

KONVEKTÖR BATARYALARININ ISIL KAPASİTELERİNİN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

H. Cem ERİŞTİRENOĞLU - Ece SANCAK
Server Levent YILMAZ - Feridun ÖZGÜÇ

ÖZET

Geleneksel HVAC (Isıtma-Havalandırma-Klima) sistemleri insan sağlığı ve konforu açısından özellikle cebri akımlı klima sistemlerinin yarattığı sıcak/soğuk hava akımından ve yüksek nem oranından kolayca etkilenen çocuk, hasta ve yaşlılar için yeterli koşulları sağlayamamaktadır. Ayrıca giydirmecephe binalarda, odada istenen konfor şartı ortalama olarak sağlansa bile, camdan gelen ışınımgeçişinin sonucunda cam önünde istenmeyen şartlar oluşmaktadır. Bu kullanım lüks konutlarda büyükcam uygulamalarında da geçerlidir. Üzerinde çalışılan projenin amacı yukarıda belirtilen konulardaçözüm oluşturmaktır. Bu projede bataryanın sadece ısıtma fonksiyonu incelenmiştir, soğutma fonksiyonunun analizi projeye ek bir proje olarak sonraki döneme bırakılmıştır.

Çalışmada üç aşamalı bir analiz öngörülmüştür: Bunlar, deneysel, analitik ve sayısal (numeric) analizlerdir. Öncelikle İstanbul Teknik Üniversitesi'nde deneysel çalışmalar yapılmıştır. Deney çalışmalarını takiben, test sonuçlarını ve çalışmayı kapsayan analitik danışmanlık raporu hazırlanmıştır. Deney sonuçları ve hazırlanan rapor, daha sonra yapılan çalışmaların temelini oluşturmuştur. Daha sonra, kapsamlı bir analitik çalışma yapılmış ve akabinde, çalışmayı toparlayan iteratif bir algoritma geliştirilmiştir. Bu algorithmadan elde edilen sonuçlar, deneysel sonuçlarla çok az hata payıyla örtüşmüştür. Bu sebeple, bu algoritmanın konveksiyon bataryası optimizasyonunda etkili bir şekilde kullanılabileceği ortaya çıkmıştır. Bu amaçla üretilen dört konveksiyon bataryası modeli bu yöntemle incelenmiş ve optimum model saptanmıştır.

H.Cem ERİŞTİRENOĞLU

1966 yılı Sivas doğumludur. 1993 yılında Boğaziçi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 1999 yılından bugüne Friterm A.Ş. Arge Müdürlüğü görevini sürdürmektedir.

Ece SANCAK

1979 yılı İstanbul doğumludur. 2001 yılında Boğaziçi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir.

Server Levent YILMAZ

1979 yılı İstanbul doğumludur. 2001 yılında Boğaziçi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2001 yılında Belçika'da bulunan Von Karman Enstitüsü'nde akışkanlar mekaniği üzerine çalışmalarda bulunmuştur.

Feridun ÖZGÜÇ

1949 yılı İstanbul doğumludur. 1972 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Fakültesini bitirmiştir. Halen aynı üniversitede öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır.

1. GİRİŞ

Geleneksel HVAC sistemleri teorik olarak mekanlarda gerekli şartları sağlasalarda, sağlık ve konfor şartlarının sağlanmasında problemlerle karşılaşmaktadır. Özellikle çocuk, yaşlı ve hasta insanlar, vücut savunma mekanizmalarının zayıf olması nedeniyle, yüksek hava akımının ve nem bünnyede yarattıkları etkiden dolayı sağlık problemleri yaşamaktadırlar. Gerçekte tüm insanlar cebri hava akımının yarattığı,

ın ile konvektör bataryasından ortama ısı geçişi gerçekleştirerek, ortamın şartlandırılmasını doğal şartlarda oluşmasını sağlamaktır. Ayrıca, verimliliği belirli yöntemlerle artırmaya çalışarak, daha az malzeme ile ortamları daha iyi şartlandırma şansı elde etmeye çalışılmıştır. Hem hava tarafında, hem de su tarafındaki basınç kayıpları, ısı kapasitesi ile paralel ele alınmıştır.

İnsanoğlu, şehirleştikçe ve fiziken harcadığı efor azaldıkça (vücut sıcaklığını yükseltmedikçe), yaşadığı ortamın şartlarının dalgalanımını daha çok daraltarak, yaz, kış aynı şartlarda yaşamaya çalışmaya başlamıştır. Ayrıca, global ısınma ve yeşil alanların azalması da bu ihtiyacı arttırmaktadır. Fakat, cebri hava akımı ile bu şartlar gerçekleştirilmeye çalışıldığında; diğer bir deyişle, yüksek hava hızı etkisi altında, hava hızına bağlı olarak insan vücudu ile çevresi arasında ısı alış verişi değişmektedir. Bunun sonucunda, vücut kabul edebileceği şartların dışına çıkmış olabilmektedir. Bu durumda çocuk, yaşlı ve hastalar, vücut savunma mekanizmalarının daha zayıf olmasından dolayı, çok daha kolay etkilenerek hasta olabilmektedir. Vücudun bu tepkisi özellikle soğutmada daha çok ortaya çıkmaktadır. Bunun sonucunda insanlar soğuk algınlığından, zat üreye varan aşamalarda hasta olabilmektedir.

Konvektör, bataryası doğal ısı geçişi ile hava hızları düşük, nem oranları kabul edilebilir seviyelerde ortamlar oluşturmaktadır. Bu özellikleri ile, Türkiye gibi değişik iklimleri olan yerlerde, özellikle yaz sezonu uzun, kış sezonunun kısa olduğu bölgelerde, oldukça yaygın kullanımı olabilecektir. Amerika'nın güneyinde oldukça yaygın kullanımı olan konvektör bataryası aynı zamanda, giydirme cephe binalarda, cam önlerinde ışınlam ile gerçekleşen ısı geçişini önlemek için de yaygın şekilde kullanılmaktadır.

2. KONVEKTÖR BATARYASI TASARIMI

Tasarım Çalışması 4 ana başlıkta incelenmiştir:

1. Konvektör Bataryası Analitik Tasarımı
2. Konvektör Bataryasının Test Edilmesi
3. Test sonuçlarının Analitik Sonuçlarla Karşılaştırılması
4. Konvektör Bataryası Nihai Tasarımı

2.1. Analitik Analiz

2.1.1. Teorik Altyapı

2.1.1.1. Isı Değiştirici Değişkenleri ve Isıl Devre

Burada istenilen, aşağıdaki ısı değiştiricinin değişkenleri arasındaki ilişkiyi tanımlamaktır.

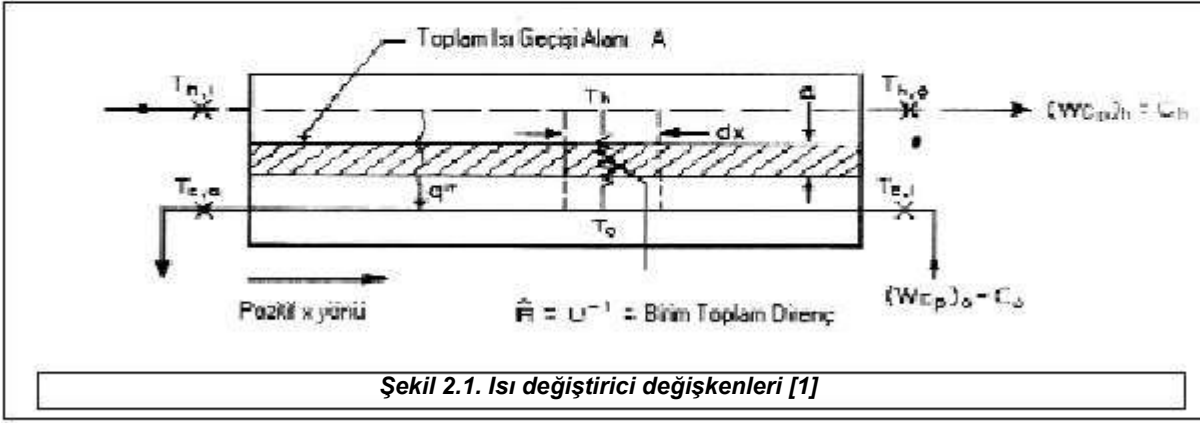
- Isı Geçişi Miktarı, Q
- Isı Geçişi Yüzeyi, A
- Akışkan Sıcaklıkları
- Debiler

Bu aşamada analiz için, enerji korunumu ve enerji artışı ile ilgili formüller kullanılmıştır. Isı değiştiricideki değişkenleri algılamak için, Şekil 2-1'deki gibi çapraz akım dikkate alınmıştır. Sürekli rejim çalışma şartı olarak kabul edilmiş, çevreye ısı kaybı, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ih

mal edilmiş ve akışkan özellikleri sabit kabul edilmiştir.

