

## Dairesel Kanatlı, Zorlanmış Taşınımlı Hava Su Isı Değiştiricinin Modellenmesi

Yrd. Doç. Dr. M. Turhan ÇOBAN

[turhan.coban@ege.edu.tr](mailto:turhan.coban@ege.edu.tr)

Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

### 1.ÖZET

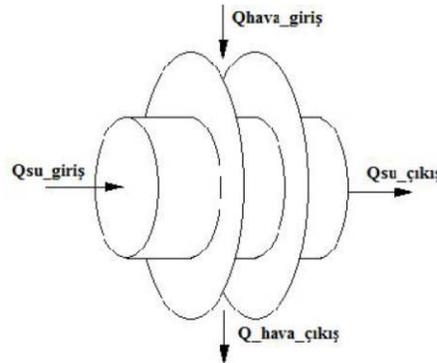
Kanatlı ısı değiştiricilerinin hesaplanması yöntemleri düz bir gövde boru tipi ısı değiştiricinin hesaplanmasına göre biraz daha karışık denklemlerin kullanılmasını gerektirmektedir. Bu yazıda yuvarlak kanatlı bir ısı değiştiricinin sonlu farklar yöntemiyle modellenmesinin detayları verilecektir. Bu denklemler kullanılarak java programlama diliyle bir benzeşim programı geliştirilmiştir. Bir örnek uygulamayla bu programın kullanımı ve sonuçları da sunulacaktır.

### 2.GİRİŞ

Isıtma ve soğutma alanlarında kullanılan hava-su ısı değiştiricilerinin dizaynında hava tarafının ısı taşınım katsayısı su tarafına göre düşük olduğundan genellikle kanat yapılarıyla alan artırılarak iki tarafın alan-ısı transfer katsayısı çarpanlarının eşitlenmesine gidilir. Bu çalışmada özel bir kanatlı boru yapısı olan yuvarlak kanatlı boruların dizinlerini kullanan bir ısı değiştiricinin sonlu farklar yöntemi ile modellenmesi irdelenecektir.

### 3. SİSTEM MODELLEMESİ

Sistem sonlu farklar modelinin oluşturulabilmesi için sistemin küçük boyutlu bir kısmının enerji dengesi hesaplanır ve adım adım ilerlenerek tüm ısı değiştiricinin performans değerleri elde edilir.  $\Delta x$  sonlu boyutunda bir boru parçası alıp enerji dengesini incelersek toplam ısı transferi:



Şekil 1. Sonlu eleman modeli için  $\Delta x$  uzunluğundaki borunun enerji dengesi

$$\Delta Q_i = U_i \Delta A_i (T_{su} - T_{hava})_i \quad (3.1)$$

olarak oluşacaktır. Denklemdaki  $U_i$  toplam ısı taşınım katsayısıdır. Aynı zamanda termodinamiğin birinci kanununa göre her iki sıvının da enerji dengelerini de yazabiliriz.

$$\Delta Q_i = Q_{sugiris} - Q_{sucikis} = \dot{m}_{su} (h_{sugiris} - h_{sucikis})_i = \dot{m}_{su} C_{p\_su} (T_{sugiris} - T_{sucikis})_i \quad (3.2)$$

$$\Delta Q_i = Q_{havagiris} - Q_{havacikis} = \dot{m}_{hava} (h_{havagiris} - h_{havacikis})_i = \dot{m}_{hava} C_{p\_hava} (T_{havagiris} - T_{havacikis})_i \quad (3.3)$$

Burada  $h_m$  ortalama boru taşınım ısı transferi katsayısıdır.  $\eta_f$  kanat verimi,  $A_f$  kanat alanı ve  $A$  toplam alandır.

