Panel Radiators", *Applied Thermal Engineering* 24, pp. 1291-1300.

Bellows, K.D., (1996), "Flow Visualization of Louvered-Fin Heat Exchangers", Master Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign.

CFdesign Technical Reference, (2007).

Davenport, C.J., (1980), "Heat Transfer and Fluid Flow in Louvered Triangular Ducts", Ph.D. Thesis, Lanchester Polytechnic.

DeJong, N.C. ve Jacobi, A.M., (1999), "Flow, Heat Transfer, and Pressure Drop Interactions in Louvered-Fin Arrays", ACRCTR-146, Universty of Illinois at Urban-Champaign, January.

Dewitt, F.P., D.P., Incropera, (1996), "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", John Wiley & Sons Pres, NewYork.

Isısan Çalışmaları, (1997), "Kalorifer Tesisatı", No.153.

Kazansky, S., Dubovsky, V., Ziskind, G. ve Letan, R., (2002), "Chimney-Enhanced Natural Convection from a Vertical Plate: Experiments and Numerical Simulations", *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46, pp. 497-512.

Lyman, A.C., Stephan, R.A., Thole, K.A., Zhang, L.W. ve Memory, S.B. (2002), "Scaling of Heat Transfer Coefficients Along Louvered Fins", *Experimental Thermal and Fluid Science* 26, pp. 547-563.

Nuntaphan, A., Sanparwat, V., Kiatsiriroa, T. ve Wang, C.C., (2007), "Effect of Inclination Angle on Free Convection Thermal Performance of Louver Finned Heat Exchanger", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, p. 361-366.

Sahnoun, A. ve Webb, R.L. (1992), "Prediction of Heat Transfer and Friction for the Louver Fin Geometry", *Journal of Heat Transfer* 114, pp. 893-900.

Springer, M.E. ve Thole K.A., (1998), "Entry Region of Louvered Fin Heat Exchangers", Experimental Thermal and Fluid Science 19, pp. 223-232.

TS EN 442, (1998), "Radyatörler ve Konvektörler", Bölüm 1,2,3.

Webb, R.L. ve Trauger, P., (1991), "Flow Structer in the Louvered Fin Heat Exchanger Geometry", Experimental Thermal and Fluid Science 4, pp. 205-217.

Zhang, X., Tafti, D.K., (2002), "Flow Efficieny in Multi-Louvered Fins", International Journal of Heat and Mass Transfer 46, pp. 1737-1750.

### **İnternet Kaynakları**

[www.elsevier.com](http://www.elsevier.com)

[www.engineeringvillage.com](http://www.engineeringvillage.com)

[www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)

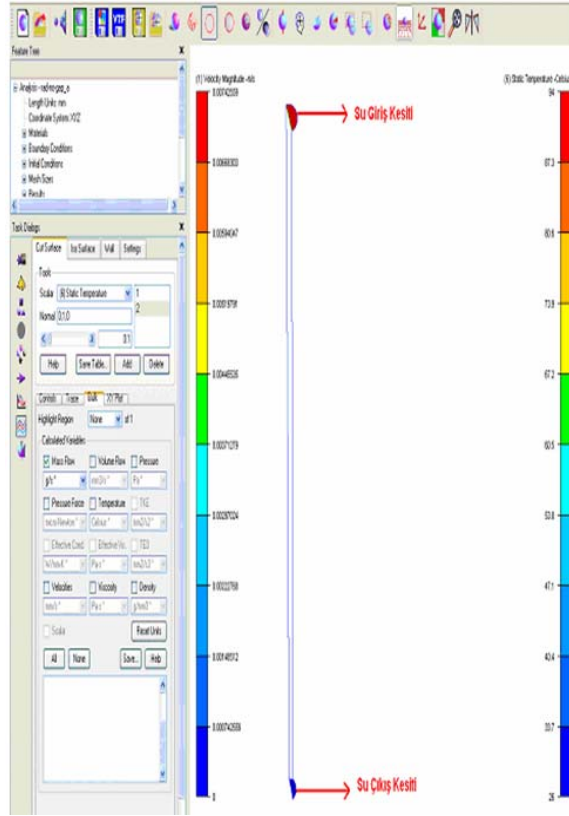
**EKLER**

Ek 1 Panjursuz Radyatör Modeline Ait Sayısal Analiz Bulguları

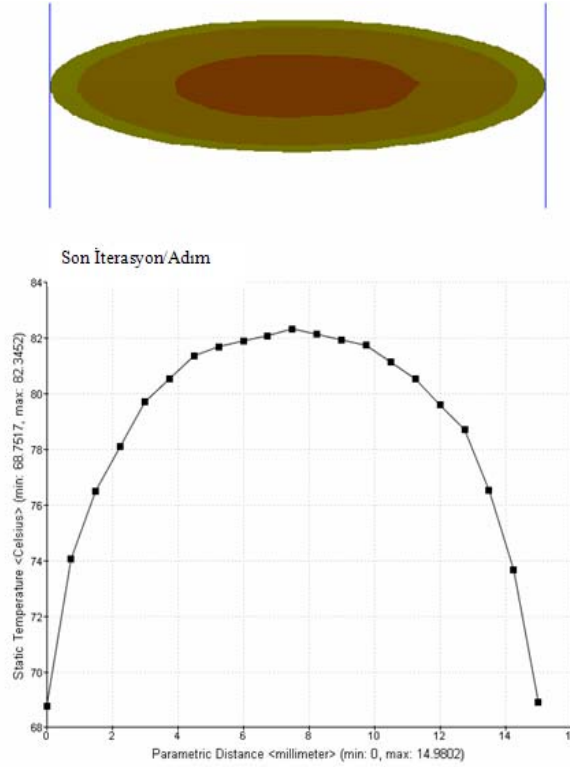
Ek 2 1,25 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modeline Ait Sayısal Analiz Bulguları

Ek 3 2,70 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modeline Ait Sayısal Analiz Bulguları

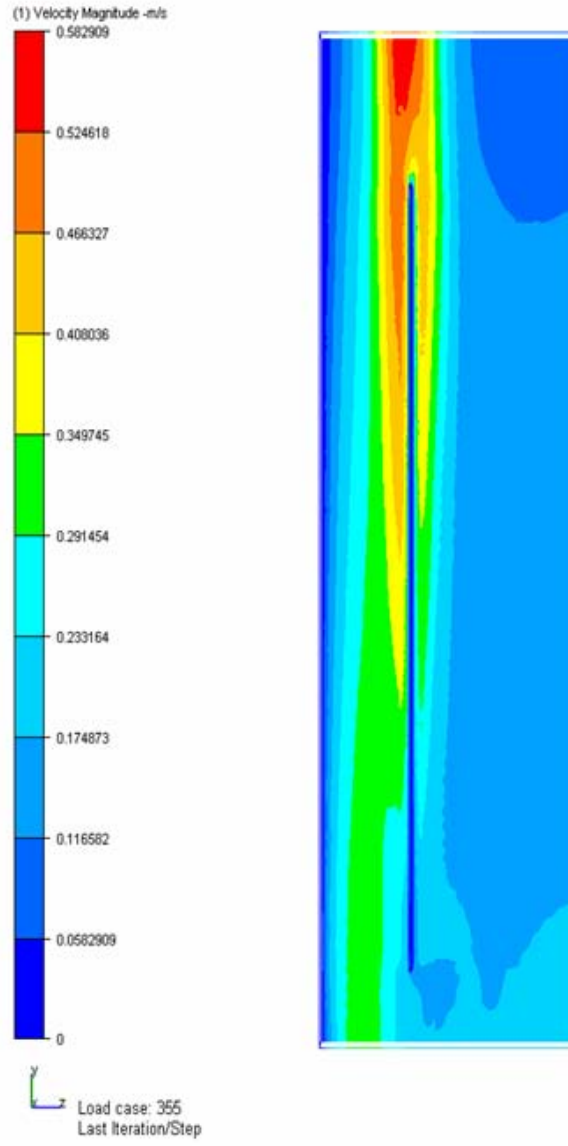
## EK 1 Panjursuz Radyatör Modeline Ait Sayısal Analiz Bulguları



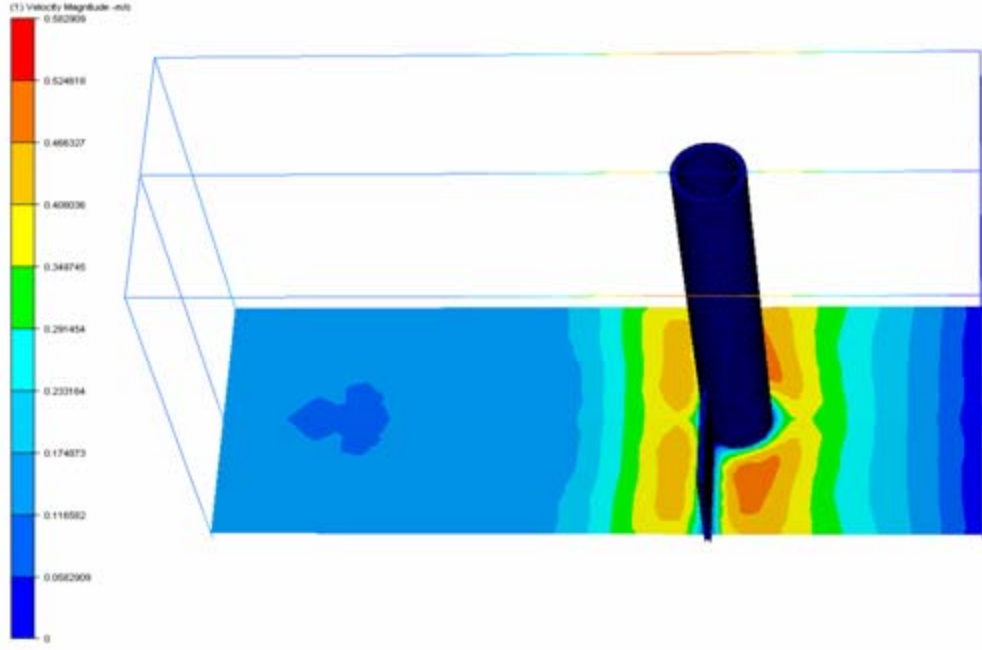
Şekil Ek 1.1 Panjursuz radyatör modeline ait suyun giriş ve çıkış kesitleri



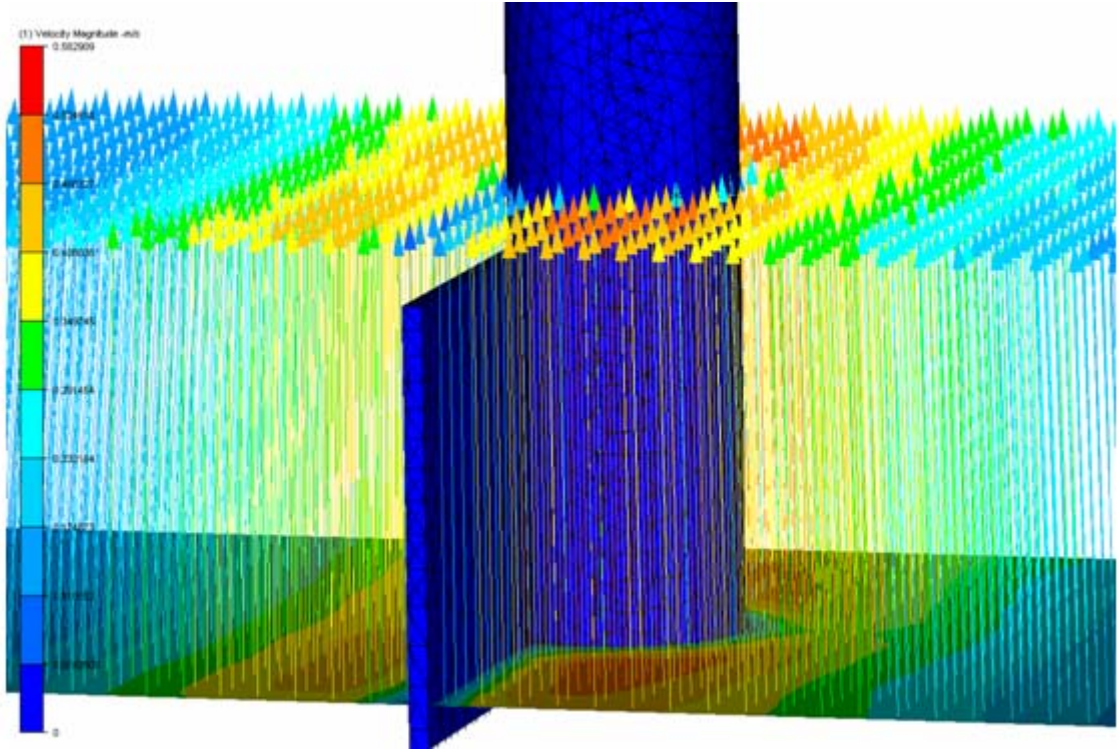
Şekil Ek 1.2 Panjursuz radyatör modeline ait çıkış suyu içindeki ortalama sıcaklık



