

# ISI DEĞİŞTİRİCİSİ TASARIMI

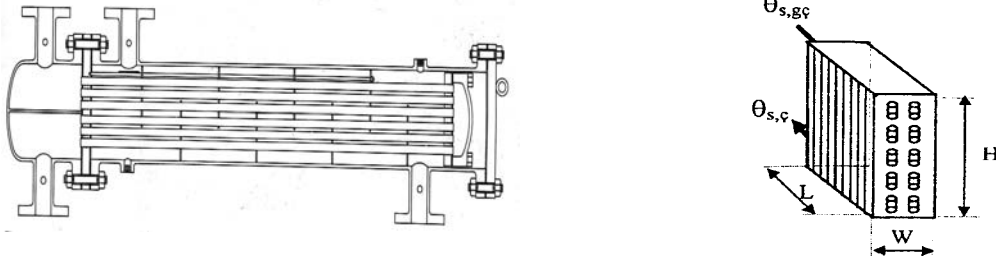
Cem PARMAKSIZOĞLU  
Ömür ÇETECİ

## ÖZET

Bu çalışmada, gövde - boru tipi ısı değiştiricisi ile hava – su, soğutucu ve ısıtıcı serpantin tipi ısı değiştiricileri için matematiksel modeller geliştirilmiş ve bunların çözümünü elde eden bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Optimum ısı değiştiricisi boyutlarına ulaşmak için standartlara da uyularak ısı ve maliyet hesapları yapılmıştır. Elde edilen optimum çözümün teknik resmi yine aynı bilgisayar programıyla çizdirilmiştir. Ayrıca ısı değiştiricilerinin hesaplamalarında gerekli olan akışkan özellikleri de bir ek programda hesaplanmaktadır.

## GİRİŞ

Isı değiştiricileri, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı geçişini sağlayan cihazlardır. Isı değiştiricilerinin çok çeşitli alanda, çok farklı amaçlar doğrultusunda geniş bir uygulama alanı ve bu nedenle çok değişik tipleri vardır. Bundan dolayı ısı değiştiricileri tek tek hesaplanıp, imal edilirler. En yaygın olarak da gövde-boru, soğutucu ve ısıtıcı serpantin tipleri kullanılmaktadır.



Şekil 1. Perdeli gövde-boru tipi ısı değiştiricisi ve serpantin

## 1. GÖVDE-BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ [1],[ 2],[3],[4],[5],[6],[11]

Bu çalışmada gövde-boru tipi ısı değiştiricisi tasarımı su / su, su / su buharı için yapılmıştır. Akışkanların **giriş ve çıkış sıcaklıkları, kütsel debileri ve ekonomik verilerin** bilinmesi durumunda ısı değiştiricisi aşağıda açıklanan şekilde adım adım hesaplanır .

- Ön kafa, arka kafa, gövde, boru dizilişi, boru çapı ve perde şekli standartlara bağlı olarak tasarımdan önce standartlardan seçilir. [4]
- Logaritmik sıcaklık farkı bulunur.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta T_1 = T_{1g} - T_{2\zeta} \quad \Delta T_2 = T_{1\zeta} - T_{2g} \quad (1.1)$$

- Boru ve gövde tarafı debiler için ısı yükü hesaplanır.

$$Q = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_{1\zeta} - T_{2g}) = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_{1g} - T_{2\zeta}) \quad (\text{sıvı için}) \quad (1.2)$$

$$Q = \dot{m} \cdot h_{sb} \quad (\text{buhar için}) \quad (1.3)$$

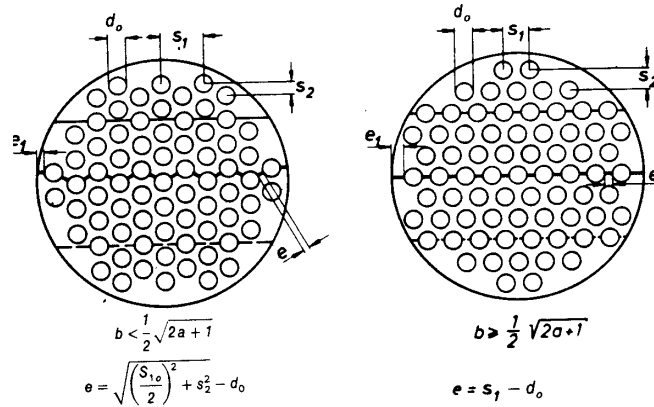
- Boru tarafı için ısı taşınım katsayısının hesaplanır

$$\text{Reynolds sayısı} \quad Re = \frac{V \cdot d_{i\zeta}}{\nu}, \quad \text{Prandtl sayısı} \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (1.4) (1.5)$$

$$\text{Nusselt sayısı} \quad Nu = \frac{h_i \cdot d_{i\zeta}}{k} = \frac{(f/2) \cdot Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (1.6)$$

$$\text{Sürtünme katsayısı} \quad f = \frac{1}{(1.58 \cdot Re - 3.28)^2}$$

- Gövde tarafı için ısı taşınım katsayısı [2],[6]



Şekil 2. Perdeli gövde-boru tipi ısı değiştiricisi, üçgen diziliş

$$Nu_{0, \text{borudemeti}} = f_{A, \text{üçgen}} \cdot Nu_{1,0}$$

eşitliğinden hesaplanır. Bu eşitlikteki diziliş faktörü, üçgen diziliş için

$$f_{A, \text{üçgen}} = 1 + \frac{2}{3 \cdot b}$$

$$\text{Nu sayısı} \quad Nu_{1,0} = 0.3 + \sqrt{Nu_{1, \text{lam}}^2 + Nu_{1, \text{turb}}^2}$$

$$Re_{\psi,1} = \frac{Re_1}{\psi}, \quad Nu_{1, \text{lam}} = 0.664 \cdot \sqrt{Re_{\psi,1}} \cdot \sqrt[3]{Pr}$$

$$Nu_{1,turb} = \frac{0.037 \cdot Re_{\psi,1}^{0.8} \cdot Pr}{1 + 2.443 \cdot Re_{\psi,1}^{-0.1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$$

eşitliklerinden hesaplanır. Bu eşitliklerdeki a,b ve  $\Psi$  değerleri,  $s_1$  ve  $s_2$  sırasıyla akış doğrultusuna dik borular arası açıklık, akış doğrultusundaki borular arası açıklık,  $d_o$  boru dış çapı olmak üzere

$$a = s_1 / d_o, \quad b = s_2 / d_o, \quad \psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a}$$

şeklinde tanımlanmışlardır.