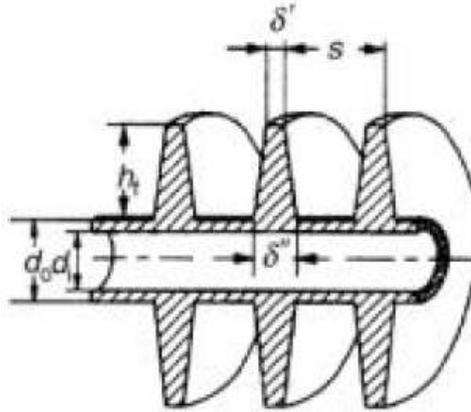
$$\eta_f = \frac{\tanh(X)}{X} \quad (3.10)$$

$$X = \varphi \frac{d_o}{2} \sqrt{\frac{2h_m}{k_f \delta}} \quad (3.11)$$

Burada  $\varphi$  geometri düzeltme katsayısı,  $k_f$  kanat ısı iletim katsayısı,  $\delta$  ortalama kanat kalınlığıdır. Değişik kanat geometrileri aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Kanat kalınlığının sabit olmadığı hallerde ortalama kanat kalınlığı, kanat ucu kalınlığı ve kanat dibi kalınlığının ortalaması alınarak hesaplanır. Toplam ısı transferi katsayısı:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_v} + \frac{A}{A_i} \left( \frac{1}{h_i} + \frac{d_o - d_i}{2k_f} \right) \quad (3.12)$$

Burada  $U$  toplam ısı taşınım katsayısı,  $h_i$  boru içi ısı taşınım katsayısı,  $k_f$  boru ısı iletim katsayısı,  $A_i$  boru içi alanı,  $A$  toplam boru dışı alanıdır.



Şekil 2. Kanatlı boru ısı taşınım katsayısı hesaplamasında kullanılan geometri ve geometrik değişkenler

$$\delta = \frac{1}{2}(\delta'' + \delta') \quad (3.13)$$

$$\varphi = \left( \frac{D}{d_o} - 1 \right) \left[ 1 + 0.35 \ln \left( \frac{D}{d_o} \right) \right] \quad (3.14)$$

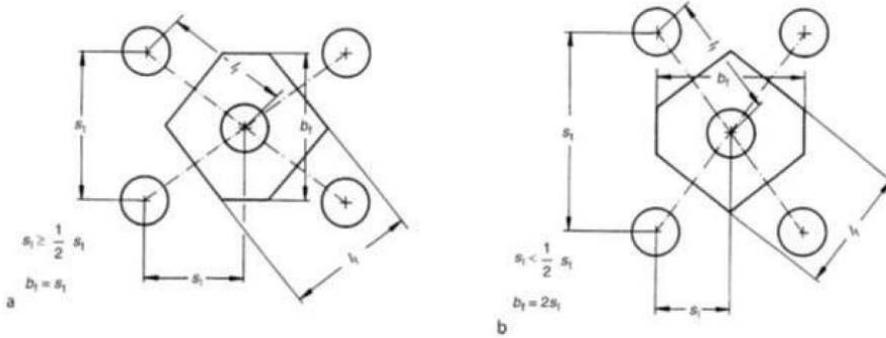
Şaşırtmalı dizilim geometrisi aşağıdaki şekilde verilmiştir. Şaşırtılmış boru sistemleri için:

$$Nu_d = \frac{h_m k_{hava}}{d_o} = 0.38 Re_d^{0.6} \left( \frac{A}{A_{r0}} \right)^{-0.15} Pr^{1/3} \quad (3.15)$$

$$\text{Dairesel kanatlı borularda} \quad \left( \frac{A}{A_{r0}} \right) = 1 + 2 \frac{h_f (h_f + d_o + \delta)}{s d_o} \quad (3.16)$$

Dairesel kanatlı borular	D=56 mm, d <sub>0</sub> =25.4 mm, δ00.4 MM	
	a=2.42 MM, d <sub>i</sub> =21 mm	
Malzeme	Aliminyum k=209 W/mK	
Yerleşim	9 kanat/25.4 mm	
	Kanat aralığı	s=2.82 mm
	Borular arası mesafe	S <sub>t</sub> =60 mm