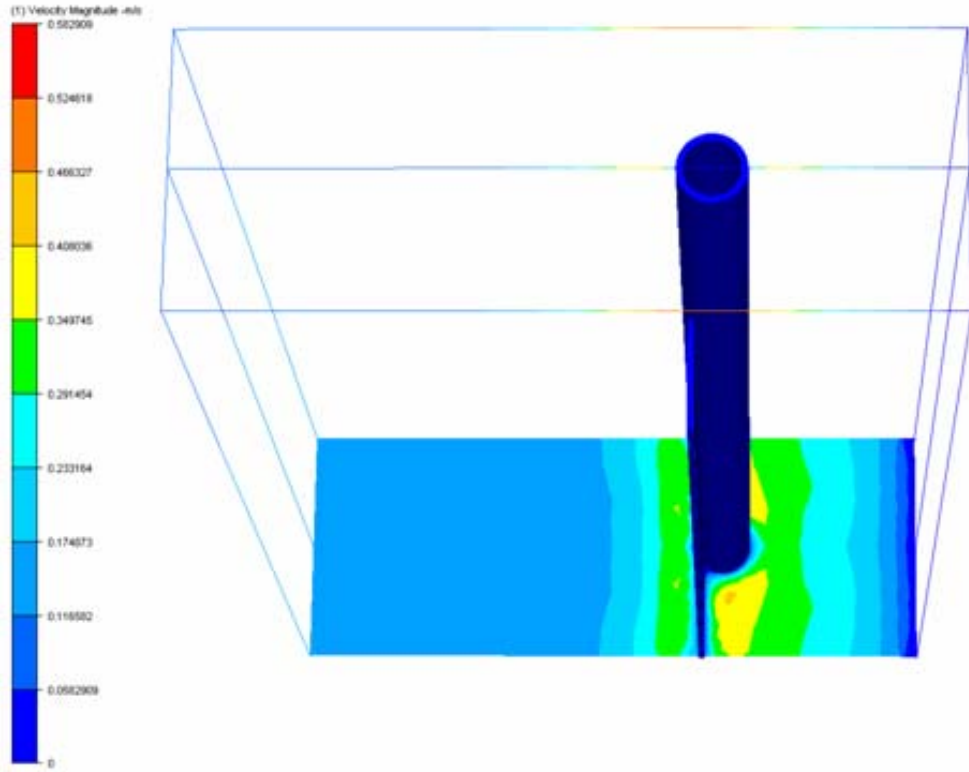
Şekil Ek 1.3 Panjursuz radyatör modeline ait hava hız dağılımı



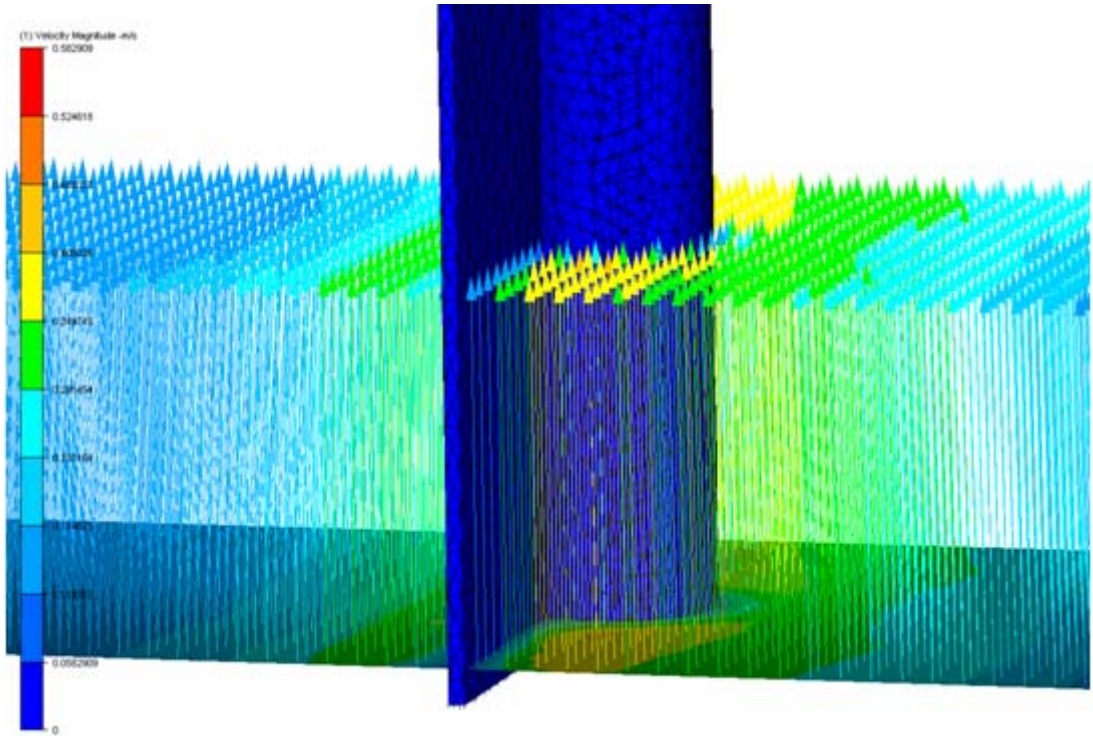
Şekil Ek 1.4 Panjursuz radyatör modeline ait 30 mm'deki hava hız kontuarları



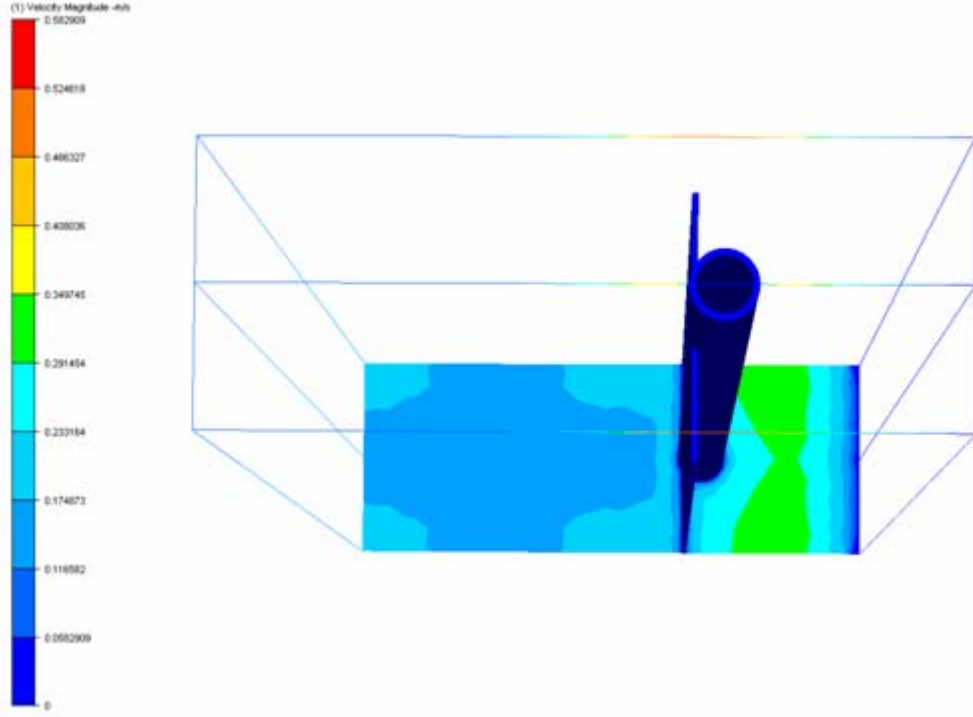
Şekil Ek 1.5 Panjursuz radyatör modeline ait 30 mm'deki hava hız vektörleri



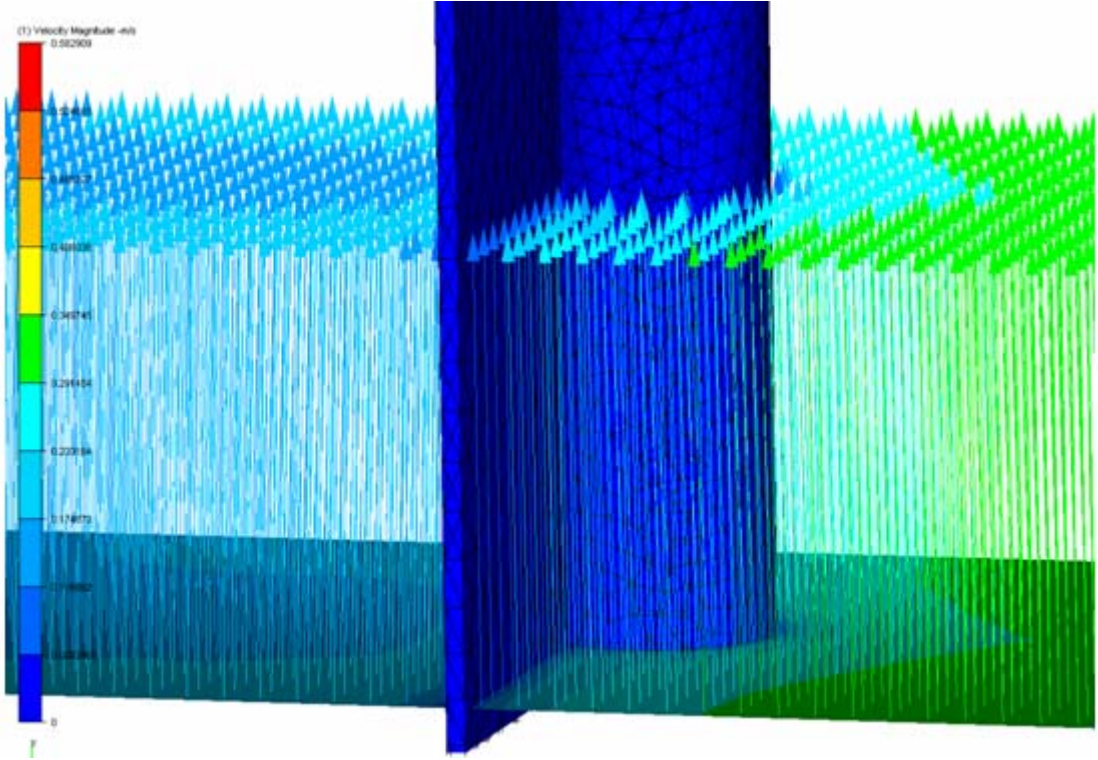
Şekil Ek 1.6 Panjursuz radyatör modeline ait 255 mm'deki hava hız kontuarları



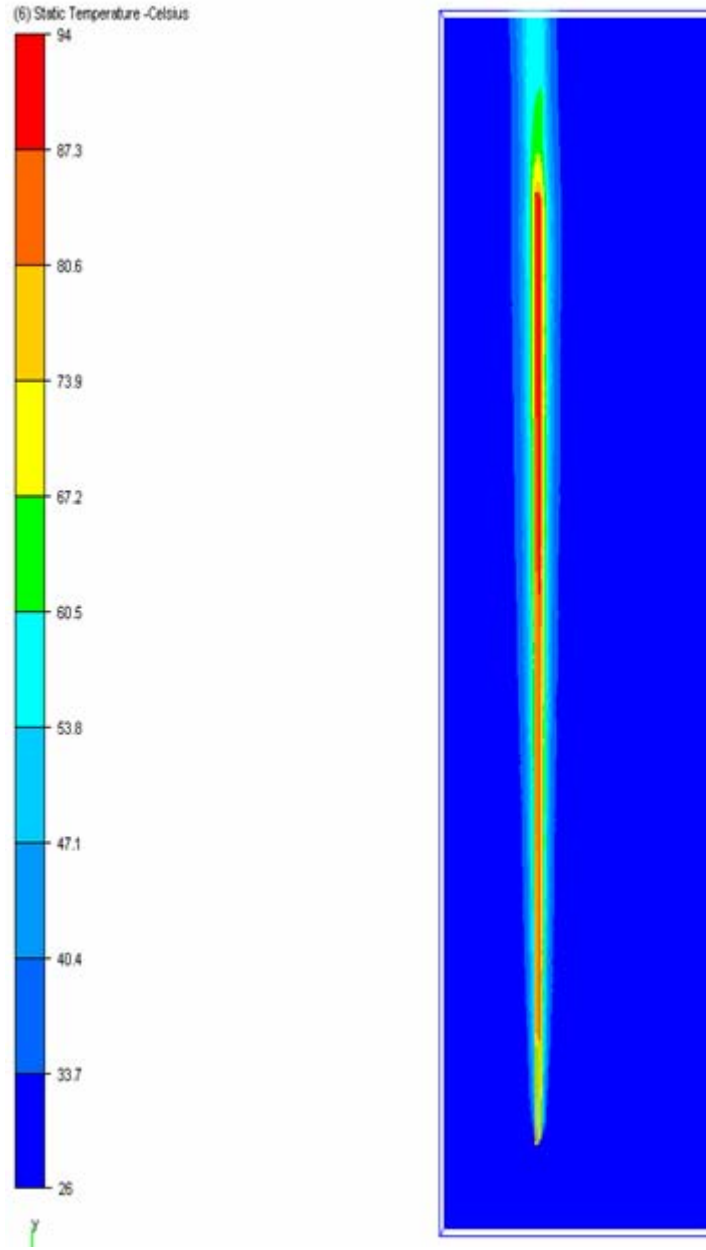
Şekil Ek 1.7 Panjursuz radyatör modeline ait 255 mm'deki hava hız vektörleri