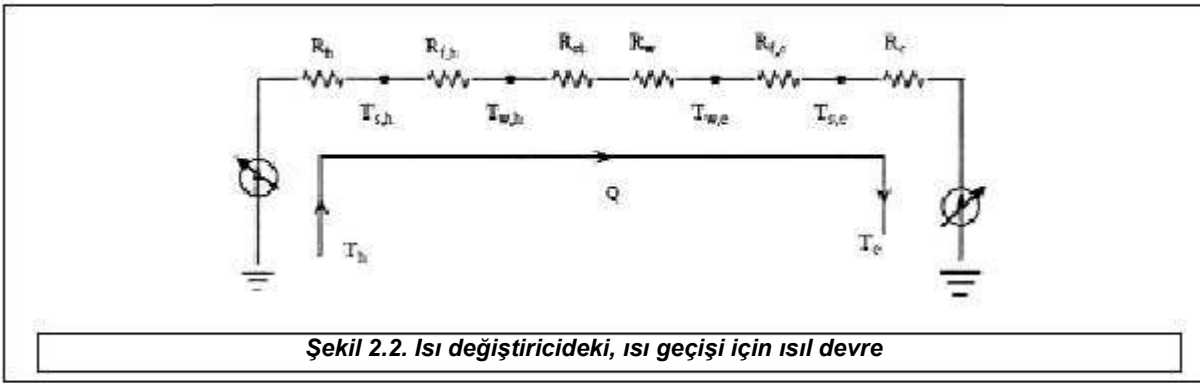
$$Q = UA^3T_m = \frac{^3T_m}{R_0} \quad (2-1)$$

$$R_0 = R_h + R_{f,h} + R_{ct} + R_{wf,t} R + R_c$$



(2-2)

- R_h = Sıcak kısım ısı taşınım direnci
- $R_{f,h}$ = Sıcak kısım kirlilik direnci
- R_{ct} = Kanat-boru temas direnci (Kanat olmadığında $R_{ct} = 0$ 'dır)
- R_w = Duvar ısı direnci
- $R_{f,c}$ = Soğuk kısım kirlilik direnci
- R_c = Soğuk kısım ısı taşınım direnci



$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_w A_w} = R_o = \square R \quad (2-3)$$

Formül 2.3'de U ayrıca, sıcak akışkan yüzeyi, soğuk akışkan yüzeyi, temas yüzeyi alanları ile ilişkilendirilerek de yazılabilir. Burada, çözüme ulaşmak için, yapılacak kabule dayalı, değişik hesap lama metodları bulunmaktadır. Bunlar, e -NTU, P-NTU, LMTD ve y -P metodlarıdır. Burada, konvektör bataryası hesapları için sadece e -NTU yöntemi kullanılacaktır. Diğer yöntemlere ilişkin veriler için [1], [2] ve [3] numaralı kaynaklar referans verilebilir.

2.1.1.2. e-NTU Yöntemi

Tablo 2-1'de ısı değiştiricinin toplam ısı geçişi e -NTU yönteminin boyutsuz parametreleri ile fonksiyonel ve tanım ilişkisi verilmiştir. [1]

Tablo 2.1. e-NTU Yöntemi [1] ve ısı değiştirici toplam ısı geçişi oranı ile ilişkisi

e-NTU Yöntemi Parametreleri

Isı Değiştirici Toplam Isı Geçişi	$Q = eC_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})$ (2-4)
Etkenlik (fonksiyonel ilişki)	$e = \emptyset(NTU, C_r, \text{akış ayarlaması})$
Etkenlik (tanım)	$e = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{\min(T_{h,i} - T_{c,i})}$ (2-5)
Geçiş birimi sayısı	$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{1}{C_{\min}} \int U_A U dA$ (2-6)
Isıl Kapasite Oranı	$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(mc_p)_{\min}}{(mc_p)_{\max}}$ (2-7)

Tablo 2-1’de belirtildiği gibi, e , NTU’nun bir fonksiyonudur ve ısı değiştiriciden geçen iki akışkanın, akış değerlendirmelerini tanımlar. Bu konuda ek veriler için [1], [4], [5], [6] kaynakları kullanılabilir. Akış, genellikle geçiş sayısı, genel akış rejimi ve geometrilerle belirlenir. Burada, çapraz akım ve bu değişkenleri içeren sembolik notasyonlar kullanılır. Uygulamamızda 4 değişik batarya geometrisi kullanılmıştır. Bunlarla ilgili değerler ve sembolik notasyonlar aşağıda Tablo 2-2’de verilmiştir.

Tablo 2.2. Bu projede test edilen konvektör bataryalarının, tanım ve açılımları.

Batarya Notasyonu	St ve S (mm.mm)	Do (inch)	Bir Sıradaki Boru Sayısı	Sıra sayısı Boru Sayısı	Kullanılan Kanat Aralığı (mm)
3866-5/8-2x3-4-6	3866	5/8"	2	3	4
4035-1/2-2x2-4-6	4035	1/2"	2	2	4
4035-1/2-4x2-8-6	4035	1/2"	4	2	8
3866-5/8-4x3-4-6	3866	5/8"	4	3	4

Konvektör bataryası çapraz akımlı, köşeli kanatlı, dairesel borulu, her iki akışkan birbirine karışmayan, 2 geçişli ısı değiştirici tipidir. Burada etkenlik aşağıdaki formülde belirlenmiştir [6]:

$$(2-8) \quad e = m^{1/2} + \frac{1}{C_r} m^{-1/2}$$

$$m^{1/2} = \frac{2}{C_r NTU} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^m (n+m)!}{n!m!} V_{m+2} \left(\frac{C_r NTU}{2}, \frac{NTU}{2} \right) V_{n+2} \left(\frac{NTU}{2}, \frac{C_r NTU}{2} \right)$$

$$m^{-1/2} = \frac{2}{NTU} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^m (n+m)!}{n!m!} V_{m+2} \left(\frac{NTU}{2}, \frac{C_r NTU}{2} \right) V_{n+2} \left(\frac{C_r NTU}{2}, \frac{NTU}{2} \right)$$

$$V_m(x, q) = e^{-(x+q)} \left(\sum_{n=m-1}^{\infty} \frac{q^n}{n!} \right)^{1/2} I_n \sqrt{2} xq$$

2.1.1.3. Hava Tarafı Isı Geçişi: Dikey Kanallar Arasında Doğal Isı Taşınımı

Doğal taşınım, ısı geçişinin tespiti, ısı sistemleri tasarımında önemli bir konudur. Isı geçişinde

doğal taşınım özel bir yere sahiptir. Hatta cebri taşınımında bile doğal taşınım etkileri ikincil bir etki -
dir. Bazen doğal taşınım etkileri cebri taşınım hesabını tek başına geçersiz kılabilir[7].

Doğal taşınım konusu, üzerinde araştırmaların devam ettiği, halen bilinmeyenlerin ve güçlüklerin -
olduğu bir konudur. Isıtmada doğal taşınım incelendiğinde, sonlu dikey kanallar kabul edilmiş ve uy -
gulanan geometride enerji denkleminde zorluklar ortaya çıkmıştır. Ayrıca, momentum ve konvektif
enerji terimleri lineer değildir.

2.1.1.3.1. Isı Geçişi Korelasyonları

Burada Elenbaas tarafından simetrik ısıtılan izotermal kanallar için tanımlanan yarı ampirik formül -
kullanılmıştır [8]. Ortalama Nusselt sayısı, kanat aralığına (S) bağlı olarak tanımlanmıştır.

$$Nu_s = \frac{1}{24} Ra_s \left(\frac{S}{H} \right) \left[1 - \exp \left[- \frac{35}{Ra_s (S/H)} \right] \right]^{3/4} \quad (2-9)$$

Burada Rayleigh Sayısı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$Ra_s = \frac{g b (T_{ps} - T_{\square}) S^3}{a n} \quad (2.10)$$

Hava ile kanatlar arasındaki ısı taşınım katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$h_{o,n} = \left(\frac{Q / A}{T_{ps} - T_{\square}} \right) \frac{S}{k} \quad (2.11)$$

Formül 2-11'deki h daha sonra kanat verimi için kullanılacak olmasına rağmen, logaritmik ortalama -
sıcaklık farkı (3T_m) sınır şartı için sabit yüzey sıcaklığı kabul edilerek yeni bir tanım getirilmesi daha

gerçekçi olacaktır.