Giriş kesit alanı A <sub>s</sub>	1 m <sup>2</sup>
Giriş hızı	2 m/s
Boru içi ısı iletim katsayısı	k <sub>i</sub> =10454 W/m <sup>2</sup> K
Isı değiştirici genişliği	17 paralel boru = 17s <sub>t</sub> =1.02 m
Isı değiştirici yüksekliği	1 m <sup>2</sup> /1.02=0.98 m
Bir borudaki kanat sayısı	0.98/0.00282 m=348 kanat
Bir kanadın alanı A <sub>f</sub>	$A_f = 2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d_0^2) = \frac{\pi}{2} (56^2 - 25.4^2) 10^{-6} = 3.913 \cdot 10^{-3} m^2$
Boru başına kanat alanı	A <sub>f</sub> =348x3.913.10 <sup>-3</sup> =1.362 m <sup>2</sup>
Boru başına boru alanı (kanat teması çıkarılmış)	$A_t = (348 + 1)\pi d_0 a = 349 \times \pi \times 24.4 \times 2.42 \cdot 10^{-6} = 0.067 m^2$
Net boru alanı	$A_{t0} = \pi d_0 0.98 m = 0.078 m^2$
Toplam boru alanı	A = A <sub>t</sub> + A <sub>f</sub> = 1.362 + 0.067 = 1.429 m <sup>2</sup>
Boru içi alanı	A <sub>i</sub> = 0.98mπd <sub>i</sub> = 0.98x3.1415926x21e-3 = 0.065 m <sup>2</sup>



Şekil 3. Kanatlı boru şaşırtmalı dilim geometrisi

Net akış alanının giriş kesit alanına oranı:

$$\left(\frac{A_0}{A_s}\right) = \frac{s_t(a + \delta)}{(s_t - d_0) + (s_t - D)\delta} = \frac{60 \times 2.82}{(60 - 25.4)2.42 + (60 - 56)0.4} = 1.984$$

Giriş kesitinde akış hızı:

$$w_s = w_0 \left( \frac{A_0}{A_s} \right) = 2 \text{ m/s} \times 1.984 = 3.97 \text{ m/s}$$

Sıcaklıkla düzeltilmiş akış hızı:

$$w_{st} = w_s \left( \frac{273 + \frac{1}{2}}{273 + 90} (120 + 90) \right) = 3.97 \times 1.04 = 4.13 \text{ m/s}$$

Yüzey oranı:

$$\left( \frac{A}{A_{t0}} \right) = \frac{1.429}{0.078} = 18.321$$

Isı transferi:

$$Re_d = \frac{d_0 w_{st} \rho_{hava}}{\mu_{hava}} = \frac{0.0254 \times 4.13 \times 0.909}{22.37 \times 10^{-6}} = 4236$$

$$Nu_d = 0.22 Re_d^{0.6} \left( \frac{A}{A_{t0}} \right)^{-0.15} Pr^{1/3} = 0.22 \times 4263^{0.6} \times 18.321^{-0.15} \times 0.706_{1/3} = 19.07$$

$$h_m = \frac{Nu_d k_{hava}}{d_0} = \frac{19.07 \times 0.0321}{0.0254} = 24.10 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

$$\phi = \left( \frac{D}{d_0} - 1 \right) \left[ 1 + 0.35 \ln \left( \frac{D}{d_0} \right) \right] = 1.54$$

$$X = \phi \frac{d_0}{2} \sqrt{\frac{2h_m}{k_f \delta}} = 1.54 \frac{0.0254}{2} \sqrt{\frac{2 \times 24.24 \text{ W/(m}^2\text{K)}}{209 \text{ W/(mK)} \times 0.0004 \text{ m}}} = 0.47$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(X)}{X} = 0.93$$