Gövde tarafındaki Nu sayısı,

$$Nu_{0,gövde} = f_R \cdot Nu_{0,borudemeti} \quad (1.7)$$

eşitliğinden bulunur. Bu eşitlikteki  $f_R$  düzeltme faktörü,

$$f_R = f_G \cdot f_L \cdot f_B$$

$f_G$  Boru demetinin içindeki akış yönünün değişimini içeren geometrik fatör,  $n_w$  Aşağı ve yukarı pencerelerdeki boru sayısı,  $n$  toplam boru sayısı olmak üzere,

$$R_G = \frac{n_w}{n}, \quad f_G = 1 - R_G + 0.524 \cdot R_G^{0.32}$$

Gövde ve perde arasındaki kaçakları içeren kaçak faktörü  $f_L$ , Perdedeki boru için açılmış delik çapı  $d_B$ ,  $\gamma$  merkez açısı,  $D_i$  gövde iç çapı  $D_1$  perde çapı,  $D_B$  Boru demeti çapı,  $S$  Perdeler arası açıklık,  $L_E$  Boru ve gövde arasındaki en kısa bağlantı, Şekil 2,

$$A_{t/p} = (n - \frac{n_w}{2}) \cdot \frac{\pi(d_B^2 - d_o^2)}{4}, \quad \gamma = 2 \cdot \cos^{-1}(1 - \frac{2 \cdot H}{D_1})$$

$$A_{s/b} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_i^2 - D_1^2), \quad A_{SG} = A_{t/p} + A_{s/b}$$

$$e = s_1 - d_o, \quad e_1 = \frac{D_i - D_B}{2}, \quad R_L = \frac{A_{SG}}{A_E}, \quad A_E = S L_E, \quad L_E = 2e_1 + \sum e$$

ve dış borularla gövde arasındaki by-pas faktörü  $f_B$ ' nin,  $A_B$  By-pas kesit alanı,  $A_E$  Çapraz akış için en küçük kesit alanı olmak üzere,

$$f_l = 0.4 \left( \frac{A_{t/p}}{A_{SG}} \right) + (1 - 0.4 \cdot \frac{A_{t/p}}{A_{SG}}) \cdot \exp(-1.5 \cdot R_L)$$

$$R_B = \frac{A_B}{A_E}, \quad f_B = \exp(-1.35 \cdot R_B) \quad (\beta=1.35, Re_{\psi,1} \geq 100 \text{ Türlülans ve geçiş bölgesi})$$

fonksiyonudur. Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı,

$$Nu_{0,gövde} = \frac{h_2 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot d_o}{k \cdot K} \quad \begin{matrix} K = (Pr / Pr_{yüzey})^{0.25} & Pr / Pr_{yüzey} > 1 \\ K = (Pr / Pr_{yüzey})^{0.11} & Pr / Pr_{yüzey} < 1 \end{matrix} \quad (1.8)$$

eşitliğinden bulunur.

$$\text{veya } Nu = \frac{h_2 \cdot D_e}{k} = f(\text{Re}, \text{Pr}, s_1, s_2, N_r, D_m)$$

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{P_T^2 \cdot \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \cdot d_0}{8} \right)}{\pi \cdot d_0 / 2}$$

eşitliklerinden [2] hesaplanılır, bu eşitlikte  $P_T$  akış doğrultusundaki boru eksenleri arasındaki uzunluktur.

Örnek olarak verilen bir örnek için detaylı gövde hesabı aşağıdaki gibi yapılmıştır. [6]  
 Gövde iç çapı  $D_i = 500$  mm, perde çapı  $D_1 = 496$  mm, Pencere yüksekliği  $H = D_1 / 4 = 125$  mm, perdeler arası açıklık  $S = 430$  mm, toplam boru sayısı  $n = 173$ , üst ve alt pencerelerdeki boru sayısı  $n_w = 56$ , boru dış çapı  $d_o = 25$  mm, Perdedeki boru için açılmış delik çapı  $d_B = 26$  mm,  $s_1 = 32$  mm ve  $s_2 = 27.7$  mm, ortalama  $32.5^\circ\text{C}$  su sıcaklığı,  $v = 0.765 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ,  $k = 618 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$ ,  $\text{Pr} = 5.12$   $\text{Pr}_{\text{yüzey}} = 3$ , üçgen diziliş için yukarıdaki eşitliklerden hesaplanır.

$$a = 1.28, b = 1.11, \Psi = 0.386$$

$$\text{Re}_{\Psi,1} = 13111, \text{Nu}_{1,\text{lam}} = 131.1, \text{Nu}_{1,\text{türb}} = 130.2, \text{Nu}_{1,0} = 185.1, f_A = 1.6 \text{ Nu}_{0,\text{borudemeti}} = 296.16''$$

$$R_G = 56/173 = 0.324 \quad f_G = 1.041$$

$$A_{Vp} = 5808 \text{ mm}^2 \quad \gamma = 120.5^\circ, A_{s/b} = 2081 \text{ mm}^2, A_{s,G} = 7889 \text{ mm}^2$$

$$b = 1.11 \geq \frac{1}{2} \sqrt{2a + 1} = \frac{1}{2} \sqrt{2 \cdot 1.28 + 1} = 0.9$$

$$e = 32 - 25 = 7 \text{ mm} \quad e_1 = 15 \text{ mm} \quad L_e = 114 \text{ mm}, R_L = 0.161, A_E = 49020 \text{ C} \quad f_L = 0.849$$

$$A_B = 9890 \text{ mm}^2, R_B = 9890/49020 = 0.2018 \quad F_B = 0.762$$

$$F_R = 1.041 \cdot 0.849 \cdot 0.762 = 0.673$$

$$\text{Nu}_{0,\text{gövde}} = 0.673 \cdot 296.16 = 199.3$$

Isı taşınım katsayısı

$$h_2 = \frac{199 \cdot 3 \cdot 618 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi}{2} \cdot 0.025} \cdot \left( \frac{5.125}{3} \right)^{0.25} = 3589.2 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}$$