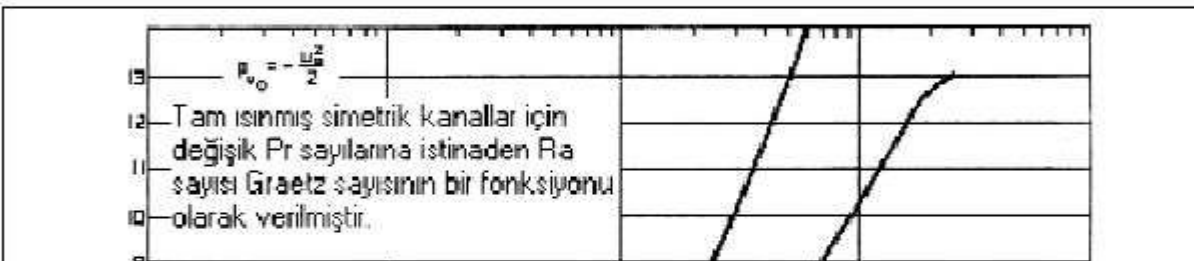
$$^3T_{lm,c} = \frac{(T_{o,c} - T_{i,c})}{\ln \frac{T_{ps} - T_{i,c}}{T_{ps} - T_{o,c}}} \quad (2-12)$$

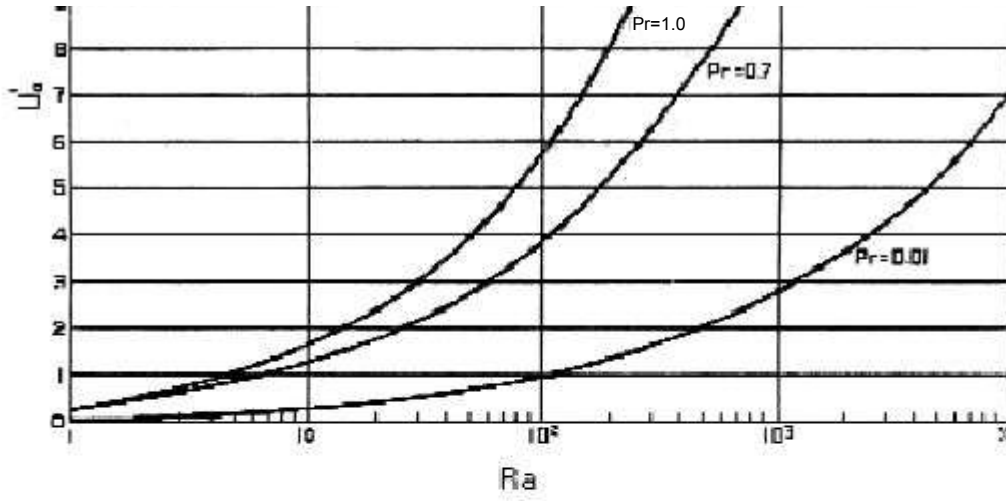
Bu tanıma dayanarak, ısı geçişi katsayısı tekrar tanımlanmalıdır.

$$h_o = h_{o,n} \frac{^3T_{lm,c}}{(T_{ps} - T_o)} \quad (2-13)$$

2.1.1.3.2. Kütle Akışı

Doğal taşınımında simetrik ısıtılmış kanallardaki tanımlı duvar sıcaklığı problemi Quintiere tarafın -
dan tanımlanmıştır [9]. Şekil 2-3'de yapılan analizin sonucu olarak Rayleigh Sayısı (Ra) ile Graetz
Sayısı (u'_{\square}) arasındaki ilişki bir grafikte verilmiştir. Kanalın girişindeki hava debisi Graetz Sayısı ile





Şekil 2.3. Değişik Pr sayılarında Ra- ilişkisi [9]

karakterize edilmiştir.

$$Ra = GrPr = \frac{S^4 g B \cdot (T_{ps} - T_c)}{H \nu^2} Pr \quad (2-14)$$

ve

$$u'_0 = \frac{U_0 S}{Pr} \quad (2-15)$$

46 ■ TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ - Aralık 2001

n H

Şekil 2-3'den ve denklemden yararlanılarak kanal girişindeki hava hızı tanımlanmış değeri için bulunabilir. Buradan kütleli hava debisi aşağıdaki formülden hesaplanır.

$$\dot{m}_c = U_0 n S_w \quad (2-16)$$

Burada (S_w) bir kanal için hava geçiş kesit alanı olup, toplam hava geçiş alanı ile tanımlanmıştır. Yapılan analizler sonucunda Ra sayısının 0-50 arasında kaldığı ortaya çıkmış ve buradan Şekil 2-3'deki grafik [9] fonksiyon olarak hesaplandığında $Pr=0,7$ için aşağıdaki sonuca ulaşılmıştır :

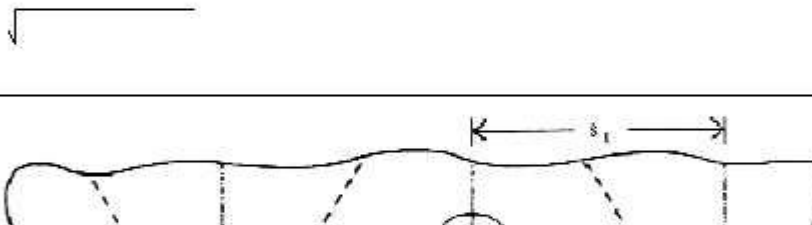
$$u'_0 = 0.012 \ln(Ra)^4 - 0.07 \ln(Ra)^3 + 0.201 \ln(Ra)^2 + 0.1899 \ln(Ra) + 0.2988 \quad (2-17)$$

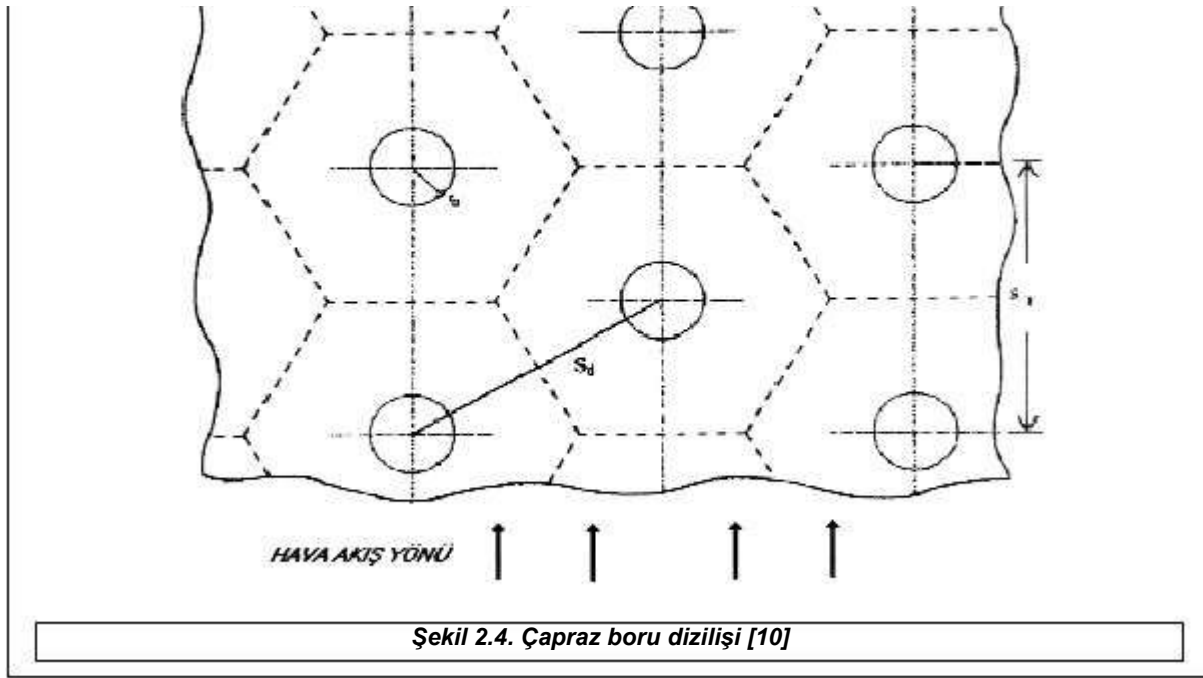
2.1.1.4. Hava Tarafı Isı Geçişi: Kanat Verimli İliği

Kanat verimi, kanat ortalama sıcaklığında geçen ısının, tüm kanadın taban sıcaklığında olması halinde geçecek ısıya oranı olarak tanımlanmıştır [10].

$$h_{\eta} = \frac{\int_A h_o (T_{\eta, ma} - T_a) dA}{h_o (T_{\eta, b} - T_a) A_f} \quad (2-18)$$

Burada düzgün dizilişli dikdörtgen kanatlardan, dairesel kanatlara yaklaşım yapıldığında eşdeğer kanat çapı (r_e) aşağıda tanımlanmıştır. Burada, S_{sm} en küçük S_T ve değerleri, S_{gr} en büyük S_L ve S_T değerleridir.