$$h_v = h_m (1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A}) = 24.10 \left[ 1 - (1 - 0.93) \frac{1.362}{1.429} \right] = 22.49 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_v} + \frac{A}{A_i} \left( \frac{1}{h_i} + \frac{d_0 - d_i}{2k_i} \right) = \left[ \frac{1}{22.49} + \frac{1.429}{0.065} \left( \frac{1}{10454} + \frac{0.0254 - 0.021}{2 \times 209} \right) \right] = 0.0468 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U = 21.37 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Bir bilgisayar modeli oluşturabilmek için ek olarak suyun ve havanın termodinamik ve termodinamik özelliklerini de hesaplayabilmemiz gerekir. Havanın termodinamik denklemlerini oluştururken havanın ideal gaz olduğunu varsayacağız. Burada hava özgül ısısının sıcaklığın fonksiyonu olarak değiştiği ancak basınç veya yoğunluğun fonksiyonu olarak değişmediğini varsayacağız (ideal gaz varsayımı). Ayrıca özgül ısı kısmi devamlı denklemler olarak verilecektir. Bunun sebebi hava entalpi denkleminin tablolarda verilen denklemlerle daha uyumlu olmasının sağlanmasıdır. Kuru hava özgül ısı denklemi :

$$C_{p_i}(T) = A_i + B_i 10^{-3} T + C_i 10^5 / T + D_i 10^{-6} T^2 \quad T_{Li} \geq T > T_{Hi} \quad kJ / kmolK \quad (3.17)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Buradaki  $A_i$ ,  $B_i$ ,  $C_i$ , ve  $D_i$  denklemin  $T_{Li}$  ve  $T_{Hi}$  sıcaklık bölgesinde geçerli olan denkleminin katsayılarıdır. Çeşitli sıcaklık aralıkları için çeşitli katsayılar tanımlanabilir. Bu katsayılar gerçek tablo değerlerinden eğri uydurma yöntemleri yardımıyla elde edilirler. Eğri uydurmada en küçük kareler yöntemi genelde en yaygın olan yöntemdir. Hava için kullanılan katsayılar Tablo. 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Hava için özgül ısı kısmi devamlı denklemin, n katsayıları

$A_i$ KJ/kmol K	$B_i$ $10^3 * KJ / (kmolK^2)$	$C_i$ $10^{-5} * KJ / K / kmol$	$D_i$ $10^6 * KJ / (kmolK^2)$	$T_{Li}$ K	$T_{Hi}$ K
29.04716131384	-0.43371335025	-0.00000234324	1.81771922391	298	300
27.20780497541	2.82769845957	0.65953188644	3.73015894390	300	700
23.15288750543	13.57204518133	1.77125763993	-3.86191395226	700	1200
32.62636562076	2.90565403695	-21.59492884110	-0.42617207916	1200	2000
34.28187299595	1.66394564405	-30.46167281155	-0.16319414802	2000	3000
40.90907696143	-0.88928617682	166.78890105869	0.11814251617	3000	6000

Bu sayıların elde edilmesinde kullanılan minimizasyon prosesinde Nelder-Mead tekniği kullanılmış ve tablo değerleri özgül ısı denkleminin integrasyonundan oluşan entalpi denkleminde alınmıştır. Entalpi denklemi denklem 2 de verildiği gibidir ve denklem 1 in integrasyonundan oluşur.  $C_{p_i}$  denklemi kısmi devamlı olduğu için toplam entalpi integrasyonunun yanında kısmi devamlı bölgelerin entalpilerinin toplamından oluşur.

$$h(T) = h_0 + \left( \sum_{i=1}^{N-1} \int_{T_{Li}}^{T_{Hi}} C_{p_i}(T) . dT \right) + \int_{T_{Li}}^T C_{p_i}(T) dT \quad (3.18)$$

bu denklemdaki  $h_0$  entalpi sabiti referans değer olarak alınan 298 K noktasındaki entalpi olup değeri  $h_0=8636.3959339$  KJ/kmol olarak alınmıştır. Entropi formülü de entalpi formülünden çıkarılabilir.

$$s(T, P) = s_0 + \left( \sum_{i=1}^{N-1} \int_{T_{Li}}^{T_{Hi}} \frac{C_{p_i}(T)}{T} . dT \right) + \int_{T_{Li}}^T \frac{C_{p_i}(T)}{T} dT + R \ln \frac{P}{P_0} \dots \dots \dots (3.19)$$