- Toplam ısı geçiş katsayısı,

$$K = \frac{1}{\frac{D_{dış}}{D_{iç}} \cdot \frac{1}{h_1} + \frac{D_{dış}}{2 \cdot k_m} \ln \frac{D_{dış}}{D_{iç}} + \frac{1}{h_2}} \quad (1.9)$$

- Düzeltilmiş toplam ısı geçiş katsayısı,

$$K_D = \frac{1}{\frac{1}{K} + r_f} \quad r_f : \text{kirlilik faktörü} \quad (1.10)$$

- Isı değiştiricisi toplam yüzey alanı, n bir geçişteki toplam boru sayısı

$$Q = K_D \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (1.11)$$

- Isı değiştiricisi boru uzunluğu,

$$L = \frac{A}{\pi \cdot d_{iç} \cdot n} \quad (1.12)$$

- Boru içindeki basınç düşümü, V boru içindeki akışkan hızı m/s

$$\Delta P_1 = \frac{f_1 \cdot L}{d_{iç}} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} \quad (1.13)$$

- Gövde tarafındaki basınç düşümü

$$\Delta P_2 = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \quad (1.14)$$

$\Delta P_c$  çapraz akıştaki basınç düşümü,  $\Delta P_w$  penceredeki kaçaklardan oluşan basınç düşümü, ( $\Delta P_e$  giriş ve çıkışlardaki (by-pas'tan oluşan) basınç düşümü [2])

- Boru ve gövde tarafındaki güç kayıpları

$$E_1 = \frac{\Delta P_1 \cdot \dot{m}_1}{\rho_1 \cdot \eta_p} \quad (\text{boru tarafı}) \quad (1.15)$$

$$E_2 = \frac{\Delta P_2 \cdot \dot{m}_2}{\rho_2 \cdot \eta_p} \quad (\text{gövde tarafı}) \quad (1.16)$$

- Maliyet hesapları

Toplam giderler = Yatırım gideri + işletme gideri

$$\text{Yatırım gideri} = A \cdot f_1 \cdot d_1 \cdot C_1 \quad (1.17)$$

$$\text{İşletme gideri} = \frac{(E_1 + E_2) \cdot H \cdot f_{el} \cdot C_1 \cdot C_2}{3600 \cdot 1000} \quad (1.18)$$

$$\text{Bu eşitlikteki } C_1 \text{ ve } C_2 \text{ katsayıları} \quad C_1 = \frac{i \cdot (1+i)^s}{(1+i)^s - 1}, \quad C_2 = \frac{\left(\frac{1+e}{1+i}\right)^s - 1}{1 - \left(\frac{1+i}{1+e}\right)}$$

$i$  = faiz ,  $e$  = enflasyon ,  $s$  = işletme süresi

## 2. SOĞUTUCU VE NEM ALICI SERPANTİN [7],[8],[9]

Soğutucu ve nem alıcı serpantin için **havanın giriş basıncı, sıcaklığı, özgül nemi  $w_1$  , debisi  $m_h$ , çıkış kuru termometre sıcaklığı  $T_{h2}$  ve soğutucu akışkan olarak kullanılan suyun giriş hızı  $V_s$ , debisi  $m_s$  ve giriş sıcaklığı  $T_{s1}$**  bilindiğine göre tasarımda şöyle bir sıra izlenmiştir:

- Hava tarafı, ıslak/kuru, Metal, ıslak/kuru olmak üzere ısı dirençler ve yüzey oranı boru/kanat alanı belirlenir.
- Serpantin girişinde hava hızı seçilir  $V_g$  (2-3 m/s) ve serpantin giriş alanı  $A_g$  bulunur,

$$A_g = \frac{m_h}{V_g \cdot \rho_h} \quad (2.1)$$

- Havanın doymuş olarak çıktığı kabulü yapılarak, serpantin çıkışındaki havanın entalpisi  $h_2$  ve özgül nemi bulunur  $w_2$  ve toplam soğutma yükü  $Q_t$  hesaplanır,  $h_{yog}$  Yoğuşma ısı olmak üzere,

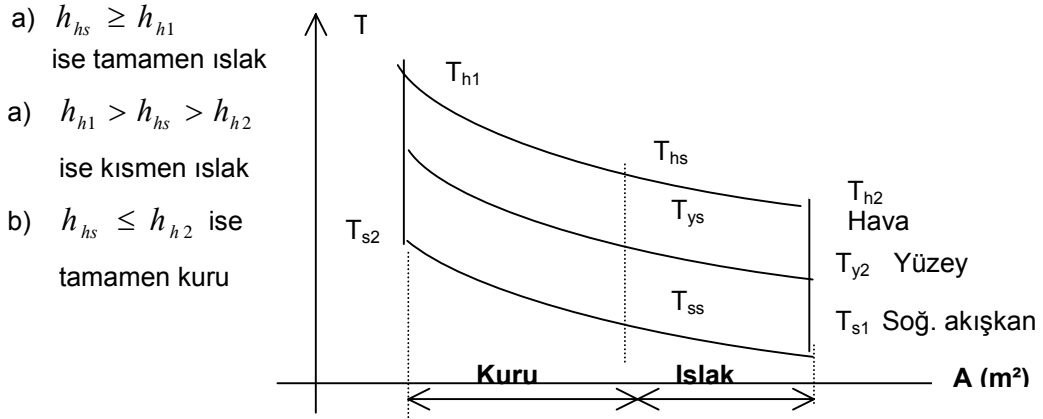
$$Q_t = m_h \cdot [(h_1 - h_2) - (w_1 - w_2) \cdot h_{yog}] \quad (2.2)$$

elde edilir.