$$r_e = 0.64 S_{sm} \sqrt{S_{gr} / S_{sm}} - 0.2 \quad (2-19)$$

Çapraz dizilişli dikdörtgen kanatlardan, dairesel kanatlara yaklaşım yapıldığında eşdeğer kanat çapı (r_e) aşağıda tanımlanmıştır. Burada, S_{sm} en küçük S_L ve S_D değerleri, S_{gr} en büyük S_L ve S_D değerleridir. S_D işle diyağonal komşu boru merkezleri arasındaki mesafedir.

$$r_e = 0.635 S_{sm} \sqrt{S_{gr} / S_{sm}} - 0.3 \quad (2-20)$$

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + S_T^2} / 4 \quad (2-21)$$

$$F^* = \sqrt{(r_e - r_o) [1 + 0.35 \ln(r_e / r_o)]} / r_o \quad (2-22)$$

$$B = \frac{2h_{fin}}{k_{fin} t_f} \quad (2-23)$$

Yukarıdaki ifadelerden hareketle eşdeğer kanat verimi aşağıda tanımlanmıştır:

$$h_F = \frac{\tanh(BF^*)}{BF^*} \quad (2-24)$$

Literatürde genellikle bilinen ve düz kanatlar üzerinde çalışmalar bulunmaktadır. Karmaşık geometri ve endüstriyel uygulamalar için düz kanatlarla ilgili kaynaklardaki korelasyonların kullanılması tavsiye edilmiştir. Burada, kanat verimi hesaplarında kullanılması için Sonlu Elemanlar Metodu gibi detaylı hesaplama yöntemlerine başvurulması tavsiye edilmektedir.

2.1.1.5. Boru Tarafı Isı Geçişi : Dairesel Boru Isı Taşınımı Korelasyonları

Değişik sınır şartları ve akış rejimleri için boru içindeki akışın ısı geçişini tanımlamada hem sayısal hem de deneysel birçok çalışma ve kaynak bulunmaktadır. Bölüm 2.1.2.1. tanımlandığı gibi, yapısal hesaplarda, sabit yüzey sıcaklığı (hem eksenel hem de açısız yönde) kabul edilmiş ve akış tipi bu esasa dayanarak hesaplanmıştır. Diğer boru akış tiplerine [11], [12], [13] nolu kaynaklarda değinilmiştir.

Tablo 2.4'de belirtildiği gibi test edilen batarvalarda akışkan debisi 2 borulu batarvalarda 35 kg/sa

Tablo 2-4'de belirtildiği gibi, test edilen bataryalarda akışkan debisi 2 borulu bataryalarda 35 kg/saat ve 4 borulu bataryalarda 75 kg/saat'tir. Boru çapları 5/8" ve 1/2" dir. Bu verilere göre, konvektör bataryasında, boru akışı için hesaplanan maksimum Reynolds sayısı aşağıdadır:

$$Re_D = \frac{r_c \frac{\dot{m}_h}{r_c N_{tube}} \frac{D_i}{4}}{m_h} = \frac{4m \cdot h}{m_h N_{tube} D_i} = \frac{4 \times 35 \frac{kg}{hr} \frac{1}{3600} \frac{hr}{s}}{315 \times 10^{-6} \frac{m^2}{m^2} \times 2 \times \pi \times 0.0127m} = 1547 \quad (2-25)$$

Tam gelişmiş akımda, türbülans için Re sayısında kritik sınırın 2200 olduğu ve tam gelişmiş türbülanslı akışın 10000 seviyelerinde olduğu dikkate alındığında akışın tam gelişmiş laminar akış olduğu ortaya çıkmaktadır [7].

Giriş bölümünde hızların ve sıcaklığın hem aksenel (x) yönde, hem de açısıl yönde (r) çözülme

48 ■ TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ - Aralık 2001

si gerekliliğinden dolayı problem zorlaşmaktadır. Kaynaklarda giriş uzunluğu problemi aşağıdaki ko-
relasyonla çözümlenmiştir:

$$\left[\begin{array}{l} Pr_s = \text{sabit} \\ 0.48 < Pr < 16700 \\ 0.0044 < \frac{m}{m_s} < 9.75 \end{array} \right] \quad \text{durumunda} \quad Nu_D = 1.86 \left(\frac{Re_D Pr}{L/D_i} \right)^{1/3} \left(\frac{m}{m_s} \right)^{0.14} \quad (2-26)$$

Denklemler 2-26'da bulunan tüm değerler, hariç, akış sıcaklığının ortalama değerine

$T_m = (T_{h,i} + T_{h,o})/2$ göre hesaplanmalıdır.

Bu analizde boru çıkışındaki sıcaklığı büyük bir önem kazanmaktadır. Enerji dengesi denklemin-
den ve ortalama ısı taşınım katsayısı h_i , tanımından çıkıştaki sıcaklık, boru yüzey sıcaklığı T_s , ve
akış giriş sıcaklığından T_i , aşağıdaki formülle hesaplanabilir: Daha fazla detay için [7] nolu kaynak-
çaya bakılabilir.

$$\frac{T_s - T_o}{T_s - T_i} = \exp \left(- \frac{p D_i L h_i}{m_h c_{p,h} i} \right) \quad (2-27)$$

2.1.1.6. Boru Duvar Isıl Direnci

Silindirik sistemler açısıl yöndeki sıcaklık gradiyanları ve tek boyutlu olarak incelenmiştir. Fouri-
er'in tek boyutlu ısı iletim akış yasasının çözümü aşağıdaki denklemde tanımlanmıştır[7]:

$$Q_{r,w} = \frac{2pLk(T_{w,i} - T_{w,o})}{\ln(D_o/D_i)} \quad (2-28)$$

Buradan hareketle, duvar ısıl direnci ekte tanımlanmıştır:

$$R_w = \frac{T_{w,i} - T_{w,o}}{Q_w} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2pLk} \quad (2-29)$$

2.1.2. Uygulama ve Sonuçlar

Bu aşamada yukarıdaki bölümlerde teorisi belirtilen konvektör bataryasında, genel bir çözüm yön-
temi oluşturulmaya çalışılmıştır.

2.1.2.1. Kabuller ve Modelleme

Kabuller aşağıda belirtilmiştir:

1. - NTU yönteminin kullanımı için aşağıdaki kabuller kullanılmalıdır:

i. e-NTU yönteminin kullanımını için aşağıdaki kabuller yapılmıştır :

- Sürekli rejim (sabit debi, boru içindeki akışkanın termodinamik özelliklerinin sabit kalması)
- Çevreye olan ısı kayıplarının, buna ısınımla ısı kaybı dahil, ihmal edilebilir olması.
- Tüm akışkan özelliklerinin ortalama sıcaklıktaki değerlerinin sabit olması (yoğunluk, özgül ısı, akma direnci v.s.)
- Hem hava, hem de su tarafındaki hız ve sıcaklıkların girişte belli olması.
- Toplam kanat veriminin h_o , belirli ve sabit olması.

f. Akışkan tabakaları arasında, toplam ısı geçiş katsayısının, U, sabit olması.

g. Bölgelerin entegrasyonu yapılmış halde, ısı taşınım katsayısının hem hava, hem de su tarafında, h_o ve h_i , sabit olması. -

h. Tüm geçişlerde eşit su dağılımı olması. Kaçak olmaması ve akış hızının her kesitte aynı olması. -

i. Su tarafında ve boru cidarında, yatay ısı taşınımının ihmal edilebilir olması. [1]

2. Boru cidar sınır durumunda aksel ve açısal düzgün sıcaklık dağılımı olması. Ayrıca yüzey sıcaklığının her geçiş için eşit olması. -

3. Kanat yüzeyi boyunca düzgün sıcaklık olması ve tüm kanatların eşit sıcaklıkta olması. Bu sıcaklığın boru cidarı dış sıcaklığı $T_{w,o}$ ve kanat veriminden h_{η} bulunabilmesi. -

$$T_{w,o} = T_{ps} h_{\eta} \quad (2-30)$$

4. Hava tarafı ısı taşınım katsayısı ve hava debisi, simetrik ısıtılmış paralel levhalardan oluşmuş dikey kanallı yapıdaki doğal ısı taşınımı ile elde edilebilmeli. -

5. 1-h ve 2 kabullerinde belirtilen özelliklere göre, tüm dikey kanallar aynı ısı geçişi karakter özellikleri gösteren kanatlardan oluşmuştur. Böylece tek bir kanalda meydana gelen ısı geçişi tüm batarya genelini yansıtır olacaktır. -

6. Kirlenmeden kaynaklanan ısı dirençleri ve kanat-boru temas direnci ihmal edildiği kabul edilmiştir. -

2.1.2.2. İterasyonlu Çözme Yöntemi

Genelde, ısı değiştirici analizi, ısı değiştiricinin ısı kapasitesinin e-NTU yöntemi ile ektaki aşamalardan geçmesi ile gerçekleşir :

1. Giriş sıcaklığının ve akışkan debisinin bilinmesi durumunda, ısı kapasite debisi, C_h ve C_c , hesaplanır. Burada dış sıcaklıklar, ortalama sıcaklıkta sabit özgül ısının bulunmasında kullanılır. -

Eğer, analiz sonucunda, tahmin edilen sıcaklıklardan farklı çıkması durumunda, yeni bir ortalama sıcaklık değeri verilir. -

2. Isıl sınır şartları ve bununla ilişkili taşınım korelasyonları kullanılarak, ısı geçişi katsayısı hesaplanır. Sabit ortalama akışkan özelliklerinin çözümü için çıkış sıcaklığı aşama 1'deki gibi kullanılır. -

3. Toplam ısı direnç ve UA Denklem 2-3'den hesaplanır.

4. NTU, Denklem 2-6 kullanılarak hesaplanır.

5. Geometriden, akış ayarları, NTU ve C_r , etkenlik e, gerekli korelasyonlar ve kaynaklardaki grafikler kullanılarak hesaplanır. -

6. Q ve çıkış sıcaklıkları Denklem 2-4 ve Denklem 2-5 kullanılarak hesaplanır.

Doğal taşınımında hava tarafında problem daha karmaşıktır. Gerçekte doğal taşınım ısı ve hidrodinamik olarak katlanmaktadır ve bu katlanma ektaki zorlukları getirmektedir: -

1. Hava ve su çıkış sıcaklıklarının bilinmemesi, ısı geçişine oranına (Q) bağlı olmasından, ve hava debisinin bilinmemesinden dolayı e-NTU analizinin 1. Aşaması daha fazla iterasyon gerektirir. -

2. h_o 'nun kanat yüzey sıcaklığına bağlı olmasından dolayı Aşama 2 olduğu gibi gerçekleşmez. Yukarıdaki akışta, konvektör bataryasında ısı geçişi karakteristiklerini çözmek için bir iterasyon

çerçeveye ihtiyaç vardır. Bu çerçeve bize verilmiş değerler olan ortam sıcaklığı, $T_{c,i}$, su giriş sıcaklığı $T_{h,i}$ ve su debisi, m_h için, doğru kapasite Q , çıkış sıcaklıkları ve hava debisini vermelidir. İterasyondaki aşamalar sırası ile şunlardır ve şekil 2-5'de de şematik olarak verilmiştir.

1. Toplam ısı direnç değeri tahmin edilerek verilir. UA_{IG}
2. Çıkış su sıcaklığı tahmin edilerek verilir. $T_{c,o}$
3. Hava debisi tahmin edilerek verilir. m_c
4. C (hava tarafı), NTU ve C_r değerleri Denklem 2.6 ve Denklem 2.7. e ilgili korelasyonlardan hesaplanır ve Q değeri Denklem 2.4 kullanılarak bulunur. Bu değer tahmin edilen Q değeri ile karşılaştırılır, eşitlik durumunda iterasyona son verilir.
5. Bu aşamadan sonra bulunan Q değeri ile yüzey sıcaklığı, T_{ps} , ile ilgili Denklem 2.9, Denklem 2.10 ve Denklem 2.11 kullanılarak yeni bir iterasyon gerçekleştirilir. Burada iterasyon için Yarıya Bölme Yöntemi kullanılmıştır.
6. Şekil 2-3 ve Denklem 2.16 kullanılarak kütsel hava debisi hesaplanır. Bu değer başta tahmin edilen hava debisi m_c değeri ile karşılaştırılır. Eşitlik sağlanıncaya kadar iterasyon devam eder.
7. Bu aşamada, T_{ps} ve Q_{IG} değerleri bilinmektedir ve Denklem 2.27 ile boru dış yüzey sıcaklığı $T_{w,o}^{IG}$, Denklem 2.29 ile boru duvar iç sıcaklığı, $T_{w,i}^{IG}$ Denklem 2.30 ile su çıkış sıcaklığı $T_{h,o}$, hesaplanır. Aşama 2'deki sıcaklık ile aynı değere ulaşıncaya kadar iterasyona devam edilir. Genellikle birkaç iterasyon sonucunda aynı değere ulaşılır.
8. Son aşama olarak, R_o (veya UA) tahmin değeri iterasyonu gerçekleştirilir. Denklem 2.26 ve $T_{h,o}^{IG}$, $T_{w,i}^{IG}$ değerleri kullanılarak, h_i değeri hesaplanır. Bunun sonucunda Denklem 2.12 ve Denklem 2.13 kullanılarak h_o hesaplanır. Bilinen h değerleri, R_w değeri ve Denklem 2.29 kullanılarak toplam ısı direnç yani UA hesaplanır. Hesaplanan UA değeri tahmin edilen UA değeri ile eşitlenince iterasyon tamamlanır ve m_h , $T_{c,o}$ ve $T_{h,o}$ değerleri için Q , $T_{c,o}$, $T_{h,o}$ değerleri hesaplanarak işlem sona erer.

2.1.2.3. Standart Batarya Geometrilerinin Karşılaştırması

2.1.2.3.1. Bu Çalışmada İrdelenen Batarya Geometrileri

Tablo 2.3. Konvektör geometrileri alternatifleri

Geometri I [St x Sl (mm)]	40 x 35 - 1/2"
Geometri II [St x Sl (mm)]	38 x 66 - 5/8"

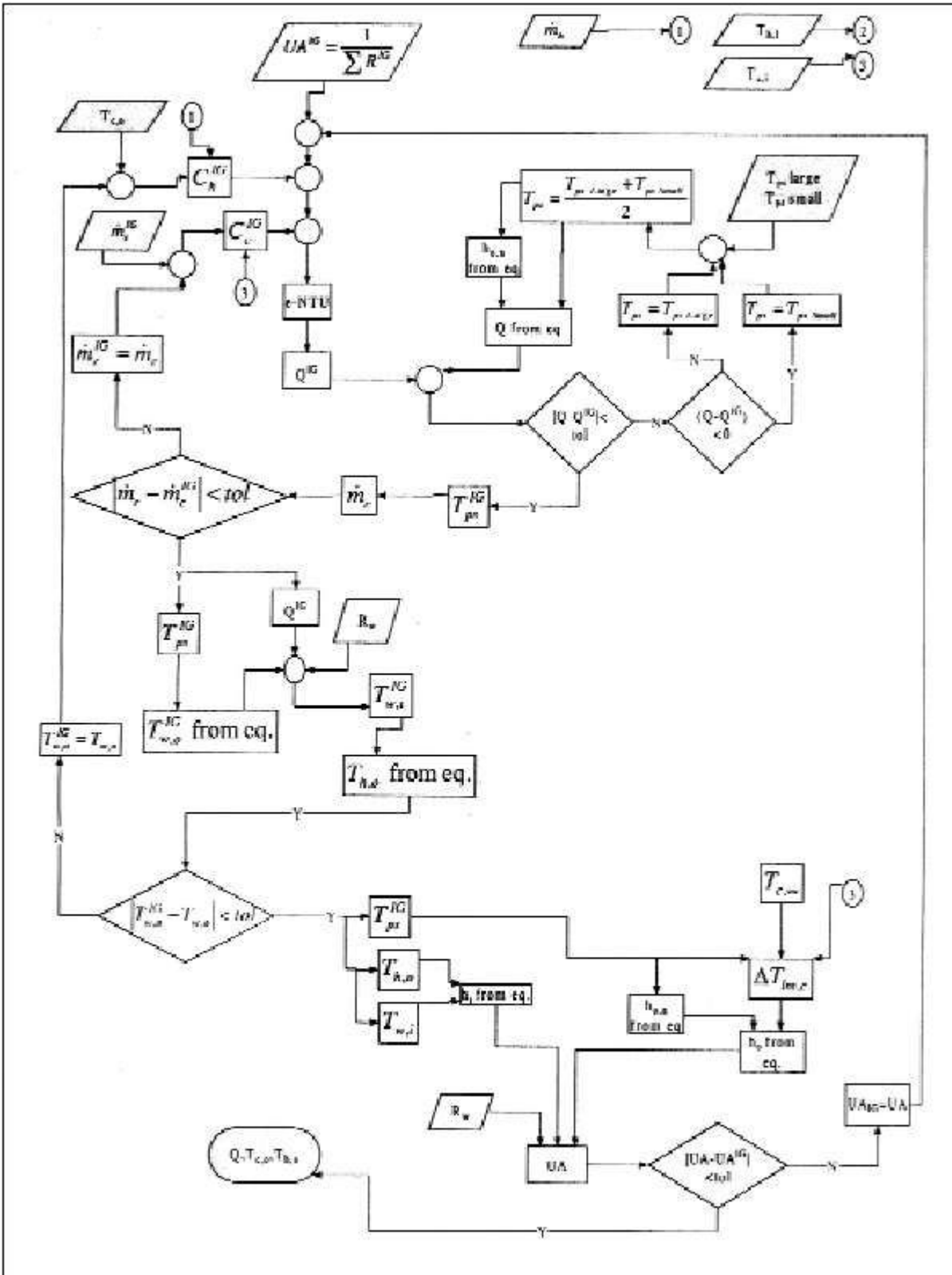
2.1.2.3.2. Çalışma Şartları ve Optimum Hatve

Konvektör bataryası mekanların ısıtılması ve soğutulması amacı ile kullanılır. Bu projede, sadece ısıtma fonksiyonu incelenmiştir.

Isıtılan odanın (deneylerin yapıldığı odanın) ortam sıcaklığı yaklaşık 23 °C, su giriş sıcaklığı yaklaşık 90 °C, ve pompa su debisi 35 kg/h. Değerler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 2.4. Nominal standart çalışma şartları

$T_{hava,\bullet}$	23 °C
$T_{su,i}$	90 °C
m_{su}	$35 \frac{kg}{h}$ (4 borulu model için)
	$75 \frac{kg}{h}$ (8 borulu model için)



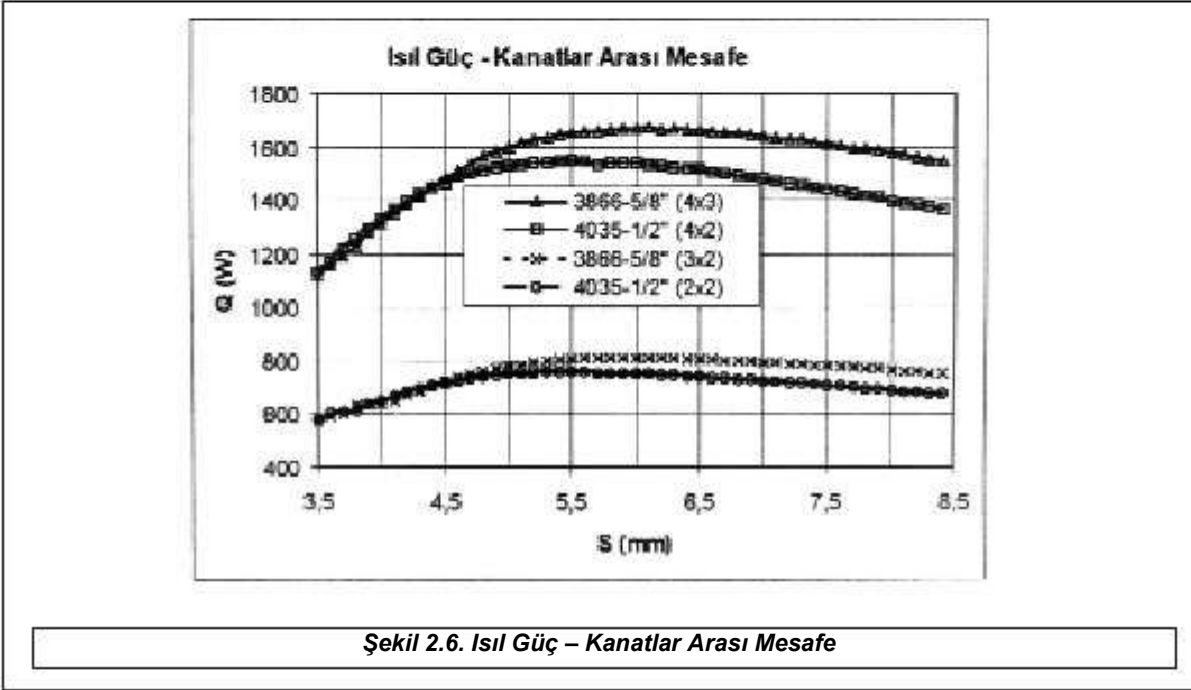
Şekil 2.5. İterasyon Algoritması

Bu iterasyon algoritması MathCad2001 yazılımında hazırlanmıştır. (www.mathcad.com)

Herhangi bir ısı değiştiricinin etkenliği ortam şartlarına doğrudan bağlıdır. Fakat, ortam şartları na göre geometriyi değiştirmekte uygulama sırasında pek mümkün değildir. Dolayısı ile, konvektör batarya geometri analizi, yukarıdaki Tablo 2-4'deki test değerleri göz önünde bulundurularak gerçek

leştirilmiştir.

Konvektör bataryası tasarımındaki bir diğer önemli parametre ise kanatlar arasındaki mesafe, diğer bir deyişle hatvedir. Bu aşamada amacımız optimum hatveyi (pf) hesaplamaktır ve bu amaçla iteratif algoritmadan kanatlar arası mesafe (S)- ısı güç arasındaki ilişki hesaplanarak aşağıda Şekil 2-6'da verilmiştir.



Yukarıdaki grafikte görüldüğü gibi maksimum güç değerlerine kanatlar arası mesafenin 5.5 mm ile 5.75 mm arasında olduğu bölgede ulaşılmaktadır. Burada üretim parametreleri göz önünde bulundurulduğunda hatve 6 mm olarak belirlenmiştir. Ayrıca bu hatve kanatların kirlenmeden dolayı tıkanması probleminin önlenmesi açısından da oldukça uygun bir hatvedir.

$$p_f = 6, \quad S = p_f - d_f = 6 - 0.16 = 5.84 \text{ mm}$$

Tüm geometriler bu S değerine göre üretilmiş ve tüm hesaplar yine bu değere göre yapılmıştır.

Optimum Model Seçimi

Model seçimi basit bir deterministik metot olan birim alandan geçen ısı miktarı oranı, $\frac{Q}{A_t}$ ile yapılmıştır. Burada A_t toplam dış yüzey alanı olup bu alan kullanılan toplam alüminyum kanat miktarını da verir. Burada küçük alan, az batarya maliyeti anlamındadır.

Tablo 2.5.'de tüm geometriler için ısı güç performans değerlendirilmesi hesaplanarak belirtilmiştir.

Tablo 2.5. Modellerin performans değerlendirmesi

Model	Q (W)	A_t (m ²)	Q/A_t (W/m ²)
3866 3x2	812	3,58	226,82
4035 2x2	755	2,78	271,58
4035 1x2	452	1,65	273,57

4035 4x2	1543	5,559	211,51
3866 4x3	1664	7,34	226,70

Tablo 2.5.'de de açıkça gözüktüğü üzere 4035 1/2" kalıbı en verimli geometridir.

2.2. Deneysel Analiz

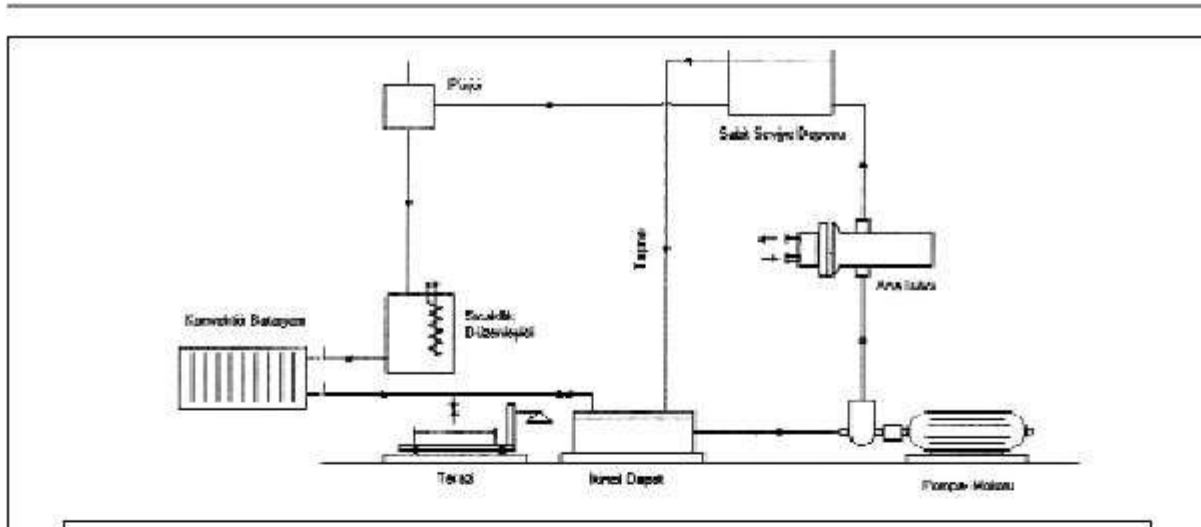
2.2.1. Deney

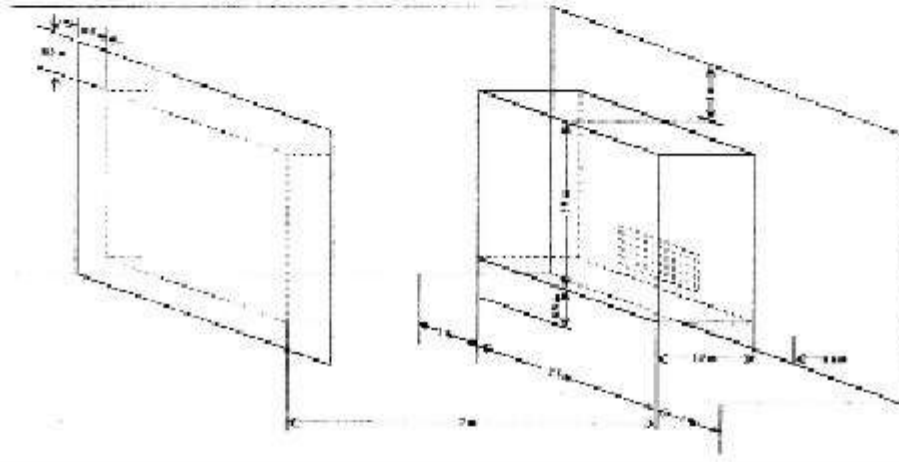
Bu çalışmada, tüm deneyler İstanbul Teknik Üniversitesi Isı Tekniği Laboratuvarında, İstanbul Teknik Üniversitesi Geliştirme Vakfı bünyesinde 2000/636 nolu proje olarak Prof. Dr. Ahmet ARISOY, Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ ve Yard. Doç. Dr. Necmi KAPTAN katkıları ile gerçekleştirilmiştir.