Buradaki  $s_0=49.101193319821995$  KJ/kmolK dir. Referans basınç  $P_0=1$  bar olarak alınmıştır. Havanın formülü  $O_{0.419642}N_{1.561756}Ar_{0.009301}C_{0.0003}$  olarak alınmıştır ve bu formülle havanın moleküler ağırlığını  $M=28.964197$  kg/kmol olarak hesaplar. Entalpi ve entropi değerleri M değeri kullanılarak KJ/kg bazına dönüştürülür. Havanın ek olarak termodinamik özelliklerinin de ısı transferi katsayılarının hesaplanması için bilinmesi gerekir. Havanın ısı iletim katsayısı ve vizkozitesi için direk olarak eğri uydurma formüllerinden yararlanılmıştır.

$$\mu(T) = -1.7167959014585676E - 4 + 0.1341173896651071 * T + 1.4111770592362127E - 4 * T^2 + \quad (3.20)$$

$$-1.5523703146991946E * T^3 - 7.6.040662038191801E - 11 * T^4$$

$$k(T) = -8.655726801976016E - 9, 0.005104868738271762 * T + 1.196160384893119E - 4 * T^2 \quad (3.21)$$

$$-3.2012539563641695E - 8 * T^3 + 1.2776708076950305E - 11 * T^4$$



Su buharının termodinamik özelliklerinin hesaplanmasında J.H. Keenan, F.G. Keyes, P.G. Hill and J.G. Moore tarafından verilen [referans 1] denklemler kullanılmıştır. Su buharı için bazı yaş havanın bazı hesaplarında ideal gaz kabulü yapılıyorsa da burada su buharı gerçek gaz olarak kabul edilmiştir. Gerçek gazlar genelde hal denklemleri denen ve  $P(T,v)$  şeklinde ifade edilebilecek kompleks denklem sistemleriyle ifade edilirler. Burada  $P$  basınç,  $T$  sıcaklık ve  $v$  özgül hacmi ifade etmektedir. Keenan, Keyes, Hill ve Moore denkleminde hal denklemi Helmholtz serbest enerjisi ( $\Psi$ ) formunda verilmiştir.

$$\Psi(T, \rho) = \Psi_0(T) + RT[\ln \rho + \rho Q(\rho, \tau)] \quad (3.22)$$

$$\Psi_0(T) = \sum_{i=1}^6 C_i / \tau^{i-1} + C_7 \ln T + C_8 \ln T / \tau \quad (3.23)$$

$$Q = (\tau - \tau_c) \sum_{j=1}^7 (\tau - \tau_{aj})^{j-2} \left[ \sum_{i=1}^8 A_{ij} (\rho - \rho_{aj})^{i-1} + e^{-E\rho} \sum_{i=9}^{10} A_{ij} \rho^{i-9} \right] \quad (3.24)$$

Bu denklemde  $\tau=1000/T$ ,  $T$  K cinsinden sıcaklık değeridir,  $R=4.6151$  barcm<sup>3</sup>/gramK gaz sabitidir.  $A_{ij}$  ve  $C_i$  ve  $E = 4.8$  denklem sabitleridir.  $\rho$  yoğunluk değeridir.  $A$  sabitinin değerleri Tablo 2 de verilmiştir  $\tau_{aj}$  ve  $\rho_{aj}$  tanımları;

$$\begin{aligned} j=1 \text{ için } \tau_{aj} &= \tau_c = 1000/T_c & \rho_{aj} &= 0.634 & (T_c \text{ kritik sıcaklık}) \\ j>1 \text{ için } \tau_{aj} &= 2.5 & \rho_{aj} &= 1.0 & \text{şeklinde verilmiştir.} \end{aligned}$$