- Hava ile soğutucu akışkan arasındaki enerji dengesinden soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı  $T_{s2}$  bulunur.

$$Q = m_s c_s (T_{s2} - T_{s1}) \quad (2.3)$$

- Islak ve kuru sınırındaki havanın entalpisi  $h_{hs}$  hesaplanır ve serpantin çalışma şartları belirlenir, Şekil 3.



Şekil 3. Zıt Akışlı, Hava / Soğutucu Akışkan, serpantini için sıcaklık diyagramı

- Kuru alan, kuru taraf toplam ısı geçiş direnci R olmak üzere

$$A_k = \frac{Q_t \cdot R}{\Delta T_{ok}}, \quad \Delta T_{ok} = \frac{(T_{h1} - T_{s2}) - (T_{hs} - T_{ss})}{\ln[(T_{h1} - T_{s2}) / (T_{hs} - T_{ss})]} \quad (2.4)$$

eşitliğinden hesaplanır.

- Islak alan,  $R_{hi}$  ıslak yüzey tarafındaki taşınımdirenci olmak üzere,

$$A_l = \frac{Q_l \cdot R_{hi} \cdot c_p}{\Delta h_{oi}}, \quad \Delta h_{oi} = \frac{(h_{hs} - h_{ys}) - (h_{h2} - h_{y2})}{\ln[(h_{hs} - h_{ys}) / (h_{h2} - h_{y2})]} \quad (2.5)$$

olarak bulunur.

- Hava çıkış sıcaklığı hesaplanır. İlk değere yakınsa hesaplama bitirilir.
- Serpantin boyutlandırılır, W, L, ve H serpantin eni, boyu ve yüksekliği olmak üzere,

giriş alanından H ve L bulunur.  $A_g = H \cdot L$  (2.6)

boru akış kesiti  $A_b = \frac{m_s}{\rho_s \cdot V_s}$  (2.7)

boru iç çapı  $d_i = \sqrt{4A_b / \pi}$  (2.8)

boru dizilişi  $S_T$  ve  $S_L$  seçilir.

$N_b$ =boru sayısı,  $H = (N_b + 1) \cdot S_T \Rightarrow N_b = \frac{H}{S_T} - 1$ , (2.9)

kompaktlık sayısı (  $500 \text{ m}^2/\text{m}^3$  ) seçilir. Serpantin hacmi  $V = A_T / 500$

Serpantin genişliği,  $W = \frac{V}{H \cdot L}$  (2.10)

serpantin derinliği doğrultusunda sıra sayısı,  $N_r = \frac{W}{S_L}$  (2.11)

kanat yüzey alanı,  $A_k = (H \cdot W - \frac{\pi \cdot d^2}{4} N_b N_r) \cdot 2 \cdot z$  (2.12)

çıplak boru yüzey alanı,  $A_{by} = \pi \cdot d \cdot N_b \cdot N_r \cdot (L - t_k \cdot z)$  (2.13)

$$\text{toplam ısı transfer alanı , } A_T = A_k + A_{by} \quad (2.14)$$

(2.12),(2.13) ve (2.14) eşitliklerinden kanat sayısı z hesaplanır.Kanat kalınlığı  $t_k=0.5$  mm olarak alınmıştır.

$$\text{kanatlar arası mesafe } b_k = \frac{L - z \cdot t_k}{z} \quad (2.15)$$

hesaplanır. Kompaktlık sayısı =  $A_T / (L \cdot S_T \cdot S_L \cdot N_b \cdot N_r)$  eşitliği yardımıyla kontrol edilir. Başta seçilen değerle arasındaki fark azsa hesap sona erdirilir.

### 3. ISITICI SERPANTİN [10]

**Isı yükü Q(W), su ve hava giriş, çıkış sıcaklıkları sırasıyla  $T_{s,g}, T_{s,\zeta}, T_{h,g}, T_{h,\zeta}$  bilinen** ısıtıcı serpantin tasarımında aşağıdaki sıra izlenmiştir.

- Boru çapı, boru dizilişi, hava giriş hızı, kanat alanının toplam alana oranı  $A_k/A$  ( $A=A_k+A_b$ ) boru dizilişi  $S_T, S_L$  ve kompaktlık sayısı  $\alpha$  seçildikten sonra hava ve su debileri hesaplanır.

$$Q = \dot{m}_h \cdot c_{ph} \cdot (T_{h,g} - T_{h,\zeta}) = \dot{m}_s \cdot c_{ps} \cdot (T_{s,\zeta} - T_{s,g}) \quad (3.1)$$

- Boru içindeki ısı taşınım katsayısı  $h_{i\zeta}$ ,

$$Nu = 0.023 \cdot Re_s^{0.8} \cdot Pr_s^{1/3} \quad h_{i\zeta} = \frac{Nu \cdot k}{d} \quad (3.2)$$

- Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı  $h_{diş}$ ,

$$Nu = (0.35 + 0.56 \cdot Re^{0.52}) \cdot Pr \quad \text{veya} \quad (3.3)$$

$$j \text{ faktör eşitliği ile } j = St \cdot Pr^{2/3}$$

- Boru direnci ihmal edilirse,  $\eta$  yüzey verimi  $\eta = 1 - A_k/A \cdot (1 - \eta_k)$ ,  $A_s/A = \frac{\pi D_{i\zeta}}{S_T S_L \alpha}$ ,  $\eta_k$

kanat verimi olmak üzere toplam ısı geçiş katsayısı K,

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_{du} \cdot \eta} + \frac{1}{h_{i\zeta} \cdot A_s / A_h} \quad (3.4)$$

- $C_h = \dot{m}_h \cdot c_{ph}$  ve  $C_s = \dot{m}_s \cdot c_{ps}$  eşitliklerinden  $C_{min}/C_{mak}$  ile hesaplanır.NTU bulunur ve toplam ısı geçiş alanı hesaplanır,

$$A_T = C_{min} \frac{NTU}{K} \quad (3.5)$$

- Kompaktlık sayısından hacim ve boyutlar bir önceki problemdekine benzer olarak bulunur.

