



**bu bir MMO
yayıdır**

MMO, bu makaledeki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan ve basım hatalarından sorumlu değildir.

Gövde-Boru ve Serpantin Tipi Isı Değiştiricilerinin Tasarımı

**İlhan BAYRAKTAR
Cem PARMAKSIZOĞLU**

İTÜ
Makina Fakültesi

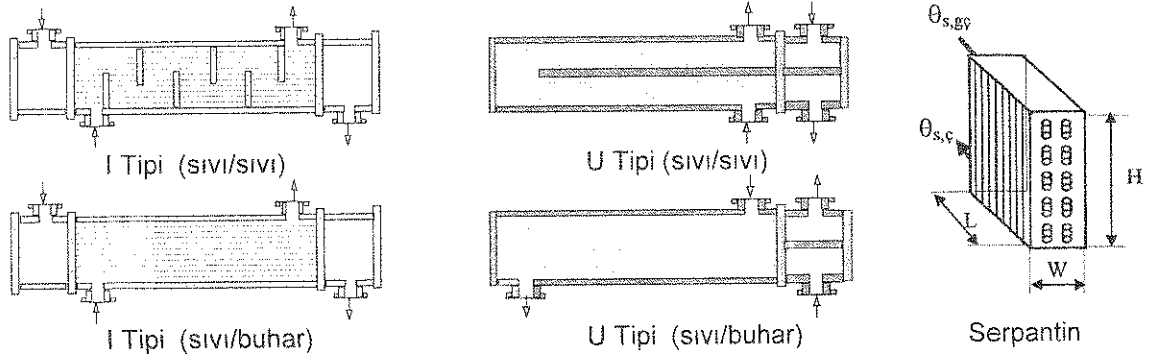
GÖVDE-BORU VE SERPANTİN TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN TASARIMI

İlhan BAYRAKTAR
Cem PARMAKSIZOĞLU

ÖZET

Farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasında ısı geçişini sağlayan cihazlara ısı değiştiricisi denir. Bu çalışmada I , U gövde-boru tipi ve hava-su serpantin tipi ısı değiştiricileri için geliştirilmiş olan matematiksel modelin çözümünü sağlayan bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Bu program ısı değiştiricilerinin ısı, mukavemet, ve maliyet hesaplarını yaparak en uygun ısı değiştiricisi boyutlarını belirlemektedir. Yapılan çalışmada, bu konuda yayınlanan standartlara uyulmuştur. Hazırlanan ikinci bir programla da paket çizim programı kullanılarak hesaplanan ısı değiştiricisinin teknik resmi çizdirilmiştir.

GİRİŞ



Şekil 1. I , U gövde-boru (Perdeli, Perdesiz) ve serpantin tipi ısı değiştiricileri

Bu çalışmada I , U gövde-boru tipi ve hava-su serpantin tipi ısı değiştiricileri tasarımı yapan ve paket çizim programı kullanılarak, tasarlanan ısı değiştiricisinin teknik resmini çizdiren bir program geliştirilmiştir.

GÖVDE VE BORU TİPİ ID:

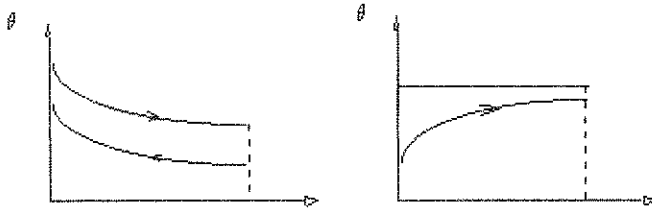
Su-su veya su-buhar (yoğuşturucu), ısı yükü $Q(W)$, gövde, boru giriş, çıkış sıcaklıkları (yoğuşturucu halinde buhar basıncı) verilen ID tasarımında tasarımı, aşağıdaki yol izlenmiştir.

- Gövde, kapak tipi ve gövde boru dizilişi hazırlanan program tarafından standartlara uygun şekilde tasarlanır.

Böylece

- 1- Gövde $D_{iç}$ ve $D_{dış}$
- 2- Boru $d_{iç}$ ve $d_{dış}$
- 3- Boru dizilişi S_T ve S_L, S_D
- 4- Boru adedi N_r (gövde içine standartlara göre yerleştirilebilecek maksimum boru sayısı)
- 5- Boru ve gövde geçiş sayıları belirlenmiş olur.

- Perde konulacaksa tipi ve aralığı belirlenir.
- Malzeme seçimi yapılır. Gövde, boru ve diğer parçalar için malzemeler TS den seçilir.
- Logaritmik sıcaklık farkı hesaplanır.



$$\Delta\theta = \frac{\Delta\theta_{mak} - \Delta\theta_{min}}{\ln \frac{\Delta\theta_{mak}}{\Delta\theta_{min}}}$$

0000000

Şekil 2. Su/Su ve Buhar/Su ID için ısı değiştiricisi boyunca (θ) sıcaklık dağılımları (Buharın doymuş buhar olarak girdiği ve doymuş sıvı olarak çıktığı kabul edilmektedir.)