**Tablo 2 : Su buharı Helmholtz serbest enerjisi hal denklemi  $\Psi(T, \rho)$  katsayıları**

$A_{ij}$	1	2	3	4	5	6	7
1	29.492937	-5.198586	6.833535	-0.156410	-6.397241	-3.966140	-0.690486
2	-132.139170	7.777918	-26.149751	-0.725461	26.409282	15.453061	2.740742
3	274.646320	-33.301902	65.326396	-9.273429	-47.740374	-29.142470	-5.102807
4	-360.938280	-16.254622	-26.181978	4.312584	56.323130	29.568796	3.963609
5	342.184310	-177.310740	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
6	-244.500420	127.487420	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
7	155.185350	137.461530	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
8	5.972849	155.978360	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
9	-410.308480	337.311800	-137.466180	6.787498	136.873170	79.847970	13.041253
10	-416.058600	-209.888660	-733.968480	10.401717	645.818800	399.175700	71.531353

$\Psi_0(T)$  denkleminde geçen  $C$  katsayıları ise Tablo 3 de verilmiştir.

**Tablo 3 : Su buharı Helmholtz serbest enerjisi hal denklemi  $\Psi_0$  katsayıları**

$C$	
1	1857.065
2	3229.12
3	-419.465
4	36.6649
5	-20.5516
6	4.85233
7	46.0
8	-1011.249

Bu fonksiyonun klasik P(T,v) formülüne göre avantajı termodinamik fonksiyonların sırf türevler cinsinden ifade edilmesidir. P(T,v) formundaki hal denklemleri ise integrallere de gerek duyarlar. Türevlerin hesaplanması integrallere göre daha kolaydır. Türevler cinsinden termodinamik fonksiyonlar şu şekilde tanımlanmıştır:

$$P = \rho^2 \left( \frac{\partial \psi}{\partial \rho} \right)_{\tau} \quad (3.25)$$

$$u = \rho^2 \left( \frac{\partial \psi \tau}{\partial \rho} \right)_{\rho} \quad (3.26)$$

$$s = - \left( \frac{\partial \psi}{\partial T} \right)_{\rho} \quad (3.27)$$

$$h = u + p / \rho \quad (3.28)$$

Doymuş su buharı basınç sıcaklık ilişkisi (kaynama eğrisi) aşağıdaki bağıntıyla aynı kaynaktan verilmiştir:

$$P_s = P_c * \exp(\tau * 10^{-5} (T_c - T) \sum_{i=1}^8 F_i (0.65 - 0.01 * T)^{i-1}) \quad (3.29)$$

Buradaki  $F_i$  katsayıları sabittir ve Tablo 4'de verilmiştir.  $T_c$  and  $P_c$  kritik basınç ve sıcaklık değerlerini ifade eder.

**Tablo 4 : Su buharı buhar doyma eğrisi katsayıları**

i	$F_i$
1	-741.9242
2	-29.721
3	-11.55286
4	-0.8685635
5	0.1094098
6	0.439993
7	0.2520658
8	0.05218684

Bu denklemleri bilgisayar programlarına adapte ederken bilinmeyen setinin sadece T ve v nin fonksiyonu olmayacağı da göz önünde bulundurulmalıdır. Örneğin h(T,p) gibi bir bilinmeyen veya denklem 7 kullanılarak T(P,s) doyma noktası sıcaklığı fonksiyonunun çözümü gibi bir problem karşımıza çıkabilir. Bu tür işlemlerle karşılaştığımızda doğrusal olmayan denklemler, nümerik kök bulma işlemleri karşımıza çıkar. Kök bulma işlemleri Taylor formülünden elde edilen yöntemler ve arama yöntemleri veya bunların kombinasyonlarından oluşur. Taylor formülü kökenli yöntemlerden Newton-Raphson metodu bu tür kök bulma algoritmalarının en bilinenidir. Belli bir tahmin noktasından başlayarak;