2.2.1.1. Deney Düzeneği

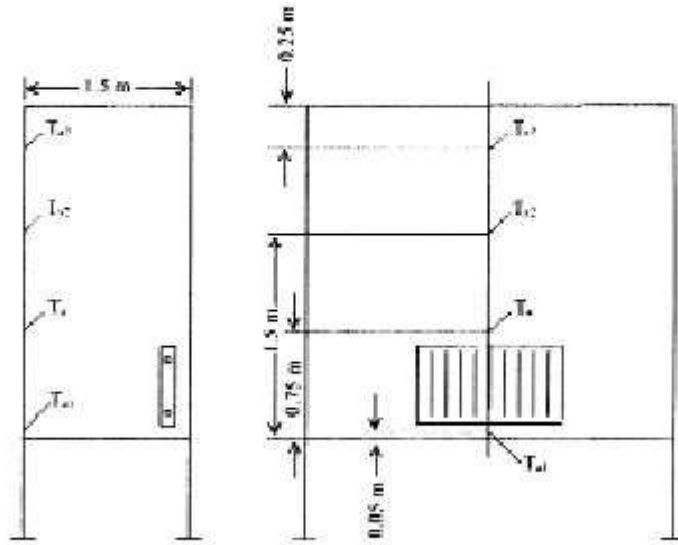
Deney aparatları DIN 4706 standardına göre hazırlanmıştır. Deney düzeneği ve konvektör bataryasının konumu ekte şematik olarak gösterilmiştir. DIN 4706 standardına göre deney düzeneği aşağıdaki aparatlardan oluşur:

- Sıcaklık düzenleyici; konvektör bataryasına girişte su sıcaklığını ayarlar.
- Terazi; suyun kütleli debisini ölçer.
- İkincil depo; su seviyesini ayarlar, konvektörden çıkan suyu ve aşırı akışları kontrol eder.
- Pompa motoru; basınç kayıplarını karşılar ve suyu pompalar.
- Ana boyler; suyu ısıtır.
- Sabit seviye deposu; suyun kütleli debisinin sabit tutar.
- Pürjör; sudaki havayı devreden dışarı atar.
- Konvektör bataryası; test edilen cihazdır.





Şekil 2.8. Test odası ve konvektör bataryasının konumu



Şekil 2.9. Ortam sıcaklığının ve çıkış havası sıcaklıklarının ölçüm yönteminin şematik gösterimi

2.2.2. Deney Sonuçları

Her konvektör bataryası modeli için beşer test yapılmıştır. Sonuçları ekte Tablo 2-6 da gösterilmiştir - tir.

Tablo 2.6. Deney Sonuçları

Model	Deney Numarası	Su Giriş Sıcaklığı T_{wi} (°C)	Su Çıkış Sıcaklığı T_{we} (°C)	Hava Giriş Sıcaklığı T_{ai} (°C)	Hava Çıkış Sıcaklığı T_{ae} (°C)	Suyun Kütsel Debisi m_w (kg/h)	Ölçülen Güç Q_{wc} (W)
3866 3x2	1	92,99	74,80	25,56	64,26	36,81	781
	2	95,07	81,99	25,98	63,58	57,48	877
	3	89,11	71,58	24,38	62,79	37,53	766
	4	81,31	68,95	25,80	57,90	43,86	631
	5	84,41	70,98	25,89	58,20	43,43	679
4035 2x2	1	94,06	77,67	26,23	63,37	42,11	805
	2	95,49	82,85	26,46	66,41	59,82	883
	3	89,98	73,68	26,39	58,37	38,21	726
	4	84,55	70,88	25,78	59,59	41,09	654

4035	4x2	5	82,76	65,20	25,95	56,60	27,95	571
4035	4x2	1	87,23	67,96	25,57	57,50	55,60	1248
		2	89,89	69,72	25,92	57,38	55,40	1302
		3	94,77	71,85	26,05	60,00	52,50	1402
		4	95,62	76,35	26,77	63,00	66,41	1492
		5	96,94	82,86	28,21	66,28	101,05	1661
3866	4x3	1	85,42	72,42	27,60	60,54	79,72	1207
		2	87,57	73,92	27,76	64,76	79,76	1269
		3	90,14	75,93	28,09	65,52	71,77	1354
		4	92,53	77,54	28,45	71,22	80,65	1409
		5	95,97	79,94	28,67	74,40	80,84	1511

2.3. Analitik Analizlerin Deneysel Sonuçları İle Karşılaştırılmaları

Herhangi bir analitik çalışma deneyle desteklenmediği sürece geçerliliği veya doğrulanması yapılamamış olur. Çünkü başlangıçta öngörülen tasarım girdileri, gerçek hayatta tasarım çıktılarını karşılamalıdır, geçerlilik ve doğrulama ancak o şartta gerçekleşir. Bu bölümde analitik çalışma ile deneysel sonuçların karşılaştırmasını yapıp, hem analitik çalışmaya esas teşkil eden modellemeyi doğrulayacağız, hem de doğrulanan analitik çalışma modelinin gerçek hayatta ne oranda geçerli olduğunu ortaya koymaya çalışacağız.

Aşağıdaki tablo deneysel ve analitik çalışmaların sonuçlarının karşılaştırmasını içermektedir.

Tablo 2.7. Deneysel ve analitik çalışmaların sonuçlarının karşılaştırması

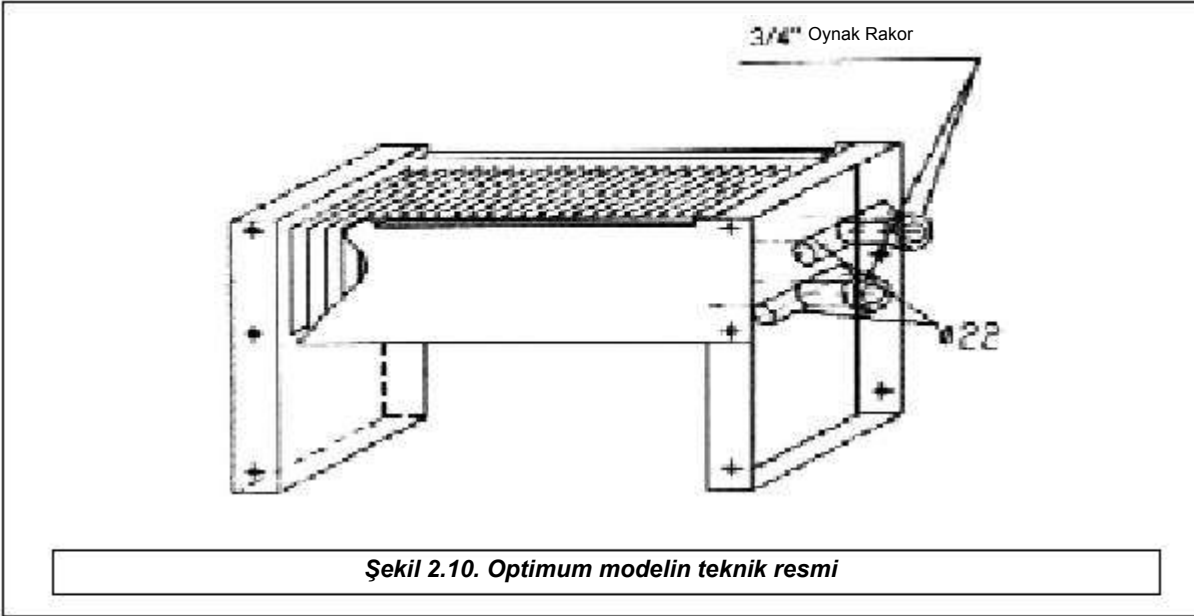
Ölçüm Sırası	Deney			İteratif Analiz			Oransal Hata (%)			Hata Sonuçları (%)					
	QT _{cb} (W)	Th _o (°C)	Th _o (°C)	QT _{cb} (W)	Th _o (°C)	Th _o (°C)	QT _{cb} (W)	Th _o (°C)	Th _o (°C)	Q (W)	T _{co} (°C)	Th _o (°C)			
3866	3x2 ₅	1	781	64,3	74,8	827	63,5	73,7	5,93	-1,11	-1,43	Max.	9,67	5,95	1,75
		2	877	63,6	82,0	962	67,4	80,6	9,67	5,95	-1,75	Min.	3,59	1,11	0,83
		3	766	62,8	71,6	794	61,2	71,0	3,59	-2,49	-0,83				
		4	631	57,9	69,0	685	60,2	67,9	8,56	3,89	-1,51				
		5	679	58,2	71,0	730	61,4	70,0	7,45	5,58	-1,38	Avg.	7,04	3,80	1,38
4035	2x2 ₅	1	805	63,4	77,7	803	64,0	77,7	-0,27	0,99	0,04	Max.	2,37	6,15	0,46
		2	883	66,4	82,8	891	66,6	82,7	0,94	0,31	-0,07	Min.	0,06	0,25	0,02
		3	726	58,4	73,7	722	62,0	73,8	-0,59	6,15	0,12				
		4	654	59,6	70,9	670	59,7	70,6	2,37	0,25	-0,46				
		5	571	56,6	65,2	571	57,0	65,2	0,06	0,75	0,02	Avg.	0,85	1,69	0,14
4035	4x2 ₅	1	1248	57,5	68,0	1258	58,5	67,8	0,78	1,74	-0,20	Max.	2,47	4,10	0,50
		2	1302	57,4	69,7	1313	59,7	69,6	0,86	4,10	-0,22	Min.	0,07	1,19	0,03
		3	1402	60,0	71,9	1403	61,2	71,9	0,07	1,96	0,03				
		4	1492	63,0	76,4	1524	63,8	76,0	2,17	1,19	-0,50				
		5	1661	66,3	82,9	1702	67,9	82,5	2,47	2,40	-0,39	Avg.	1,27	2,28	0,27

	1	1207	60,5	72,4	1391	62,5	70,5	15,21	3,32	-2,71	Max.	15,21	9,00	2,71
	2	1269	64,8	73,9	1452	63,6	72,0	14,39	-1,86	-2,64				
	3	1354	65,5	75,9	1531	65,0	74,1	13,05	-0,81	-2,41	Min.	11,74	0,81	2,31
	4	1409	71,2	77,5	1587	66,1	75,7	12,60	-7,12	-2,40				
3866	4x35	1511	74,4	79,9	1688	67,7	78,1	11,74	-9,00	-2,31	Avg.	13,40	4,42	2,50

Yukarıda elde edilen sonuçlara göre, analitik çalışmada öngörülen metotlar çok büyük bir oranda deney sonuçları ile çakışmış gözükmemektedir. Özellikle seçilen geometride elde edilen sonuç çok başarılıdır. Bu sebeple iteratif algoritmanın konvektör bataryası tasarımında rahatlıkla kullanılabileceği ortaya çıkmıştır. Ayrıca, deney sonuçlarının da analitik çalışmalarla çakışması deneylerinde sağlıklı yapıldığı ve deney sonuçlarının da güvenilir olduğunu ortaya koymuştur.

2.4. Final Tasarım Parametreleri

Burada, optimum model olarak 40*35-1/2"-2x2 (bakınız Bölüm 2.1.2.3.3.) modeli seçilmiştir. Yukarıdaki tasarım parametrelerine göre ürün teknik resmi Şekil 2-10'da gösterilmiştir.



Şekil 2.10. Optimum modelin teknik resmi

SONUÇ

Tablo 2-7'de görüldüğü üzere konvektör bataryası için yapılan analitik analiz sonucu geliştirilen iteratif algoritma özellikle 40x35-1/2" modelleri için oldukça sağlıklı değerler vermiştir. Bu sonuç bölüm 2.1.2.1'de yapılan modellemenin, daha öncesinde yapılan araştırmaların sonuçlarının değerlendirilmesinin ne kadar sağlıklı yapıldığını ortaya koymaktadır.

Örneğin, kanatlı borularda dikey kanallar kabulü bu kadar sağlıklı sonuçlar vermeyebilirdi. Fakat dikey kanallar kabulü detaylı incelendiğinde, çözüme uzak bir model olarak gözükmemektedir. Özellikle Sparrow ve Bahrami'nin çalışmasında doğal hava akımları ve taşınım incelenmiştir. Bu makalede, bir kütle geçişi modeli oluşturulmuş ve analog ısı geçişi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre

re, hava belli bir yoldan en az hidrodinamik dirençle geçmektedir. Bu yol konveksiyon alanı olup, ge -
nişliği akışa dik en dar kesit alanına eşit olan dikey kanal alanına eşittir. Yaptığımız çalışmada, bo -
ru çapları kanat genişliğine göre küçük kaldığı durumlar için, dikey kanal genişliği ön alana (kesit ala -
nına) eşit alınmıştır.

Diğer önemli bir nokta, analitik metot 4035 modeli için 3866 modeline göre daha sağlıklı sonuçlar -
vermesidir. Bu muhtemelen, Bölüm 2.1.2.1 de 3. kabulün bir sonucudur. Burada kanat sıcaklığı düz -
gün kabul edilmiştir. Bu düzgün sıcaklık, taban sıcaklığı ($T_{w,o}$) göre kanat verimi doğrulaması sonu -
cunda elde edilen sıcaklıktır. SI değeri 3866 modeli için büyük çıkmasına rağmen doğruluğu tartışıl -
ırdır. Çünkü, ısı kaynağının eşit şekilde dağılmamasından dolayı, kanat boyunca düzgün sıcaklık -
oluşmamaktadır.

Diğer taraftan, Yukarıda özetlenen konuların sonucunda, kanat boyunca sıcaklık farkları az oldu -
ğunda ve hava akış kanalı göreceli olarak kısa olduğunda, boru akışı için düzgün sıcaklık sınır şart -
ları kabulünün doğru sonuçlar vermesi şaşırtıcı olmamalıdır.

KAYNAKLAR

1. Shah R. K., Mueller A.C., 'Heat Exchanger Basic Thermal Design Methods', in Handbook of He -
at Transfer Applications 2nd Ed., Rohsenow W. M., Hartnett J. P. and Ganic E. N. eds., McGraw-Hill
Inc., 1985.
2. Incropera F.P., DeWitt D.P., "Introduction to Heat Transfer".
3. Holman J.P., "Heat Transfer".
4. Kays W.M., London A.L., "Compact Heat Exchangers, 3rd Ed.", McGraw-Hill, NewYork, 1984.
5. Shah R.K., "Heat Exchanger Basic Design Methods, in Low Reynolds Number Flow Heat Exc -
hangers," ed. S. Kakaç, R.K.Shah, A.E. Bergles; Hemisphere/McGraw-Hill, Washington, D.C., 1982.
6. Bačić B.S., Gvozdenac D.D.; e -NTU- w Relationships for Inverted Order Flow Arrangements of
Two-Pass Crossflow Heat Exchangers, in Regenerative and Recuperative heat exchangers, ed. RK
Shah, DE Metzger, Book No. H00207, HTD-Vol.21, pp.27-41, ASME, NewYork, 1983.
7. Incropera, F.P., DeWitt, D.P., "Introduction to Heat Transfer", John Wiley and Sons Inc., New
York, 1996.
8. Elenbaas W., "Heat Dissipation of Parallel Plates by Free Convection", Physica,9,1, 1942.
9. Quintiere, J., "An Analysis of Natural Convection Between Finite Vertical Parallel Plates", PhD
Thesis in Heat Engineering, School of Engineering, New York University, 1970.
10. Shah R. K., 'Compact Heat Exchangers', in Handbook of Heat Transfer Applications 2nd Ed.,
Rohsenow W. M., Hartnett J. P. and Ganic E. N. eds., McGraw-Hill Inc., 1985.
11. Shah R.K., Bhatti M.S., "Laminar Convective Heat Transfer In Ducts", in 'Handbook of Single-
Phase convective Heat Transfer', eds. Kakaç S., Shah R.K. and Aung W., John Wiley & Sons, Inc.
1987.
12. Shah R.K., London A.L., "Laminar Flow Forced Convection In Ducts", Supplement 1 to 'Advan -
ces In Heat Transfer', Academic Press, NewYork, 1978.
13. BHATTÍ M.S. SHAH R.K., "Turbulent and Transitional Convective Heat Transfer In Ducts", in
'Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer', eds KakaçS., Shah R.K. and AungW., John
Wiley&Sons,Inc. 1987.