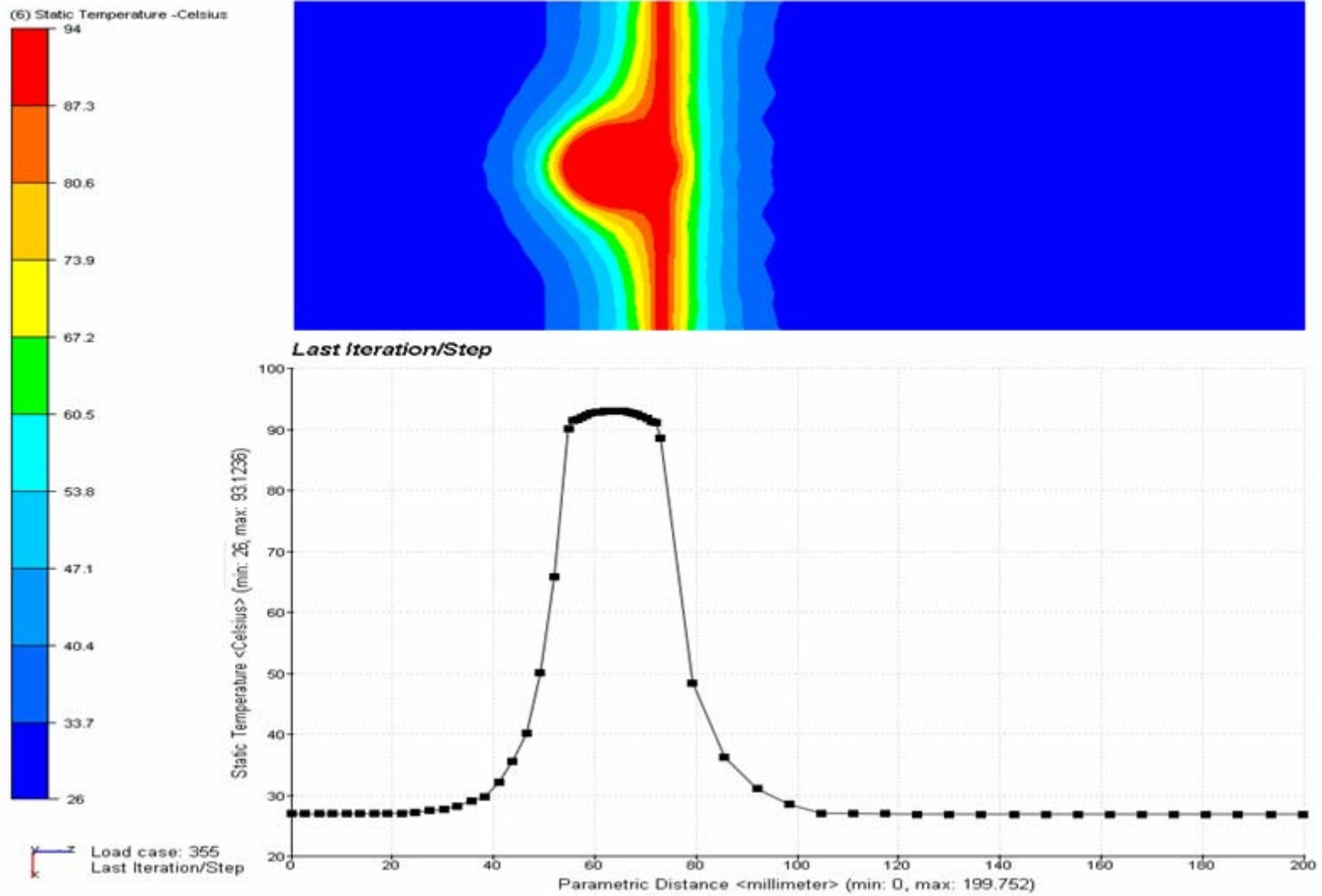
Şekil Ek 1.8 Panjursuz radyatör modeline ait 482 mm'deki hava hız kontuarları



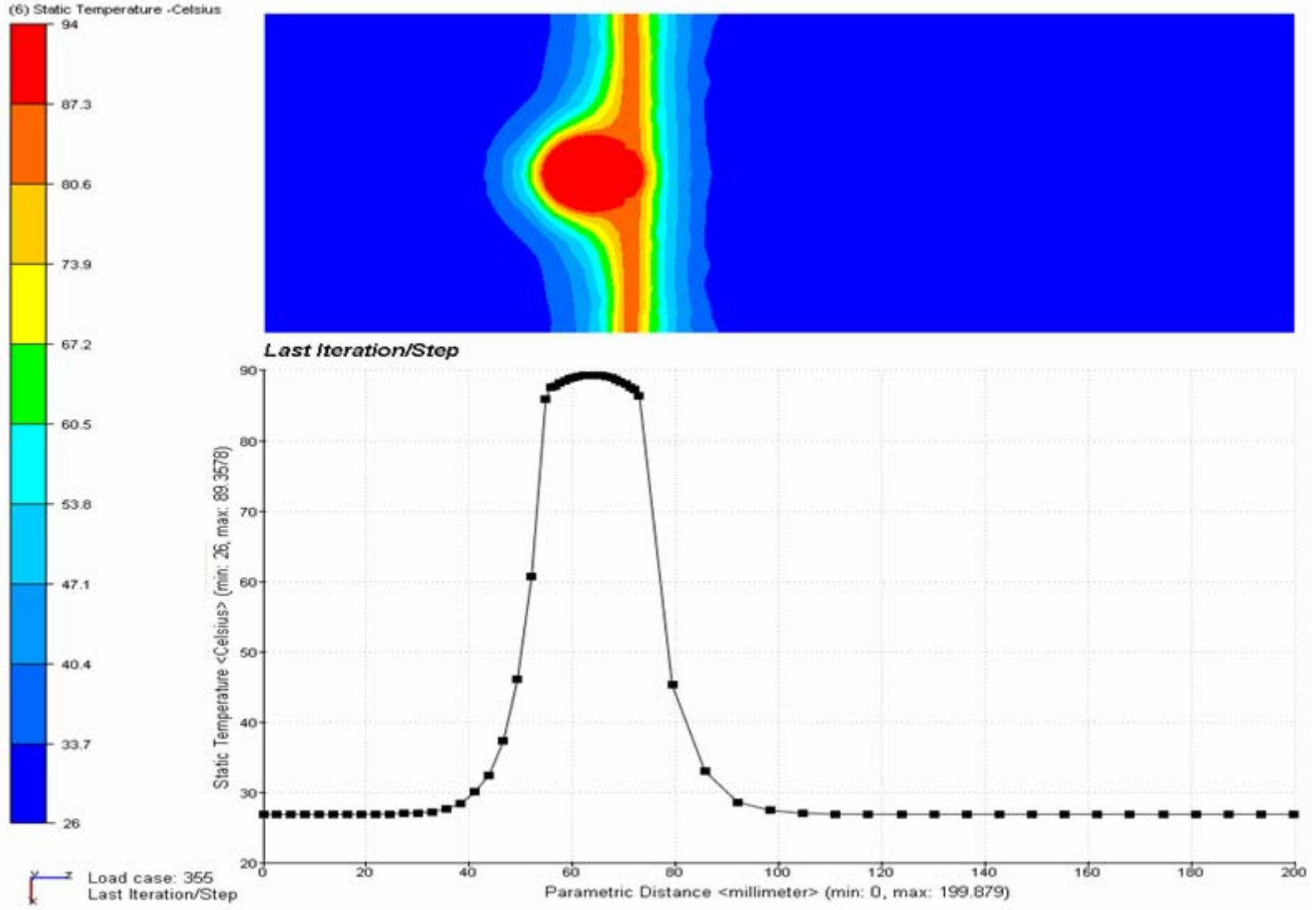
Şekil Ek 1.9 Panjursuz radyatör modeline ait 482 mm'deki hava hız vektörleri



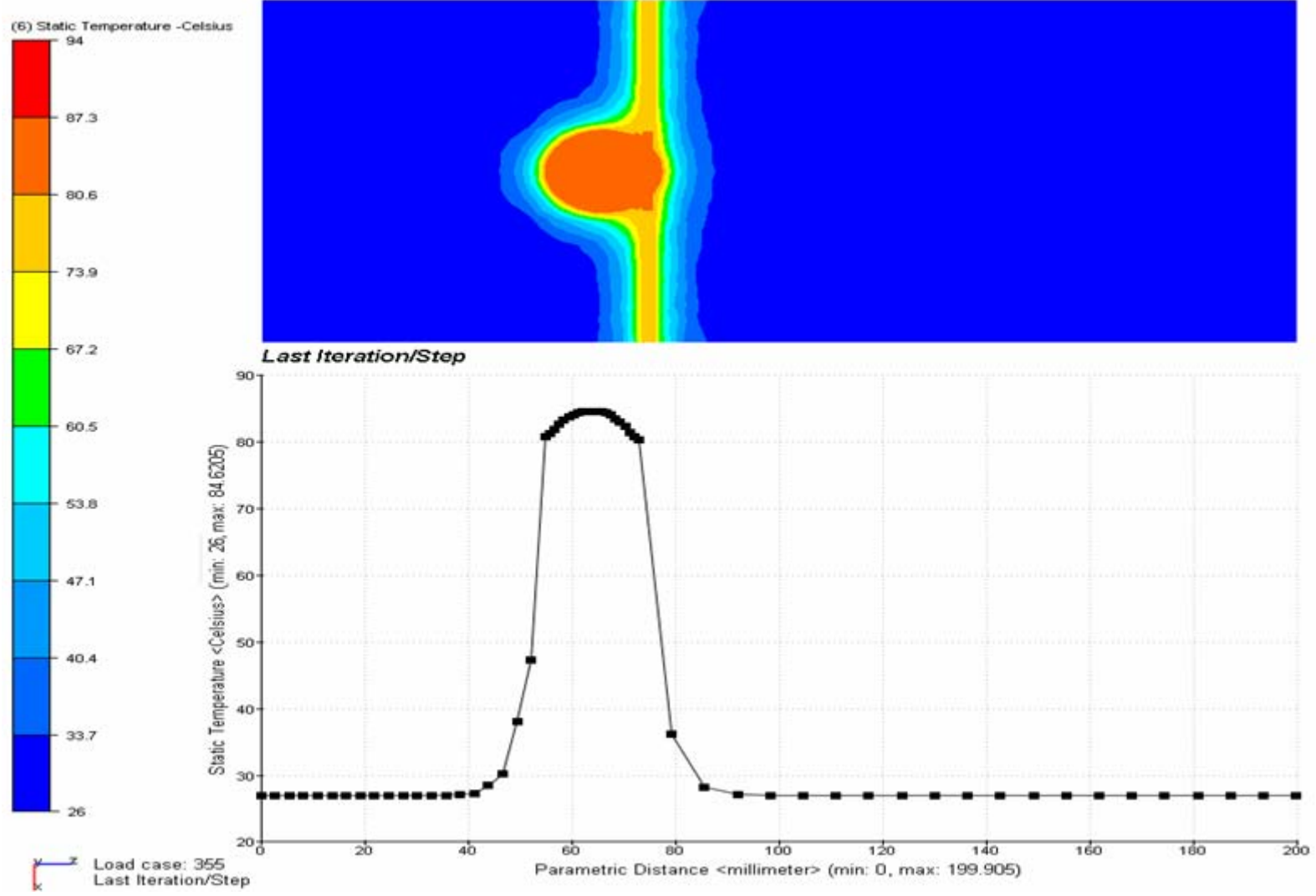
Şekil Ek 1.10 Panjursuz radyatör modeline ait radyatör bölgesi etrafındaki havanın sıcaklık dağılımı



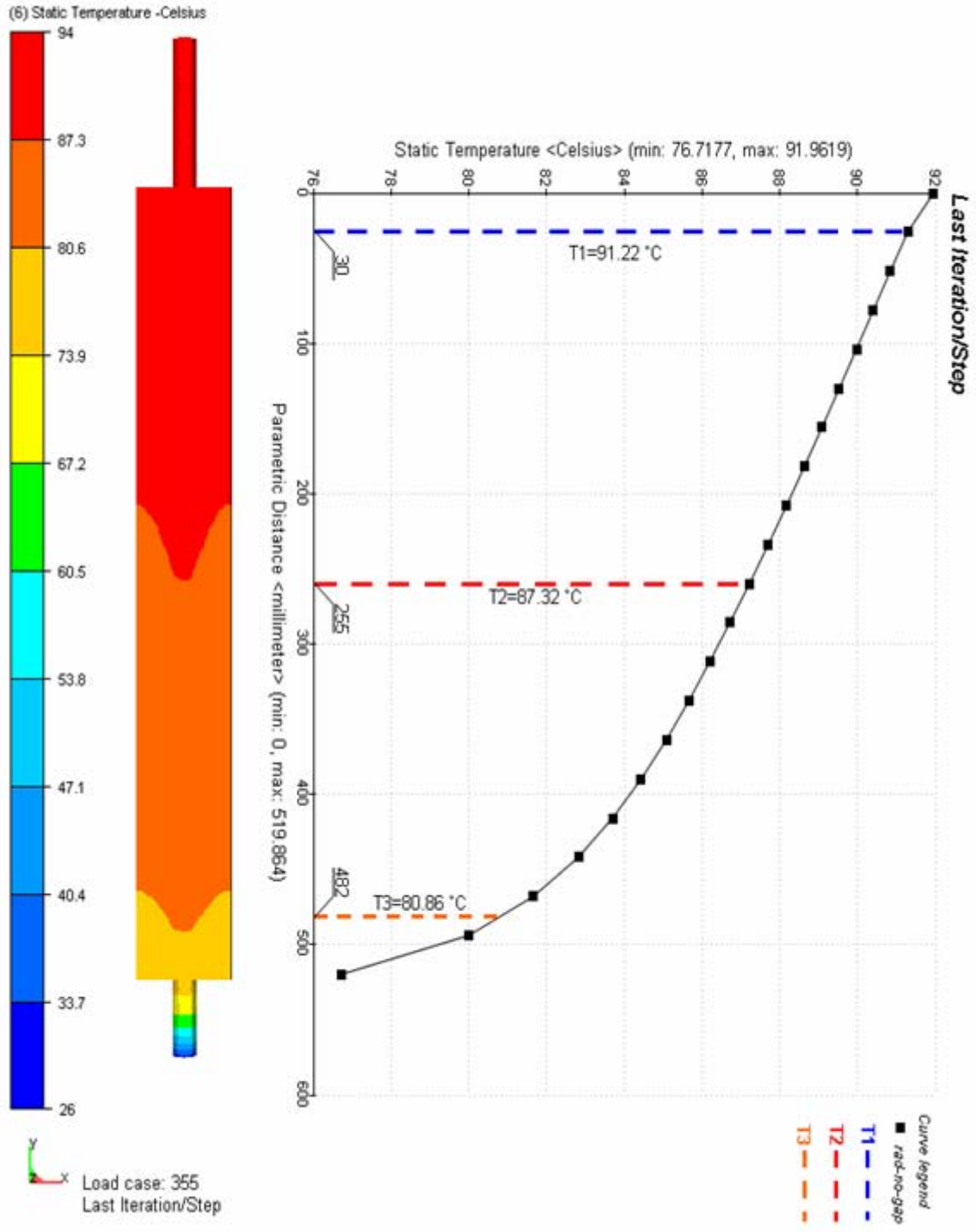
Şekil Ek 1.11 Panjursuz radyatör modeline ait 30 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği



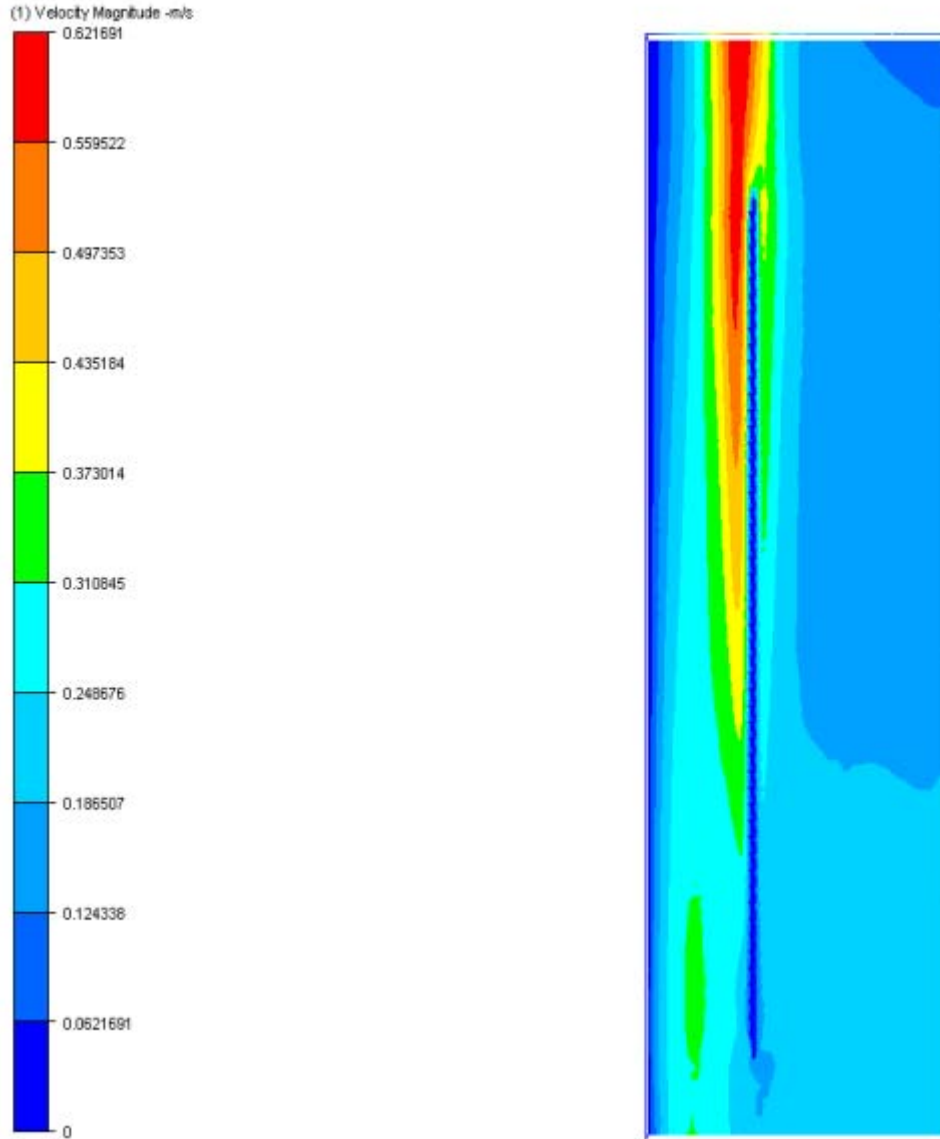
Şekil Ek 1.12 Panjursuz radyatör modeline ait 255 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği



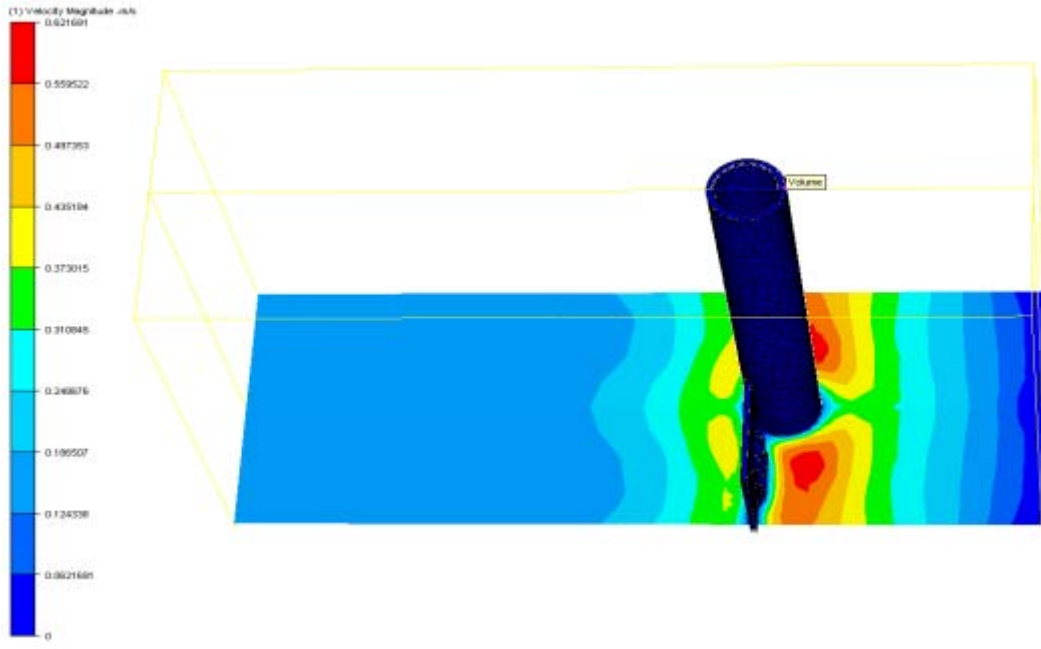
Şekil Ek 1.13 Panjursuz radyatör modeline ait 482 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği



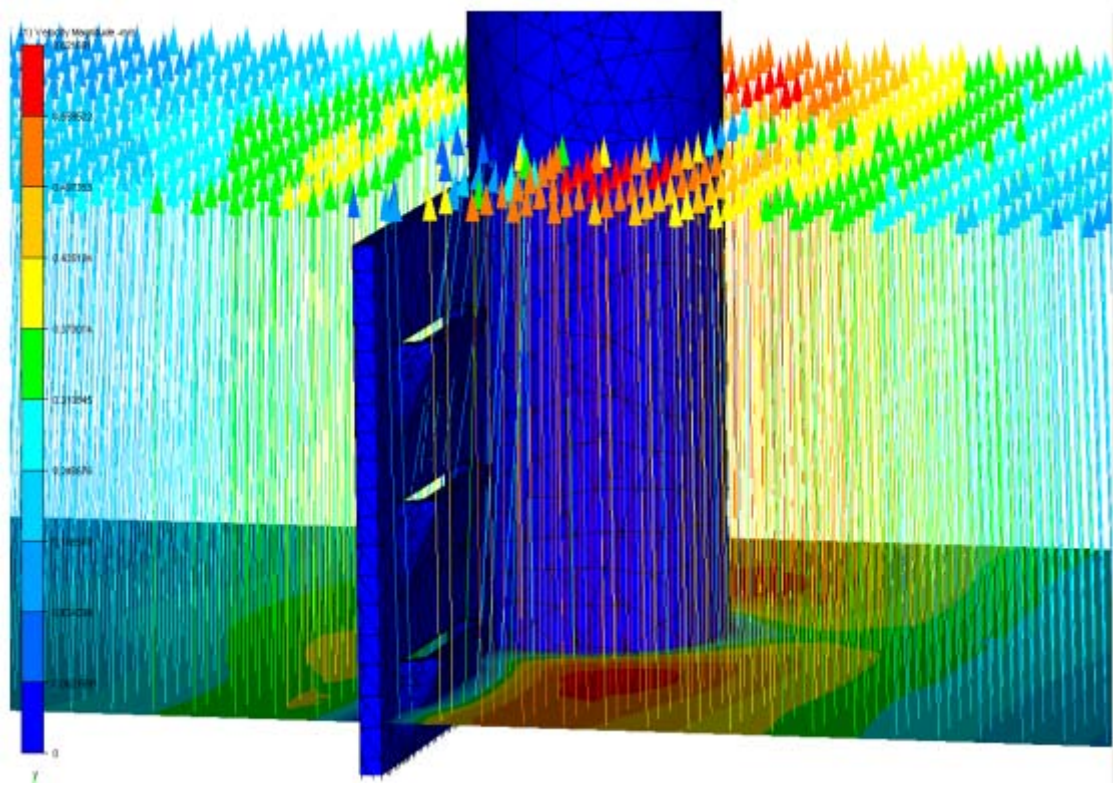
Şekil Ek 1.14 Panjursuz radyatör modeline ait radyatör yüzeyi sıcaklık dağılımı ve grafiği

**EK 2 1,25 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modeline Ait Sayısal Analiz Bulguları**

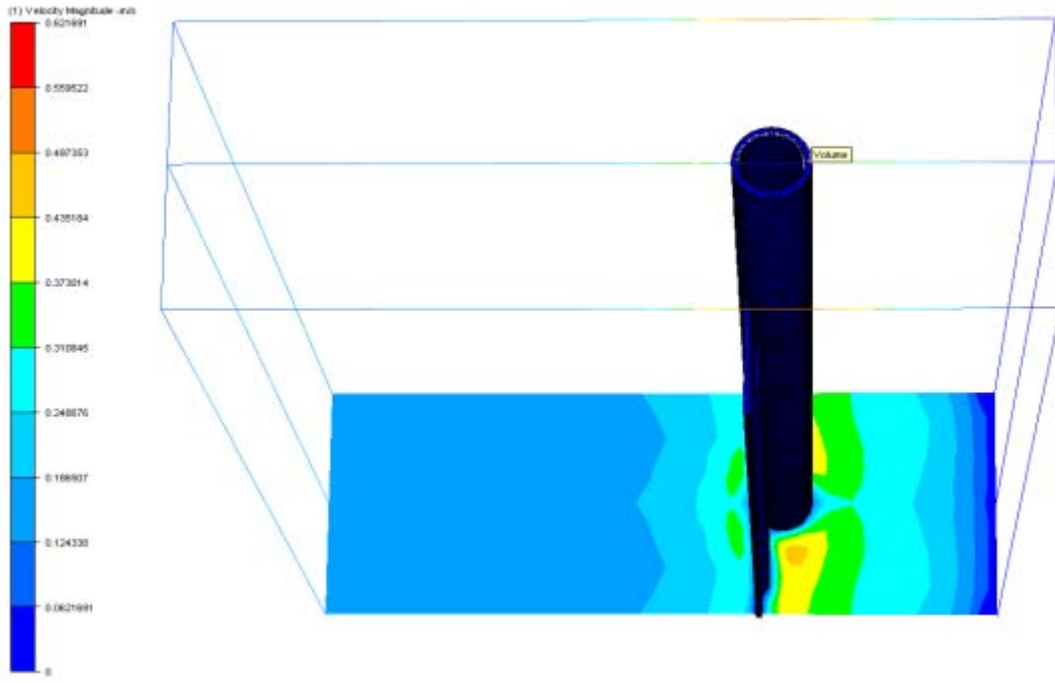
Şekil Ek 2.1 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait hava hız dağılımı



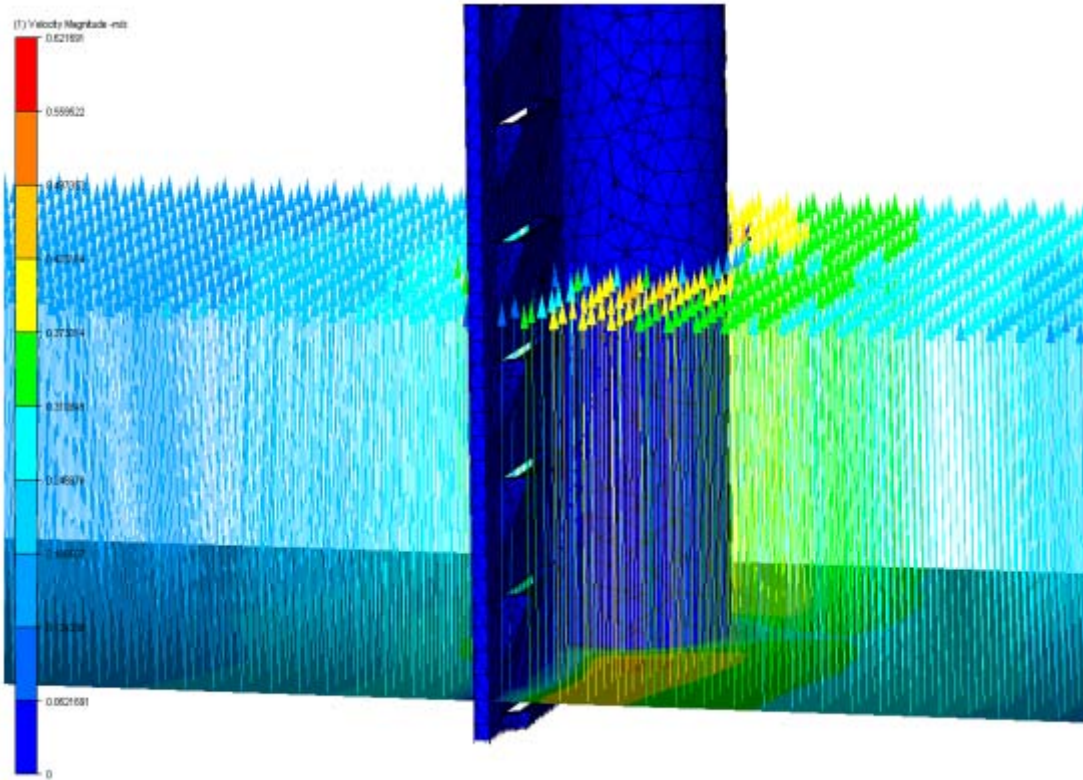
Şekil Ek 2.2 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki hava hız kontuarları



Şekil Ek 2.3 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki hava hız vektörleri



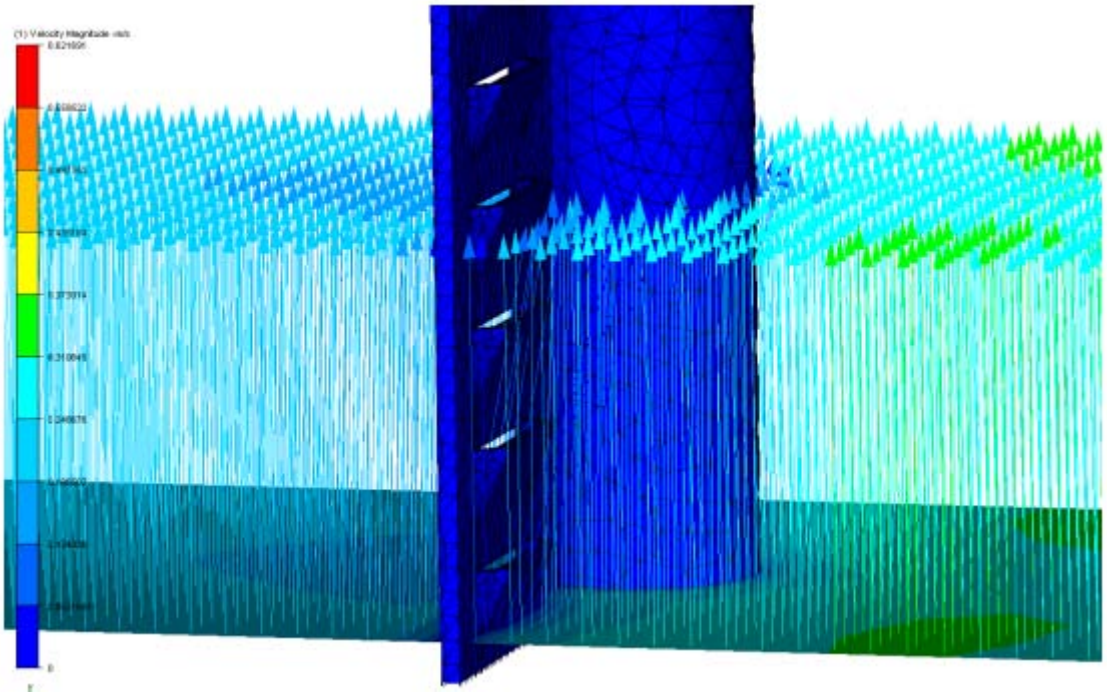
Şekil Ek 2.4 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki hava hız kontuarları



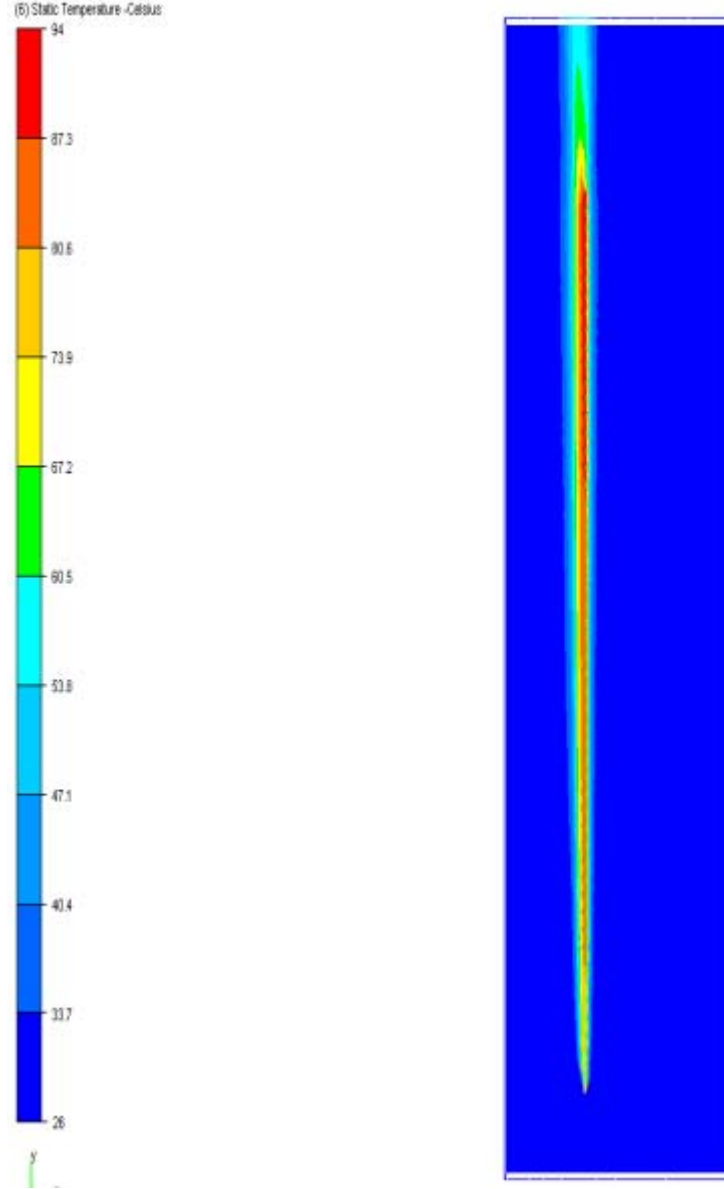
Şekil Ek 2.5 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki hava hız vektörleri



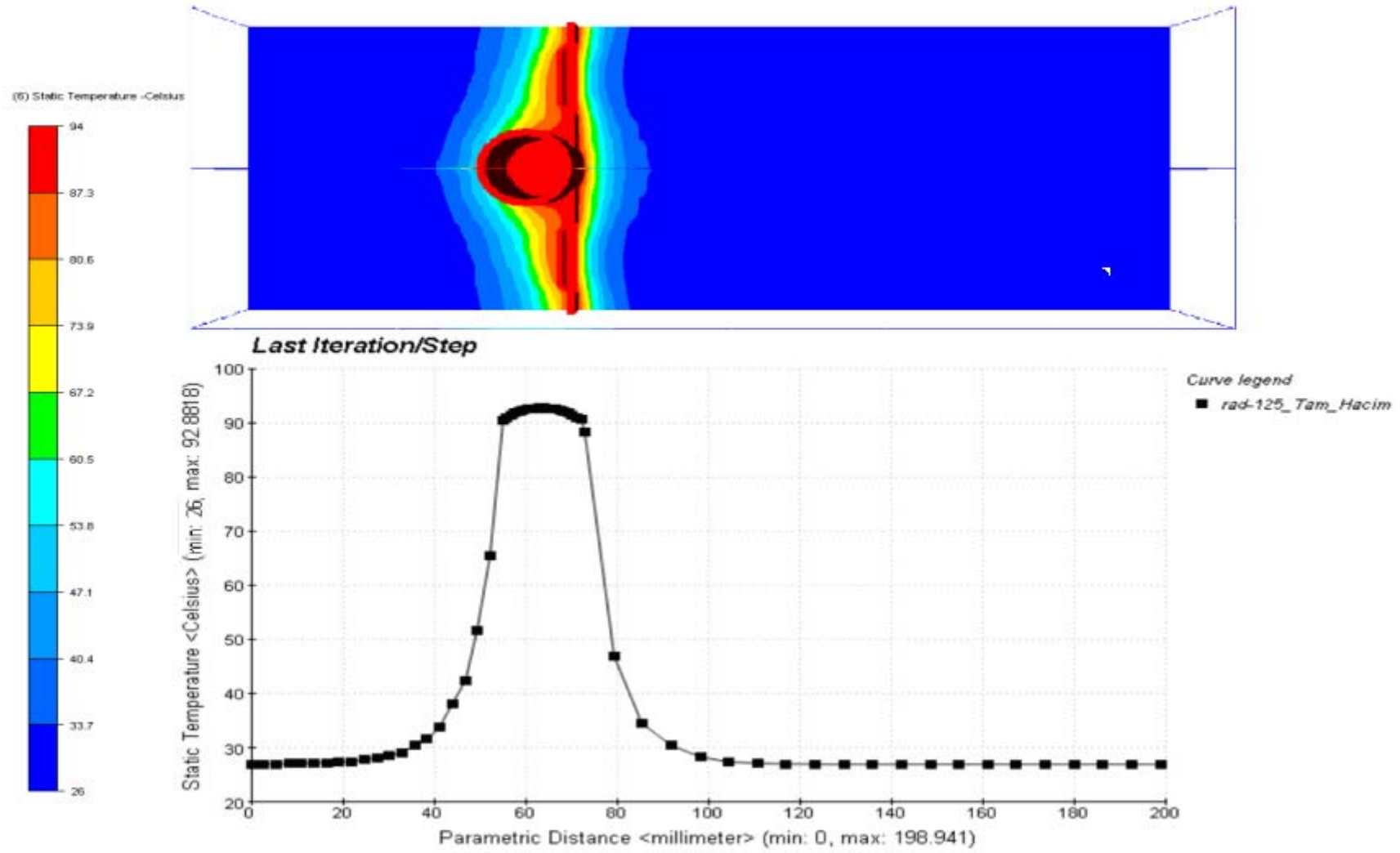
Şekil Ek 2.6 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki hava hız kontuarları



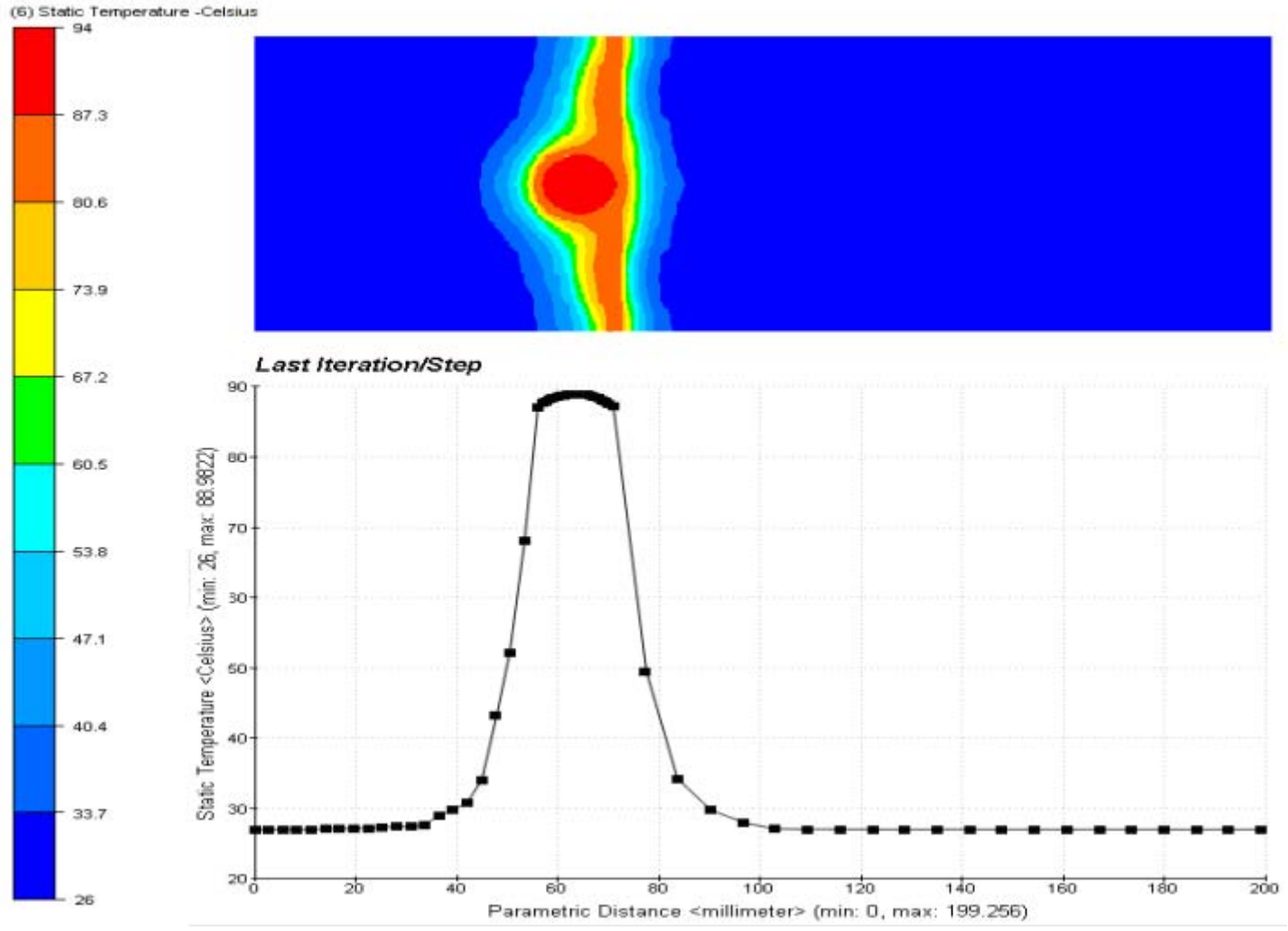
Şekil Ek 2.7 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki hava hız vektörleri



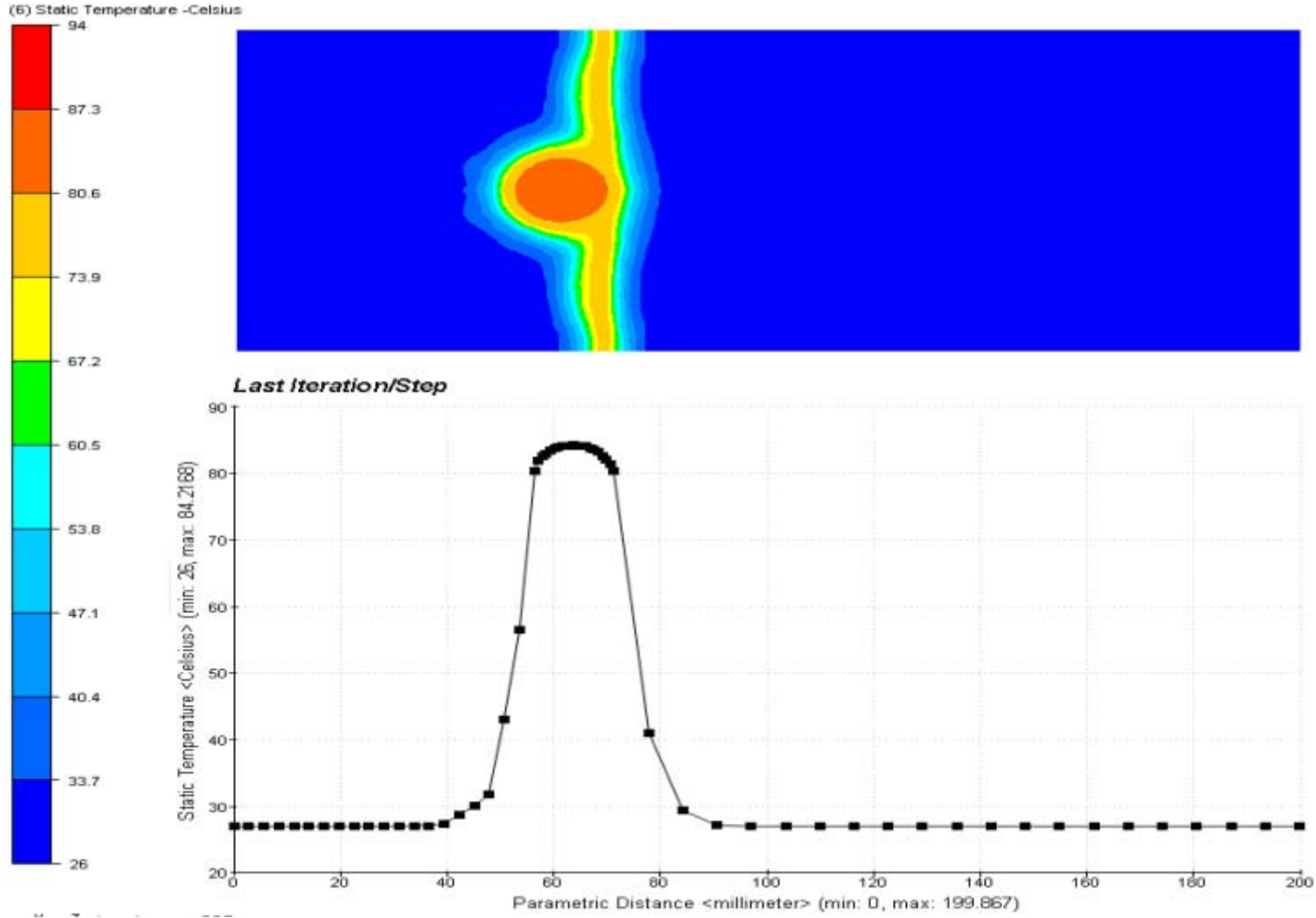
Şekil Ek 2.8 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait radyatör bölgesi etrafındaki havanın sıcaklık dağılımı



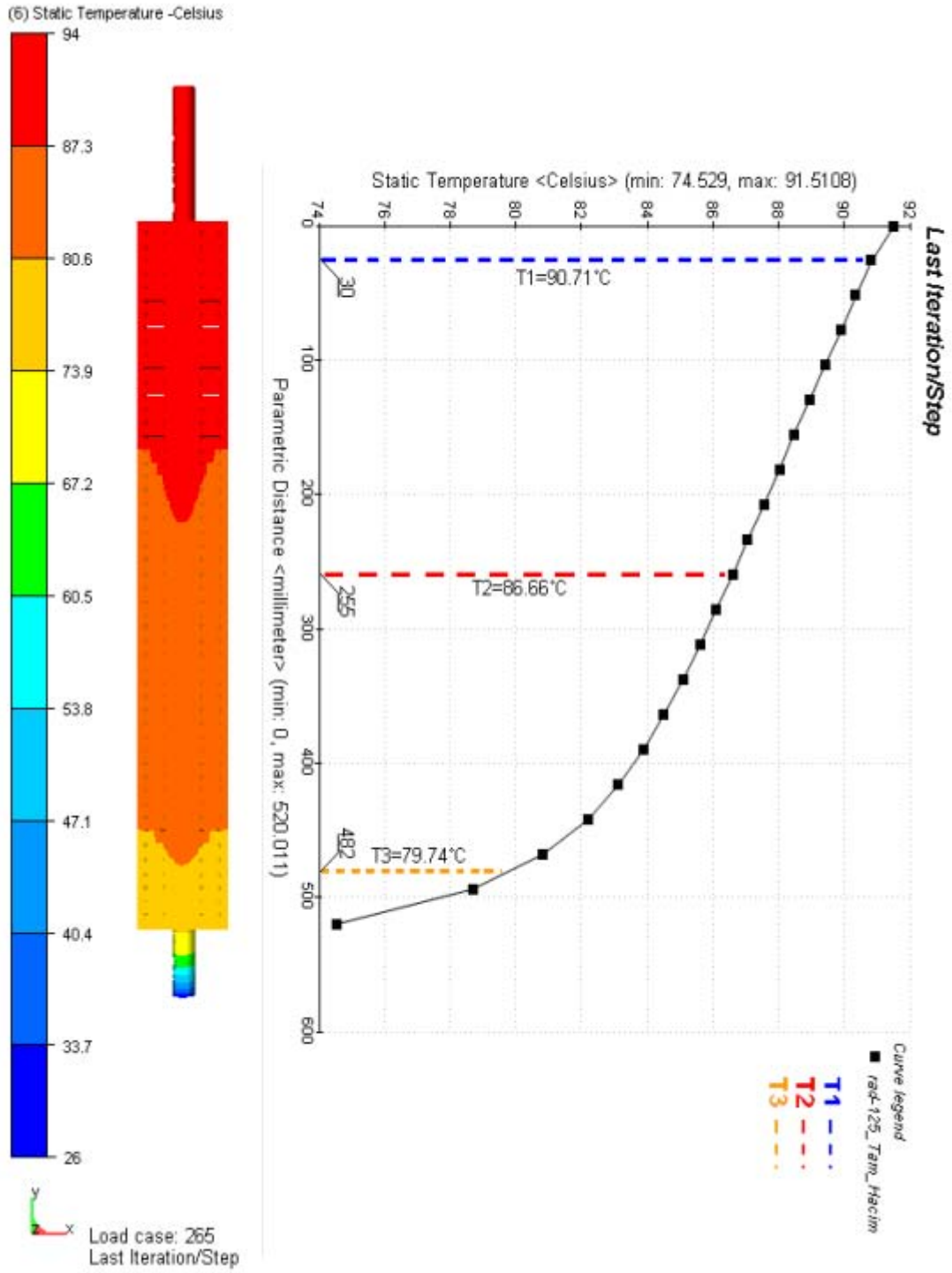
Şekil Ek 2.9 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği



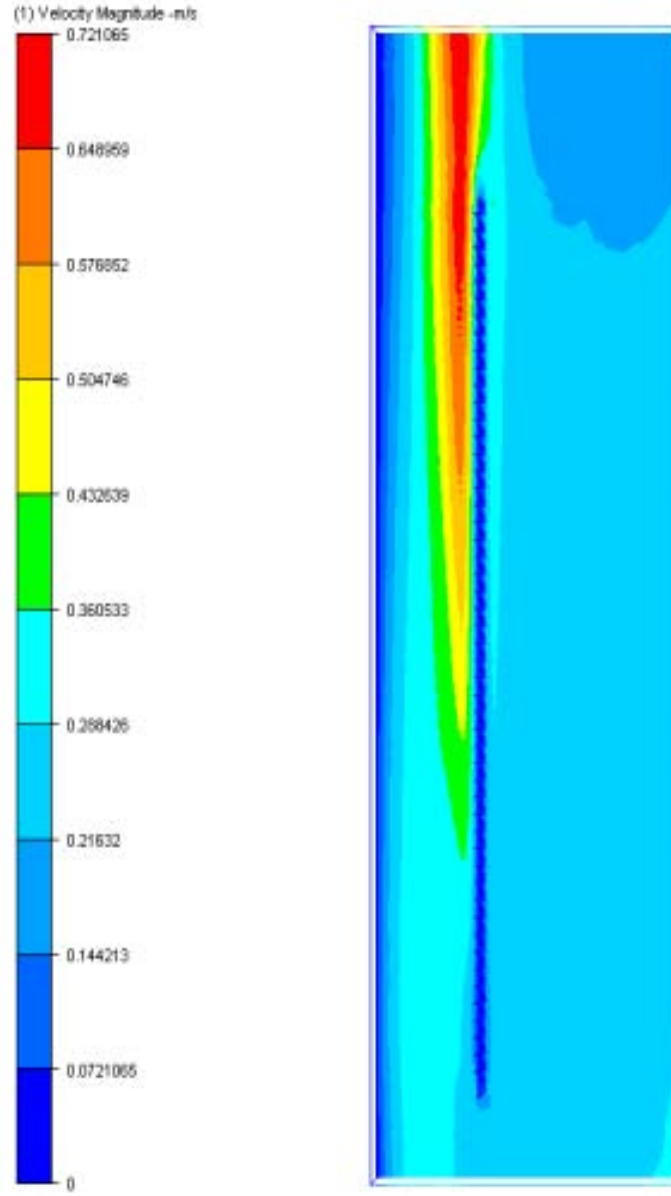
Şekil Ek 2.10 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği



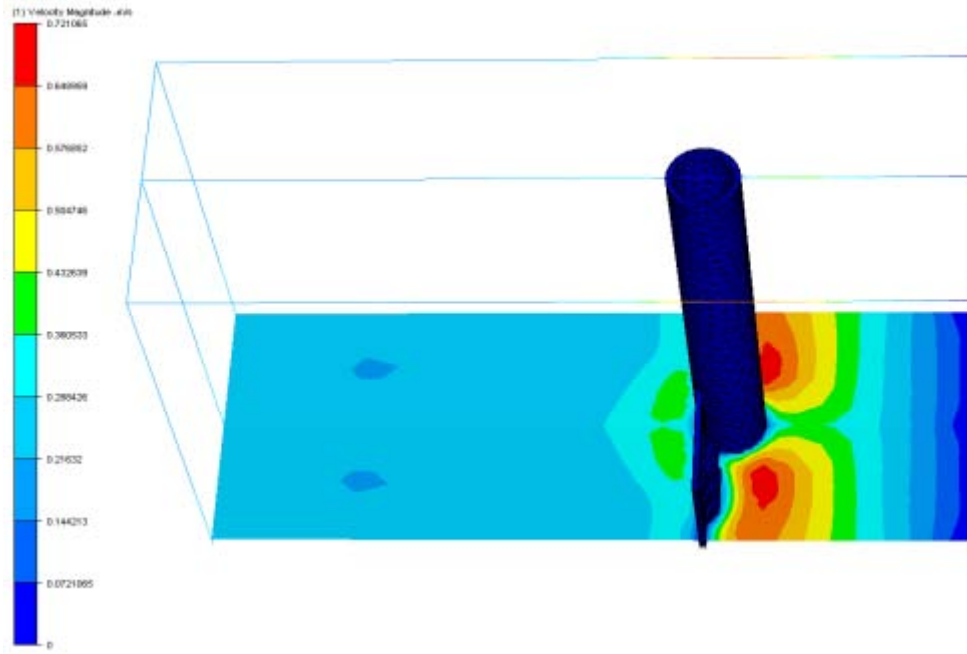
Şekil Ek 2.11 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği



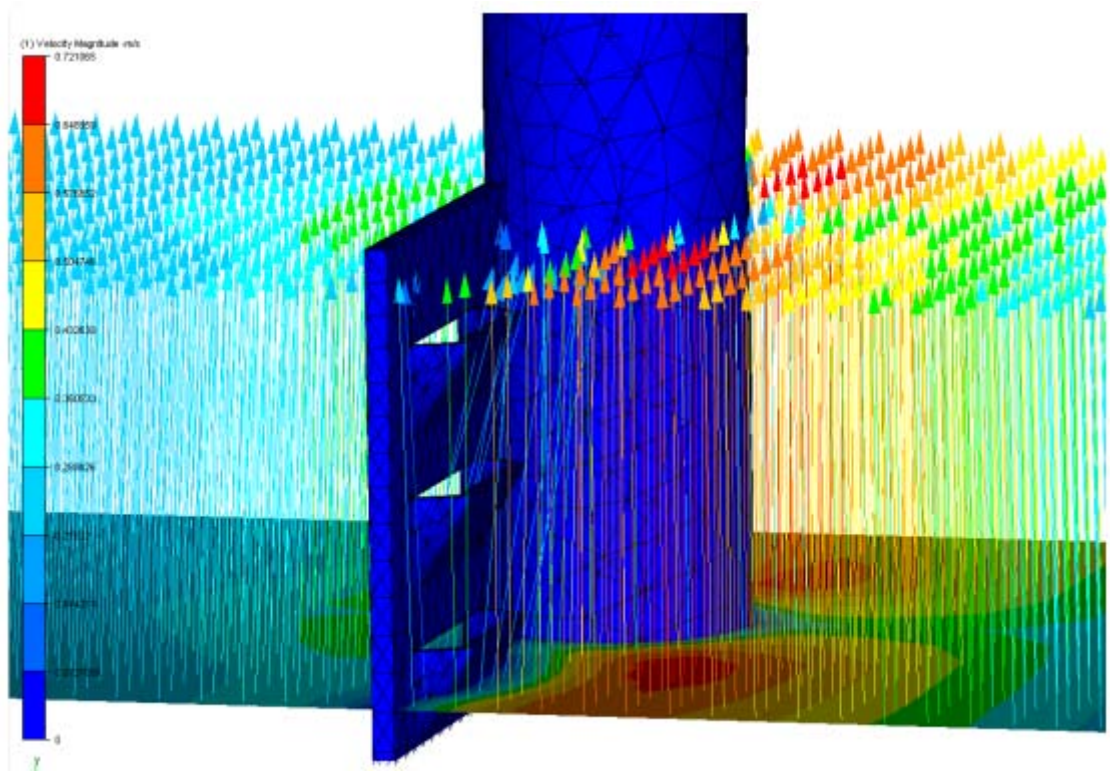
Şekil Ek 2.12 1,25 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait radyatör yüzeyi sıcaklık dağılımı ve grafiği

**EK 3 2,70 mm Panjur Aralıklı Radyatör Modeline Ait Sayısal Analiz Bulguları**

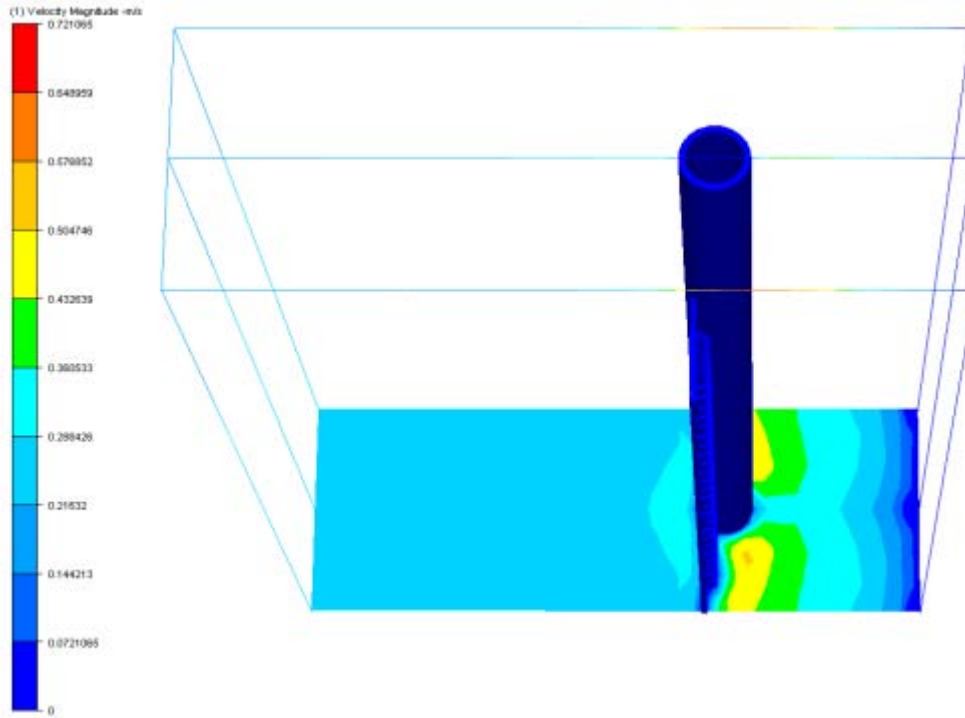
Şekil Ek 3.1 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait hava hız dağılımı



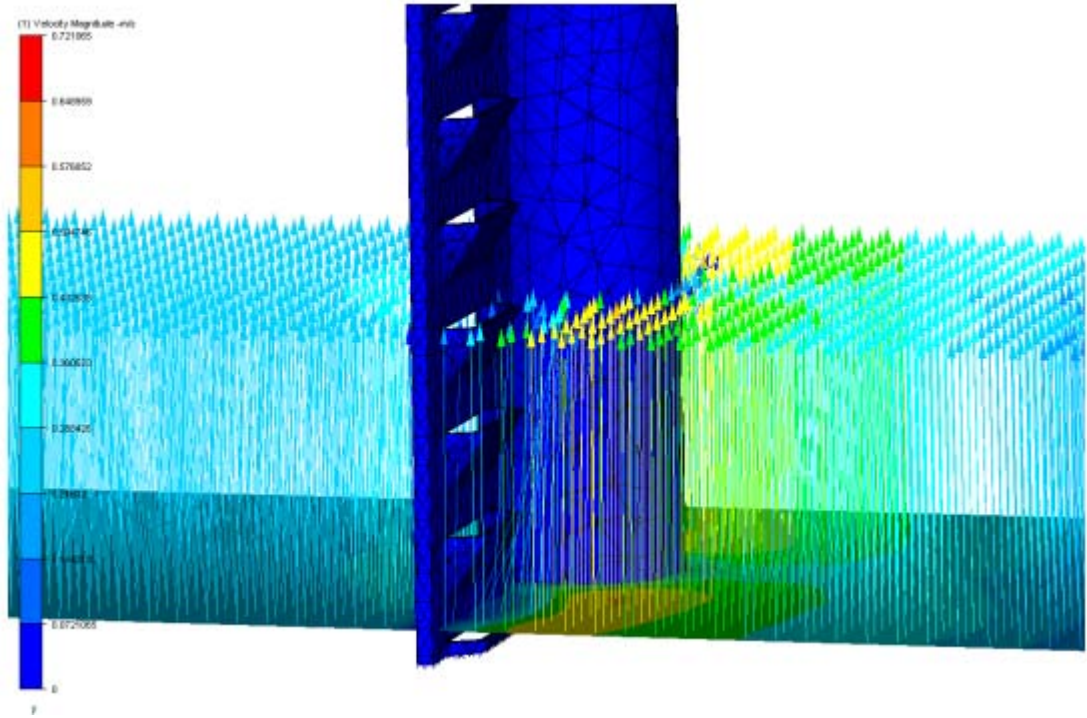
Şekil Ek 3.2 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki hava hız kontuarları



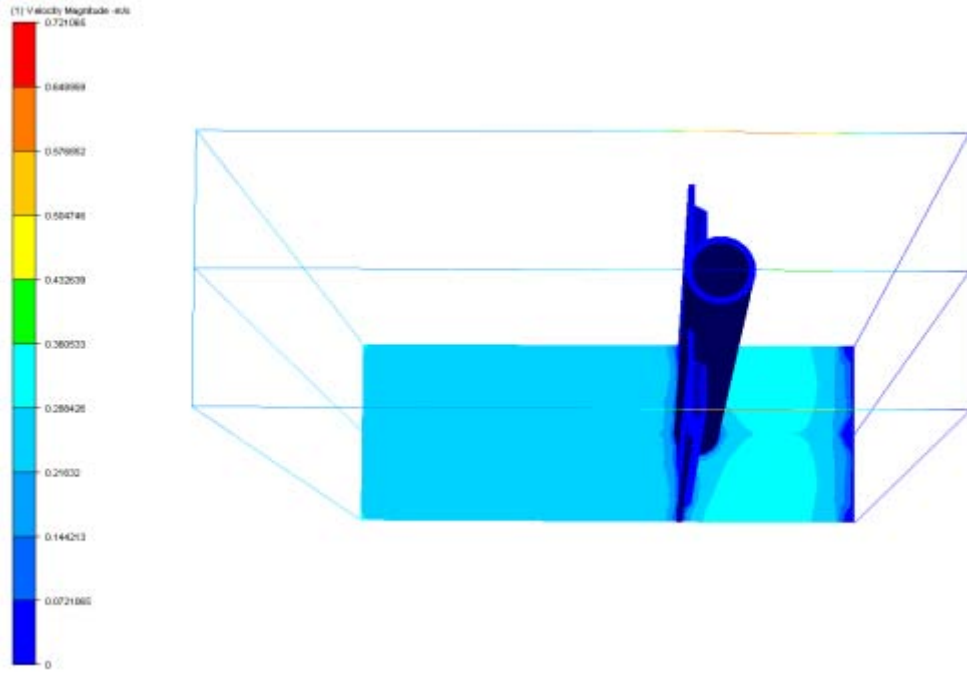
Şekil Ek 3.3 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki hava hız vektörleri



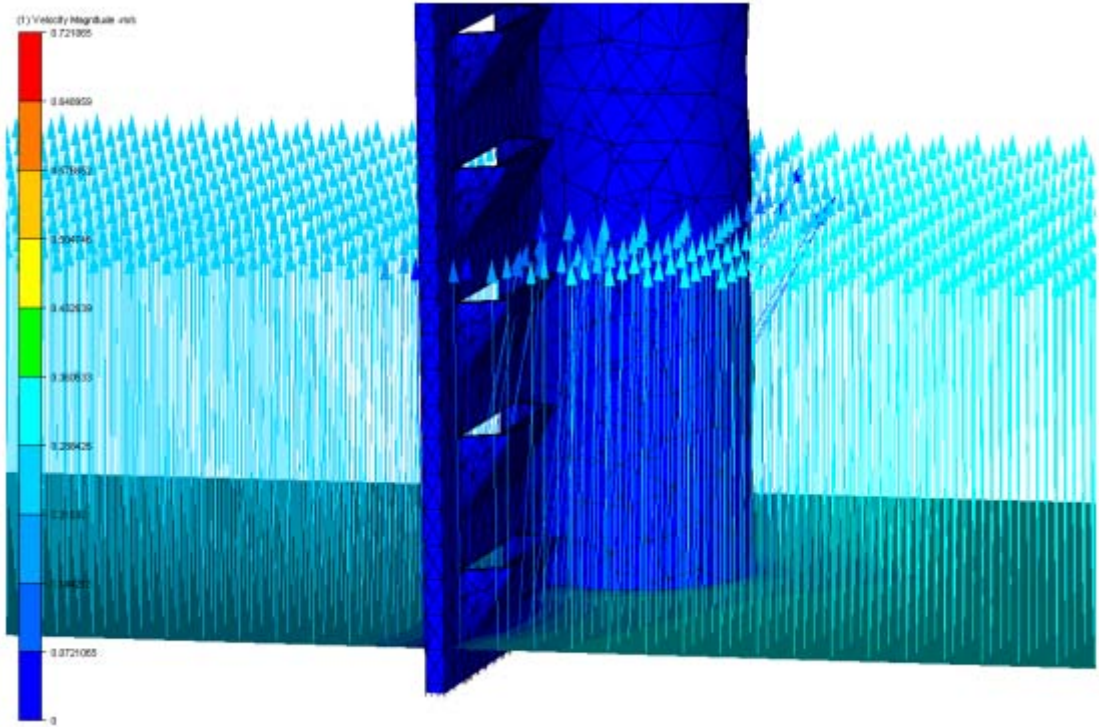
Şekil Ek 3.4 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki hava hız kontuarları



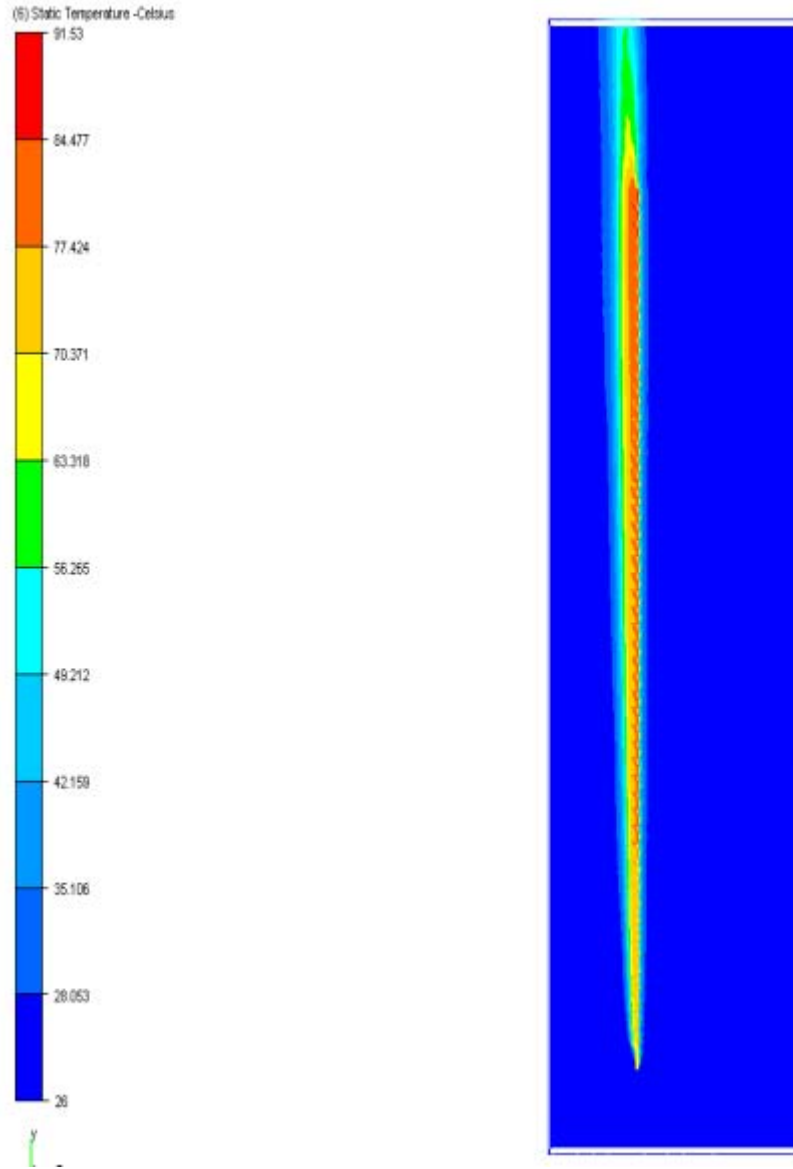
Şekil Ek 3.5 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki hava hız vektörleri



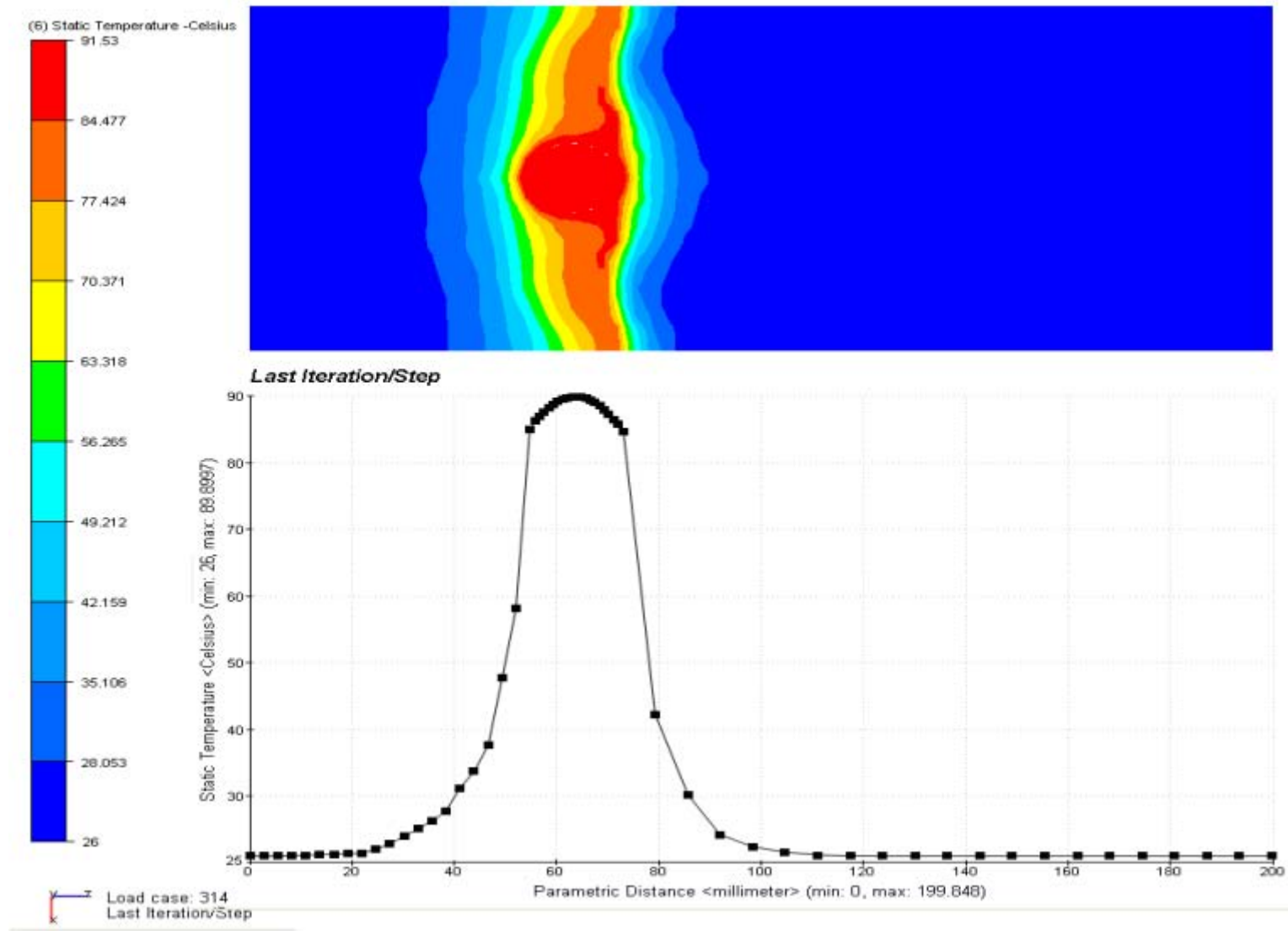
Şekil Ek 3.6 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki hava hız kontuarları



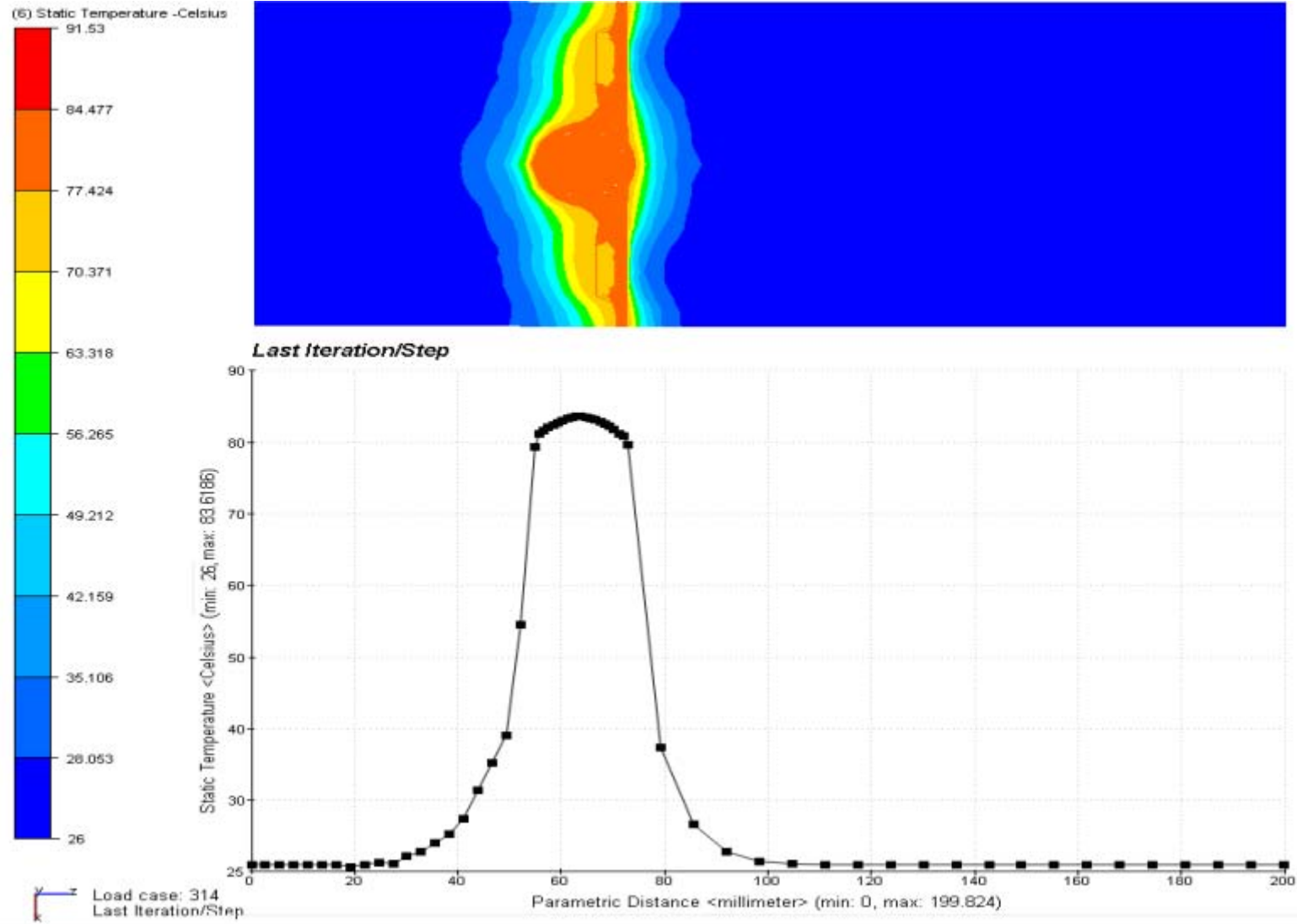
Şekil Ek 3.7 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki hava hız vektörleri



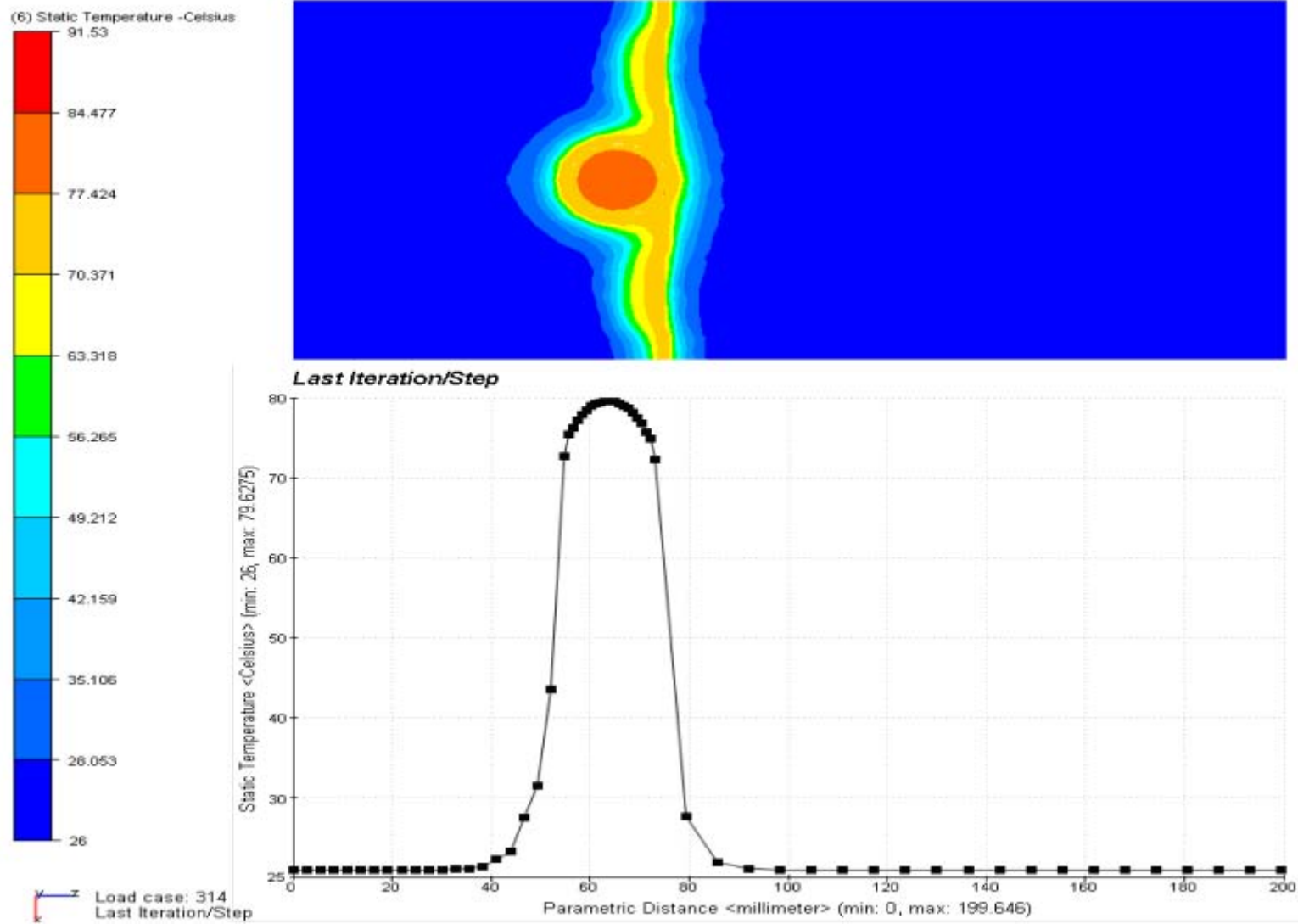
Şekil Ek 3.8 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait radyatör bölgesi etrafındaki havanın sıcaklık dağılımı



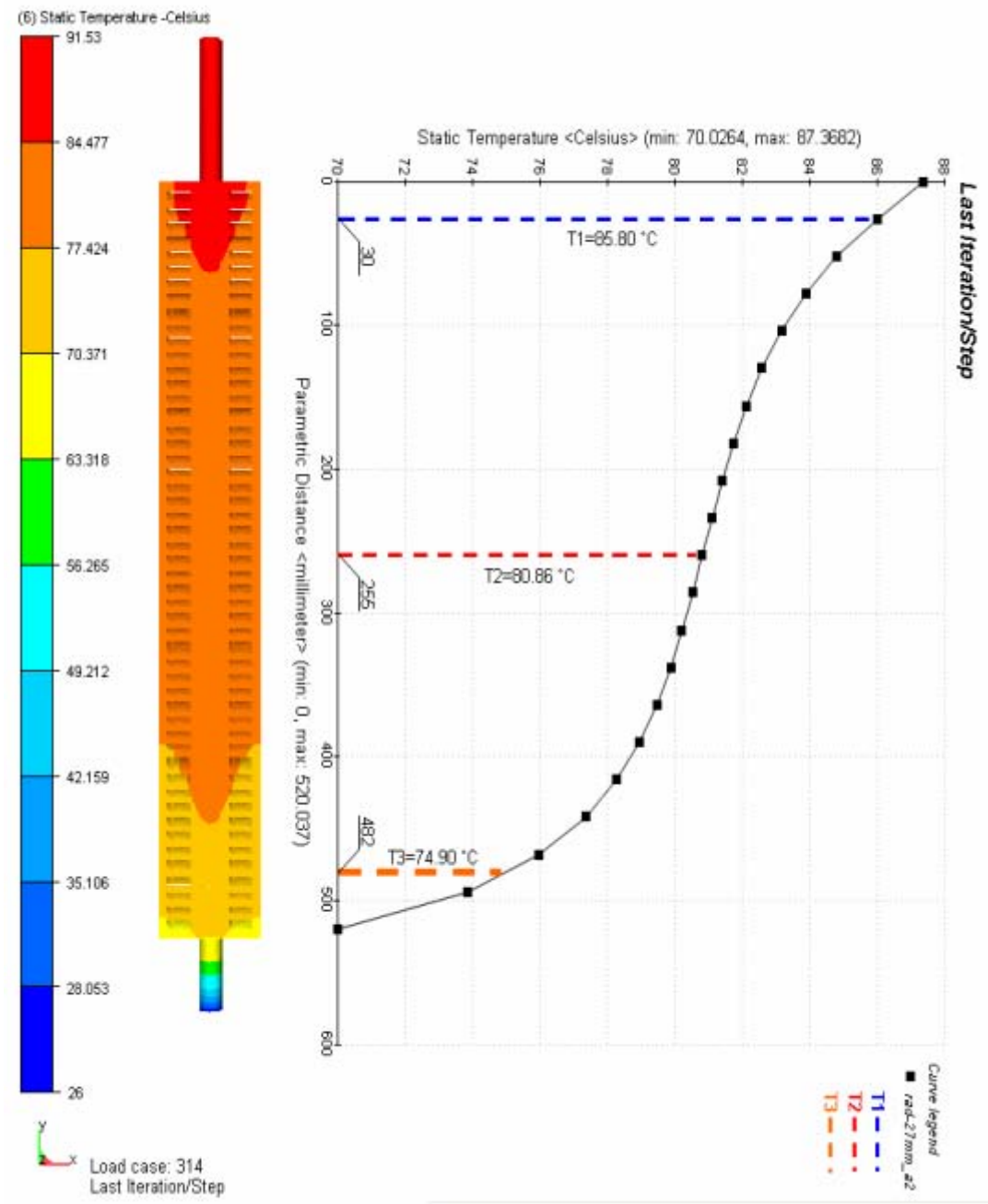
Şekil Ek 3.9 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 30 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği



Şekil Ek 3.10 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 255 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği



Şekil Ek 3.11 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait 482 mm'deki sıcaklık kontuarları ve grafiği



Şekil Ek 3.12 2,70 mm Panjur aralıklı radyatör modeline ait radyatör yüzeyi sıcaklık dağılımı ve grafiği

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum Tarihi 05.11.1976

Doğum Yeri İstanbul

Lise 1991-1994 Özel Çavuşoğlu Koleji

Lisans 1995-1999 Yıldız Teknik Üniversitesi Müh. Fakültesi  
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 1999-2002 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Doktora 2002-2009 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

**Çalıştığı Kurum(lar)**

2002- Devam Ediyor İstanbul Ulaşım San. ve Tic. A.Ş.