$$x_{i+1} = x_i - f(x_i) / [\delta f(x_i) / \delta x]$$

formülünü kullanır. İterasyon f(x) fonksiyonu isteyen küçüklüğe ulaşıncaya kadar devam eder. Bu formülde  $x_{i+1}$  bilinmeyen kök değeri için (i+1)inci iterasyon,  $f(x_i)$  fonksiyonun  $x_i$  noktasındaki değeri,  $[\delta f(x_i) / \delta x]$  fonksiyonun  $x_i$  noktasındaki türevinin değeridir. Bir basit arama metodu olan iki bölge metodu bölgeyi ikiye böler ve kökün hangi bölgede olduğuna bakarak aramaya devam eder. Etkili diğer bir arama kökenli kök bulma yöntemi



iki nokta arasında lineer interpolasyonla bir sonraki kök yaklaşımını bulan kiriş yöntemidir. Bunların dışında Kiriş metodu, Ridder metodu, Van Wijngaarden-Dekker Brent metodu gibi çeşitli kök bulma metodları mevcuttur ve bu denklemlerimizin çözümlerinde yoğun olarak yararlanılmıştır. Tüm bu değişik metodların kullanılması, kök bulmanın kompleks bir işlem olmasından kaynaklanmaktadır, bazı metodlar kısa sürede çözüm getirir ama her zaman çözüme ulaşamaz(newton metodu gibi), bazı metodlarda her zaman çözüme ulaşır fakat iterasyon prosesi çok zaman alır (iki bölge metodu gibi). Bu yüzden belli bir proses için seçilecek metod önem taşır.

Sıvı suyun termofiziksel özelliklerinin hesaplanmasında yine eğri uydurma formüllerinden yararlanılmıştır. Yalnız bu formüllerde direk olarak veri girilmiş ve kübik şerit interpolasyon formülü ile eğri uydurma sonuçları elde edilmiştir.