- ϵ sıcaklık düzeltme faktörü gövde ve boru tasarımına (geçiş ve akış şekline) göre hesaplanır. [4],[5]
- Akışkanların fiziksel özellikleri ($\theta_{giriş} + \theta_{çıkış}$)/2 ortalama sıcaklıkları için hesaplanır. ($k, c_p, Pr, \nu, \rho,$)
- Boru ve gövde tarafı için debiler hesaplanır.

$$\text{Sıvı için } Q = (\dot{m}c_p)_{sic} (\theta_{sic,g} - \theta_{sic,\phi}) = (\dot{m}c_p)_{soğ} (\theta_{soğ,\phi} - \theta_{soğ,g}) \quad (1)$$

$$\text{Buhar için } Q = \dot{m}h_{sb}$$

- Boru ve gövde tarafında ısı taşınım katsayıları hesaplanır.

Akışın, boru ve gövde tarafında türbülanslı $Re > 2300$ olması istenir, su hızı boru tarafında 0.5-1.5 m/s arasında seçilir, gövde tarafında 0.1 m/s altına düşülmesi istenmez.

$$\text{Boru tarafındaki hız } V = \frac{\dot{m}}{\pi \frac{d_i^2}{4} \rho} \quad (2)$$

Boru tarafındaki ısı taşınım katsayısı;

$$\text{Reynolds sayısı } Re = \frac{Vd_{iç}}{\nu} \quad (3)$$

$$\text{Nusselt sayısı } Nu = \frac{hd_i}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad Re > 2300 \text{ türbülans} \quad (4)$$

$$n=0.4 \text{ akışkan ısıtıyor} \quad n=0.3 \text{ akışkan soğuyor.}$$

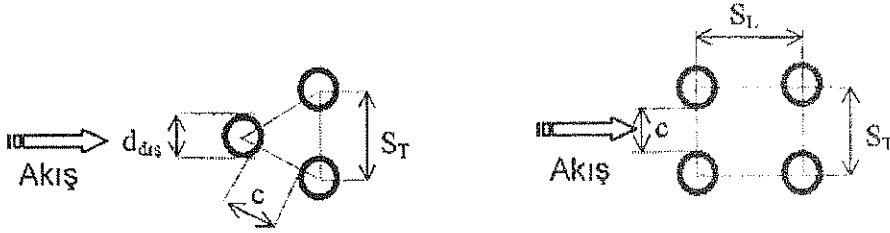
$$\text{Prandtl sayısı} \quad Pr = \frac{\gamma}{\alpha} \quad 0.7 < Pr < 160 \quad (5)$$

Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı (perdesiz halde);

$$\text{Grimison eşitliği} \quad Nu = \frac{hd}{v} = 1.13 Re^n Pr^{1/3} \quad (6)$$

C ve n katsayılarıdır. $2000 \leq Re \leq 40000$

Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı (perdeli halde);



Şekil 3. Üçgen ve kare tipi boru diziliş şekilleri

Eşdeğer çap:

$$\text{Kare diziliş için} \quad D_e = \frac{4 \cdot [S_T - \pi \cdot d_d^2 / 4]}{\pi \cdot d_d} \quad (7)$$

$$\text{Üçgen diziliş için} \quad D_e = \frac{4 \cdot [(S_T / 2) \cdot (0.6 \cdot S_T) - \pi \cdot d_d^2 / 8]}{\pi \cdot d_d} \quad (8)$$

$$\text{Çap doğrultusundaki boru sayısı} \quad N_r = \frac{D}{S_T} \quad (9)$$

$$\text{Akış kesit alanı} \quad A_s = \frac{D_s \cdot c \cdot B}{S_T} \quad B: \text{Perdeler arası uzaklık} \quad (10)$$

$$\text{Akışkan hızı} \quad V_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho \cdot A_g} \quad (11)$$

$$\text{Reynolds sayısı} \quad Re = \frac{V_g \cdot D_e}{\nu} \quad 2 \cdot 10^3 < Re < 1 \cdot 10^6 \quad (12)$$

$$\text{Nusselt sayısı} \quad Nu = \frac{h D_e}{k} = 0.36 Re^{0.58} Pr^{1/3} \quad Pr > 0.1 \quad (13)$$

• Gövde tarafı ısı taşınım katsayısı (akışkan buhar)

Yatay boru demeti halindeki film yoğuşmada ısı taşınım katsayısı:
 N sıra için h ısı taşınım katsayısı:

$$h = 0.725 \left(\frac{\rho_s g h_{sb} k^3 \Delta p}{\mu_s d (\theta_b - \theta_s) n} \right)^{1/4} \text{ veya } h = \frac{1}{N^{1/4}} h_{(1\text{boru})} \text{ Re} < 1800 \text{ (laminer) için} \quad (14)$$

$$h = \left(\frac{\mu_s}{k_s^3 \phi_s^2 g} \right)^{1/3} = 0.0077 (Re)^{0.4} \text{ (türbülanslı)} \quad (15)$$

g yerçekimi ivmesi, d borunun dış çapı, N: Akış yönündeki sıra sayısı, s sıvı, b buhar

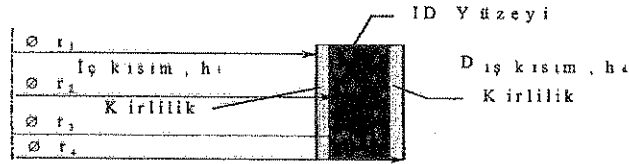
• Akışkanın fiziksel özellikleri için sıcaklık $\theta = (\theta_b + \theta_y) / 2 = [\theta_b + (\theta_{soğ,g} + \theta_{soğ,ç}) / 2] / 2$ olarak alınabilir.

• Isı geçiş katsayısı K ($W / m^2 \text{ } ^\circ C$) hesaplanır ve boru boyu bulunur.

$$\text{Toplam ısı} \quad Q = KFf\Delta\theta_{in} \quad (16)$$

$$\text{Toplam ısı direnç} \quad R = \frac{1}{K} \text{ (m}^2 \text{ } ^\circ C / W) \quad (17)$$

$$\text{Levha hali} \quad \frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + R_{fi} + \frac{\delta_1}{k_1} + \frac{\delta}{k} + \frac{\delta_2}{k_2} + R_{fd} + \frac{1}{h_d} \text{ (W / m}^2 \text{ } ^\circ C) \quad (18)$$



Şekil 4. Gövde-boru tipi ısı değiştiricisi borusu

Boru hali , iç yüzeye göre ısı geçiş katsayısı, r_1, r_2 iç kirlilik ; r_2, r_3 boru; r_3, r_4 dış kirlilik

$$\frac{1}{K_i} = \frac{1}{h_i} + R_{fi} + \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi k_1} + \frac{\ln(r_3 / r_2)}{2\pi k_2} + \frac{\ln(r_4 / r_3)}{2\pi k_3} + R_{fd} + \frac{1}{h_d} \frac{F_i}{F_d} \quad (19)$$

dış yüzeye göre,

$$\frac{1}{K_d} = \frac{F_d}{F_i} \frac{1}{h_i} + R_{fi} + \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi k_1} + \frac{\ln(r_3 / r_2)}{2\pi k_2} + \frac{\ln(r_4 / r_3)}{2\pi k_3} + R_{fd} + \frac{1}{h_d} \quad (20)$$

yazılır. R_{fi} , R_{fd} iç ve dış yüzeylerdeki kirlilik katsayılarıdır.

• $Q = KFN\Delta\theta_{in}$ eşitliğinden boru boyu L bulunur N_r : Boru sayısıdır.

• Boru tarafındaki basınç düşüşü hesaplanır.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \rho \text{ (Pa)} \quad (21)$$

$f = \frac{64}{Re}$ Laminer akış için, $f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$ Türbülanslı akış veya mody diyagramından okunur.

• Gövde tarafındaki basınç düşüşü hesaplanır.

- Boru demeti (Su/Su) perdesiz:

$$\Delta P = 2f \frac{G_{\text{mak}}^2 N}{\rho} \quad (\text{Pa}) \quad f = \left[0.25 + \frac{0.118}{\left(\frac{S_T}{D-1} \right)^{1.08}} \right] \text{Re}^{-0.16} \quad (22)$$

G_{mak} Birim zamanda birim alandan geçen maksimum kütle debisi ($\text{kg/m}^2\text{s}$)
 N Akış doğrultusundaki boru sıra sayısı
 ρ Yoğunluk

- Boru demeti (Su/Su) perdeli:

$$\text{Perde sayısı } N_B = \left(\frac{L}{B} - 1 \right) \quad (23)$$

Bir geçişte geçilen boru sayısı $N_i = \frac{0.75D_{i\phi}}{0.876P}$, (0.876 ;30° akış açısı için),(0.75, Effektiv akış kat.)

$$\text{Çapraz akıştaki boru sıra sayısı } N = N_i(N_B + 1) \quad (24)$$

$$\overline{\Delta P} = \frac{\rho V^2}{2} \quad (25)$$

$$\Delta P = f \overline{\Delta P} N + k_w \overline{\Delta P} N_B \quad (26)$$

$k_w = 2$ Momentum değişim katsayısı

- Boru demeti (yoğuşturucu)

Buharın birinci sıraya giriş hızı:

Alçak vakum (9 mss) 30 m/s - 60 m/s

Yüksek vakum (10 mss) 60 m/s - 120 m/s

Bu hız limitleri için yoğuşturucudaki basınç kaybı $\Delta P = 0,018 - 0,18$ mss arasında değişir.

Yerel kayıplar:

$$\text{Giriş/çıkış kaybı } \Delta P = \zeta \frac{V^2}{2} \rho \quad (27)$$

ζ : Direnç katsayısı [(Giriş flanşı (su/buhar)=1, Çıkış flanşı (su/buhar)=1, Ayna (su) giriş =0.35, Ayna (su) çıkış=1, Akışkan yönünün değişmesi; örnek U boru =2)]

- Boru ve gövde tarafındaki güç kayıpları hesaplanır.

$$\text{Boru } \Delta P_{b,T} = \Delta P_{\text{boru}} + \Delta P_{\text{yerel}} \quad E_b = \frac{\Delta P_{b,T} \dot{m}}{\eta_p} \quad (28)$$

$$\text{Gövde } \Delta P_g = \Delta P_{\text{gövde}} + \Delta P_{\text{yerel}} \quad E_g = \frac{\Delta P_{g,T} \dot{m}}{\eta_p} \quad (29)$$

- Yalıtım kalınlığı, Isı Değiştiricisinin üzerine ısı yalıtımı yapılır.

- Toplam maliyet

Toplam Maliyet = İlk kuruluş gideri + İşletme gideri + Yalıtım giderleri

$$M = F.T.I_1 + E.S.T_E.I_1.I_2 + Y.T_y.I_1 \quad (30)$$

F : Isı geçiş alanı (m^2)
 T : Malzeme + işçilik (TL/m^2)
 S : Yıllık çakışma süresi (h)
 T_E : Elektrik parası (TL/Wh)
 Y : Yalıtım kalınlığı (m)
 E : Toplam pompa gücü (W)
 T_y : Yalıtım fiyatı (TL/m)

$$I_1 \text{ Ana parayı geri kazanma katsayısı} \quad I1 = \frac{(1+i)^s}{(1+i)^s - 1}, \quad I2 = \frac{\left[\frac{1+e}{1+i} \right]^s}{1 - \left[\frac{1+i}{1+e} \right]^s} \quad (31)$$

i Faiz, e Eflasyon, s İşletme süresi

- Montaj ve parça resimleri çizilir.

ISITICI SERPANTİN [3]

Isı yükü $Q(W)$, su ve hava giriş, çıkış sıcaklıkları verilen serpantin tasarımında aşağıdaki sıra izlenmiştir.

- Boru çapı, boru dizilişi, hava giriş hızı ve kompaktlık sayısı seçilir. $\beta = \frac{F_f}{V}$ (32)

F_f : Toplam alan, V : Hacim

- Hava ve su debileri hesaplanır. $Q = \dot{m}_h (\theta_{h,g} - \theta_{h,c}) c_h$ (33)

Boru içindeki ısı taşınım katsayısı hesaplanır.
 Reynolds sayısı

Nusselt sayısı $Nu = 0.023. Re^{0.8}. Pr^{1/3}$ (34)

Isı taşınım katsayısı $h = \frac{Nu.k}{d}$ (35)

Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı hesaplanır.

Akış alanı $Fy = \frac{\dot{m}_h}{V \cdot \rho_h}$ (36)

Kütle debisi $G = \dot{m} / Fy \quad kg/ms^2$ (37)

Reynolds sayısı

Nusselt sayısı $Nu = C. Re^n$ (Grimison) (38)

Isı taşınım katsayısı

Toplam ısı geçiş katsayısı hesaplanır. $\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{k} + \frac{1}{h_d} + \frac{F_i}{F_d} \frac{1}{\epsilon_k}$ (39)

NTU hesaplanır.

$$F \text{ toplam ısı geçiş alanı hesaplanır. } Ft = C_{\min} \cdot \frac{N}{K} \quad (40)$$

Serpantin boyutlandırılır

$$\text{Serpantin giriş alanı} \quad F_g = H \cdot L \quad (41)$$

$$\text{Derinliğine boru sıra sayısı} \quad N_T = W/S_L$$

$$\text{Serpantin genişliği} \quad W = F/H \quad (43)$$

Kanat alanı

Çıplak boru alanı

Toplam ısı geçiş alanı hesaplanır.

Kompaklık sayısı kontrol edilir.

Kanatlar arası mesafe hesaplanır.

• Basınç düşüşleri hesaplanır.

• Maliyet hesaplanır.

• Montaj ve parça resimleri çizilir.

SOĞUTUCU SERPANTİN [1]

Hava debisi, havanın girişteki kuru ve yaş termometre sıcaklığı, havanın çıkıştaki yaş termometre sıcaklığı, soğutucu akışkan olarak kullanılan suyun giriş sıcaklığı verilen soğutucu serpantin tasarımında aşağıdaki yol izlenmiştir. Hesaplar [1] nolu kaynakta ayrıntılı olarak verilmiştir.

- Serpantin girişindeki havanın hızı seçilir. (2-3 m/s)
- Akış alanı hesaplanır.
- Toplam soğutma yükü hesaplanır.
- Serpantin karakteristiği C katsayısı hesaplanır.
- Y katsayısı hesaplanır
- C ve Y katsayıları yardımıyla kuru-ıslak yüzey sınırındaki nemli havanın entalpisi h_{hs} hesaplanır.

Serpantin

$h_{hs} \geq h_{h1}$ ise tamamen ıslak

$h_{h1} > h_{hs} > h_{h2}$ ise tamamen kuru

$h_{hs} \leq h_{h1}$ ise tamamen kuru çalışıyor demektir.

Eğer kuru-ıslak çalışıyor ise, havanın ve suyun sınır noktalarındaki sıcaklıkları hesaplanır.

Kuru alanı bulmak için logaritmik sıcaklık farkı hesaplanır.

Kuru alan:

Kuru yüzeyden geçen ısı hesaplanır.

- Islak yüzey alanını bulmak için logaritmik entalpi farkı hesaplanır.

Islak alan

Islak yüzeyden geçen ısı hesaplanır.

- Toplam alan bulunur.

• Boyutlandırma:

Serpantin yüksekliği, (Bir zorunluluk yoksa kare olarak seçilir)

Boru çapı belirlenir.

Boru dizilşi seçilir.

Kompaklık sayısı seçilir ve serpantin genişliği hesaplanır.

Derinliğine boru sıra sayısı bulunur.

Kanat yüzey alanı, çıplak boru alanı hesaplanır, kanat sayısı bulunur.

Kanatlar arasındaki mesafe hesaplanır.

Kompaklık sayısı kontrol edilir.

- Basınç düşüşleri hesaplanır.
- Maliyet hesaplanır .
- Montaj ve parça resimleri çizilir.

ID YAZILIMI

Yukarıda açıklanan teorik esaslar çerçevesinde ısı değiştiricisi tasarlayan bir yazılım geliştirilmiştir. Bu yazılıma ait birkaç örnek aşağıda verilmiştir.

Örnek: Bir adet gövde-boru tipi ısı değiştiricisi tasarımı örneği:

I TIPI ISI DEĞİSTİRİCİLERİNİN İSİL PERFORMANSI İLE İLGİLİ SONUÇLAR

SICAK AKISKAN GİRİŞ SICAKLIĞI	t1g	70 [°C]
SICAK AKISKAN ÇIKIŞ SICAKLIĞI	t1c	50 [°C]
SOGUK AKISKAN GİRİŞ SICAKLIĞI	t2g	20 [°C]
SOGUK AKISKAN ÇIKIŞ SICAKLIĞI	t2c	34 [°C]
AKISKAN KİRLİLİK FAKTÖRÜ	rf	0005 [m ² /Kw]
BORU İÇİNDEKİ AKISKAN DEBİSİ	M1	20 [Kg/sn]
PERDELER ARASI MESAFE (İLK TAHMİN)	B	35 [m]

ISI DEĞİSTİRİCİSİNİN MALİYET HESABINDAKİ DEĞİŞKENLER

FAİZ ORANI	%	50
YAKIT FİYATLARINDAKİ YILLIK ARTIŞ ORANI	%	70
TESİSİN TOPLAM İŞLETME SÜRESİ	s	5 [YIL]
TESİSİN YILLIK ÇALIŞMA SÜRESİ	H	3.1536E+07
[sn/YIL]		
ISI DEĞİSTİRİCİSİNİN m ² FİYATI		200000
[TL/m ²]		
ELEKTRİK ENERJİSİNİN FİYATI		184 [TL/Kwh]

MALİYET ANALİZİ SONUÇLARI

	ÇAP	İŞLETME GİDERİ	KURULUŞ GİDERİ	TOPLAM GİDERLER
	[m]	[TL]	[TL]	[TL]
15	1.256514E+08	3957044	1.296084E+08	
2	4.62199E+07	4196248	5.041615E+07	
25	2.214384E+07	4462962	2.66068E+07	
3	1.303484E+07	4738778	1.777362E+07	
35	1.028857E+07	4906306	1.519488E+07	
4	6918084	5210668	1.212875E+07	
5	3773809	5862501	9636310	
6	2501388	6484145	8985533	
7	1738829	7222972	8961801	
8	1297145	7992048	9289193	
9	1011121	8812482	9823602	
1	816581.7	9672625	1.048921E+07	
1.1	682804.8	1.051684E+07	1.119965E+07	
1.2	576674.8	1.147382E+07	1.205069E+07	

MALİYET ANALİZİ SONUCUNDA D= .7 [m] OLARAK BELİRLENMİŞTİR.

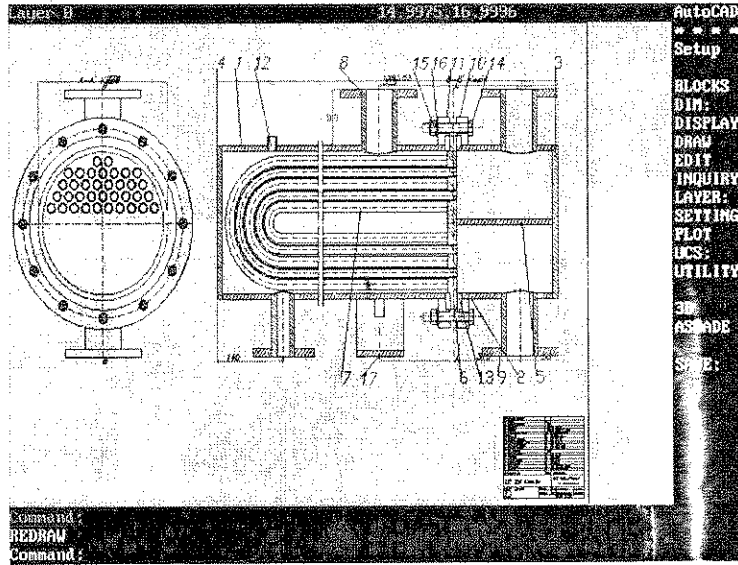
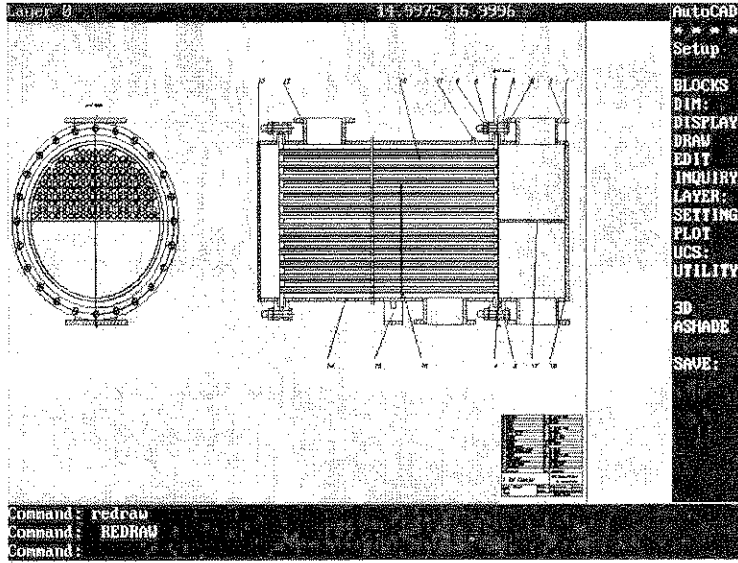
İSİL PERFORMANS VE TASARIM İLE İLGİLİ SONUÇLAR

BORU TARAFI TOPLAM AKIS KESİTİ	S1	6.303763E-02 [m ²]
GOVDE TARAFINDAKİ EN DAR KESİT ALANI	S2	5.359375E-02 [m ²]
BORU İÇİNDEKİ KÜTLESEL DEBİ	G1	317.2708 [Kg/s m ²]
GOVDE İÇİNDEKİ KÜTLESEL DEBİ	G2	534.1964 [Kg/s m ²]
BORU TARAFINDAKİ REYNOLDS SAYISI	Re1	14179.51
GOVDE TARAFINDAKİ REYNOLDS SAYISI	Re2	15575.2
BORU TARAFI ISI TAŞINIM KATSAYISI	h1	2439.494 [W/m ² K]
GOVDE TARAFI ISI TAŞINIM KATSAYISI	h2	3154.175 [W/m ² K]
TRANSFER EDİLEN İSİ	Q	1676183 [W]
ORTALAMA LOGARİTMİK SICAKLIK FARKI	DELTA	32.90689 [°C]
GOVDE TARAFI DÜZELTME KATSAYISI	f	9552347
TOPLAM İSİ GECİS KATSAYISI	K	1478.776 [W/m ² K]
GERÇEK TOPLAM İSİ GECİS KATSAYISI	KG	850.1703 [W/m ² K]
ISI DEĞİSTİRİCİSİNİN TOPLAM ALANI	A	62.71799 [m ²]
ISI DEĞİSTİRİCİSİNİN BORU UZUNLUĞU	L	2.61169 [m]
ISI DEĞİSTİRİCİSİ İÇERİSİNDEKİ BORU SAYISI	N	364
BORU İÇERİSİNDEKİ BASINÇ DÜŞÜMÜ	DP1	43.15642 [N/m ²]
GOVDE İÇERİSİNDEKİ BASINÇ DÜŞÜMÜ	DP2	6585.734 [N/m ²]
BORU İÇERİSİNDEKİ KAYIP BASINÇ ENERJİSİ	E1	1.167082 [W]
GOVDE İÇERİSİNDEKİ KAYIP BASINÇ ENERJİSİ	E2	252.2392 [W]

HESAPLAMADA KULLANILAN SABİT BÜYÜKLÜKLER

BORULARIN DİZİLİŞİ: ÜÇGEN DİZİLİŞTİR
 BORU İÇ VE DİS ÇAPLARI Dic=0.021 m , Ddis=0.025 m
 BORU ARASI BOSLUK C=0.007 m (C = P-Ddis)
 BORU EKSENLERİ ARASI UZAKLIK (HATVE) P=0.032 m
 BORU GECİS SAYISI nlp= 2 OLARAK SEÇİLMİŞTİR

HESAPLAMALAR SONUNDA D= 7 [m] İÇİN PERDELER ARASI
 EN EKONOMİK UZAKLIK P= 6499997 [m] OLARAK BULUNMUŞTUR



Örnek: Bir soğutucu serpantin tasarımı örneği:

SERPANTININ ISI PERFORMANSI İLE İLGİLİ SONUÇLAR

BY-PASS FAKTORU	BF	1.048088
HAVA TARAFI DUYULUR ISI ORANI	SHR	.5695938
KURU HAVANIN ISIL DİRENCİ	RHK	1.890634E-02 (m ² -K/W)
ISLAK HAVANIN ISIL DİRENCİ	RHI	1.761533E-02 (m ² -K/W)
TOPLAM ISIL DİRENCİ	R	2.245792E-02 (m ² -K/W)
TOPLAM ISI GEÇİŞ KATSAYISI	K	44.52771 (W/m ² -K)
HAVANIN ISI TAŞINIM KATSAYISI	FH	56.76873 (W/m ² -K)
SUYUN ISI TAŞINIM KATSAYISI	FS	4260 (W/m ² -K)
HAVANIN SERPANTINDEN ÇIKIŞ SICAKLIĞI	TH2	9.545561 (C)
EFEKTİF YÜZEY SICAKLIĞI	TEY	8.32338 (C)
TEY SICAKLIĞINDAKİ HAVANIN ENTALPİSİ	HEY	24.92841 (KJ/kg)
GİRİSTEKİ HAVANIN ÖZGÜL ISISI	CPH	1006.708 (KJ/kg-K)
GİRİSTEKİ HAVANIN YÖĞÜNLÜĞÜ	ROH	1.186096 (kg/m ³)
GİRİSTEKİ SUYUN ÖZGÜL ISISI	CPS	4200.153 (KJ/kg-K)
GİRİSTEKİ SUYUN YÖĞÜNLÜĞÜ	ROS	1007.061 (kg/m ³)
HAVA TARAFI ÇALIŞMA KARAKTERİSTİĞİ	E	5164356
ÇIKIŞTAKİ HAVANIN ENTALPİSİ	HH2	27.08851 (KJ/kg)
ÇIKIŞTAKİ HAVANIN ÖZGÜL NEMİ	W2	6.966381E-03
(kg/kg)		
SERPANTİN KARAKTERİSTİĞİ	C	5120146
SERPANTİNİN TOPLAM ISIL KAPASİTESİ	QT	3.60356 (W)

KURU/ISLAK YÜZEY SINIRINDA HAVA ENTALPİSİ ... HHS 46.76536

(KJ/kg)		
KURU YÜZEYDEN GEÇEN ISI	QK	-3318108 (W)
TOPLAM KURU YÜZEY ALANI	AK	-8715106 (m ²)
ISLAK YÜZEYDEN GEÇEN ISI	QI	3.935371 (W)
TOPLAM ISLAK YÜZEY ALANI	AI	8.14735 (m ²)
TOPLAM ALAN	AT	7.27584 (m ²)
SUYUN SERPANTINDEN ÇIKIŞ SICAKLIĞI	TS2	4.765075 (C)
ÇIKIŞTAKİ YÜZEY SICAKLIĞI	TY2	4.765075 (C)
TY2 SICAKLIĞINDAKİ HAVANIN ENTALPİSİ	HY2	17.78198
(KJ/kg)		
LOGARİTMİK ENTALPİ FARKI	DHO1	8.565718
(KJ/kg)		
LOGARİTMİK SICAKLIK FARKI	DTO1	11.11206 (C)
GİRİSTEKİ HAVANIN ENTALPİSİ	HH1	45.10631
(KJ/kg)		
GİRİSTEKİ HAVANIN ÇİĞ NOKTASI SICAKLIĞI	TH1C	13.88988 (C)
GİRİSTEKİ HAVANIN ÇİĞ NOKTASI ENTALPİSİ	HH1C	38.90005
(KJ/kg)		
SERPANTİN GİRİŞ ALANI	AG	.0843102 (m ²)

SERPANTİN İÇERİSİNDE KARE DİZİLİS KULLANILMIŞTIR

KARE DİZİLİŞ İÇİN STANDART SL/DD ORANLARI 1.6
HER İKİ DİZİLİŞ İÇİN STANDART ST/DD ORANLARI 1.6
LEVHA (KANAT) KALINLIĞINI GİRİNİZ TK .5 (mm)

SERPANTİNİN KÖSTRÜKSİYONUNA AİT HESAPLANAN BÜYÜKLÜKLERİN SONUÇLARI

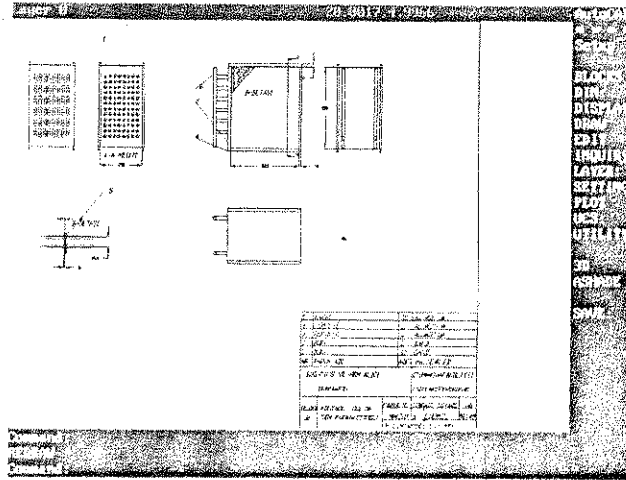
BORU DİŞ CAPI	DD	012 (mm)
BORU İÇ CAPI	Di	01 (mm)
BORU KESİT ALANI (m ²)	AB	7.850002E-05
BORULAR ARASINDAKİ YATAY MESAFE	SL	0192.0
BORULAR ARASINDAKİ DİKEY MESAFE	ST	0192.0
TOPLAM BORU SAYISI		12
DERİNLİĞİNE GECİŞ SAYISI		8
SERPANTİN GENİSLİĞİ	W	1725969.0
SERPANTİN YÜKSEKLİĞİ	H	2503622.0
SERPANTİN UZUNLUĞU	L	2903622.0
TOPLAM KANATCIK SAYISI	Z	81
TOPLAM KANATCIK ALANI	AKT	6.360732 (m ²)
TOPLAM BORU YÜZEY ALANI	ABY	1.050321 (m ²)
TOPLAM ALAN	AT	7.27584 (m ²)
KANATCIKLAR ARASI UZAKLIK (mm)	TK	3.084718E-03
SERPANTİN HACMI (m ³)	V	1.455168E-02

SERPANTİNDEKİ BASINÇ DÜŞMELERİNİN HESAPLANMASI

ORTALAMA SU SICAKLIĞI	TSUO	4.515564 (C)
SUYUN DİNAMİK VİSKOZİTESİ (N·s/m ²)	μ	1.549429E-03
SUYUN KİNEMATİK VİSKOZİTESİ (m ² /s)		1.541397E-06
SUYUN YÖĞUNLÜĞÜ (kg/m ³)		1005.211
SU İÇİN REYNOLDS SAYISI	RE	7785.148
SU TARAFI TOPLAM BASINÇ DÜŞMESİ	ePs	36317.81 (Pa)
SERBEST AKIŞ ALANI/GİRİŞ ALANI	a	4337598
HAVANIN ORTALAMA YÖĞUNLÜĞÜ (kg/m ³)		1.227772
HAVA TARAFI TOPLAM BASINÇ DÜŞMESİ	ePh	47.87519 (Pa)

TOPLAM MALİYETİN HESAPLANMASI

YILLIK FAİZ ORANI	(%)	5
TOPLAM İŞLETME SÜRESİ		10 (YIL)
BİRİM MALZEME ALANININ MALİYETİ		200000 (TL/m ²)
EKONOMİK DÖNÜŞÜM FAKTORU	C1	5088238
TOPLAM YATIRIM GİDERİ		740424.1 (TL)
SERPANTİNDEN YILLIK FAYDALANMA ELEKTRİK MALİYETİ		107.5 SAAT/YIL
YILLIK ENFLASYON ORANI	(%)	7
SU SİRKÜLASYON POMPASI VERİMİ	(%)	7
HAVA VANTİLATÖRÜNÜN VERİMİ	(%)	7
BORULARDAKİ BASINÇ ENERJİSİ	E1	4.903293 (W)
HAVA TARAFI BASINÇ ENERJİSİ	E2	11.14102 (W)
EKONOMİK DÖNÜŞÜM FAKTORU	C2	21.21635
TOPLAM YATIRIM GİDERİ		740424.1 (TL)
TOPLAM İŞLETME GİDERİ		926644.3 (TL)
TOPLAM GİDER		1667068.4 (TL)



SONUÇ

Uygulamada çok değişik alanlarda kullanılan ve çok farklı tipleri bulunan ısı değiştiricilerini, genellikle belirtilen değerler için tek tek tasarlama zorunluluğu vardır. Ayrıca en uygun ısı değiştiricisi tasarımı için değişen ekonomik koşulların her tasarımda göz önünde tutulması gerekmektedir. Geliştirilen bu programla ısı değiştiricilerinin tasarımındaki sürenin kısaltılması, hatanın en aza indirilmesi ve en uygun şekilde boyutlandırılması amaçlanmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] PARMAKSIZOĞLU, C., İsmail İ.H., Bilgisayar Yardımı ile Soğutucu ve Nem Alıcı Serpantin Tasarımı, 4. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, Yalova, Eylül 1990.
- [2] FRAAS, A. P., ÖZİŞİK, M. N. Heat Exchanger Design, John Wiley&Sons Inc. 1965.
- [3] McQUISTON, F. C., PARKER, J. D. Heating, Ventilating, and Air Conditioning Analysis and Design, John Wiley&Sons Inc. 1982.
- [4] ÖZÇELEBİ, S. Isı Değişiricisi Ders Notları, İTÜ Makina Fakültesi
- [5] PARMAKSIZOĞLU, İ.C. Isı Değişiricisi Ders Notları, İTÜ Makina Fakültesi

ÖZGEÇMİŞ

İ. BAYRAKTAR

1991 yılında İTÜ Makina Fakültesi Isı ve Enerji Kolu'ndan mezun olmuştur. Aynı yıl İTÜ Makina Fakültesi Enerji Programı'nda Yüksek lisans öğrenimine başlamıştır. Halen İTÜ Makina Fakültesi Enerji Kolu'nda yüksek lisans eğitimini sürdürmekte ve aynı fakültede Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır. Bilgisayar Destekli Tasarım ve Isı Transferi ilgi alanlarıdır.

İ.C. PARMAKSIZOĞLU

1975 İTÜ Makina Fakültesi, Kuvvet-Isı kolunu bitirmiştir. 1977 İTÜ Makina Fakültesi Enerji kolunda Yüksek Lisans öğrenimini tamamlamış, 1985 yılında İTÜ Makina Fakültesi'nden Doktor ünvanını almış, 1989 yılında İTÜ Makina Fakültesi'nde Doçent olmuştur. Kısa ve uzun süreli olarak Sulzer A.G. (İsviçre) firmasında araştırmacı mühendis, U.C. Lawrence Berkeley Laboratory'de Misafir Araştırmacı Asistan olarak çalışmıştır. Halen İTÜ Makina Fakültesi'nde öğretim üyesi ve CAD-CAM Merkezi Müdürlüğü görevlerini yürütmektedir. Isı Transferi ve Termik Türbo Makinalar ilgi alanıdır.