### BİLGİSAYAR YAZILIMI [11]

Isı değiştirici tasarımı için geliştirilen yazılım yardımıyla ısı hesapları birlikte maliyet hesapları da yapılarak optimum ısı değiştirici boyutları hesaplanmaktadır. Ayrıca optimum çözüm için ısı değiştiricisinin teknik resmi çizdirilebilmektedir. Yazılım sonuçlarına her tip için aşağıda bir örnek verilmiştir.

ÖRNEK 1 :

TİPİ : I Gövde-boru

VERİLER

-----

SICAK AKISKAN GIRIS SICAKLIĞI..... t1g	90 [°C]
SICAK AKISKAN ÇIKIŞ SICAKLIĞI..... t1c	70 [°C]
SOGUK AKISKAN GIRIS SICAKLIĞI ..... t2g	5 [°C]
SOGUK AKISKAN ÇIKIŞ SICAKLIĞI..... t2c	60 [°C]
AKISKAN KIRILIK FAKTORU ..... rf	0,0001 [m <sup>2</sup> K/W]
BORU İÇİNDEKİ AKISKAN DEBİSİ ..... M1	20 [Kg/sn]
PERDELER ARASI MESAFE (İLK TAHMİN)..... B	0,35 [m]

## ISI DEĞİSTİRİCİSİNİN MALİYET HESABINDAKİ DEĞİŞKENLER

FAİZ ORANI .....	%	90
YAKIT FİYATLARINDAKİ YILLIK ARTIŞ ORANI%		75
TESİSİN TOPLAM İŞLETME SÜRESİ..... s		10 [YIL]
TESİSİN YILLIK ÇALIŞMA SÜRESİ ..... H		17280000 [sn/YIL]
ISI DEĞİSTİRİCİSİNİN m <sup>2</sup> FİYATI .....		7500000 [TL/m <sup>2</sup> ]
ELEKTRİK ENERJİSİNİN FİYATI .....		18400 [TL/Kwh]

## SONUÇLAR :

TS esas alınarak her çap için ayrı ayrı hesap yapılır.

CAP	İŞLETME GİDERİ	KURULUS GİDERİ	TOPLAM GİDERLER
[ m ]	[ TL ]	[ TL ]	[ TL ]
0,15	45595189125.	66257631.	45661446756.
0,2	3576365723.	76538114.	3652903838.
0,25	836798983.	87419723.	924218707
0,3	284212211.	99720647.	383932859.
0,35	148722777.	110470951.	259193728.
0,4	87997516.	121369670.	209367186.
0,45	46938535.	137679611.	184618147.
<b>0,5</b>	<b>31318259.</b>	<b>151340875.</b>	<b>182659135.</b>
0,55	20796940.	168748010.	189544951.
0,6	5898790.	182647196.	198545986.
0,65	11930767.	200221274.	212152041.
0,7	9756665.	213457425.	223214090.
0,75	7738141.	232576034.	240314175.
0,8	6303236.	252469542.	258772778.
0,85	5264279.	272648427.	277912706.
0,9	4530093.	291026215.	295556308.
0,95	3917383.	311970333.	315887717.
1	3423678.	334447528.	337871206.
1,05	3013978.	359599645.	362613623.
1,1	2708631.	382116127.	384824758.
1,15	2435190.	409640260.	412075450.
1,2.	2216546.	436856357.	439072903.

MALİYET ANALİZİ SONUCUNDA D= 0,5 [ m ] OLARAK BELİRLENMİŞTİR.

## HESAPLAMADA KULLANILAN SABİT BÜYÜKLÜKLER

BORULARIN DİZİLİŞİ , ÜÇGEN DİZİLİŞTİR

BORU İÇ VE DİŞ ÇAPLARI D<sub>ic</sub>= 0,021 m , D<sub>dis</sub>= 0,025 m

BORU ARASI BOSLUK C= 0,007 m ( C = P-D<sub>dis</sub>)

BORU EKSENLERİ ARASI UZAKLIK (HATVE) , P= 0,032 m

BORU GEÇİŞ SAYISI n<sub>Lp</sub>= 2

olarak seçilmiştir.

## ISIL PERFORMANS VE TASARIM İLE İLGİLİ SONUÇLAR

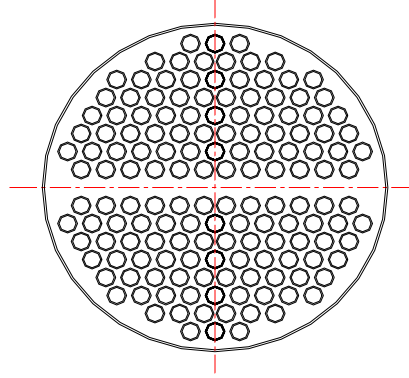
BORU TARAFI TOPLAM AKIŞ KESİTİ..... A1	2,99 E-02 [m <sup>2</sup> ]
GOVDE TARAFINDAKİ EN DAR KESİT ALANI ..... A2	0,038 [m <sup>2</sup> ]
BORU İÇİNDEKİ KÜTLESEL DEBİ..... G1	667,55 [kg/s m <sup>2</sup> ]
GOVDE İÇİNDEKİ KÜTLESEL DEBİ ..... G2	191,39 [kg/s m <sup>2</sup> ]
BORU TARAFINDAKİ REYNOLDS SAYISI..... Re	39242
GOVDE TARAFINDAKİ REYNOLDS SAYISI ..... Re	5060
BORU TARAFI ISI TAŞINIM KATSAYISI..... h1	5127[W/m <sup>2</sup> K]



GOVDE TARAFI ISI TASINIM KATSAYISI .....	h2	6356 [W/m <sup>2</sup> K]
TRANSFER EDİLEN ISI.....	Q1	684834 [W]
ORTALAMA LOGARİTMİK SICAKLIK FARKI.....	$\Delta T$	45,26 [°C]
GOVDE TARAFI DÜZELTME KATSAYISI.....	f	0,899
TOPLAM ISI GECİS KATSAYISI .....	K'	2267 [W/m <sup>2</sup> K]
GERÇEK TOPLAM ISI GECİS KATSAYISI .....	K	1848 [W/m <sup>2</sup> K]
ISI DEĞİSTİRİCİSİNİN TOPLAM ALANI.....	A	22,38 [m <sup>2</sup> ]
ISI DEĞİSTİRİCİSİNİN BORU UZUNLUGU .....	L	1,96 [m]
ISI DEĞİSTİRİCİSİ İÇERİSİNDEKİ BORU SAYISI .....	N	173
BORU İÇERİSİNDEKİ BASINÇ DÜŞÜMÜ.....	$\Delta P1$	941 [N/m <sup>2</sup> ]
GOVDE İÇERİSİNDEKİ BASINÇ DÜŞÜMÜ .....	$\Delta P2$	3926 [N/m <sup>2</sup> ]
BORU İÇERİSİNDEKİ KAYIP BASINÇ ENERJİSİ.....	E1	23 [W]
GOVDE İÇERİSİNDEKİ KAYIP BASINÇ ENERJİSİ ....	E2	36 [W]
GOVDE TARAFINDAKİ AKISKAN HIZI .....	V	0,19 [m/s]

HESAPLAMALAR SONUNDA D= 0,5 [m] İÇİN PERDELER ARASI  
EN EKONOMİK UZAKLIK P= 0,49 [m]

olarak bulunur ve hesaplanan geometri için ısı değıştiricisinin imalatı için esas olan kesit resmi çizdirilir, Şekil 4.



Şekil 4. Hesaplanan Gövde-boru ısı değıştiricisinin kesit resmi (Not: AutoCAD14 resmidir.)

ÖRNEK 2:

TİP : Soğutucu ve nem alıcı serpantin

VERİLER:

Havanın giriş basıncı .....	P= 10325 Pa
Havanın giriş sıcaklığı .....	TH1= 19,74 °C
Havanın girişteki özgül nemi.....	W1= 0,01 kg/kg
Havanın kütleli debisi.....	MH= 0,2 kg/s
Havanın hızı .....	VH = 2 m/s
Suyun giriş sıcaklığı.....	TS1= 5 m/s
Suyun kütleli debisi.....	MSU= 0,095 kg/s
Su hızı.....	1,2 m/s
Soğutma alanı .....	8 m <sup>2</sup>
Havanın çıkış sıcaklığı.....	0 °C

SERPANTİNİN ISIL PERFORMANSI İLE İLGİLİ SONUÇLAR

BY-PASS FAKTORU .....	BF= 0,10
HAVA TARAFI DUYULUR ISI ORANI.....	SHR= 0,627
KURU HAVANIN ISIL DİRENCİ .....	RHK= 1,89 E-02 (m <sup>2</sup> K/W)
ISLAK HAVANIN ISIL DİRENCİ .....	RHI = 0,017 (m <sup>2</sup> K/W)
TOPLAM ISIL DİRENC.....	R= 2,38 E-02 (m <sup>2</sup> K/W)
TOPLAM ISI GECİS KATSAYISI .....	K= 41,96 (W/m <sup>2</sup> K)

HAVANIN ISI TASINIM KATSAYISI .....	FH= 56,76 (W/m <sup>2</sup> K)
SUYUN ISI TASINIM KATSAYISI .....	FS= 4260 (W/m <sup>2</sup> K)
HAVANIN SERPANTINDEN ÇIKIŞ SICAKLIĞI .....	TH2= 11,81 (°C)
EFEKTİF YÜZEY SICAKLIĞI .....	TEY= 10,89 (°C)
TEY SICAKLIĞINDAKİ HAVANIN ENTALPİSİ .....	HEY= 30,92 (kJ/kg)
GİRİSTEKİ HAVANIN ÖZGÜL İSİSİ .....	CPH= 1006,70 (kJ/kg-K)
GİRİSTEKİ HAVANIN YOGUNLUĞU .....	ROH= 1,18 (kg/m <sup>3</sup> )
GİRİSTEKİ SUYUN ÖZGÜL İSİSİ .....	CPS= 4195 (kJ/kg-K)
GİRİSTEKİ SUYUN YOGUNLUĞU .....	ROS= 1005, (kg/m <sup>3</sup> )
HAVA TARAFI ÇALIŞMA KARAKTERİSTİĞİ .....	E= 0,537
ÇIKIŞTAKİ HAVANIN ENTALPİSİ .....	HH2= 32,40 (kJ/kg)
ÇIKIŞTAKİ HAVANIN ÖZGÜL NEMİ .....	W2= 8,16 (kg/kg)
SERPANTİN KARAKTERİSTİĞİ .....	C= 0,512
SERPANTİN İSLAK/KURU OLARAK ÇALIŞMAKTADIR	
SERPANTİNİN TOPLAM ISIL KAPASİTESİ .....	QT= 2,54 (kW)
KURU/İSLAK YÜZEY SINIRINDA HAVA ENTALPİSİ .....	HHS= 44,45 (kJ/kg)
KURU YÜZEYDEN GEÇEN İSİ .....	QK= 0,13 (kW)
TOPLAM KURU YÜZEY ALANI .....	AK= 0,46 (m <sup>2</sup> )
İSLAK YÜZEYDEN GEÇEN İSİ .....	QI= 2,40 (kW)
TOPLAM İSLAK YÜZEY ALANI .....	AI= 6,86 (m <sup>2</sup> )
TOPLAM ALAN .....	AT= 7,32 (m <sup>2</sup> )
SUYUN SERPANTINDEN ÇIKIŞ SICAKLIĞI .....	TS2= 11,37 (°C)
ÇIKIŞTAKİ YÜZEY SICAKLIĞI .....	TY2= 8,56 (°C)
TY2 SICAKLIĞINDAKİ HAVANIN ENTALPİSİ .....	HY2= 25,45 (kJ/kg)
LOGARİTMİK ENTALPİ FARKI .....	DHOI= 6,22 (kJ/kg)
LOGARİTMİK SICAKLIK FARKI .....	DTOI= 8,20 (°C)
GİRİSTEKİ HAVANIN ENTALPİSİ .....	HH1= 45,10 (kJ/kg)
GİRİSTEKİ HAVANIN ÇİĞ NOKTASI SICAKLIĞI .....	TH1C= 13,88 (°C)
GİRİSTEKİ HAVANIN ÇİĞ NOKTASI ENTALPİSİ .....	HH1C= 38,90 (kJ/kg)
SERPANTİN GİRİŞ ALANI .....	AG= 8,431 E-02 (m <sup>2</sup> )

## SERPANTİNİN KÖSTRÜKSİYONUNA AİT HESAPLANAN BÜYÜKLÜKLER:

BORU DİS ÇAPI .....	DD(mm) 0,012
BORU İÇ ÇAPI .....	DI(mm) 0,01
BORU KESİT ALANI .....	AB(m <sup>2</sup> ) 0,0000785
BORULAR ARASINDAKİ YATAY MESAFE .....	SL(m) 0,0192
BORULAR ARASINDAKİ DİKEY MESAFE .....	ST(m) 0,0192
TOPLAM BORU SAYISI .....	14
DERİNLİĞİNE GECİS SAYISI .....	9
SERPANTİN GENİSLİĞİ .....	W(m) 0,173
SERPANTİN YÜKSEKLİĞİ .....	H(m) 0,290
SERPANTİN UZUNLUĞU .....	L(m) 0,290
TOPLAM KANATCIK SAYISI .....	Z 85
TOPLAM KANATCIK ALANI .....	AKT(m <sup>2</sup> ) 6,15
TOPLAM BORU YÜZEY ALANI .....	ABY(m <sup>2</sup> ) 1,37
TOPLAM ALAN .....	AT(m <sup>2</sup> ) 7,32
KANATCIKLAR ARASI UZAKLIK .....	BK(m) 2,91 E-03
SERPANTİN HACMİ .....	V(m <sup>3</sup> ) 1,46 E-02

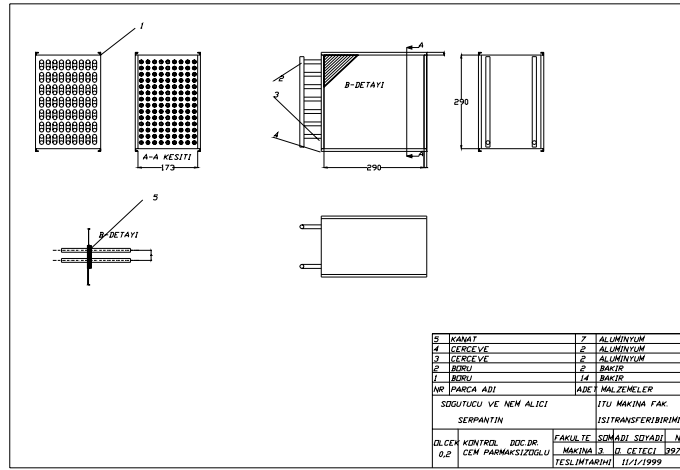
## SERPANTİNDEKİ BASINÇ DÜSMELERİNİN HESAPLANMASI

ORTALAMA SU SICAKLIĞI .....	TSUO (°C) 8,18
SUYUN DİNAMİK VİSKOZİTESİ .....	$\mu$ (Ns/m <sup>2</sup> ) 1,38 E-03
SUYUN KİNEMATİK VİSKOZİTESİ .....	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s) 1,37 E-06
SUYUN YOGUNLUĞU .....	$\rho_s$ (kg/m <sup>3</sup> ) 1003
SU İÇİN REYNOLDS SAYISI .....	Re 8699
SU TARAFI TOPLAM BASINÇ DÜSMESİ .....	$\Delta P_s$ (Pa) 46293
SERBEST AKIŞ ALANI/GİRİŞ ALANI .....	A 0,35
HAVANIN ORTALAMA YOGUNLUĞU .....	$\rho_h$ (kg/m <sup>3</sup> ) 1,22
HAVA TARAFI TOPLAM BASINÇ DÜSMESİ .....	$\Delta P_h$ (Pa) 85

## TOPLAM MALİYETİN HESAPLANMASI

YILLIK FAİZ ORANI.....	(%) 0,5
TOPLAM İŞLETME SÜRESİ.....	(YIL)10
BİRİM MALZEME ALANININ MALİYETİ.....	(TL/m <sup>2</sup> ) 200000
EKONOMİK DONUSUM FAKTORU.....	C1 0,508823782852219
TOPLAM YATIRIM GİDERİ.....	(TL) 745564,568560469
SERPANTİNDEN YILLIK FAYDALANMA.....	(SAAT/YIL) 107
ELEKTRİK MALİYETİ.....	(TL/kWh)50
YILLIK ENFLASYON ORANI.....	(%) 0,7
SU SİRKÜLASYON POMPASI VERİMİ.....	(%) 0,7
HAVA VANTİLATÖRÜNÜN VERİMİ.....	(%) 0,7
BORULARDAKİ BASINÇ ENERJİSİ.....	E1(W) 6,25
HAVA TARAFI BASINÇ ENERJİSİ.....	E2(W) 19,92
EKONOMİK DONUSUM FAKTORU.....	C2 21,2163557545565
TOPLAM YATIRIM GİDERİ.....	(TL) 745564
TOPLAM İŞLETME GİDERİ.....	(TL) 1512469
TOPLAM GİDER.....	(TL) 2258033

Hesaplanan geometri için ısı değıştircisinin imalatı için esas olan kesit resmi çizdirilir, Şekil 5.



Şekil 5. Soğutucu serpantin

## ÖRNEK 3:

TİP : Isıtıcı serpantin

## VERİLER:

Havanın giriş basıncı.....	10325 Pa
Havanın giriş sıcaklığı.....	THG= 10.00 °C
Havanın çıkış sıcaklığı.....	THÇ= 37.77 °C
Suyun giriş sıcaklığı.....	TSG 65.5 °C
Suyun çıkış sıcaklığı.....	TSC= 60 °C

## SEÇİLENLER:

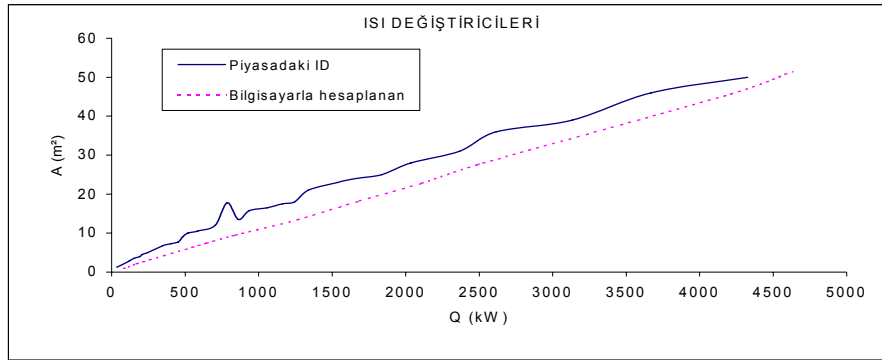
Boru.....	(1/2") 13.3/12.2
Kanat kalınlığı, Kanat sayısı.....	0.154 mm, z=8 kanat/25.4mm
Kanat malzemesi.....	VH = 4.57 m/s
Havanın hızı.....	VS= 1.21 m/s
Su hızı.....	1.2 m/s
Akanat/Atoplam.....	0.919
Kompaktlık sayısı.....	$\alpha = 557.6 \text{ m}^{-1}$
S <sub>T</sub> /S <sub>L</sub> ... Üçgen diziliş.....	31.75 / 27.5 mm

**SONUÇLAR**

Hava tarafı ısı taşınım katsayısı .....	86 W/m <sup>2</sup> K
Su tarafı ısı taşınım katsayısı .....	6815 W/m <sup>2</sup> K
Kanat verimi, Yüzey verimi, AS/AH .....	0.73, 0.75, 0.0823
Toplam ısı geçiş katsayısı .....	57.94 W/m <sup>2</sup> K
Serpantin Isıl kapasitesi.....	32000 W
Boru adedi : Düşey/yatay .....	10 / 5
Serpantin boyutları .....	635 / 325 / 130
Toplam alan/toplam hacim .....	15 m <sup>2</sup> / 0.027 m <sup>3</sup>
Hava tarafı basınç düşüşü.....	169 Pa

**SONUÇ**

Uygulamada çok değişik alanlarda kullanılan ve çok farklı tipleri bulunan ısı değiştiricilerini en uygun tasarım için değişen ekonomik koşullara göre tek tek hesaplama zorunluluğu vardır. Bu çalışmada DOS [12] yerine WINDOWS altında, AtoCAD12 [12] yerine AutoCAD 14 le birlikte çalışan bir yazılım geliştirilmiş, ve bu sayede veri girişi ve sonuç çıktılarının alınması kolaylaştırılmıştır. Gövde-Boru tipi ısı değiştiricisinde gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı VDI Heat Atlas'a [6] göre hesaplanmıştır. Bulunan sonuçların halen üretilmekte olan ısı değiştiricileri ile yapılan karşılaştırmada, aralarında oldukça iyi bir uyum olduğu görülmüştür, Şekil 6.



**Şekil 6.** Gövde Boru Tipi Isı değiştiricisi için bulunan sonuçların üretilmekte olan ısı değiştiricileri ile karşılaştırılması

**KAYNAKLAR**

- [1] GENÇELİ O.F. "Isı Değiştiricileri", İTÜ Makina Fakültesi Ders Notu, 1999.
- [2] KAKAÇ, S. " Heat Exchanger Design Course", İTÜ Makina Fakültesi Kurs Notu, 1996.
- [3] DAĞSÖZ A.K. "Isı Değiştiricileri", İTÜ Makina Fakültesi , 1985.
- [4] Türk Standartları "TS 1996 Eşanjörler", 1982.
- [5] "BS 3274 Tubular Heat Exchangers", 1960.
- [6] VDI Heat Atlas "Shell-side heat transfer in baffled shell-and-tube heat exchangers", Gg5, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf 1993.
- [7] ASHRAE "Air Cooling and Dehumidifying Coils", 1983 Equipment Handbook.
- [8] Parmaksızoğlu C., İşmal H. "Bilgisayar yardımı ile Soğutucu ve Nem Alıcı Serpantin Tasarımı", 4. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, 1990, Yalova

- [9] Parmaksızoğlu C. “Havanın özellikleri”, Isparta Mühendislik Fakültesi,V. Mühendislik Haftası,1988.
- [10] McQuiston F.,Parker J.D. “Heating,Ventilating and Air Conditioning”, John Wiley & Sons,1977.
- [11] Çeteci Ö. “Bilgisayar Yardımıyla Isı Değiştiricisi Tasarımı”, İTÜ Yüksek Lisans Tezi, 1999.
- [12] Bayraktar İ., Parmaksızoğlu C., “Bilgisayar Yardımıyla Gövde-Boru ve Serpantin Tipi Isı Değiştiricilerinin Tasarımı”, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, III Ulusal Tesisat Mühendisliđi Kongresi, İzmir, 1997.

## ÖZGEÇMİŐ

### Cem PARMAKSIZOĞLU

1975 İTÜ Makina Fakültesi, Kuvvet-Isı Kolunu, 1977 İTÜ Makina Fakültesi, Enerji kolunu bitirmiştir. 1985 yılında İTÜ Makina Fakültesinden Doktor ünvanını almış ve 1989 yılında Doçent olmuştur. Kısa ve uzun süreli olarak Sulzer (A.G.) İsviçre ve U.C. Lawrence Berkeley Laboratory’de çalışmıştır. Halen İTÜ Makina Fakültesinde Doçent ve CAD-CAM Merkezi Müdürü olarak çalışmaktadır. Isı Geçiři, Termik Türbo akınalar ve Tesisat ilgi alanıdır

### Ömür ÇETECİ

1975 İstanbul doğumludur. 1993 Kadıköy Anadolu Lisesi, 1993 İTÜ Makina Fakültesi, Makina Bölümü, 1999 İTÜ Yüksek Lisans mezunudur. Halen Üniversal Makina ve Isı Sanayi Tic. A.Ő.’de çalışmaktadır.