#### 4. BENZEŞİM VE PROGRAM İÇERİKLERİ

Yukarıda verilen temel eşitlikler kullanılarak havanın termodinamik ve termofiziksel özelliklerini hesaplayan Gas.java sınıfı, su ve su buharının özelliklerini hesaplayan steam.java, suyun termofiziksel özelliklerini hesaplayan liquid\_CS.java, dairesel kanatlı ısı değiştirici sonlu farklar modelini modelini hesaplayan kanatliisidegistirici3.java ve özel bir dairesel kanatlı ısı değiştirici örneğini hesaplayan kanatliisidegistiricetest3.java programları geliştirilmiştir. Program kodlarının hepsine [www.turhancoban.com](http://www.turhancoban.com) adresinden ulaşılabilir. Burada örnek ısı değiştiricimizin fiziksel şartlarını ve programımızdan hesaplanan hesap sonuçlarını verelim. Örnek problemimizde kanatlar arası mesafe 6 mm, kanat kalınlığı 0.32 mm, kanat dış çapı 32 mm olarak alınmıştır. Isı değiştiricide 3 sıra boru 9 şaşırtılmış dizi olarak yerleştirilmiştir. Boru içi çapı 9 mm, boru dışı çapı 12 mm'dir. Isı değiştirici 0.4 m boyunda , 0.4 m eninde ve 0.078 m genişliğindedir. Boru ve kanat malzemesi alüminyum olup ısı iletim katsayısı 220 W/mK olarak alınmıştır. Isı değiştiricisi su giriş sıcaklığı 45 derece C, su çıkış sıcaklığı 35 derece C ve hava giriş sıcaklığı 20 C, hava hızı 2.5 m/s için benzeşim sonuçları :

```

----- Capture Output -----
"D:\java\bin\javaw.exe" kanatliisidegistiricetest3
Isı değiştirici
boru içi akışkan = su
boru dışı akışkan = hava

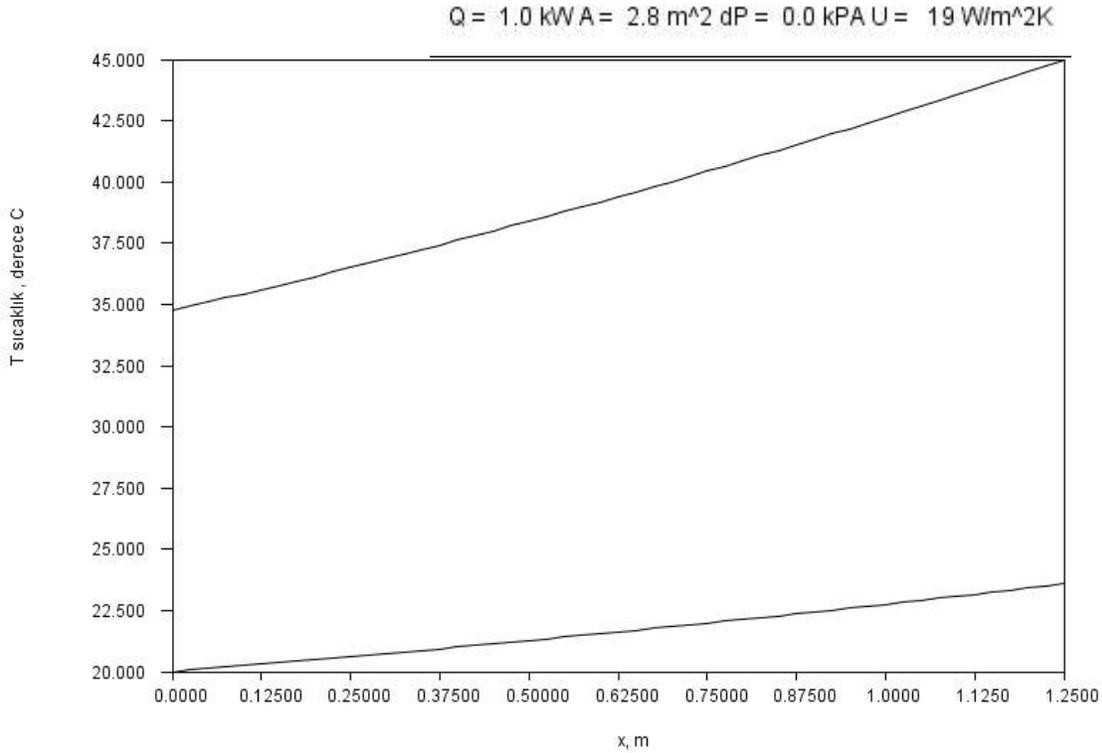
m_boru içi = 0.0075
kg/sm_boru dışı = 0.1863698611520515
kg/sboru içi yüzey pürüzlülüğü : 1.0E-4
boru içi çapı : 0.009
boru dışı çapı : 0.012
basınç düşümü : 0.0
ortalama ısı transfer katsayısı : 19.386548631359187
ortalama eksoz gazı özgül ısı kapasitesi = 1.504736101544878kJ/kg KIısı transferi :
987.5007513560117
Isı değiştirici alanı : 2.848912834194526
Soğuk akışkan giriş-çıkış sıcaklıkları :
34.74756053267855 45.00003936102418
Sıcak akışkan giriş-çıkış sıcaklıkları :
20.0 23.58292127763496
LMTD =17.875444082090038derece K
Q_LMTD =987.2712732328529W

> Terminated with exit code 0.

```

şeklindedir.

Isı değiştirici sıcaklık profili:



## 5. REFERANSLAR

- [1] J.P. Abraham, E.M. Sparrow, J.C.K. Tong, Heat transfer in all pipe flow regimes: laminar, transitional/intermittent, and turbulent, International Journal of Heat and Mass Transfer 52 (2009) 557563
- [2] V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chem. Eng. 16 (1976) 359367.
- [3] VDI Heat Atlas, Second Edition, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, ISBN 978-3-540-77876-9 e-ISBN 978-3-540-77877-6, Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 1993
- [4] Goudar, C.T. and Sonnad, J.R. , "Comparison of the iterative approximations of the Colebrook-White equation", Hydrocarbon Processing, August 2008, pp 79-83
- [5] M. Turhan Çoban, "İdeal gazların termodinamik ve termofiziksel özelliklerinin modellenmesi", 17. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 24-27 Haziran 2009, Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas