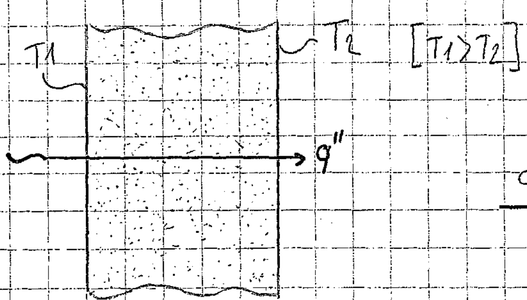
ISI TRANSFERİ

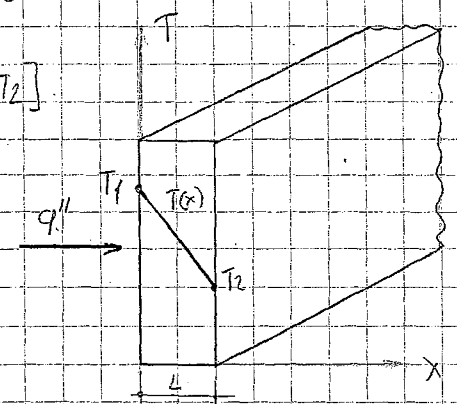
İsmail Teke

Isı geçişi, sıcaklık farkından kaynaklanan enerji aktarımıdır. Bir ortam içinde veya ortamlar arasında, bir sıcaklık farkı mevcut olan her durumda, ısı geçişi mutlaka gerçekleşir. Isı geçişinin gerçekleşmesine yol açan farklı mekanizmalar, ısı geçişinin türleri olarak adlandırılır.

✻ İLETİM (conduction)

Katı veya akışkan bir durgun ortam içinde, bir sıcaklık farkı olması durumunda, ortam içinde gerçekleşen ısı geçişine iletim denir.





Isı iletimi için oran denklemi, Fourier Yasası olarak bilinir. Şekildeki T(x) sıcaklık dağılımına sahip, bir boyutlu düz duvar için oran denklemi oluşturulursa

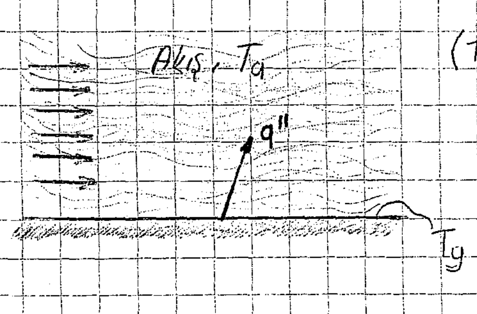
$$q'' = -k\frac{dT}{dx}$$; q'' (ısı akısı), ısı geçişi doğrultusuna dik birim yüzeyden, birim zamanda x doğrultusunda geçen ısıdır ve bu doğrultudaki sıcaklık gradyanı dT/dx ile doğru orantılıdır.

$q''\left[\frac{W}{m^2}, \frac{J}{S\,m^2}\right]$ $\quad$ k ; ısı iletim katsayısı $\left[\frac{W}{m.K}\right]$

Bu eşitlik bize birim yüzeyden birim zamanda geçen ısıyı verir. Böylece yüzey alanı A olan düz bir duvardan birim zamanda geçen ısı $q = q''.A$ [W]

✻ TAŞINIM (convection)

Bir yüzey ile hareket halindeki bir akışkan farklı sıcaklıklarda ise aralarında gerçekleşen ısı geçişine taşınım denir.



(Ty>Ta) Taşınımla ısı geçiş işlemleri ; zorlanmış taşınım, doğal taşınım, kaynama, yoğuşma

Taşınımla ısı geçişinin tüm türleri için kullanılan denklem,

$q'' = h\,(T_y - T_a)$ şeklindedir. Burada "h" ısı taşınım katsayısıdır.

$q''\left[\dfrac{W}{m^2}\right] \qquad h\left[\dfrac{W}{m^2 K}\right]$

Isı akışkandan yüzeye doğru olursa $(T_a > T_y)$ $q'' = h\,(T_a - T_y)$ olur.

* IŞINIM (Radiation)

Işınım, sonlu sıcaklığa sahip bir cismin yaydığı enerjidir. Işınım yayma, cismin yapısından bağımsız olarak, cismi oluşturan atomların ve moleküllerin elektron düzenlerindeki değişimlere yorumlanabilir. Işınımda ısının transferi için bir ortama yada maddeye gerek yoktur.

$q'' = \sigma \cdot T^4 \qquad \sigma \rightarrow$ Stefan - Boltzmann sabiti $= 5{,}67 \cdot 10^{-8}\ \dfrac{W}{m^2 \cdot K^4}$

Gerçek bir yüzeyin yaydığı ısı akısı, aynı sıcaklıkta bulunan bir siyah cismin yaydığından daha azdır. Buna göre

$q'' = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4$ 'dir. Burada ε, yayma oranı olarak adlandırılır. $(0 \leq \varepsilon \leq 1)$

Çok sık karşılaşılan bir özel durum, T_s sıcaklığındaki küçük bir yüzey ile, bu yüzeyi tamamen çevreleyen, sabit sıcaklıktaki daha büyük bir yüzey arasındaki ışınımla ısı alışverişidir. Cismin yüzey sıcaklığı T_y ve çevre sıcaklığı $T_ç$ olsun.

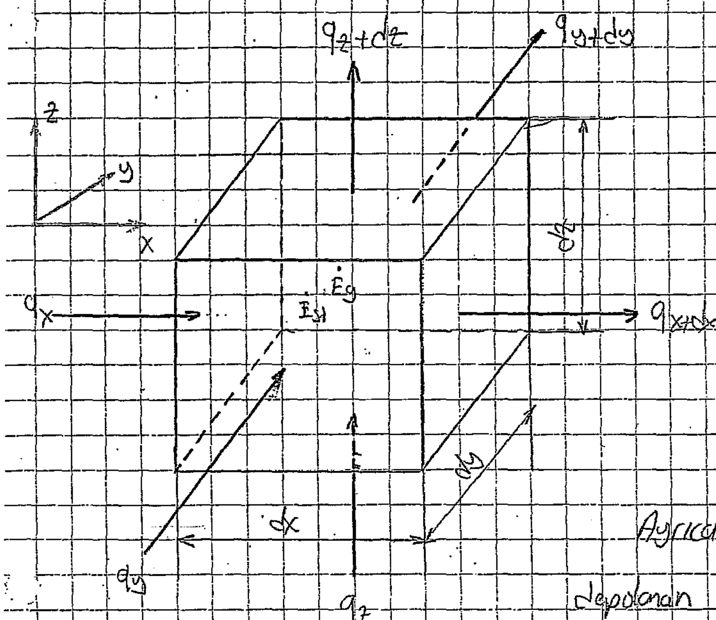
$$q''_{ışınım} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_y^4 - T_ç^4)$$

İLETİM

İletim Genel Denklemi

İçinde kütlesel hareket olmayan ve $T(x,y,z)$ sıcaklık dağılımının kartezyen eksen takımında gösterildiği homojen bir ortam alınır.

P3



$$q_{x+dx} = q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx$$

$$q_{y+dy} = q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy$$

$$q_{z+dz} = q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz$$

Ortamımızda ısıl enerji üretimi ile ilgili olarak bir enerji kaynağı terimi de bulunabilir. Bu da

$\dot{E}_g = \dot{q}\,dx\,dy\,dz$ şeklindedir.

Ayrıca kontrol hacminde malzeme tarafından depolanan ısıl iç enerjide değişmeler olabilir. Bu da

$E_{st} = \rho\, c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx\,dy\,dz$ şeklindedir.

$\dot{q}$ ⇒ ortamın birim hacminde, birim zamanda üretilen ısıl enerji (W/m^3)

$\rho\, c_p \frac{\partial T}{\partial x}$ ⇒ ortamın ısıl enerjisinin birim hacimde, birim zamanda değişimidir.

Enerjinin korunumu denklemi yazılırsa; $\dot{E}_{inlet} + \dot{E}_{generated} = \dot{E}_{outlet} + \dot{E}_{stored}$

$$q_x + q_y + q_z + \dot{q}\,dx\,dy\,dz = q_{x+dx} + q_{y+dy} + q_{z+dz} + \rho\, c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx\,dy\,dz$$

$$\cancel{q_x} + \cancel{q_y} + \cancel{q_z} + \dot{q}\,dx\,dy\,dz = \cancel{q_x} + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx + \cancel{q_y} + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy + \cancel{q_z} + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz + \rho\, c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx\,dy\,dz$$

$q_x = -k\,dy\,dz \frac{\partial T}{\partial x}$, $q_y = -k\,dx\,dz \frac{\partial T}{\partial y}$, $q_z = -k\,dx\,dy \frac{\partial T}{\partial y}$ yerlerine yazılıp eşitlik dxdydz'e bölünürse

$$\boxed{\frac{\partial}{\partial x}\left(k \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k \frac{\partial T}{\partial z}\right) + \dot{q} = \rho\, c_p \frac{\partial T}{\partial t}}$$ Genel ısı denklemi

k sabit ise

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = \underbrace{\frac{\rho\, c_p}{k}}_{\frac{1}{\alpha}} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \Rightarrow \frac{\partial^2 T}{\partial x} + \frac{\partial^2 T}{\partial y} + \frac{\partial^2 T}{\partial z} + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

ısıl yayınım katsayısı

4

P4

Sürekli bir rejim için, depolanan enerjide değişme olmayacağına göre, denklem tekrar düzenlenirse

$\frac{\partial T}{\partial t}=0$ dır. $$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}+\frac{\dot{q}}{k}=0$$

* Silindirik Koordinatlarda ısı iletim denklemi

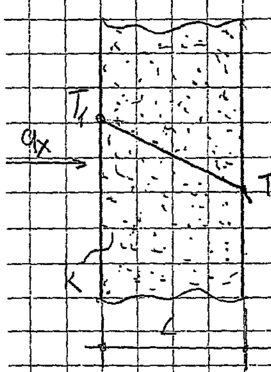
$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial \phi}\left(r\frac{\partial T}{\partial \phi}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(r\frac{\partial T}{\partial z}\right)+\frac{\dot{q}}{k}=\frac{1}{\alpha}\frac{\partial T}{\partial t}$$

* Küresel Koordinatlarda ısı iletim denklemi

$$\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2\frac{\partial T}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2\sin\theta}\frac{\partial}{\partial \phi}\left(\frac{\partial T}{\partial \phi}\right)+\frac{1}{r^2\sin\theta}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\sin\theta\frac{\partial T}{\partial \theta}\right)+\frac{\dot{q}}{k}=\frac{1}{\alpha}\frac{\partial T}{\partial t}$$

Sürekli Rejimde Bir Boyutlu Isı İletimi

Bir boyutlu sistemde sıcaklık gradyanları sadece tek bir eksen yönünde vardır ve ısı geçişi sadece tek bir eksen yönünde vardır. Her noktadaki sıcaklık zamandan bağımsız ise sistem sürekli rejim ile nitelendirilebilir.

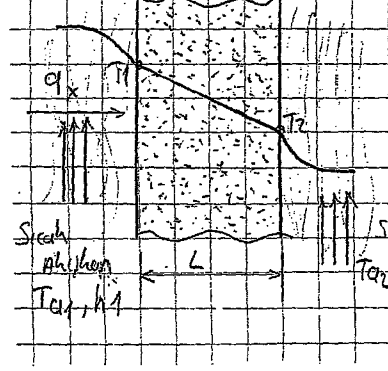


Sürekli rejim $\frac{\partial T}{\partial t}=0$, ısı üretimi yok $\dot{q}=0$

Fourier ısı iletim denklemi yazılırsa

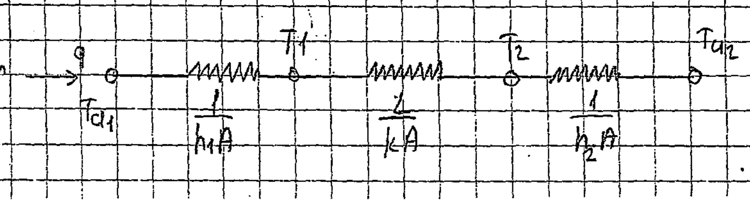
$$q''_x=-k\frac{dT}{dx} \Rightarrow q''_x=-k.\frac{(T_2-T_1)}{L} \Rightarrow q''_x=\frac{k}{L}(T_1-T_2)$$

$$q''_x=\frac{q_x}{A} \Rightarrow q_x=\frac{T_1-T_2}{\frac{L}{k.A}}$$



$$q''_x=h.(T_y-T_a) \Rightarrow q_x=\frac{T_y-T_a}{\frac{1}{hA}}$$

$$\left[q''_x=\frac{q_x}{A}\right]$$



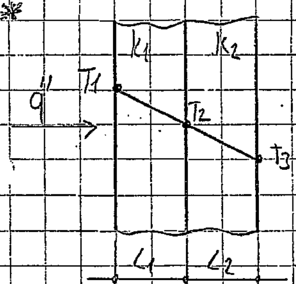
Devre benzetimi ısı geçişi problemlerinin çözümlenmesinde büyük kolaylık sağlar. Geçen ısı sabit olduğundan

$$q_x = \frac{T_{a1}-T_1}{\frac{1}{h_1 A}} = \frac{T_1-T_2}{\frac{L}{k.A}} = \frac{T_2-T_{a2}}{\frac{1}{h_2 A}}$$ ifadesi elde edilebilir. Aynı zamanda

$$q_x = \frac{T_{a1}-T_{a2}}{R_{total}}$$ denklemiylede gösterilebilir.

* Seri Bağlı Duvar

*

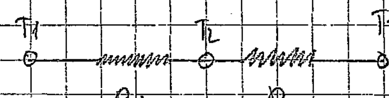


$$q'' = \frac{T_1-T_2}{\frac{L_1}{k_1}} \Rightarrow q''.\frac{L_1}{k_1} = T_1-T_2$$

$$q'' = \frac{T_2-T_3}{\frac{L_2}{k_2}} \Rightarrow + \; q''.\frac{L_2}{k_2} = T_2-T_3$$

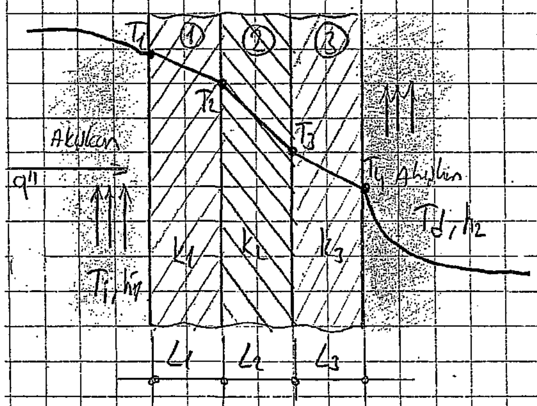
$$q''\left[\frac{L_1}{k_1}+\frac{L_2}{k_2}\right] = T_1-T_3$$

$$q'' = \frac{T_1-T_3}{\frac{L_1}{k_1}+\frac{L_2}{k_2}}$$



$R = R_1 + R_2$

*



$$\frac{q''}{h_1} = T_i - T_1$$

$$q''.\frac{L_1}{k_1} = T_1 - T_2$$

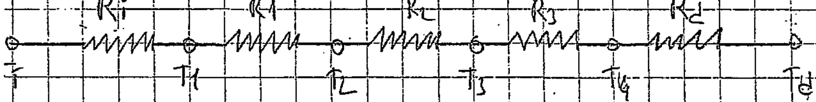
$$q''.\frac{L_2}{k_2} = T_2 - T_3$$

$$q''.\frac{L_3}{k_3} = T_3 - T_4$$

$$+ \; \frac{q''}{h_2} = T_4 - T_d$$

$$q''\left[\frac{1}{h_1}+\frac{L_1}{k_1}+\frac{L_2}{k_2}+\frac{L_3}{k_3}+\frac{1}{h_2}\right] = T_i - T_d$$

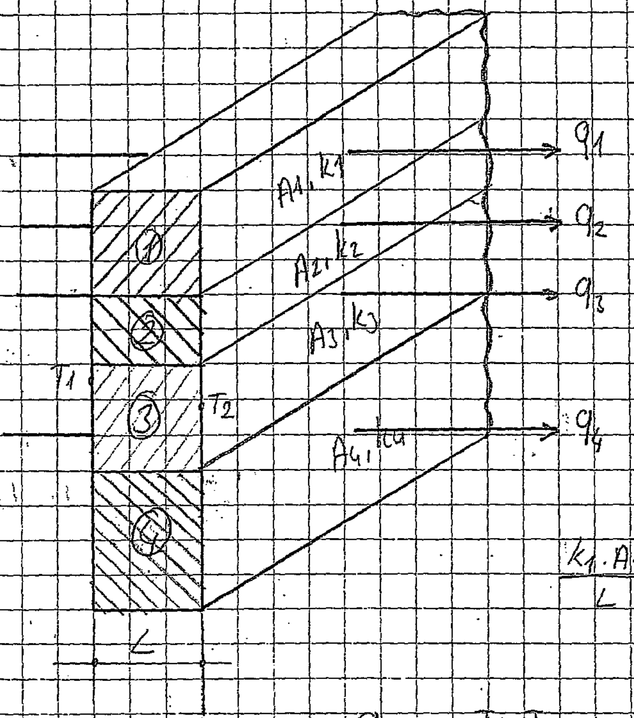
$$q'' = \frac{T_i - T_d}{\frac{1}{h_1}+\frac{L_1}{k_1}+\frac{L_2}{k_2}+\frac{L_3}{k_3}+\frac{1}{h_2}}$$



$R_{total} = R_i + R_1 + R_2 + R_3 + R_d$

∗ Paralel Bağlı Duvarlar

P6



$$q_1 = \frac{k_1 A_1}{L} \cdot (T_1 - T_2)$$

$$q_2 = \frac{k_2 A_2}{L} \cdot (T_1 - T_2)$$

$$q_3 = \frac{k_3 . A_3}{L} \cdot (T_1 - T_2)$$

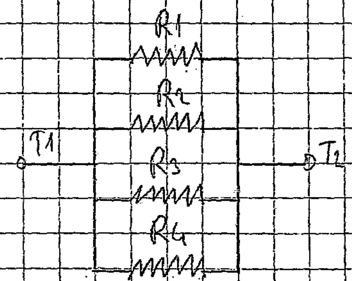
$$q_4 = \frac{k_4 . A_4}{L} \cdot (T_1 - T_2)$$

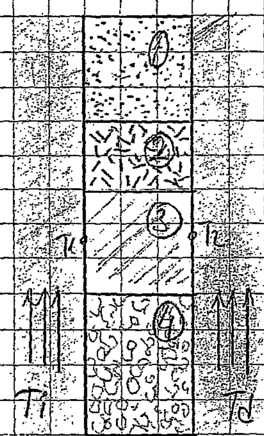
$$+$$

$$\underbrace{q_1 + q_2 + q_3 + q_4}_{q} = (T_1 - T_2)\left(\frac{k_1 . A_1}{L} + \frac{k_2 A_2}{L} + \frac{k_3 A_3}{L} + \frac{k_4 A_4}{L} \right)$$

$$\frac{k_1 . A_1}{L} = \frac{1}{\underbrace{\frac{L}{k_1 . A_1}}_{R_1}} = \frac{1}{R_1}$$

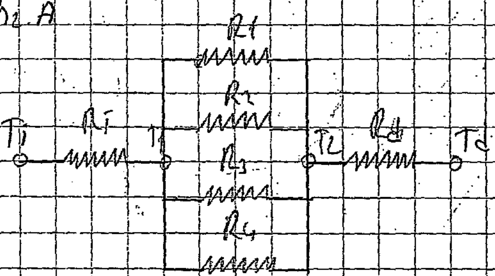
$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4}} = \frac{T_1 - T_2}{R_{total}}$$





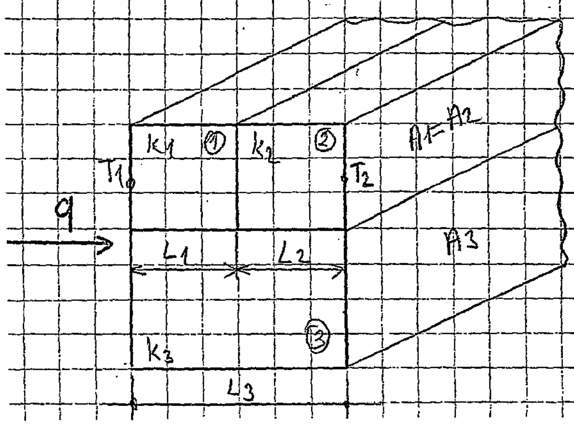
$$R_i = \frac{1}{h_i . A} \qquad R_d = \frac{1}{h_d . A}$$

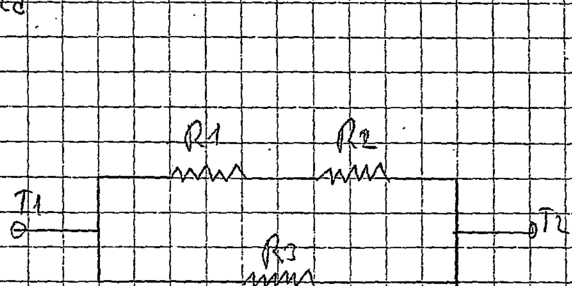
$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4$$



$$q = \frac{T_i - T_d}{R_i + R + R_d}$$

∗ Karma Duvar





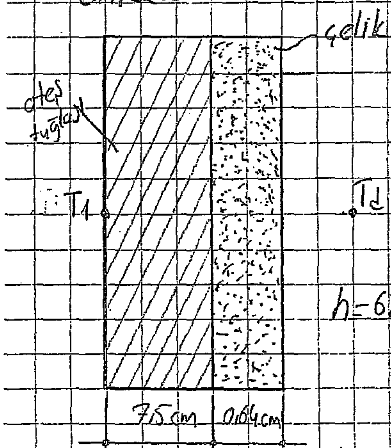
$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R_3} \qquad R_1 = \frac{L_1}{k_1 . A_1} \qquad R_2 = \frac{L_2}{k_2 . A_2}$$

$$R_3 = \frac{L_3}{k_3 A_3}$$

Sistemin iç ve dış yüzeylerinde akışkan olursa

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot (A_1 + A_2)} \qquad R_d = \frac{1}{h_d \cdot (A_2 + A_3)} \qquad q = \frac{T_i - T_d}{R_i + R + R_d}$$

örnek =



$k_ç = 39\ W/mK$

$k_t = 1{,}10\ W/mK$

$T_1 = 920\,K \quad T_d = 300\,K$

$h = 68\ W/m^2K$

a- $q'' = ?$

b- Duvarın $1\,m^2$'sine $d = 1{,}9\,cm$ çaplı 18 adet civata bağlanırsa $q'' = ?$

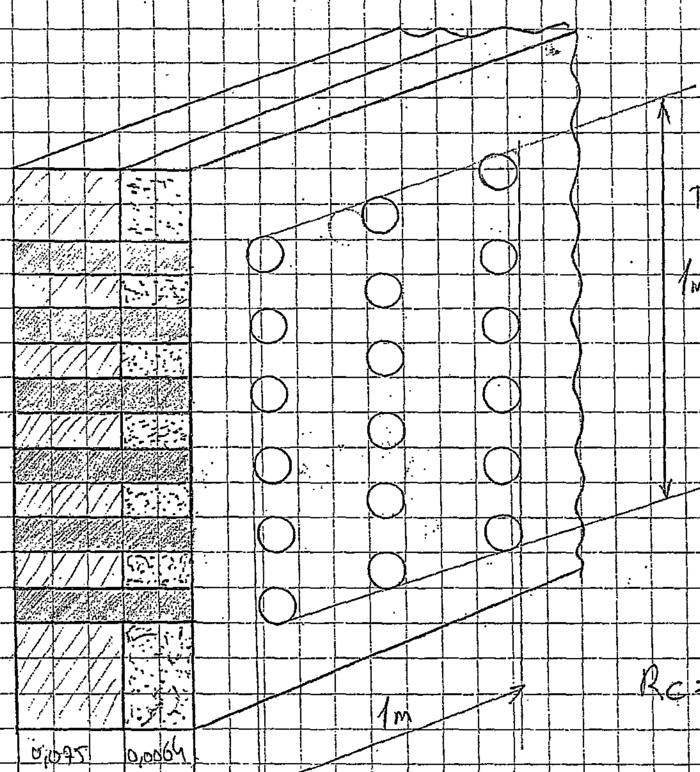
* a-

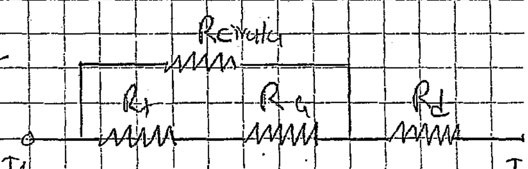
T_1 — R_t — $R_ç$ — R_d — T_d

$$R_t = \frac{L_t}{k_t} = \frac{7{,}5 \cdot 10^{-2}\,m}{1{,}10\,W/mK} \qquad R_ç = \frac{L_ç}{k_ç} = \frac{0{,}64 \cdot 10^{-2}}{39\,W/mK} \qquad R_d = \frac{1}{h_d} = \frac{1}{68\,W/m^2K}$$

$$q'' = \frac{T_1 - T_d}{R_t + R_ç + R_d} = \frac{920 - 300}{8{,}3052 \cdot 10^{-2}} = 7465{,}20\ \frac{W}{m^2}$$

* b-





Her bir civatanın gösterdiği dirençlerin toplamı, civataların çaplarının toplamı büyüklüğündeki bir çapa sahip civatanın gösterdiği dirençtir.

$$R_c = \frac{L_c}{k_c\, 18\, A_c} = \frac{0{,}075 + 0{,}0064}{39 \cdot 18 \cdot \frac{\pi}{4} (1{,}9 \cdot 10^{-2})^2}$$

$$R_c = 0{,}409\ \frac{K\,m^2}{W}$$

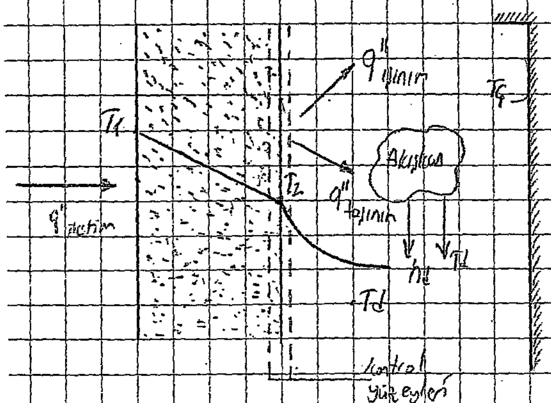
$$R_t = \frac{L_t}{k_t \cdot (1 - A_c)} = \frac{0{,}075}{1{,}10\,(1 - A_c)} = \frac{0{,}0075}{1{,}02} = 7{,}353 \cdot 10^{-2}\ \frac{K\,m^2}{W}$$

P8

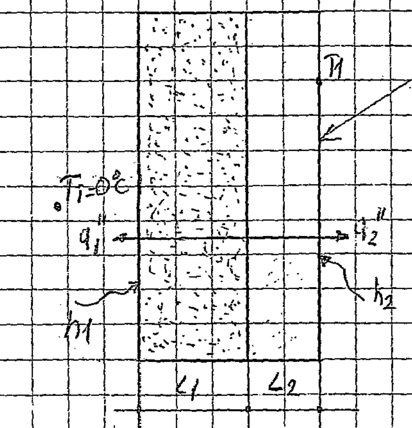
P8 $R_{q} = \frac{0,0064}{(1-h_c)\cdot 39}$ $\quad q'' = 8930\ W/m^2$

Yüzeyde Enerji Dengesi

Enerjinin korunumu ilkesinin, bir ortamın yüzeyinde uygulanması, şu şekilde gerekebilir. Şekilde görüldüğü gibi kontrol yüzeyinin bir kütlesi yada hacmi yoktur. Bu nedenlede enerjinin korunumu denklemindeki üretilen ve depolanan enerji terimleri artık anlamsızdır. Sadece yüzey dengesi ile ilgilenmeliyiz.



problem=



$q''_{rad} = 600\ kcal/m^2h$

$T_d = 20°C$

$L_1 = 10cm = 0,1m$

$L_2 = 15cm = 0,15m$

$k_1 = 0,1\ kcal/mh°C$

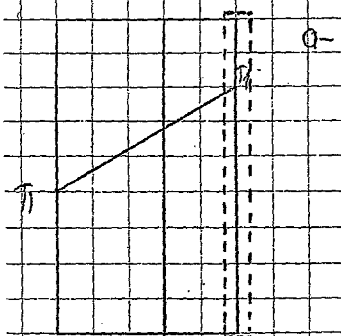
$k_2 = 1,5\ kcal/mh°C$

$h_1 = 10\ kcal/m^2h°C$

$h_2 = 20\ kcal/m^2h°C$

a-) $T_1 = ?$

b-) İç ve dış ortama olan ısı akılarını bulunuz.



a- $\dot{E}_i + \cancel{\dot{E}_g} = \dot{E}_o + \cancel{\dot{E}_{st}} \Rightarrow \dot{E}_i = \dot{E}_o$ yani giren ısılar çıkan ısılara eşittir. Buna göre

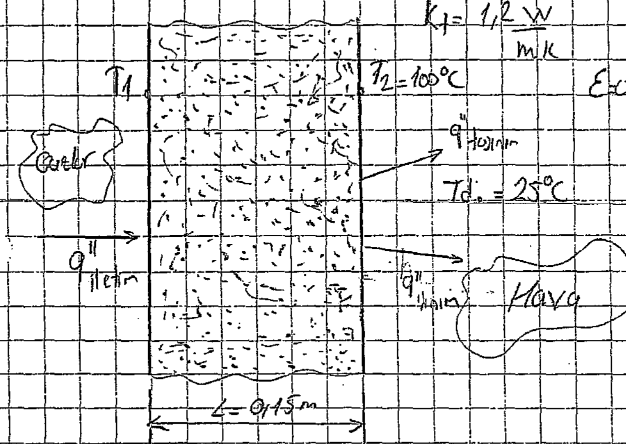
$q''_{rad} = q_1'' + q_2''$ olur. $\quad 600 = q_1'' + q_2''$

$$600 = \frac{T_1 - T_i}{\frac{L_2}{k_2} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{1}{h_1}} + \frac{T_1 - T_d}{\frac{1}{h_2}} \Rightarrow 600 = \frac{T_1}{\frac{0,15}{1,5} + \frac{0,1}{0,1} + \frac{1}{10}} + \frac{T_1 - 20}{\frac{1}{20}}$$

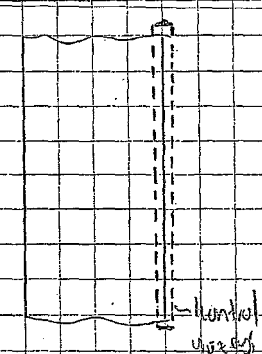
$$600 = \frac{T_1}{1,2} + \frac{T_1 - 20}{0,05} \Rightarrow 600 = \frac{0,05\,T_1 + 1,2\,T_1 - 24}{0,06} \qquad 60 = 1,25\,T_1 \qquad T_1 = 48°C$$

b- $q_1'' = \frac{T_1 - T_i}{\frac{L_2}{k_2} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{1}{h_1}}$ $\quad q_1'' = \frac{48-0}{1,2}$ $\quad q_1'' = 40\ \frac{kcal}{m^2h}$ $\quad q_2'' = 600 - 40 = 560\ \frac{kcal}{m^2h}$

Örnek: Bir ocaktaki sıcak yanma ürünü gazlar, 25°C sıcaklıktaki ortam havası ve çevre yüzeylerden, 0,15 m kalınlıktaki tuğla duvar ile ayrılmıştır. Tuğlanın ısı iletim katsayısı 1.2 W/mK, yüzeyinin ışınım yayma oranı ise 0.8'dir. Sürekli rejimde, dış yüzey sıcaklığı 100°C olarak ölçülmüştür. Yüzeyle ortam havası arasındaki doğal taşınımla ısı geçişi katsayısı h= 20 W/m²K değerindedir. Tuğla duvarın iç yüzey sıcaklığı nedir?



İç yüzeyin sıcaklığı, dış yüzey üzerinde bir enerji dengesi göz önüne alınarak elde edilebilir.



$\dot{E}_i = \dot{E}_o$ denklemi yazılır

$$q''_{iletim} = q''_{taşınım} + q''_{ışınım}$$

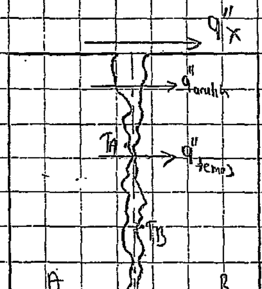
$$\frac{T_1 - T_2}{\frac{L}{k_1}} = \frac{T_2 - T_d}{\frac{1}{h}} + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_2^4 - T_d^4)$$

Değerler yerlerine yazılırsa

$$\frac{T_1 - 373}{\frac{0,15}{1,2}} = \frac{373 - 298}{\frac{1}{20}} + 0,8 \cdot (5,67 \cdot 10^{-8}) \cdot (373^4 - 298^4) \Rightarrow 8 \cdot (T_1 - 373) = 2020$$

$$T_1 = 625,8\ K = 352,5\ °C$$

Temas Direnci



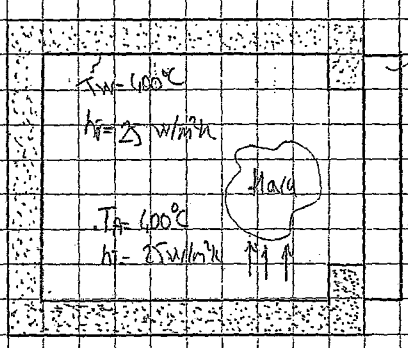
Şimdiye kadar göz önüne alınmamakla birlikte, karma sistemlerde katmanların arayüzeylerindeki sıcaklık düşmesi önemli olabilir. Bu sıcaklık düşmesi ısıl temas direnci R_c ile ilişkilendirilir.

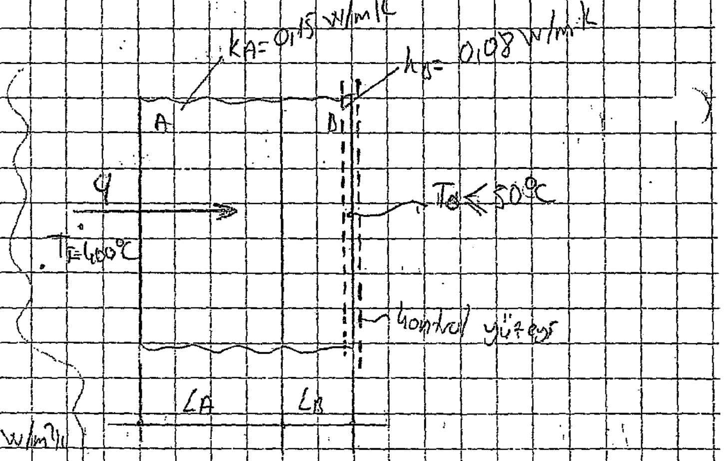
$$R_c = \frac{T_A - T_B}{q''_x}$$

P10

P10

10 **problem:** Bir fırın üreticisi, fırın hacmini oda havasından ayıran bir karma pencerenin kullanımını içeren ve kendi kendini temizleyen bir fırın geliştirmiştir. Karma pencere, yüksek sıcaklığa dayanıklı iki plastikten (A ve B) ibaret olup, katmanların kalınlığı $L_A = 2L_B$ ve ısı iletim katsayıları $k_A = 0{,}15$ W/m.K ve $k_B = 0{,}08$ W/m.K dir. Kendini temizleme sırasında, fırın cidarı ve iç havası $T_w = T_a = 400$ oda sıcaklığı $T_d = 25°C$ dir. Fırın içi ısı taşınım ve ışınım katsayıları sırasıyla $h_i = 25\ W/m^2K$, $h_r = 25\ W/m^2K$, fırın dışı ısı taşınım katsayısı $h_o = 25\ W/m^2K$ dır. Pencerenin dış yüzeyindeki sıcaklığın 50°C veya daha düşük olmasını sağlayan $L = L_A + L_B$ pencere kalınlığı nedir?

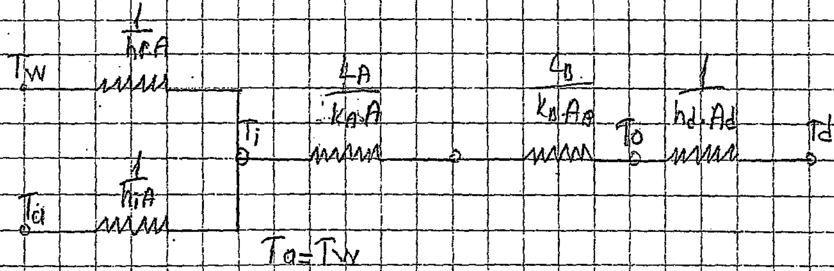




pencere ve fırın cidarları arasında ışınım olduğu için pencere iç yüzeyinde meydana gelmektedir. Pencere dış yüzeyi ve çevresi arasındaki ışınımla ısı geçişi göz ardı edilmektedir.

Enerjinin korunumu denkleminden $\dot{E}_i = \dot{E}_o$

$$\dot{E}_i = q = \frac{T_a - T_o}{\sum R}$$



$$\dot{E}_o = q = \frac{T_o - T_d}{\frac{1}{h_o A}}$$

$$\frac{T_a - T_o}{\left(\frac{1}{\frac{1}{h_r A}} + \frac{1}{\frac{1}{h_i A}}\right)^{-1} + \frac{L_A}{k_A A} + \frac{L_B}{k_B A} + \frac{1}{h_d A}} = \frac{T_o - T_d}{\frac{1}{h_o A}} \Rightarrow \frac{T_a - T_o}{\frac{1}{A}\left[\frac{1}{h_r + h_i} + \frac{L_A}{k_A} + \frac{L_A}{2k_B}\right]} = \frac{T_o - T_d}{\frac{1}{A}\frac{1}{h_o}}$$

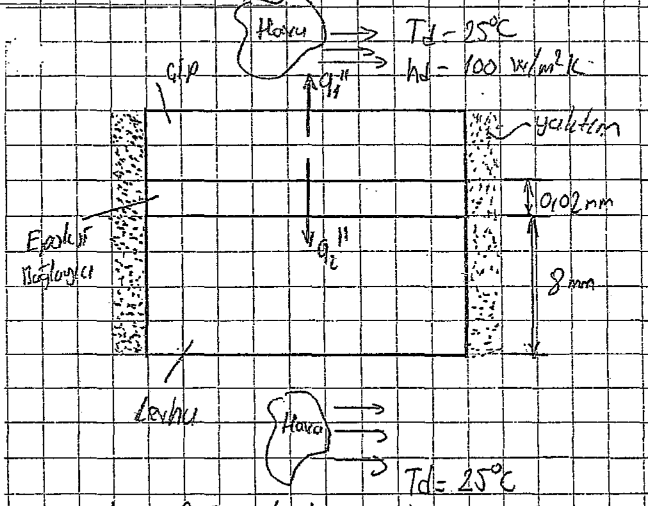
$$ve: L_B = \frac{L_A}{2}$$

$$\frac{400-50}{\frac{1}{50}+L_A\left(\frac{1}{0,15}+\frac{1}{0,16}\right)} = \frac{50-25}{\frac{1}{25}} \qquad 14 = \frac{1}{2} + L_A\left(\frac{0,31}{0,024}\right)25$$

$L_A = 4,180 \cdot 10^{-2}$ m $\qquad L_B = 2,090 \cdot 10^{-2}$ m

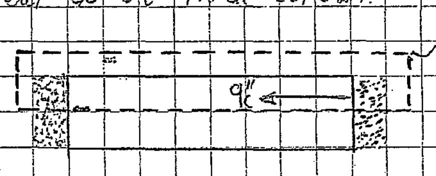
$L = L_A + L_B = 6,270 \cdot 10^{-2}$ m

Örnek: İnce bir silikon çip ve 8 mm kalınlığındaki alüminyum levha arasında 0,02 mm kalınlığında bir epoksi bağlayıcı vardır. Çip ve levhanın yan kenarları 10 mm olup, açık yüzeyleri 100 W/m².K ısı taşınım katsayısının sağlandığı 25°C sıcaklığındaki hava akışı ile soğutulmaktadır. Normal koşullarda çip 10^4 W/m² ısı yayıyorsa, izin verilen maksimum 85°C sıcaklığın altında çalışabilir mi.



$k_{Al} = 238$ W/m.K

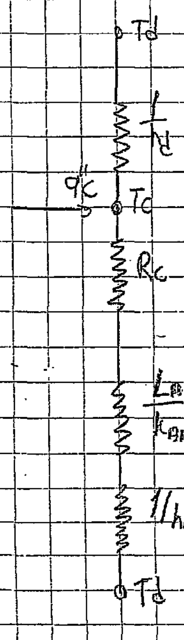
Çevreye ışınımla ısı geçişi yok. Çipin ısıl direnci çok az ihmal edilebilir.



kontrol yüzeyinde bir enerji dengesi uygularsak

$$q_c'' = q_1'' + q_2''$$

Epoksi bağlayıcı bir direnç oluşturacaktır.



$$q_c'' = \frac{T_c - T_d}{\frac{1}{h_d}} + \frac{T_c - T_d}{R_c + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_d}}$$

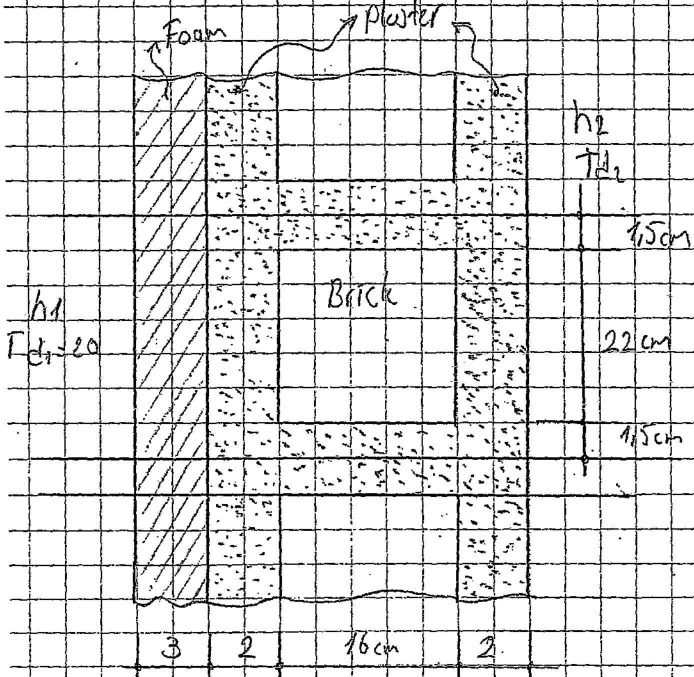
R_c tablodan $0,9 \cdot 10^{-4}$ m²K/W olarak okunur.

$$\underbrace{q_c''}_{10^4} = \frac{T_c - 25}{\frac{1}{100}} + \frac{T_c - 25}{0,9 \cdot 10^{-4} + \frac{8}{238} \cdot 10^{-4} + \frac{1}{100} \cdot 10^{-4}}$$

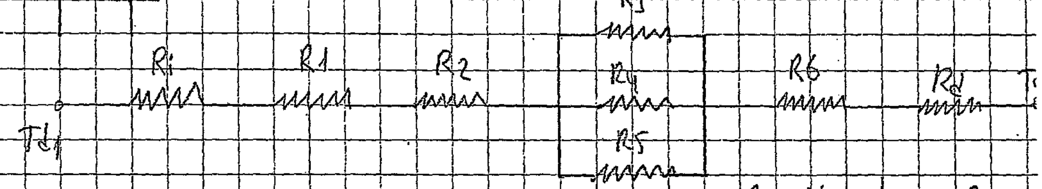
$T_c = 25 + 50,3 \qquad T_c = 75,3$ °C $\qquad 85 > 75,3$

maksimum sıcaklığın altında çalışabilir.

12 Problem: A 3m high and 5m wide wall consists of long 16cm x 22cm cross section horizontal bricks [k = 0,72 W/m.C°] seperated by 3-cm thick plaster layers [k = 0,22 W/m.C°]. There are also 2cm-thick plaster layers on each side of the brick, and a 3cm thick rigid foam [k = 0,026 W/m.C°] on the inner side of the wall, as shown in below figure. The indoor and outdoor temperatures are 20°C and -10°C, and the convection heat transfer coefficients on the inner and the outer sides are [h_1 = 10 W/m².C°] and [h_2 = 25 W/m².C°].
Assuming one dimensional heat transfer and disregarding radiation, determine the rate of heat transfer throught the wall.



there is a pattern in the construction of this wall that repeats its self every 25cm distance in the vertical direction. There is no variation in the horizontal direction. Therefore, we consider a 1m deep and 0,25m high portion of the wall, since it is representative of the entire wall.



$R_2 = R_6$ and $R_3 = R_5$

$$R_i = \frac{1}{h_1 A} = \frac{1}{10 \cdot 0{,}25 \cdot 1} = 0{,}4 \ m^2 C^\circ/W \ \text{(convection)}$$

$$R_1 = \frac{L_1}{k_1 A_1} = \frac{0{,}03}{0{,}026 \cdot 0{,}25 \cdot 1} = 4{,}6 \ m^2 C^\circ/W \ \text{(Foam)}$$

$$R_2 = R_6 = \frac{L}{kA} = \frac{0{,}02}{0{,}22 \cdot 0{,}25 \cdot 1} = 0{,}36 \ m^2 C^\circ/W \ \text{(plaster, center)}$$

$$R_3 = R_5 = \frac{L}{kA} = \frac{0{,}16}{0{,}22 \cdot 0{,}015 \cdot 1} = 48{,}48 \ C^\circ/W \ \text{(plaster)}$$

$$R_4 = \frac{L}{kA} = \frac{0{,}16}{0{,}72 \cdot 0{,}22 \cdot 1} = 1{,}01 \ C^\circ/W$$

$$R_o = \frac{1}{h_2 A} = \frac{1}{25 \cdot 0{,}25 \cdot 1} = 0{,}16 \ ^\circ C/W$$

$$\frac{1}{R_{paralel}} = \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_5} = \frac{1}{48{,}48} + \frac{1}{1{,}01} + \frac{1}{48{,}48} = 1{,}03\ W/°C$$

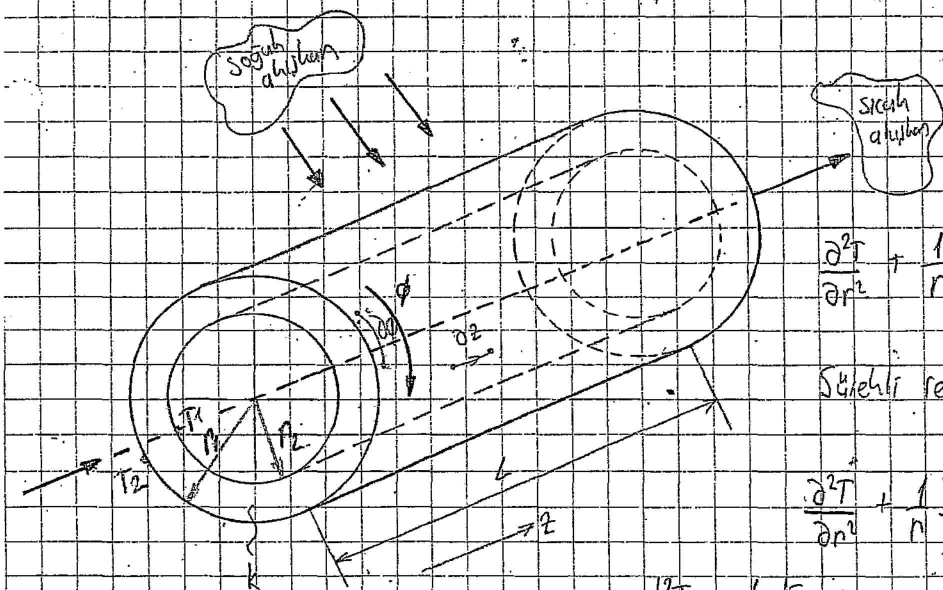
$R_{paralel} = 0{,}97\ °C/W$ $\qquad R_{tot} = R_1 + R_i + R_2 + R_{paralel} + R_6 + R_d$

$R_{tot} = 0{,}4 + 0{,}6 + 0{,}36 + 0{,}97 + 0{,}36 + 0{,}16 = 6{,}85\ °C/W$

$$q = \frac{T_{d1} - T_{d2}}{R_{tot}} = \frac{20 - (-10)}{6{,}85} = 4{,}38\ W$$

RADYAL SİSTEMLER

* Silindirik Sistemler



$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{1}{\alpha}\ldots$$

Sürekli rejim, ısı üretimi yok.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r} = 0$$ bağımsız değişken sadece r olduğundan

$$\frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{dT}{dr} = 0$$

$$\frac{d}{dr}\left(r\frac{dT}{dr}\right) = 0 \Rightarrow r\frac{dT}{dr} = C_1 \Rightarrow dT = \frac{C_1}{r}dr \qquad T = C_1 \ln r + C_2$$

C_1 ve C_2 sabitlerini bulmak için sınır şartları kullanılırsa

$r = r_1 \Rightarrow T = T_1$, $r = r_2 \Rightarrow T = T_2$ olur

$T_1 = C_1 \ln r_1 + C_2$ $\qquad T_2 = C_1 \ln r_2 + C_2$ $\qquad$ iki denklemin çözümünden

$$C_1 = -\frac{T_1 - T_2}{\ln\frac{r_2}{r_1}} \qquad C_2 = \frac{T_1 - T_2}{\ln\frac{r_2}{r_1}} \cdot \ln r_2 + T_2$$ ana denklemde yerlerine yazılırsa

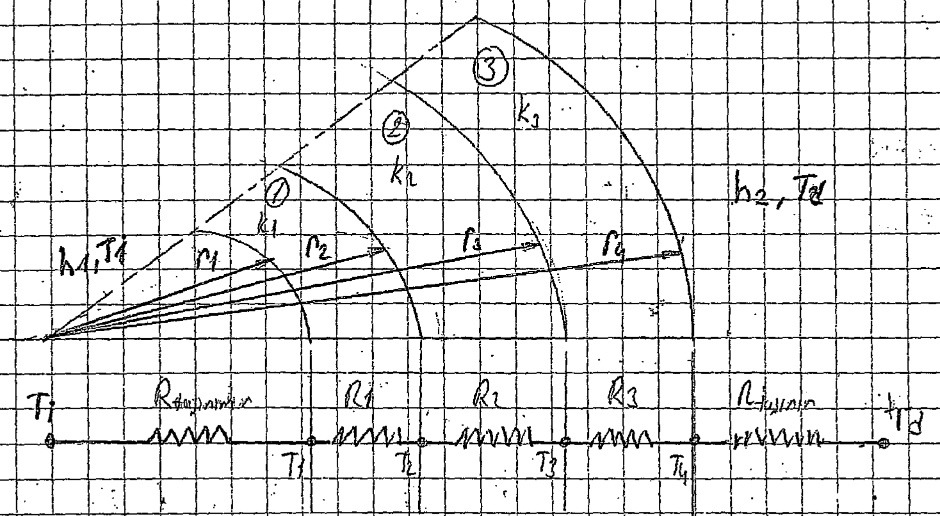
$$T = -\frac{T_1 - T_2}{\ln\frac{r_2}{r_1}} \ln\frac{r}{r_2} + T_2 \qquad q_r = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dr} \qquad A = 2\pi r L$$

P14

4) Denklem T yerine yazılırsa

$$\boxed{q_r = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{2\pi k L} \ln \frac{r_2}{r_1}}}$$

Katmanlı Duvar;



$$q_r = \frac{T_i - T_d}{R_{toplam}} \Rightarrow R_{toplam} = R_{taşınım} + R_1 + R_2 + R_3 + R_{taşınım}$$

$$R_{toplam} = \frac{1}{h_1 \cdot 2\pi r_1 L} + \frac{\ln r_2/r_1}{2\pi k_1 L} + \frac{\ln r_3/r_2}{2\pi k_2 L} + \frac{\ln r_4/r_3}{2\pi k_3 L} + \frac{1}{h_2 \cdot 2\pi r_4 L}$$

Bu sonuç toplam ısı geçiş katsayısı (U) cinsinden de ifade edilebilir.

$$q_r = \frac{T_i - T_d}{R_{toplam}} = U \cdot A \cdot (T_i - T_d) \qquad U_1 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1} + \frac{r_1}{k_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_1}{k_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{r_1}{k_3} \ln \frac{r_4}{r_3} + \frac{1}{h_2}\right)}$$

$$U = \frac{1}{R_{toplam} \cdot A} \qquad A_1 = 2\pi r_1 L$$

$$U_2 \cdot A_2 = U_3 \cdot A_3 = U_4 \cdot A_4 = [R_{top}]^{-1}$$

Kritik Yalıtım;

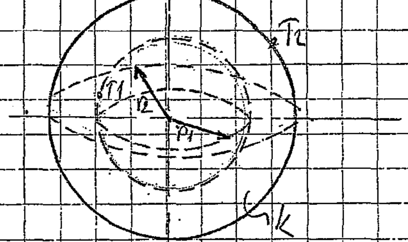
Radyal sistemlerde optimum bir yalıtım kalınlığının olabileceği, kalınlıktaki artışın zıt etkilere yol açması nedeniyle düşünülebilir. Yalıtım kalınlığının artması iletim direncini arttırır, ancak taşınım direnci dış yüzey alanının büyümesi nedeniyle azalır.

Kritik yalıtım yarıçapı $r_{cr} = \frac{k}{h}$

P15

KÜRE

$$q_r = -k \cdot A \frac{dT}{dr} \qquad A = 4\pi r^2$$



$$\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial r}\left(k r^2 \frac{\partial T}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2 \sin\theta}\frac{\partial}{\partial \phi}\left(k \frac{\partial T}{\partial \phi}\right) + \frac{1}{r^2 \sin\theta}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(k \sin\theta \frac{\partial T}{\partial \theta}\right)$$

$$+ \dot{q} = \frac{1}{\alpha}\frac{\partial T}{\partial t}$$ Sürekli rejim, ısı üretimi yok

$$\frac{\partial T}{\partial \phi} = \frac{\partial T}{\partial \theta} = \frac{\dot{q}}{k} = 0$$

Buna göre

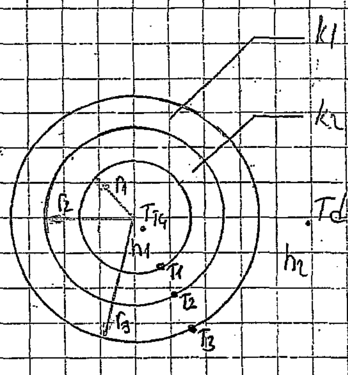
$$\frac{1}{r^2}\frac{d}{dr}\left(r^2 \frac{dT}{dr}\right) = 0 \qquad T_r = -\frac{C_1}{r} + C_2 \qquad r = r_1 \quad T = T_1$$

$$r = r_2 \quad T = T_2$$

$$T_r = T_1 + \frac{(T_2 - T_1)\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r}\right)}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} \qquad \frac{dT}{dr} = \frac{(T_2 - T_1)\frac{1}{r^2}}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}}$$

$$q_r = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{4\pi k}\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right)}$$

Çok katmanlı küre yapı



$$q_r = \frac{T_i - T_1}{\frac{1}{4\pi r_1^2 h_1}}$$

$$q_r = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{4\pi k_1}\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right)}$$

$$q_r = \frac{T_2 - T_3}{\frac{1}{4\pi k_2}\left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_3}\right)}$$

$$q_r = \frac{T_3 - T_d}{\frac{1}{4\pi r_3^2 h_2}}$$

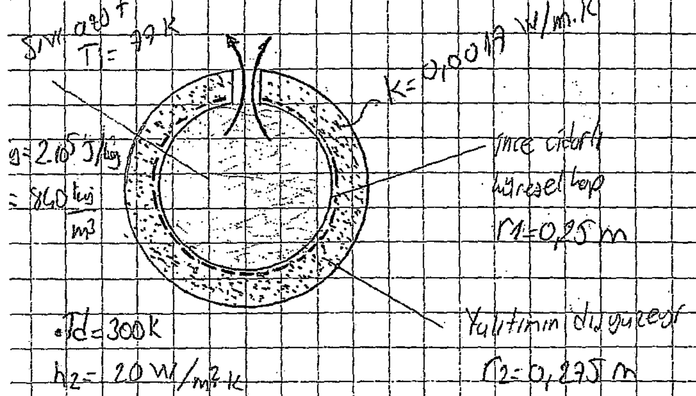
$+$

$$q_r = \frac{T_i - T_d}{\frac{1}{4\pi r_1^2 h_1} + \frac{1}{4\pi k_1}\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right) + \frac{1}{4\pi k_2}\left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_3}\right) + \frac{1}{4\pi r_3^2 h_2}}$$

P16 problem: Küresel ince cidarlı bir metal kap 77 K sıcaklığındaki sıvı azotun depolanması için kullanılmaktadır. Deponun çapı 0,25 m olup, silika tozundan yapılmış ve havası boşaltılmış yansıtıcı yalıtımla kaplanmıştır. Yalıtımın kalınlığı 25 mm'dir ve dış yüzey 300 K sıcaklığındaki ortam havasına açıktır. Isı taşınım katsayısı 20 W/m²K olarak bilinmektedir. Sıvı azotun gizli buharlaşma ısısı ve yoğunluğu sırasıyla 2×10^5 J/kg ve 804 kg/m³'tür.

a- Sıvı azota geçen ısıyı hesaplayın

b- Buharlaşan sıvı kütlesi ne kadardır.

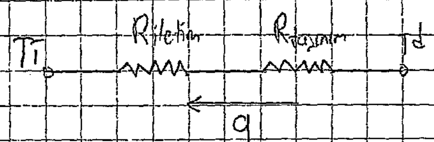


Sürekli rejim, bir boyutlu radyal ısı geçişi, yalıtımın dış yüzeyi ve çevresi arasında ışınımla ısı geçişi yok

Kontrol yüzeyi alınırsa

$\dot{E}_i = \dot{E}_o$

$\dot{E}_i = q = \frac{T_d - T_i}{\sum R}$



$R_{iletim} = \frac{1}{4\pi k}\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right)$ $R_{taşınım} = \frac{1}{4\pi r_2^2 h_2}$

$$q = \frac{T_d - T_i}{\frac{1}{4\pi k}\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right) + \frac{1}{4\pi r_2^2 h_2}}$$

$$q = \frac{300 - 77}{\frac{1}{4\pi\, 0{,}0017}\left(\frac{1}{0{,}25} - \frac{1}{0{,}275}\right) + \frac{1}{4\pi (0{,}275)^2 . 20}}$$

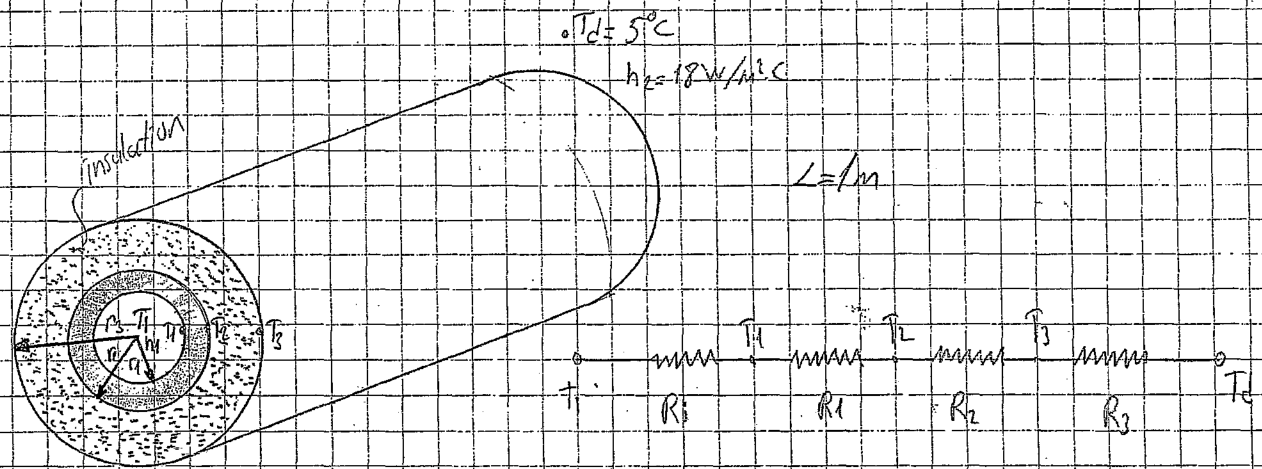
$q = 13{,}06$ W

$\dot{E}_o = \dot{m}\, h_{fg}$ → kaynama nedeniyle gizli enerji kaybını göstermektedir.

$$q = \dot{m}.h_{fg} \Rightarrow \dot{m} = \frac{13{,}06\ J/s}{2.10^5\ \frac{J}{kg}} = 6{,}53.10^{-5}\ kg/s$$

P17

example: Steam at $T_i = 320°C$ flows in a cast iron pipe [$k = 80\ W/m.°C$] whose inner and outer diameters are $D_1 = 5\ cm$ and $D_2 = 5,5\ cm$, respectively. The pipe is covered with 3-cm thick glass wool insulation [$k = 0,05\ W/m.°C$]. Heat is lost to the surroundings at $T_d = 5°C$ by natural convection and radiation, with a combined heat transfer coefficient of $h_2 = 18\ W/m^2.°C$. Taking the heat transfer coefficient inside the pipe to be $h_1 = 60\ W/m^2.°C$, determine the rate of heat loss from the steam per unit length of the pipe.



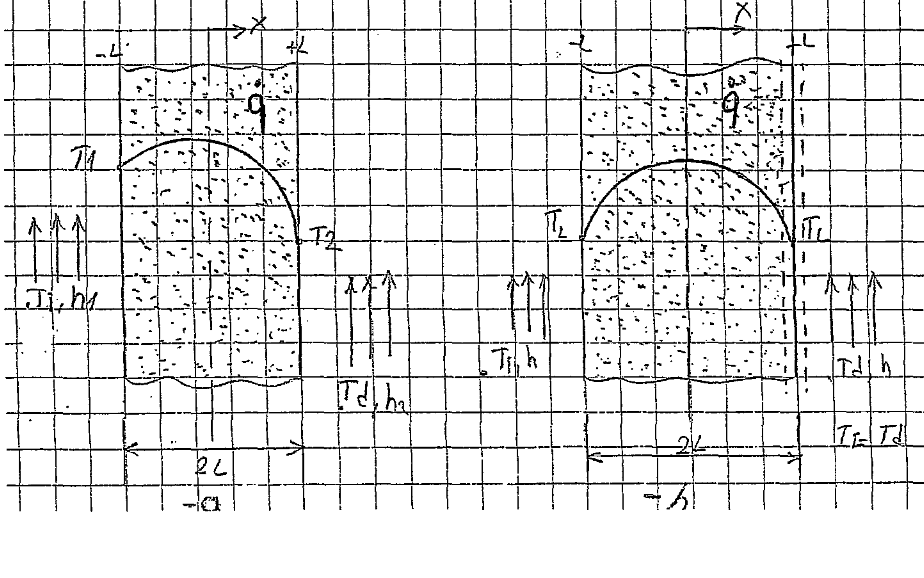
$$\frac{q}{L} = \frac{T_i - T_d}{\frac{1}{h_1 2\pi r_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_1} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_2} + \frac{1}{2\pi r_3 h_2}} \Rightarrow q = \frac{(320-5)°C}{0,106\frac{°C}{W} + 0,0002\frac{°C}{W} + 2,35\frac{°C}{W} + 0,154\frac{°C}{W}}$$

$q = 120,7\ W$

İÇİNDE ISI ÜRETİMİNİN OLDUĞU SİSTEMLERDE

ISI İLETİMİ

* Düzlemsel Duvar



P18

Yüzeyleri T_1 ve T_2 'de tutulan ve içinde düzgün dağılımlı ısı üretimi olan ($\dot{q}$ sabit) şekil a'daki düzlemsel duvarı inceleyelim.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \cancel{\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}}^{0} + \cancel{\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}}^{0} + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{1}{\alpha}\cancel{\frac{\partial T}{\partial t}}^{0} \qquad \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\dot{q}}{k} = 0$$ denkleminin genel çözümü

$$T = -\frac{\dot{q}}{k}\frac{x^2}{2} + C_1 x + C_2$$ şeklindedir. Sınır şartları incelenirse

$x = L \Rightarrow T = T_2$, $x = -L \Rightarrow T = T_1$ buna göre sabitler,

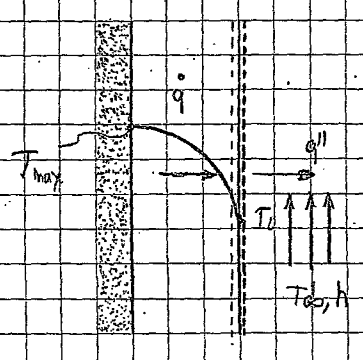
$$C_1 = \frac{T_2 - T_1}{2L}, \quad C_2 = \frac{\dot{q}}{2k}L^2 + \frac{T_1 + T_2}{2}$$ biçimindedir. Buna göre sıcaklık dağılımı;

$$T(x) = \frac{\dot{q}L^2}{2k}\left(1 - \frac{x^2}{L^2}\right) + \frac{T_2 - T_1}{2L}x + \frac{T_1 - T_2}{2}$$ şeklindedir.

Şekil b'de gösterildiği gibi, her iki yüzey aynı sıcaklıkta olursa sıcaklık dağılımı orta düzleme göre simetrik olup

$$T(x) = \frac{\dot{q}}{2k}\left(L^2 - x^2\right) + T_L$$ şeklindedir

Burada en yüksek sıcaklık orta düzlemde gerçekleşir. $T_{max} \Rightarrow x = 0$'dır.
Şekil b'deki simetri düzleminde sıcaklık ~~gradyanı~~ gradyanının sıfır $\left(\frac{dT}{dx}\right)_{x=0} = 0$ olduğu görülmektedir. Buna göre bu düzlem üzerinden ısı geçişi yoktur. Buna göre bu düzlem aşağıdaki şekildeki gibi adyabatik yüzey ile temsil edilebilir.



Burada T_L ile T_∞ arasında bağıntı kurulursa

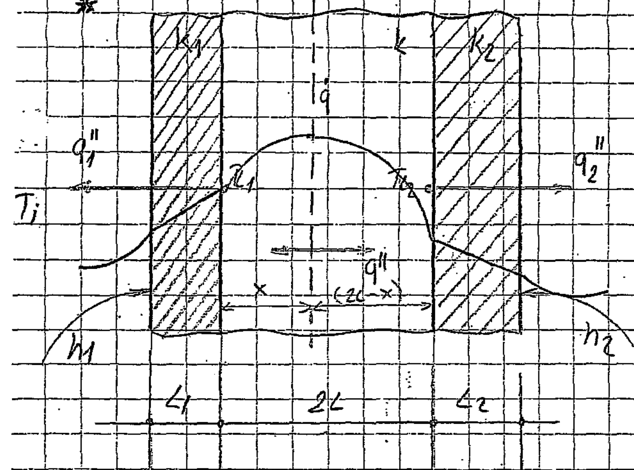
$$T_L = T_\infty + \frac{\dot{q}L}{h}$$ olur.

Ayrıca dışarıya taşınımla geçen ısı miktarını bulmak istersek, kontrol yüzeyine göre $\dot{E}_i = \dot{E}_o \Rightarrow \dot{q}L = h(T_L - T_\infty)$

$q'' = \dot{q}.L$

P19

*



Düzlemsel ve katmanlı bir duvar düşünelim, ısı üretiminin olduğu yer (aynı zamanda maksimum sıcaklığın olduğu yer) Td farklı yerlerde olabilir. Buna göre

$q_1'' = \dot q \cdot x \qquad q_2'' = \dot q \cdot (2L - x)$

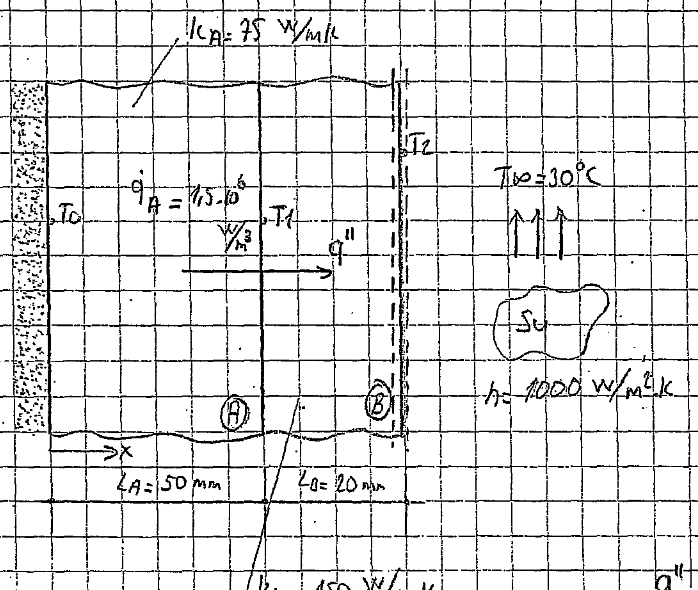
$$q_1'' = \frac{T_{L1} - T_i}{\frac{L_1}{k_1} + \frac{1}{h_1}} \qquad q_2'' = \frac{T_{L2} - T_d}{\frac{L_2}{k_2} + \frac{1}{h_2}}$$

$$T_{max_{x_1}} = \frac{\dot q}{2k}\left[L^2 - x^2\right] + T_{L1}$$

$$T_{max_{x_1}} = T_{max_{x_2}}$$

$$T_{max_{x_2}} = \frac{\dot q}{2k}\left[(2L-x)^2 - x^2\right] + T_{L2}$$

problem: Düzlemsel bir duvar A ve B katmanlarından oluşmaktadır. A katmanında $\dot q = 1{,}5 \cdot 10^6 \ \frac{W}{m^3}$ düzgün dağılımlı ısı üretimi vardır. B katmanında ısı üretimi yoktur. A ve B katmanlarının kalınlıkları sırasıyla 50 mm ve 20 mm, ısı iletim katsayıları 75 ve 150 W/m.K'dir. B katmanının dış yüzeyi $T_\infty = 30°C$ ve $h = 1000$ W/m.K'dan bir su akışı ile soğutulurken, A katmanının iç yüzeyi tamamen yalıtılmıştır. Buna göre yalıtılmış ve soğutulan yüzeyin T_1 sıcaklıklarını bulunuz.



* T_2 dış yüzey sıcaklığı, B katmanına enerji dengesi uygulanarak elde edilebilir. Bu katman içerisinde ısı üretimi olmadığından $x = L_A$'da katmana giren ısı akısı $x = L_A + L_B$ taşınımla katmandan çıkan ısı akışına eşit olmalıdır. Buradaki kontrol yüzeyine göre $E_i = E_o$ yazılabilir

$$q'' = h.(T_2 - T_\infty)$$

* A katmanının bir yüzeyi yalıtıldığı için üretilen ısı, A katmanından çıkan ısıya eşittir.

$$q'' = \dot q_A . L = 1{,}5.10^6 \frac{W}{m^3} . 50.10^{-3} m = 75000 \frac{W}{m^2}$$

P20

Buradan $q'' = h.(T_2 - T_\infty) \Rightarrow 75000 \frac{W}{m^2} = 1000 \frac{W}{m^2 K/C°} . (T_2 - 30) \Rightarrow$

$T_2 = 105\ °C$

B, katmanından geçen ısıyı biliyoruz, buna göre bir ısıl devre oluşturulursa

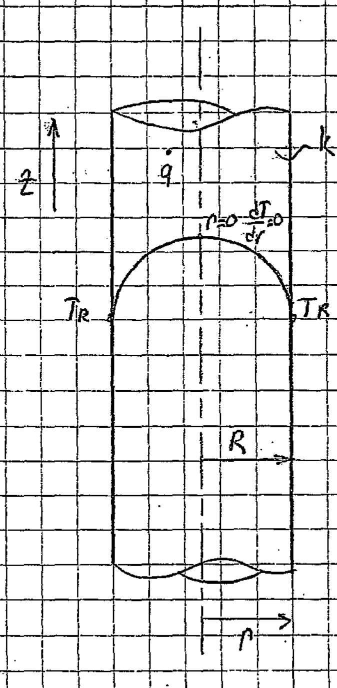
$T_1 \circ$ — R_{iletim} — T_2 — $R_{taşınım}$ — $\circ T_\infty$ $\qquad q'' = \dfrac{T_1 - T_\infty}{\dfrac{L_B}{k_B} + \dfrac{1}{h}}$

$T_1 = 75000 . \left(\dfrac{20.10^{-3} m}{150 \frac{W}{m.K}} + \dfrac{1}{1000 \frac{W}{m^2 K}} \right) + 30 \qquad T_1 = 115°C$

$T(x) = \dfrac{\dot{q}}{2k}\left[L^2 - x^2\right] + T_1 \qquad x=0$'da $T_0 = T_{max} \Rightarrow T_0 = \dfrac{\dot{q} . L_A^2}{2 k_A} + T_1$

$T_0 = \dfrac{1{,}5.10^6 . (0{,}05)^2}{2 . 75} + 115°C \qquad T_0 = 140\ °C$

Radyal Sistemler



z ve ϕ yönünde ısı değişimi yok, sürekli rejim $\Rightarrow$

$\dfrac{1}{r}\dfrac{d}{dr}\left(r\dfrac{dT}{dr}\right) + \dfrac{\dot{q}}{k} = 0$ olur. Simetriden dolayı ısı dağılımı şekildeki gibidir. Denklemin integrali alınırsa

$\dfrac{r\,dT}{dr} + \dfrac{\dot{q} r^2}{2k} = C_1$ olur. $r=0$'da $\dfrac{dT}{dr} = 0$ olacağından

$C_1 = 0$ olur. Tekrar integral alınırsa

$T + \dfrac{\dot{q} r^2}{4k} = C_2 \Rightarrow r = R$'de $T = T_R$ olacağından

$C_2 = T_R + \dfrac{\dot{q} r^2}{4k}$ olur. Buna göre $T = T_R + \dfrac{\dot{q}}{4k}(R^2 - r^2)$

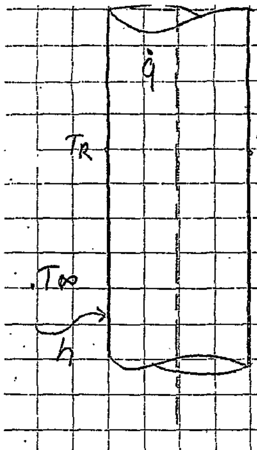
Silindirde herhangi bir yarıçaptaki ısı geçişi, $\dfrac{q}{L} = -kA.\dfrac{dT}{dr} \Rightarrow$ ve $\dfrac{dT}{dr} = \dfrac{\dot{q}}{4k}(-2r)$

$\dfrac{q}{L} = \cancel{-}k\,2\pi r . \left(\cancel{-}2 \dfrac{\dot{q}}{4k}\right) \Rightarrow \dfrac{q}{L} = \pi r^2 . \dot{q}$ $\qquad r = R$ olursa yüzeydeki ısı geçişi

$\dfrac{q}{L} = \pi R^2 . \dot{q}$ olur.

$T_{max} = T_R + \dfrac{\dot{q}}{4k} R^2$

P21



$\frac{q}{L} = \pi R^2 . \dot{q}$ ve   Birim boy için

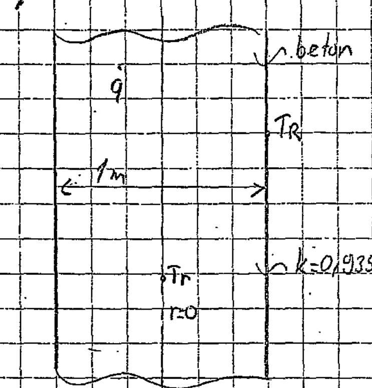
Sistemin çevresinde akışkan varsa

$\frac{q}{L} = h . A (T_R - T_\infty)$

$\pi R^2 . \dot{q} = 2\pi R . h . (T_R - T_\infty)$

$$\boxed{T_R = \frac{\dot{q} . R}{2h} + T_\infty}$$

problem:



reaksiyon ısısı = $0,709 \frac{J}{kg S}$

birim zamanda birim hacimde üretilen ısı miktarı

$\rho = 2310 \frac{kg}{m^3}$ $T_R = 355 K$

$\dot{q} = \rho .$ reaksiyon ısısı

$T_r = ?$

$\dot{q} = 2310 \frac{kg}{m^3} . 0,709 \frac{J}{kg S} = 1688 \frac{J}{m^3 S}$

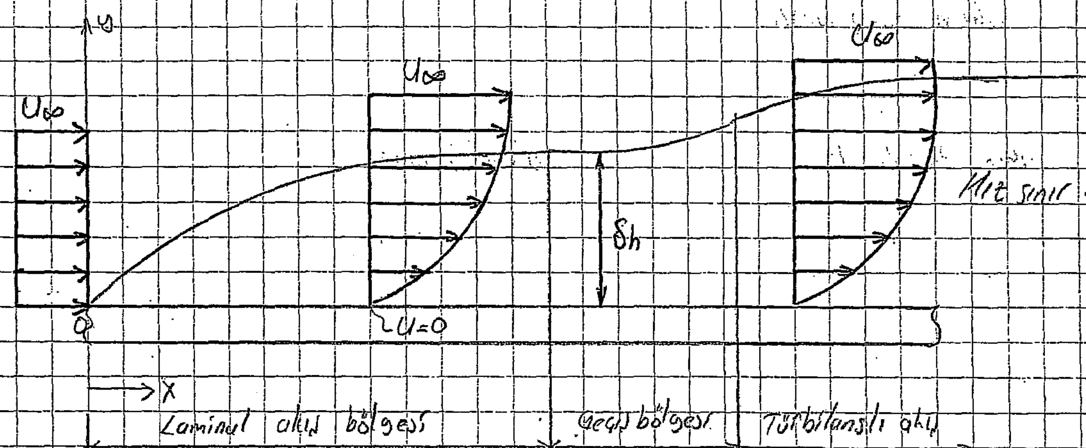
$T = T_R + \frac{\dot{q}}{4k} (R^2 - \cancel{r^2}^{\,0}) = T_R + \frac{\dot{q} R^2}{4k}$ r=0'da

$T_r = 355 + \frac{1688 . (0,5)^2}{4 . 0,935} = 464,5 K$

TAŞINIM

A-DÜZ LEVHA

Bir düz levha üzerinde hidrodinamik sınır tabakanın gelişimi

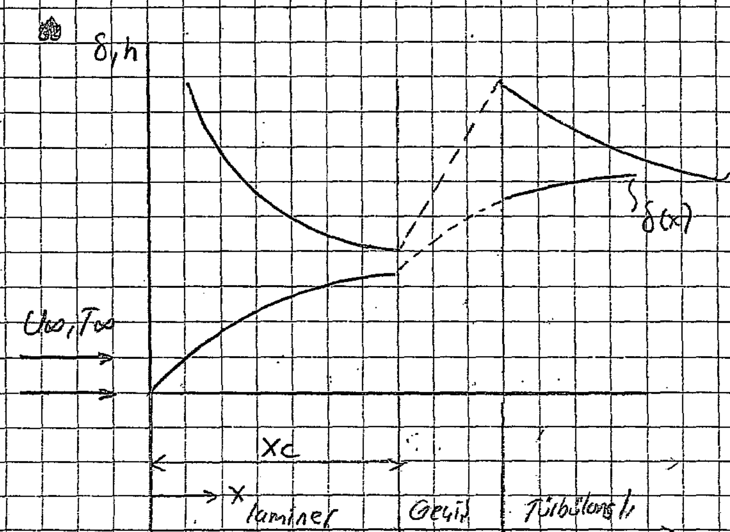


Akışkan parçacıkları yüzeyle temas ettiklerinde hızları sıfır olur. Bu parçacıklar bitişik akışkan tabakaları içindeki parçacıkların hareketini yavaşlatır ve bu etki azalarak $y = \delta h$ uzaklığında gözardı edilebilir.

P22

"δh" büyüklüğü sınır tabaka kalınlığı olarak adlandırılır. δh x ile artar.

Laminar sınır tabaka içinde, akışkan hareketi çok düzenlidir ve parçacıklar akış çizgileri boyunca hareket ederler. Türbülanslı sınır tabaka içinde akışkan hareketi çok düzensizdir. Akış içinde ani hız değişimleri gözlenir. Bu düzensiz değişimler momentum, enerji ve kütle geçişini arttırır ve bundan dolayı taşınımla geçiş hızı gibi yüzey sürtünmesi de artar.



Sınır tabaka hesaplarında laminerden türbülanslı akışa geçişin, bir x_c noktasında başladığı varsayılır. Bu noktaya Reynolds sayısı olarak adlandırılan boyutsuz değişkenle belirlenir.

$$Re_x = \frac{U_\infty \cdot x}{\nu}$$

x, karakteristik uzunluk, ν, kinematik viskozite. Reynolds sayısının değerine göre akış şekli belirlenebilir.

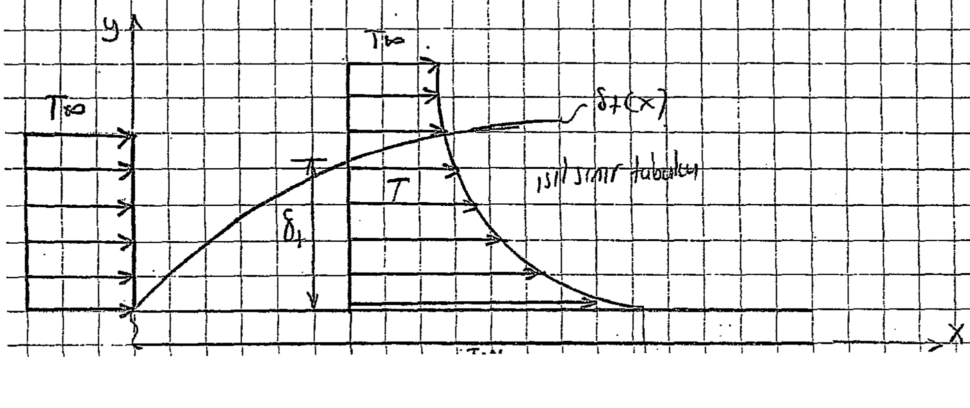
$0 < Re_x < 2\cdot10^5$ akım laminer $\quad 2\cdot10^5 < Re_x < 3\cdot10^6$ geçiş bölgesi

$Re_x > 3\cdot10^6$ akım türbülanslı

Sınır tabaka hesaplarında kritik Reynolds sayısı kullanılır. $Re_c = 5\cdot10^5 \Rightarrow$

$Re > 5\cdot10^5$ akım türbülanslı $\quad Re < 5\cdot10^5$ akım laminer

Sabit sıcaklıkta düz levha üzerinde ısıl sınır tabakasın gelişimi



Bir yüzey üzerinde akış olduğunda nasıl bir hız sınır tabakası gelişirse, akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı olduğunda da ısıl sınır tabaka oluşur. Levha giriş ucunda sıcaklık profili düzgün dağılımlı olup T_∞'dur. Bununla beraber akışkan parçacıkları levha ile temas ettiklerinde levha ile aynı sıcaklığa ulaşır. Bu parçacıkların komşu akışkan tabakası ile enerji değişimi akışkan içinde sıcaklık gradyanlarına yol açar. Akışkanın sıcaklık gradyanlarının oluştuğu bu bölge ısıl sınır tabakadır. Bu sınır tabakanın kalınlığı δt ile tanımlanır. Giriş ucundan uzaklaştıkça ısı geçişi serbest akışı daha fazla etkiler ve ısıl sınır tabaka büyür.

Sınır tabaka içindeki koşullar ile taşınım katsayısı arasındaki ilişki kolaylıkla gösterilebilir. Yüzeyde akışkan hareketi yok ve enerji aktarımı yalnızca iletim yoluyladır.

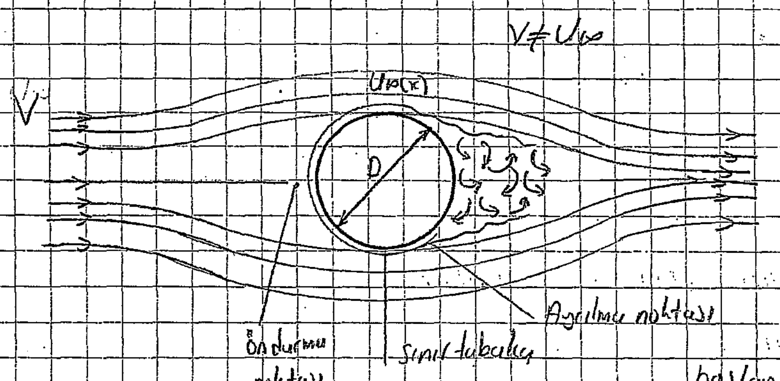
$$q''_{y=0} = -k_{akışkan} \left.\frac{dT}{dy}\right|_{y=0} = h.(T_w - T_\infty)$$

Ayrıca Newton'un soğuma yasasıyla

$$q'' = h.(T_s - T_\infty)$$

$$h = \frac{-k \left.\frac{dT}{dy}\right|_{y=0}}{T_w - T_\infty}$$

B- Silindir Üzerinde Çapraz Akış (Dışakış)



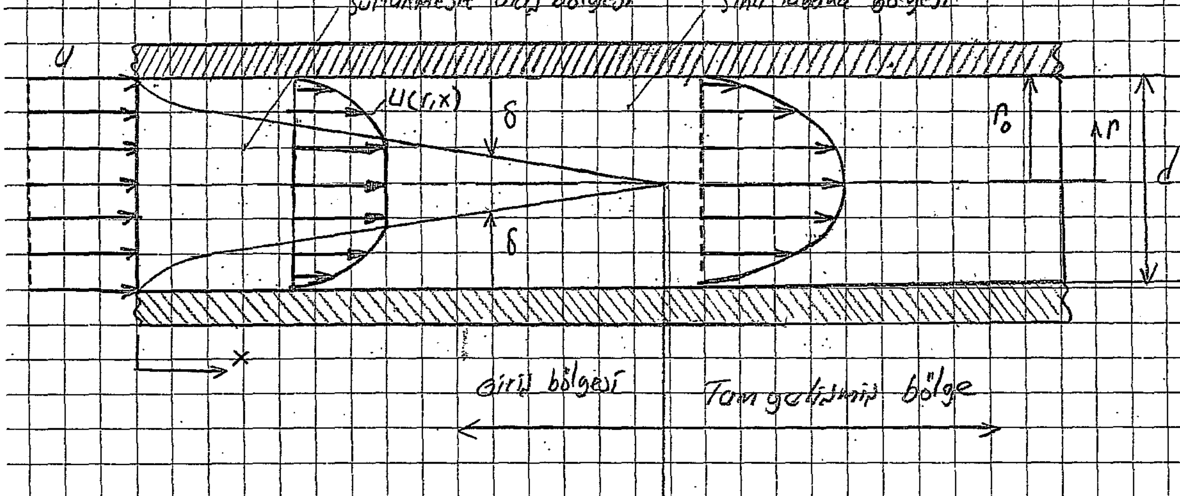
Pratikte sıkça karşılaşılan bir başka akış türü de, düşey silindir üzerinde eksene dik akıştır. Şekildeki gibi, serbest akışın, ön durma noktasında hız sıfır olur ve basınç artar. Bu noktadan başlayarak, basınç akış yönünde azalır ve uygun bir basınç gradyanı etkisiyle sınır tabaka oluşur. Ancak basınç silindirin sonunda en düşük değerine ulaşır.

Reynold sayısına bağlı olan sınır tabakanın laminerden türbülansa geçişi, ayrılma noktasının konumundan büyük ölçüde etkilenir. Silindir için karakteristik uzunluk çaptır ve Reynold sayısı

$$Re = \frac{Hız . Karakteristik\ Uzunluk}{\nu} = \frac{V.D}{\nu}$$

4 C- Silindirik bir boruda iç akış

P24



Akışkan boruya sabit hızla girsin. Akışkan yüzeyle temas ettiğinde, sürtünme etkisinin önem kazandığı ve boru içinde ilerledikçe sınır tabakanın geliştiği bilinmektedir. Bu gelişme sürtünmesiz akış bölgesinin giderek küçülmesi ve boru ekseninde sınır tabakaların birleşmesiyle sona erer. Bu birleşme noktasından sonra, sürtünme tüm kesit boyunca etkili olur ve hız profili x ile değişmez. Bu noktadan sonra akış tam gelişmiştir. Dairesel borulardaki akış için Reynolds sayısı

$$Re = \frac{\text{Hız . Karakteristik uzunluk}}{\nu} = \frac{U_m . d}{\nu}$$

U_m, boru kesiti boyunca ortalama akışkan hızı

$Re < 2300$ akış laminer, $2300 < Re < 10000$ geçiş bölgesi

$Re > 10000$ tam türbülanslı

DÜZ BİR LEVHA ÜZERİNDE PARALEL AKIŞ

A- LAMİNER AKIŞ

Pr (Prandtl Sayısı) $= \frac{\nu}{\alpha}$ ve $\alpha = \frac{k}{\rho . c_p}$ (ısıl yayınım) dır. Re ve Pr boyutsuzdur.

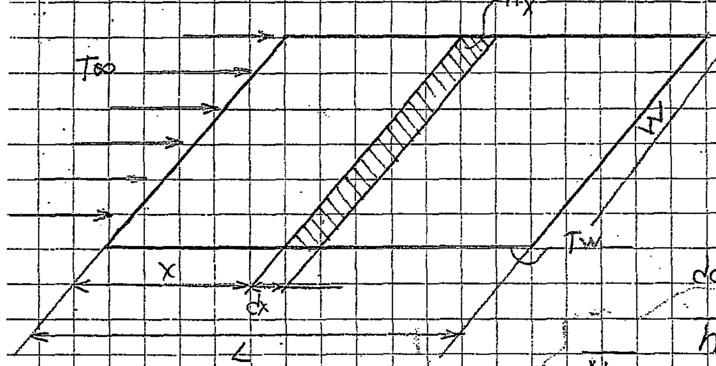
Yerel taşınım katsayısı $h_x = 0{,}332 \, \frac{k}{x} . Re_x^{1/2} . Pr^{1/3}$ "SABİT YÜZEY SICAKLIĞINDA"

Yerel Nusselt sayısı $Nu_x = \frac{h_x . x}{k} = 0{,}332 . Re_x^{1/2} . Pr^{1/3}$ boyutsuzdur.

Bu ifadeler, herhangi bir $0 < x < x_c$ değeri için önemli laminer sınır tabaka parametrelerini hesaplamak amacıyla kullanılabilir.

P25

Burada , X_c , laminerden türbülanslı akışa geçişin başladığı levhanın ön ucundan olan uzaklıktır.



Laminer akış için ortalama ısı geçiş katsayısı ($\bar{h}_L$) tesbit edilirse

$$\bar{h}_L = \frac{1}{L}\int_0^L h_x\, dx$$

olur. Buna göre sabit yüzey sıcaklığında geçerli ortalama Nusselt sayısı

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}_L . L}{k} = 0{,}664 . Re_L^{1/2} . Pr^{1/3}$$

şeklindedir.

Sonuç olarak düz bir levhada laminer akış için, levhanın tüm boyu için ortalama değerler bulunabilir. Taşınımla geçen ısı miktarını bulmak istersek

$$\int \delta q = \int_0^L h_x . W . dx . (T_W - T_\infty) \qquad q = \int_0^L h_x . W . dx \, (T_W - T_\infty)$$

T_W = sabit

$$q = \bar{h}_L \, W . L \, (T_W - T_\infty)$$

B- TÜRBÜLANSLI AKIŞ (Sabit yüzey sıcaklığında)

Türbülanslı akış için yerel Nusselt sayısı $Nu_x = \dfrac{h_x . x}{k} = 0{,}0296 . Re_x^{0,8} . Pr^{1/3}$

Levha girişinden itibaren akış türbülanslı ise ve ortalama bir değer alınırsa

$$\overline{Nu}_L = 0{,}037 . Re_L^{0,8} . Pr^{1/3}$$

C- KARIŞIK SINIR TABAKA KOŞULLARI (Sabit yüzey sıcaklığında)

Ortalama ve yerel taşınım katsayıları arasındaki ilişki $\bar{h}_L = \dfrac{1}{L}\displaystyle\int_0^L h_x\, dx$ şeklindedir.

Karışık sınır tabaka durumunda bu denklemle tüm levha için ortalama ısı geçiş katsayısını bulmak istersek, laminer bölge boyunca ($0 < x \leq x_c$) ve daha sonra, türbülanslı bölge boyunca ($x_c < x \leq L$) integrali alınmasıyla

$$\bar{h}_L = \frac{1}{L}\left(\int_0^{x_c} h_{lam}\, dx + \int_{x_c}^{L} h_{turb}\, dx\right)$$

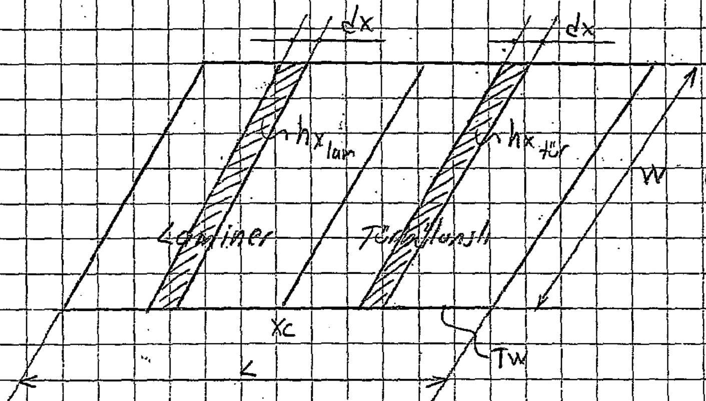
şeklinde tariflene bilir.

P26

* Levha girişinden belirli bir mesafeye kadar laminer daha sonra türbülanslı akışta Reynolds sayısının $5\cdot10^5 < Re_L \leqslant 10^8$ değerlerinde, $0,6 < Pr < 60$ aralığında ve $Re_c = 5\cdot10^5$ için ortalama Nusselt sayısı

$$\overline{Nu}_L = \left(0,037\, Re_L^{4/5} - 871\right) Pr^{1/3} \quad \text{ve} \quad \overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}_L \cdot L}{k}$$

şeklindedir.



Toplam ısı transferi;

$$q = \int_0^{x_c} h_{x_{lam}} \cdot W \cdot dx\,(T_w - T_\infty) + \int_{x_c}^{L} h_{x_{tür}} \cdot W \cdot dx\,(T_w - T_\infty)$$

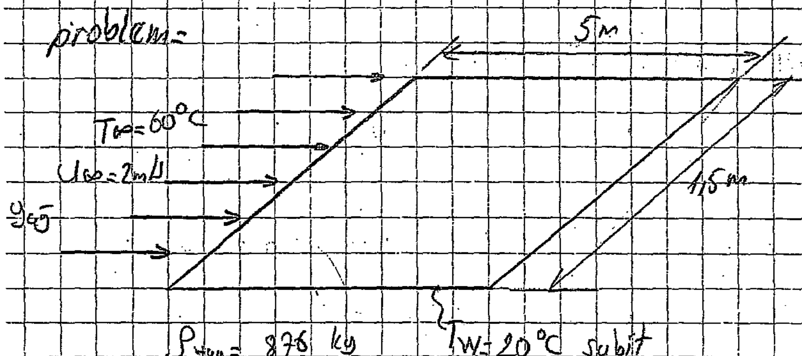
* ÖZEL DURUMLAR

Daha önceki Nusselt sayısı bağıntılarının tümü, T_s yüzey sıcaklığının sabit olduğu durumlarla sınırlıdır. Sınır koşulu olarak, sabit sıcaklık yerine, sabit yüzey ısı akısı olabilir (q''=sabit) Buna göre Nusselt ifadeleri aşağıdaki gibidir.

Laminer akış ; $Nu_x = 0,453 \cdot Re_x^{1/2}\, Pr^{1/3}$ → ortalama $\overline{Nu}_L = \frac{h \cdot L}{k} = 0,906\, Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$

Türbülanslı akış ; $Nu_x = 0,0308 \cdot Re_x^{4/5} \cdot Pr^{1/3}$ $\quad \overline{Nu}_L = \frac{h \cdot L}{k} = 0,0616\, Re_L^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$

problem:



levhaya olan ısı transferini belirleyiniz.

$\rho_{yağ} = 876 \frac{kg}{m^3}$

$k = 0,144 \frac{W}{mK}$ $\quad \nu = 242 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$

$Pr = 2870$

$$Re = \frac{U_\infty \cdot x}{\nu} = \frac{2 \frac{m}{s} \cdot 5m}{242 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 4,13 \cdot 10^4$$

$Re < 5 \cdot 10^5 \Rightarrow$ levhanın sonunda da akış laminerdir. Levhanın tüm boyu için ortalama ısı geçiş katsayısı bulunabilir. Tw sabit olduğuna göre

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}_L \cdot L}{k} = 0,664\, Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$$

yazılabilir.

$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$ ve $\alpha = \frac{k}{\rho . c_p} \Rightarrow Pr = \frac{\nu . \rho . c_p}{k}$

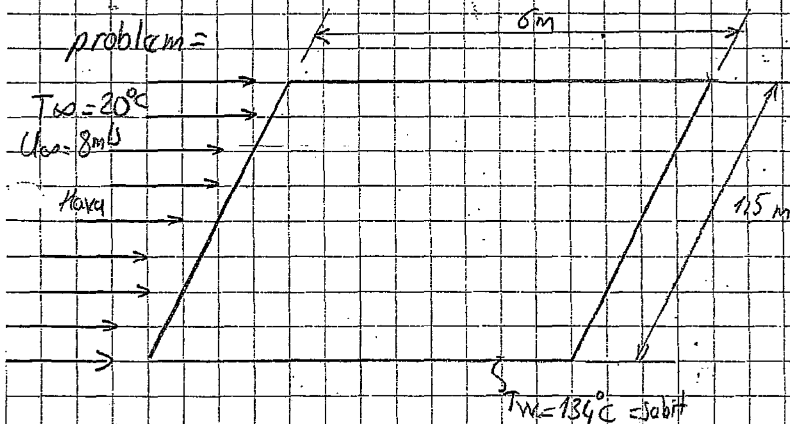
Ortalama sıcaklık T_m, $T_m = \frac{T_\infty + T_w}{2} = \frac{60+20}{2} = 40° + 273 = 313 K$

Değerler verilmeseydi bu sıcaklık değerine göre tablodan bulunabilirdi

$Nu_L = \frac{\bar{h} . L}{k} = 0{,}664 . (4{,}13 . 10^4)^{0{,}5} . (2870)^{1/3}$ $\frac{\bar{h} . 5}{0{,}144} = 1918$ $\bar{h} = 55{,}2 \frac{W}{m^2 K}$

$q = \bar{h} . A . (T_\infty - T_w) = 55{,}2 . (1.5) . (60-20) = 11040 W$

problem =



Levhadan yüzeye olan ısı transferini bulunuz. Havanın özelliklerini ortalama sıcaklık değerine göre bulacağız.

$T_m = \frac{20+134}{2} = 77°C + 273 = 350 K$

$k = 0{,}0297 \frac{W}{mK}$

$Pr = 0{,}706$

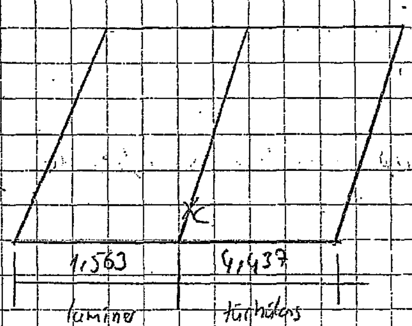
$\nu = 2{,}5 . 10^{-5} m^2/s$

$Re_L = \frac{U_\infty . L}{\nu} = \frac{8.6}{2{,}5 . 10^{-5}} = 1{,}92 . 10^6 > 5 . 10^5$ akış türbülanslı

ama kritik bir noktaya kadar akış laminerdir. $Re < 3 . 10^6$

1. çözüm = laminer bölge ve türbülanslı bölgedeki ısı miktarları bulunup hesaplanır. Önce X_c'yi bulmalıyız

$Re_c = 5 . 10^5 = \frac{U_\infty . X_c}{\nu} \Rightarrow X_c = \frac{5 . 10^5 . \nu}{U_\infty} = \frac{5 . 10^5 . 2{,}5 . 10^{-5}}{8} = 1{,}563$



laminer $Nu_x = \frac{h_x . X}{k} = 0{,}332 . Re_x^{1/2} . Pr^{1/3}$

Burada yerel ifadeler yani X uzaklığındaki noktadaki Re ve Nu ifadeleri söz konusudur. Laminer bölge için ortalama bir değer bulunmalıdır.

$\overline{Nu}_{laminer} = \frac{\bar{h}_{laminer} . L_{laminer}}{k} =$ burada $\bar{h}_{laminer}$ bulunup q hesaplanabilir.

P28 1. Çözüm = Karışık sınır tabaka koşulları söz konusu olduğu için

$$\overline{Nu_L} = (0{,}037\, Re_L^{4/5} - 871)\, Pr^{1/3} = \frac{\overline{h_L} \cdot L}{k}$$

$$\frac{\overline{h_L} \cdot L}{k} = (0{,}037 \cdot (1{,}92 \cdot 10^6)^{4/5} - 871)(0{,}706)^{1/3} \qquad 3063{,}1 \cdot 0{,}9 = \frac{\overline{h_L} \cdot 6}{0{,}0297}$$

$$h_L = 13{,}646 \ \frac{W}{m^2 K} \qquad q_{Lam+Tür} = \overline{h_L} \cdot (1{,}5 \cdot 6)(134 - 20)$$

$$q = 13850 \ W$$

* Dairesel Borularda Reynolds ve Nusselt Sayılarının Tespiti

Laminer Bölge

Dairesel borular için Reynolds ifadesi $Re_D = \frac{U_\infty \cdot D}{\nu}$ şeklindedir.

$Re_D \leq 2300 \Rightarrow$ laminer akış söz konusudur.

$$Nu = 1{,}86 \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0{,}14} = \frac{h \cdot D}{k}$$

$\mu_w \Rightarrow$ yüzey sıcaklığındaki fiziki özelliklere göre

μ_m ortalama sıcaklıktaki özellikler

Türbülanslı Bölge

$Re_D \geq 10000$ ise akış türbülanslıdır. Buna göre nusselt sayısı

$Nu = 0{,}023\, Re^{0{,}8}\, Pr^n$ $n=0{,}3$ veya $n=0{,}4$ olabilir. n değeri ısı çekiliyorsa yani soğutuluyorsa 0,3, ısı veriliyorsa yani ısıtılıyorsa 0,4 alınır.

Hem geçiş bölgesi hemde türbülanslı bölgeyi içeren akış

$Re > 2300$
$$Nu = 0{,}116 \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{2/3} \right] \cdot \left[Re^{2/3} - 125 \right] \cdot Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0{,}14}$$

Dairesel Borularda laminer akış halinde, tam gelişmiş koşullar ve yüzeyde sabit ısı akısı ~~bulunur~~ varsa Nusselt sayısı sabittir.

$$Nu = 4{,}36 \quad q_s'' = \text{sabit}$$

Sabit yüzey sıcaklığında, laminer, tam gelişmiş koşullar için Nusselt sayısı

$$Nu = 3{,}66 \quad T_w = \text{sabit}$$

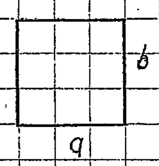
P29

DAİRESEL OLMAYAN BORULAR

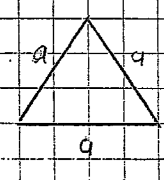
Dairesel olmayan borularda ilk yaklaşım olarak karakteristik uzunluk eşdeğer bir çap kullanarak dairesel olmayan borulara uygulanabilir. Hidrolik çap olarak adlandırılan bu çap

$$D_h = \frac{4 \cdot \text{Akım kesit alanı}}{\text{Islak çevre}} \qquad Re = \frac{U_m \cdot D_h}{\nu}$$

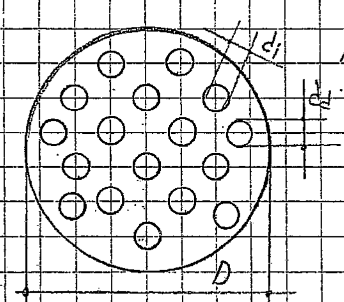
U_m = ortalama hız



$$D_h = \frac{4 \cdot (a \cdot b)}{2(a+b)}$$



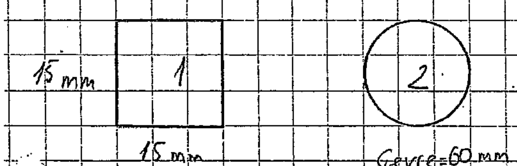
$$D_h = \frac{4 \cdot \frac{a^2\sqrt{3}}{2}}{3a}$$

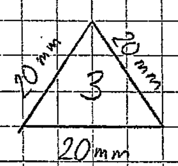


n adet boru olsun

$$D_h = \frac{4 \cdot \left[\frac{\pi D^2}{4} - n \cdot \frac{\pi d_d^2}{4}\right]}{\pi D + n \pi d_d}$$

problem=





20 °C'da, 1000 $\frac{kg}{h}$ su akıyor.

Hepsinin yüzey sıcaklıkları $T_w = 80°C$ ve sabittir. Boylar eşit. Hangi kanalda en fazla ısı transferi olur.

$\rho = 1000 \ \frac{kg}{m^3}$

$\lambda = 0{,}55$ kcal/mhC

$\nu = 0{,}5 \cdot 10^{-6}$ m²/s

$C_p = 1{,}0$ kcal/kgC

$$dh_1 = \frac{4 \cdot 15^2}{60} = 0{,}015 \text{ m} \qquad dh_2 = \frac{4 \cdot \frac{\pi d^2}{4}}{60} = 0{,}0191 \text{ m}$$

$$dh_3 = \frac{4 \cdot \frac{20^2\sqrt{3}}{2}}{60} = 0{,}01155 \text{ m}$$

$\dot{m} = \rho \cdot U_m \cdot A \Rightarrow$

$$U_{m1} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_1} = \frac{\frac{1000}{3600} \frac{kg}{s}}{1000 \frac{kg}{m^3} \cdot A_1} = 1{,}235 \text{ m/s}$$

$U_{m2} = 0{,}969$ m/s $\qquad U_{m3} = 1{,}6$ m/s $\qquad Re = \frac{U_m \cdot D_h}{\nu} \Rightarrow$

$Re_1 = 37050 \qquad Re_2 = 37016 \qquad Re_3 = 36960 \qquad Pr = \frac{\nu}{\alpha}$ ve $\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_p} \Rightarrow$

Türbülanslı akış söz konusudur.

P30 $Pr = \frac{\nu . \rho . Cp}{k} = \frac{0{,}5 . 10^{-} \frac{m}{s} . 1000 \frac{kg}{m^3} . 1 \frac{kcal}{kg C}}{0{,}55 \frac{kcal}{m h C} . \frac{1}{3600} \frac{h}{s}} = 3{,}27$

$Nu = 0{,}023\ Re^{0,8} . Pr^{n} = \frac{h . Dh}{k} \Rightarrow h_1 = 6121\ kcal/m^2hC$

$n = 0{,}4$ $\qquad h_2 = 4803\ kcal/m^2hC$

$h_3 = 7934\ kcal/m^2hC$

$q_1 = h_1 . (Çevre . L) . (T_W - T_{akışkan}) \Rightarrow q_1 = 6121 . 60 . 1 . 60 =$

$q_2 = h_2 . (Çevre . L) . (T_W - T_{akışkan}) \Rightarrow q_2 = 4803 . 60 . 1 . 60$

$q_3 = h_3 . (Çevre . L) (T_W - T_{akışkan}) \Rightarrow q_3 = 7934 . 60 . 1 . 60$

P31

Termodinamiğin 1. kanununa göre; adyabatik yalıtılmış bir ısı değiştiricisinde sıcak akışkanın verdiği ısı enerjisi, soğuk akışkanın aldığı ısıya eşittir.

Akışkanlarda bir faz değişimi yoksa

$$q = \dot{m}_s . Cp_s . (T_{s_g} - T_{s_ç}) \quad ve \quad q = \dot{m}_o . Cp_o . (T_{o_ç} - T_{o_g})$$

Buradaki sıcaklıklar, belirli konumlardaki ortalama akışkan sıcaklıklarını göstermektedir. Diğer bir yararlı bağıntı, sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki $\Delta T \equiv T_o - T_s$ sıcaklık farkı ile toplam ısı geçişi q oranında bir ilişki kurularak elde edilebilir.

Böyle bir bağıntı, Newton'un soğuma yasasında, ısı taşınım katsayısı h yerine toplam ısı geçiş katsayısı U'yu yazarak bulunabilir.

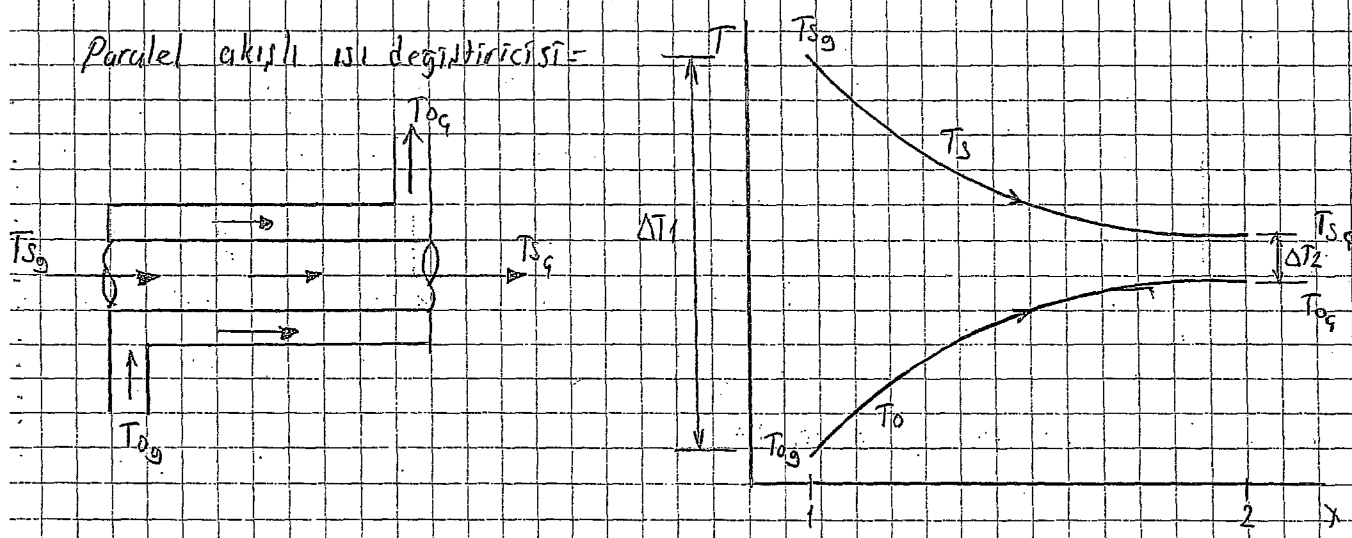
Bu durumda, ΔT ısı değiştiricisi içinde değiştiğinden, bu bağıntıyı

$q = U.A.\Delta T_m$ biçiminde yazmak gerekir.

Burada ΔT_m uygun bir ortalama sıcaklık farkı anlamındadır.

LOGARİTMİK ORTALAMA SICAKLIK FARKI YÖNTEMİ

Paralel akışlı ısı değiştiricisi =



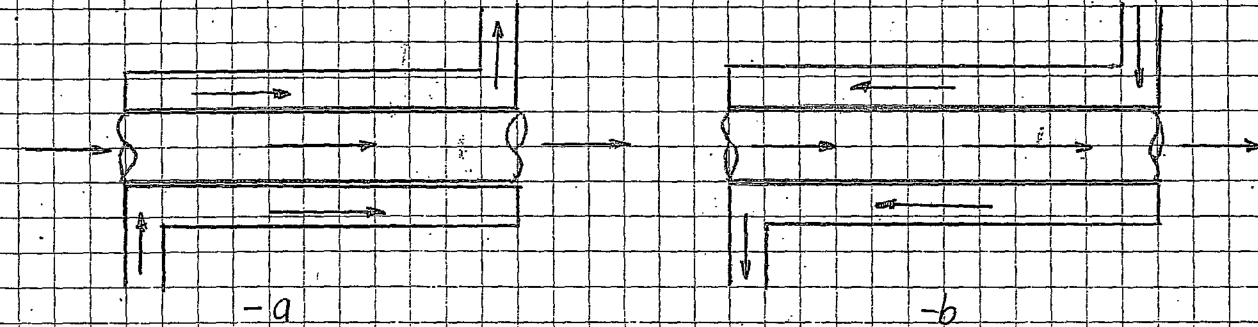
→ Aynı yönlü paralel akım

$\Delta T_1 = T_{s_g} - T_{o_g}$ $\quad$ $\Delta T_2 = T_{s_ç} - T_{o_ç}$

ISI DEĞİŞTİRİCİLER

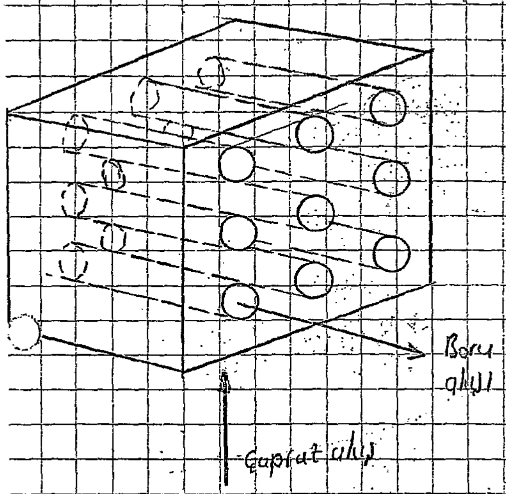
P32

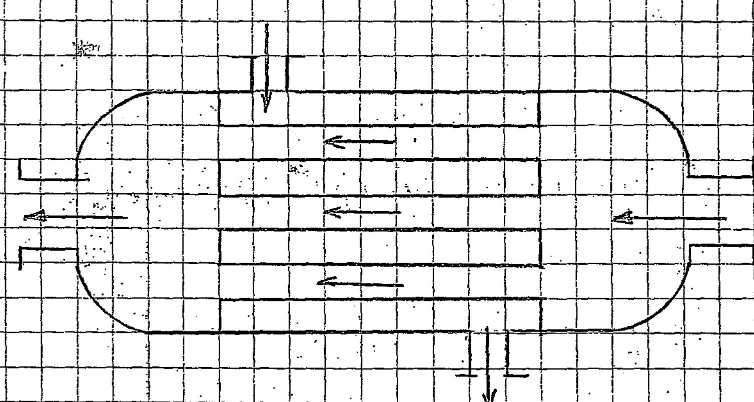
Isı değiştiricileri genelde, akış düzenlemelerine ve konstrüksiyon tiplerine göre sınıflandırılırlar. En basit ısı değiştiricisi konstrüksiyonu, iç içe eş eksenli iki boru içinde, sıcak ve soğuk akışkanların birbirine göre aynı veya ters doğrultuda hareket etmesi ile gerçekleştirilebilir.



İç içe eksenli boru türü ısı değiştiriciler a- Paralel akış b- Ters akış

Diğer bir ısı değiştiricisi konstrüksiyonu ise çapraz akışlı ısı değiştiricidir.



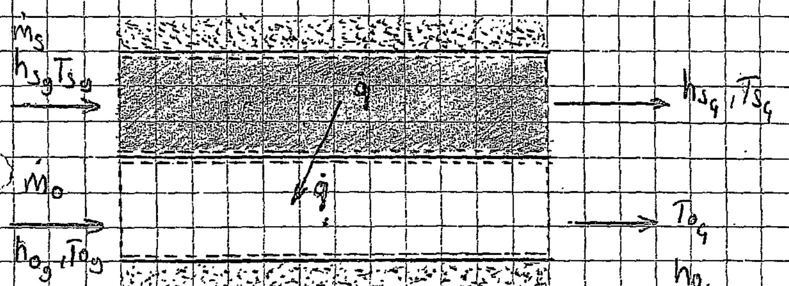


Tek gövde geçişli ve tek boru geçişli, gövde-borulu ısı değiştirici

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE ISI DENGESİ

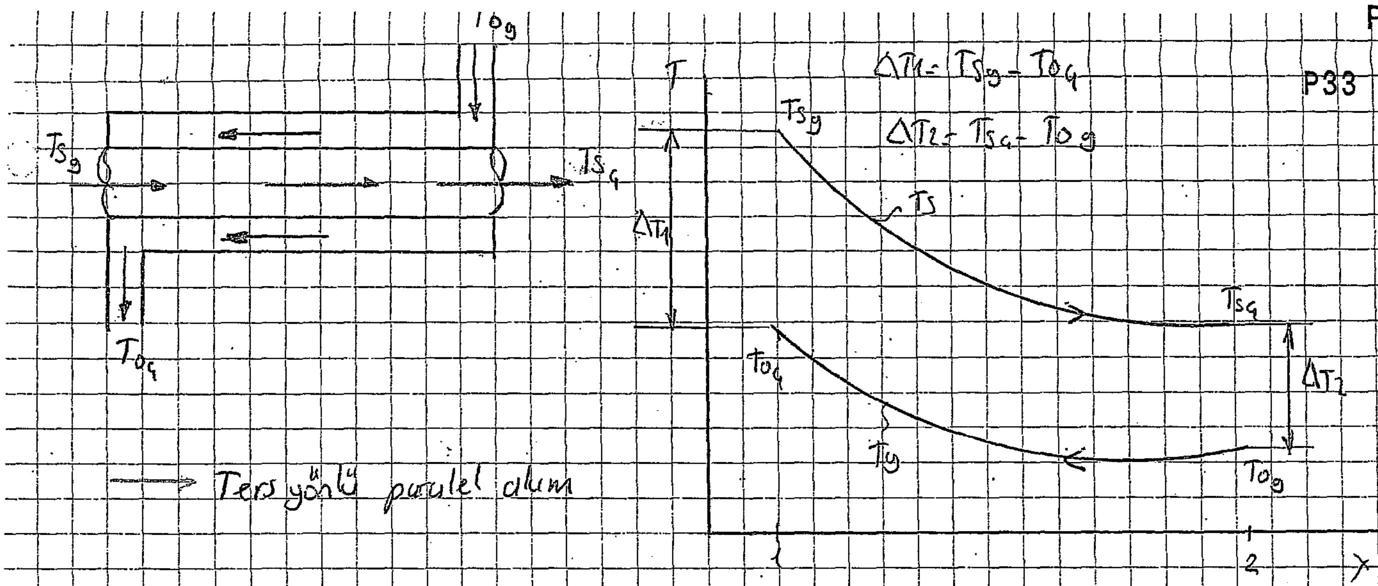
S: sıcak

O: soğuk



$$\dot q = \dot m_s . (h_{s_ç} - h_{s_g})$$

$$\dot q = \dot m_o . (h_{o_ç} - h_{o_g})$$



→ Ters yönlü paralel akım

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

Bu bağıntı tek geçişli (ya gidiş ya da dönüş) durumda geçerlidir.

Çok geçişli ve Çapraz Akışlı Isı Değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiricilerinde ortalama logaritmik sıcaklık farkı, ısı değiştiricisini ters akışlı kabul ederek hesaplanan $\Delta T_{m,CF}$ ile söz konusu akış düzenini belirleyen bir F düzeltme katsayısının çarpımından bulunur.

$$\Delta T_m = F . \Delta T_{m,CF}$$

$q = U.A\,\Delta T_m$ ifadesinde, A ısı transfer yüzey alanıdır.

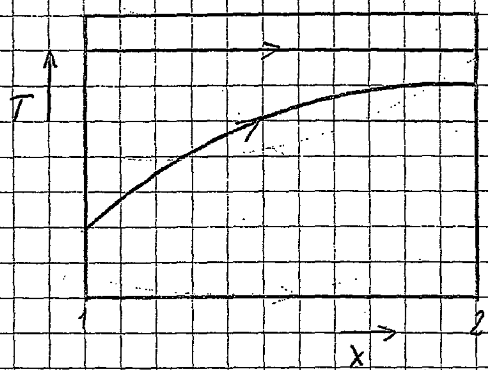
$A = \pi . D . L$ şeklinde hesaplanır. Ortalama sıcaklık farkı dış yüzeye göre belirlenmişse dış çap, iç yüzeye göre belirlenmişse iç çap alınır.

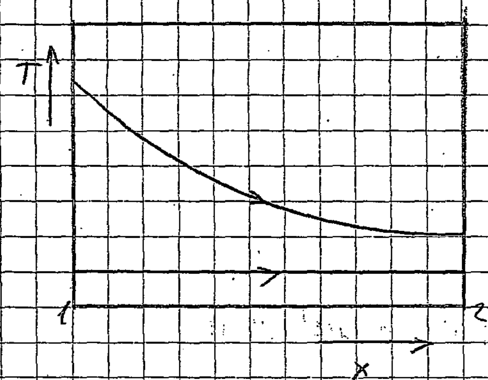
Birden fazla yüzey varsa A, n ile çarpılır.

F, ısı değiştiricisinin şekline ve akışkanların karışıp karışmamasına göre belirlenir. Sonra uygun grafikten tespit edilir. Bunun için

$$P = \frac{T_{O_ç} - T_{O_g}}{T_{S_g} - T_{O_g}} \qquad R = \frac{T_{S_ç} - T_{S_g}}{T_{O_ç} - T_{O_g}}$$

P34 Özel çalışma koşulları





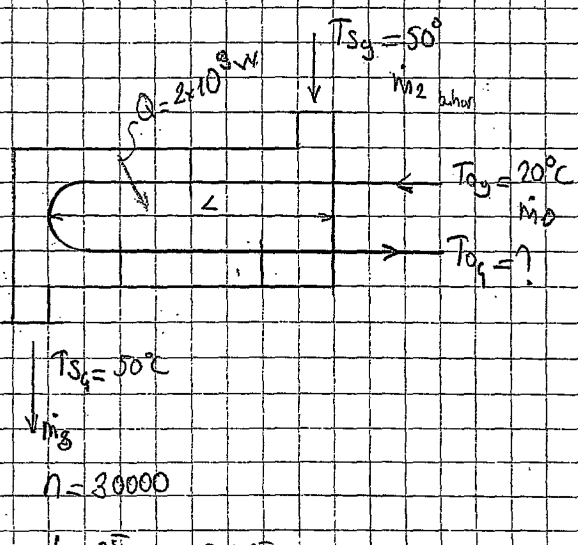
$C_h \rightarrow$ sıcak akışkan ısıl kapasite debisi

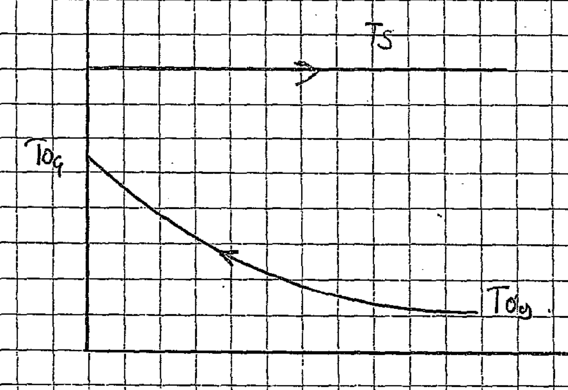
$C_c \rightarrow$ soğuk akışkan ısıl kapasite debisi

$C_h \gg C_c$ veya bir buharın yoğuşması

$C_h \ll C_c$ veya bir sıvının buharlaşması

Örnek: Termik santrallerde kullanılan gövde - borulu bir buhar yoğuşturucusunda çapı 25 mm olan herbiri iki geçişli (gidiş dönüşlü) 30000 adet bakır boru mevcuttur. Boruların içerisinde 3×10^4 kg/s debisindeki su (boru başına 1 kg/s) geçmektedir. Isı değiştiricisine, soğutma suyunun giriş sıcaklığı 20°C ve boruların dışında yoğuşan su buharının sıcaklığı 50°C dir. Yoğuşan buhar tarafındaki ısı taşınım katsayısı 11000 W/m²K ve toplam ısı geçişi 2×10^9 W'tır. Soğutma suyunun yoğuşturucudan çıkış sıcaklığını ve bir geçiş için boru uzunluğunu hesaplayınız.





$n = 30000$

$d = 25\,mm = 0{,}025\,m$

$h_s = 11000$ W/m²K

$\dot{m}_0 = 3.10^4$ kg/s ($\dot{m}_0 = 1$ kg/s boru)

P35

Buhardan soğuk suya geçen ısı Q ve su bu ısıyı alıyorsa

$$Q = \dot{m}_o \cdot C_{p_o} \cdot (T_{o_ç} - T_{o_g})$$

Fiziksel özellikleri bulabilmek için suyun ortalama sıcaklığı 27°C kabul edilir ise tablodan $C_{p_o} = 4179$ J/kg K $\mu_o = 855 \cdot 10^{-6}$ Ns/m² $k_o = 0{,}613$ W/mK $Pr_o = 5{,}83$

$$Q = 2 \cdot 10^9 \, W = 30000 \, \frac{kg}{s} \cdot 4179 \, \frac{J}{kgK} \cdot (T_{o_ç} - 20)K \Rightarrow T_{o_ç} = 36{,}0 \, °C$$

Isı değiştiricisindeki toplam ısı geçiş katsayısı (K)

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_o}$$

h_o, boru içindeki akışta ısı taşınım katsayısıdır. Bilinmiyor.

$$Re_D = \frac{U_m \cdot D}{\nu} = \frac{4\dot{m}}{\mu D \pi} \Rightarrow Re_D = \frac{4 \cdot 1}{\pi \cdot 0{,}025 \cdot 855 \cdot 10^{-6}} = 59567 > 10000 \Rightarrow$$

akış türbülanslı

Dairesel borularda reynolds ve Nusselt sayıları

$Re_D > 10000$ türbülanslı bölge $Nu_D = 0{,}023 \cdot Re^{0{,}8} \, Pr^n$ n ile ısı verildiğinde 0,4 olur.

$$Nu_D = 0{,}023 \cdot (59567)^{0{,}8} \cdot (5{,}83)^{0{,}4} = 308 \qquad Nu_D = \frac{h_o D}{k_o} \Rightarrow$$

$$h_o = \frac{308 \cdot 0{,}613}{0{,}025} = 7552 \, W/m^2K \Rightarrow \frac{1}{K} = \frac{1}{11000} + \frac{1}{7552} \Rightarrow K = 4478 \, W/m^2K$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}} = \frac{(T_{s_g} - T_{o_ç}) - (T_{s_ç} - T_{o_g})}{\ln \frac{T_{s_g}}{T_{o_g}}} \Rightarrow \Delta T_m = 21°C$$

P ve R değerleri;

$$P = \frac{T_{o_ç} - T_{o_g}}{T_{s_g} - T_{o_g}} = \frac{36 - 20}{50 - 20} = 0{,}53$$

$$R = \frac{T_{s_ç} - T_{s_g}}{T_{o_ç} - T_{o_g}} = \frac{50 - 50}{36 - 20} = 0 \qquad R = 0 \Rightarrow F = 1\text{'dir}$$

Genelde akışkan sıcaklıklarının birisinin sabit olması halinde (yoğuşma yada buharlaşmada) düzeltme katsayısı 1 dir. Dolayısıyla hesaplamaya gerek yoktur.

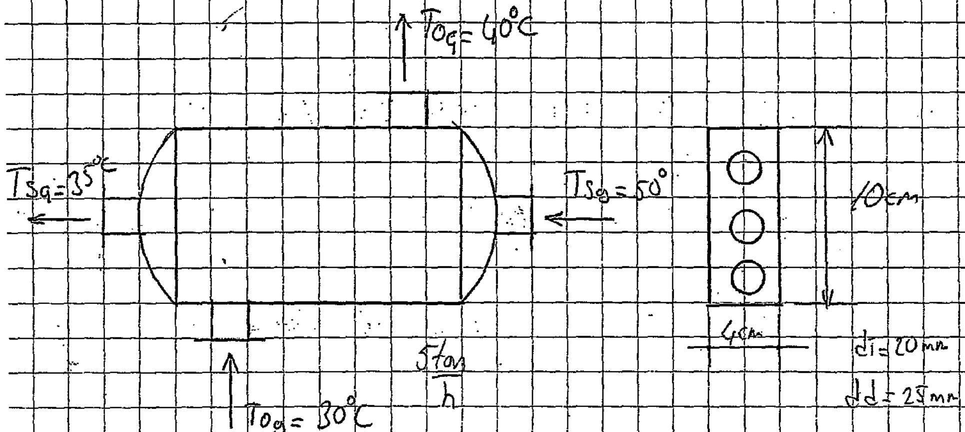
$$Q = K \cdot A \cdot \Delta T_m = K \cdot \pi D \cdot 2L \cdot \Delta T_m$$

P36

P36 $2.10^{6}\,W = 4478\,\frac{W}{m^2K}\,.\,\pi\,.\,0{,}025\,m\,.\,2L\,.\,\overbrace{30000}^{30000\ boru}\,.\,(21+273)\,K$

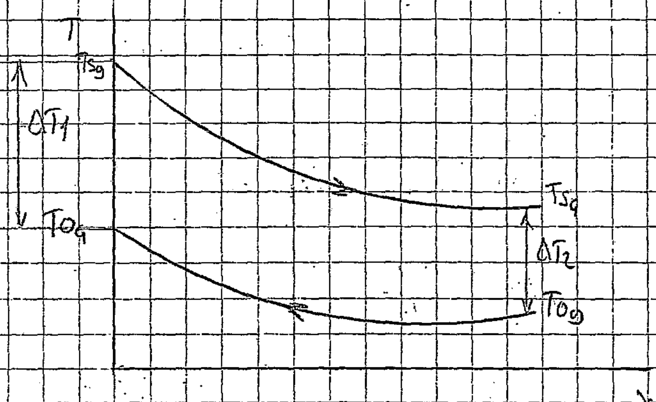
$L = 4{,}51\,m$ Bir borunun toplam uzunluğu $2L = 9{,}02\,m$ dir

problem:



Verilen koşullara göre ısı değiştiricisinin boyunu bulunuz

Ters akışlı, $q = U.A.\Delta T_{lm}$



Akışkan su ile giriş ve çıkış için fiziksel özellikleri ortalama sıcaklığa göre tespit edebiliriz.

$\rho = 983\,kg/m^3$ $C_p = 4{,}23\,\frac{kJ}{kg^\circ C}$

$\nu = 3{,}19.10^{-7}\,\frac{m^2}{s}$ $K_{su} = 0{,}699\,\frac{W}{mK}$

$K_{boru} = 46\,\frac{W}{mK}$ (çelik)

$q_o = q_s \Rightarrow$

$\dot m_o\,.\,C_{p_o}\,.\,(To_ç - To_g) = \dot m_s\,.\,C_{p_s}\,.\,(Ts_g - Ts_ç)$ akışkan su için $C_{p_o} = C_{p_s}$ dır

$5000\,.\,(40-30) = \dot m_s\,.\,(50-35) \Rightarrow \dot m_s = 3333\,\frac{kg}{h}$

$q_o = 5000\,\frac{kg}{h}\,.\,4{,}23\,\frac{kJ}{kg^\circ C}\,.\,(40-30)^\circ C = 211500\,\frac{kJ}{h}$

$\boxed{Pr = \frac{\nu.\rho.C_p}{k}}$

$Pr = \frac{\nu\,\rho\,C_p}{K_{su}} = 1{,}91$

Kütlesel debi

$\dot m = A.\rho.V \Rightarrow$ boru içi ve dışındaki akışkanın hızlarını bulalım

Boru içinde

$\dot m_s = \frac{\pi.d_i^2}{4}\,.\,3\,tane\,boru\,.\,\rho\,.\,3600\,\frac{s}{h}\,.\,V_i \Rightarrow V_i = 1{,}02\,m/s$

Boru dışında $\dot{M}_0 = A \cdot \rho \cdot 3600 \frac{s}{h} \cdot V_d$ ve Akım kesit alanı (A)

$$A = \left[0{,}04 \cdot 0{,}1 - \frac{3 \cdot \pi d_d^2}{4}\right] \Rightarrow V_d = 2{,}283 \; m/s$$

$$Re_i = \frac{V_i \cdot d_i}{\nu} = \frac{1{,}02 \; m/s \cdot 0{,}02 \; m}{3{,}19 \cdot 10^{-7} \; m^2/s} = 63950 \text{ ve } > 10000 \text{ tam türbülanslı akış}$$

$$Nu_i = \frac{h_i \cdot d_i}{k} = 0{,}023 \cdot Re_i^{0{,}8} \cdot Pr^n$$

iç, dışı ısıtıyor, iç soğuyor $n = 0{,}3$

$$Nu_i = 195{,}3 \qquad 195{,}3 = \frac{h_i \cdot 0{,}02}{0{,}679} \qquad h_i = 6630 \; W/m^2K$$

$$Re_d = \frac{V_d \cdot d_h}{\nu}$$

d_h, hidrolik çevre şu şekilde hesaplanır.

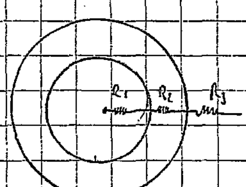
$$d_h = \frac{4 \cdot \text{Akım kesit alanı}}{\text{ıslak çevre}} = \frac{4 \cdot \left[0{,}04 \cdot 0{,}1 - \frac{3 \cdot \pi d_d^2}{4}\right]}{2\left[0{,}04 + 0{,}1\right] + 3 \pi d_d} = 0{,}0196 \; m$$

$$Re_d = \frac{2{,}283 \cdot 0{,}0196}{3{,}19 \cdot 10^{-7}} = 140272 \text{ ve } > 10000 \text{ türbülanslı akış}$$

$$Nu_d = \frac{h_d \cdot d_h}{k} = 0{,}023 \cdot Re^{0{,}8} \cdot Pr^n$$

ısınıyor $n = 0{,}4$ $\quad h_d = 13531 \; \frac{W}{m^2K}$

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \qquad \Delta T_m = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}} = \frac{10 - 5}{\ln \frac{10}{5}} = 7{,}21 \; ^\circ C$$



$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{2\pi r_i \, l \, h_i} + \frac{1}{2\pi l k} \ln\frac{r_d}{r_i} + \frac{1}{2\pi r_d \, l \, h_d}$$

bir tanesi için bu ifade geçerli ise bunu 3 ile çarparsak toplam boru boyuna ulaşabiliriz

$$\sum l = 33{,}51 \; m$$

P38

ISI DEĞİŞTİRİCİSİ ANALİZİNDE NTU (Number of transfer Units) YÖNTEMİ

Bir ısı değiştiricisinde akışkan giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmeleri, ısı değiştiricisinin çözümlenebilmesinde, ortalama logaritmik sıcaklık farkı (LMTD) yöntemi çok kolaylık sağlar. Bu durumda ısı değiştiricisi için ΔT_{ml} kolayca belirlenebilir. Ama bir ısı değiştiricisinde akışkanların sadece giriş sıcaklıkları belli ise LMTD yöntemi zordur. Bunun yerine ε (etkinlik) + NTU yöntemi adı verilen farklı bir metod uygulanır.

Bir ısı değiştiricisi için etkinlik tanımı yapılmadan q_{max} yani bu ısı değiştiricisi için olabilecek en fazla ısı geçişi tayin edilmelidir.

q_{max} ilk olarak sonsuz büyüklükte ısı transferi alanı olan ters akışlı bir ısı değiştiricisindeki ısı geçişi olarak alınır. Buraya kadar olan açıklamalarda

$$q_{max} = C_{min}\left(T_{s_g} - T_{c_g}\right)$$ şeklinde yazılabilir.

C_{min}, ısıl kapasite debisi, C_c veya C_h değerlerinden hangisi küçükse o değere eşit olarak alınır.

Isı değiştiricisinde gerçek ısı geçişinin, olabilecek en yüksek ısı geçişine oranı ε, etkinlik olarak tanımlanabilir.

$$\varepsilon = \frac{q_{gerçek}}{q_{max}}$$

etkinlik, $0 \leq \varepsilon \leq 1$ arasındadır. Boyutsuzdur.

$$q_{gerçek} = \varepsilon \cdot q_{max} = \varepsilon \cdot \underbrace{C_{min}}_{\dot{m}_s \cdot C_{p_s}} \cdot \left(T_{s_g} - T_{c_g}\right)$$

$\frac{C_{min}}{C_{max}} \rightarrow$ ısı kapasitesi oranı

$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \rightarrow$ geçiş birimi sayısı

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)$$

P39

* ε - NTU bağıntıları

$C_{min} = C_h (\dot m_s c_{p_s})$ olan paralel akışlı bir ısı değiştiricisi gözönüne alınırsa

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\frac{UA}{C_{min}}\left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]}{\left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)}$$

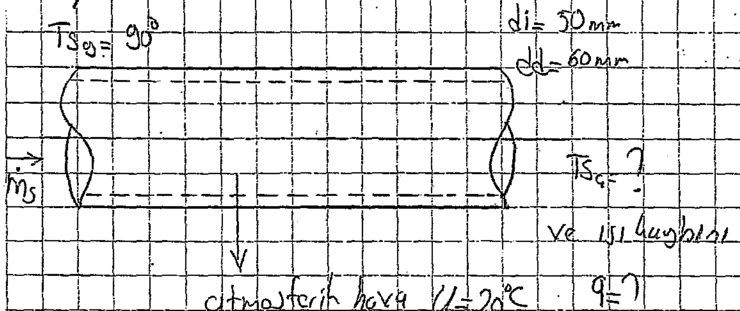
$C_{min} = C_c = \dot m_o c_{p_o}$ için de aynı sonuç elde edilecektir.

Akış düzeni ters akış olursa ve $\frac{C_{min}}{C_{max}} = C_r$, $\frac{U.A}{C_{min}} = NTU$ yazılırsa

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-NTU(1 - C_r)\right]}{1 - C_r \cdot \exp\left[-NTU(1 - C_r)\right]}$$

ifadesi elde edilir.

problem:



sistem bir ısı değiştiricisi gibi düşünülebilir.

$C_{max} = \dot m_o . c_{p_o} = \infty$ (durgun)

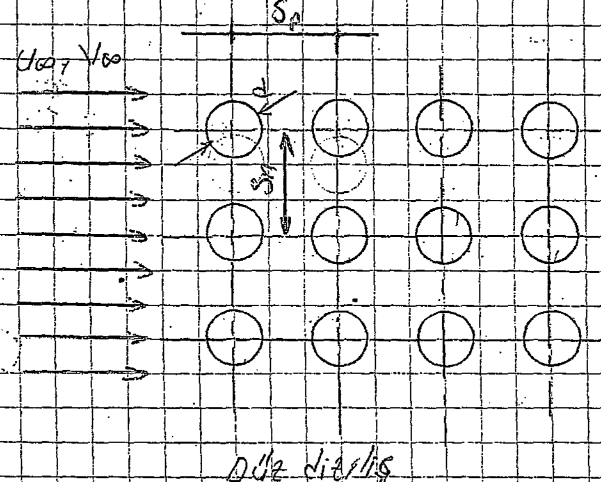
$C_{min} = \dot m_s . c_{p_s}$

$\frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{sayı}{\infty} = 0 \Rightarrow \varepsilon = 1$

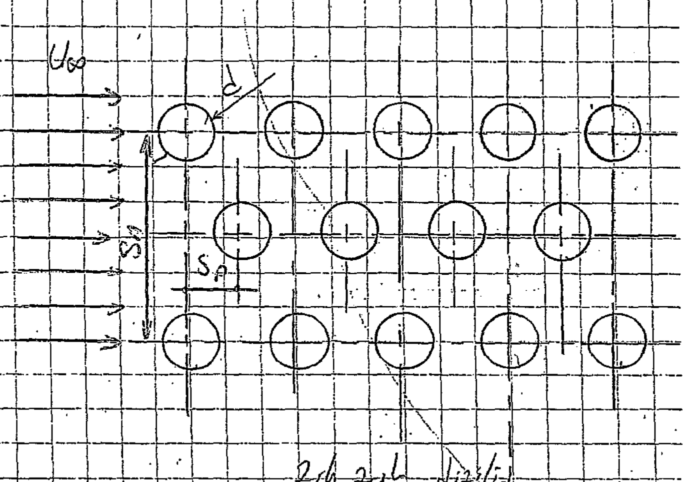
$NTU = \frac{U.A}{C_{min}}$ $q = \varepsilon . q_{max} = \varepsilon . C_{min} (T_{s_g} - T_{o_g})$

$q = 1 . \dot m_s . c_{p_s} . (90 - 20) \ldots$

BORU DEMETLERİNDE ÇAPRAZ AKIŞTA ISI TRANSFERİ



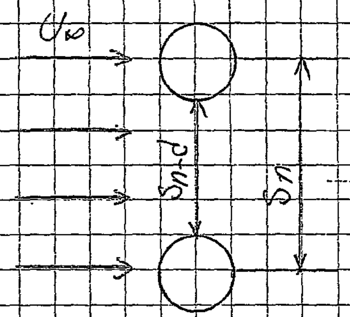
Düz dizilis



Zık zak dizilis

P40 $Nu = \frac{h.d}{k} = C.(Re_D)^n . Pr^{1/3}$ $Re_D = \frac{U_{max}.d}{\nu}$

$U_{max} = ?$



Süreklilik denklemine göre

$U_\infty . S_n . 1 = (S_n - d) . U_{max}$

$U_{max} = \frac{S_n}{S_n - d} . U_\infty$

Kitapta
$S_n = S_T$
$S_p = S_L$

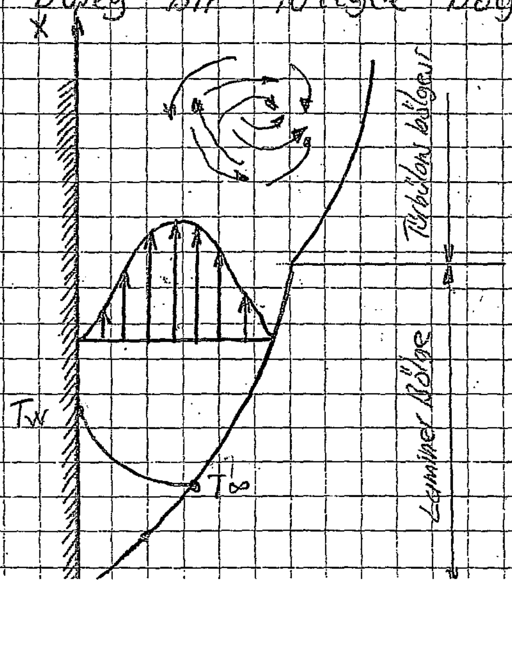
C ve m sabitleri $= f\left(\frac{S_n}{d}, \frac{S_p}{d}, \text{diziliş şekli}\right)$ fonksiyonu şeklindedir.

buradan elde edilecek h, değeri ortalama, 10 ve daha fazla boru sırası için geçerlidir. Boru sayısı 10'dan az ise h belirli bir katsayı (C_2) ile çarpılmalıdır. Tablolardan bulunabilir.

DOĞAL ISI TAŞINIMI

Bir akışkan, farklı sıcaklıktaki bir yüzey ile temasa geçtiğinde, akışkan içinde sıcaklık farkları meydana gelir. Sıcaklığı fazla olan akışkan zerreleri, yoğunluğu azaldığından yukarıya doğru, sıcaklığı az olan akışkan zerreleri ise yoğunluğu arttığından, aşağıya doğru hareket etmeye başlar, akışkanın yoğunluğundaki değişmenin meydana getirdiği bu harekete doğal taşınım denir. Doğal taşınım sonucu meydana gelen ısı taşınımına da doğal ısı taşınımı denir.

Düşey Bir Yüzeyde Doğal Isı Taşınımı



$T_w > T_\infty$ nedeniyle doğal taşınımda şekildeki gibi sınır tabakalar oluşur. Eğer düşey bir levhada yüzey sıcaklığı akışkan sıcaklığından büyük ise taşınım hareketi yukarıya doğru, eğer yüzey sıcaklığı akışkan sıcaklığından küçük ise ($T_w < T_\infty$) ise taşınım hareketi aşağıya doğrudur.

P41

Doğal taşınım hareketi laminer ve türbülanslı olabilir. Doğal ısı taşınımı için boyut analizi yapılır ise

$$Nu = C.(Gr.Pr)^m$$ şeklinde bağıntı elde edilir.

Bu bağıntıda zorlanmış ısı taşınımındaki Reynolds sayısı yerine Grashof sayısı (Gr) gelmiştir. Düşey levhada grashof sayısı Gr

$$Gr = \frac{g.\beta.(T_w - T_\infty).(L)^3}{\nu^2}$$ şeklindedir.

Burada; $\beta \rightarrow$ Hacimsel genleşme katsayısı, $g \rightarrow$ yerçekimi ivmesi

$L \rightarrow$ Karakteristik uzunluk, $\nu \rightarrow$ kinematik viskozitedir.

Hacimsel genleşme katsayısı

$$\beta = \frac{1}{V}\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p = \frac{1}{V_\infty}.\frac{V-V_\infty}{T-T_\infty} = \frac{\rho_\infty - \rho}{\rho.(T-T_\infty)}$$ ya da sıvılar için hazırlanmış tablolarda bulunabilir.

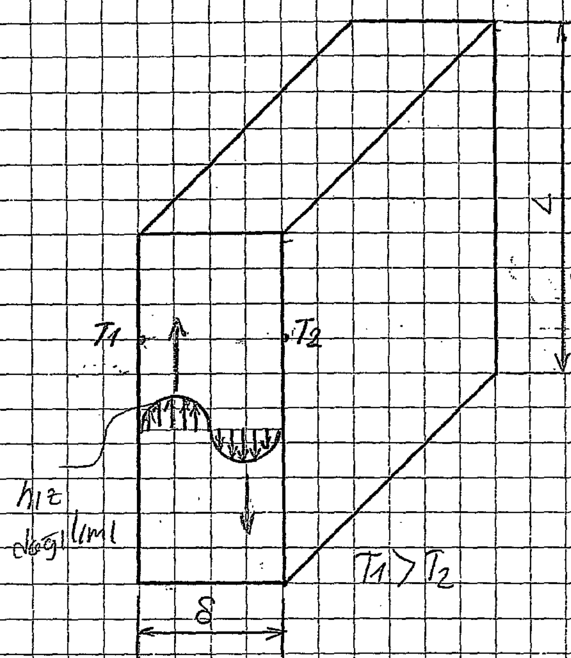
Karakteristik uzunluk d çaplı boruda d, L uzunluklu levhada ise L alınır. Eğer kenarlar eşit değilse ortalamaları alınır.

Gr ve Pr sayılarının çarpımına göre tablodan c ve m değerleri bulunur.

$$Nu = C.(Gr.Pr)^m = \frac{h.k_u}{k} \quad \text{ve} \quad q = h.(T_w - T_\infty)$$

Eğer $T_\infty > T_w$ olursa akış aşağı doğru olacaktır. Denklemler bu durum içinde geçerlidir. Sadece karakteristik uzunluk değişir.

P42 Kapalı Aralıklardan Isı Transferi



Kapalı bir çerçeve içindeki akışkan ile çerçevenin farklı sıcaklıktaki yüzeyleri arasındaki ısı geçişinde, örneğin dikdörtgen oyuklarda dikey yüzeyler ısıtılır ve soğutulurken yatay yüzeyler adyabatiktir. Akışkanın hareketi, akışkanın sıcak yüzey boyunca yükseldiği ve soğuk yüzey boyunca alçaldığı bir hücresel dolaşım hareketi ile tanımlanabilir. Termofiziksel özellikler $\overline{T} = \frac{T_1+T_2}{2}$ değerine göre belirlenir.

$$Gr_\delta = \frac{\beta \cdot (T_1 - T_2) \cdot \delta^3 \cdot g}{\nu^2}$$

ifadesiyle hesaplanan Gr_δ değerine göre

$$2000 < Gr_\delta < 2 \cdot 10^5 \longrightarrow Nu = 0{,}18 \cdot Gr_\delta^{1/4} \cdot \left(\frac{L}{\delta}\right)^{-\frac{1}{9}}$$

$$2 \cdot 10^5 < Gr_\delta < 2 \cdot 10^7 \longrightarrow Nu = 0{,}065 \cdot Gr_\delta^{1/3} \cdot \left(\frac{L}{\delta}\right)$$

şartları geçerlidir. Buna bağlı olarak

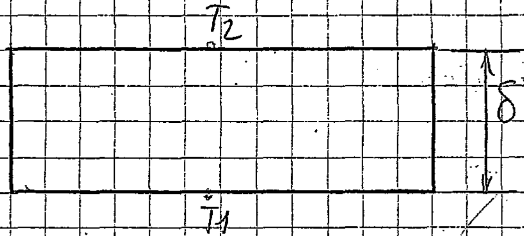
$$Nu = \frac{k_e}{k}$$ $k \rightarrow$ akışkanın durgun haldeki ısı iletim katsayısı

$$q'' = \frac{k_e}{\delta} \cdot (T_1 - T_2)$$ 'dir.

$2000 > Gr_\delta \Rightarrow$ ısı transferi iletimledir ve kapalı aralıktaki akışkan durgun olarak alınır.

P43

Kapalı aralık yatay olursa



$$Gr = \frac{g.\beta.(T_1-T_2).\delta^3}{\nu^2}$$

Bu durumda $T_2 > T_1$ olursa T_2'den T_1'e olan ısı transferi iletim ve ışınımla olacaktır. Gr ifadesine gerek yoktur. Isı iletimi

$$q'' = \frac{k}{\delta}.(T_1-T_2)$$ şeklindedir.

$T_1 > T_2$ olursa $Gr < 1700$ ise ısı iletimle aktarılır. Isı iletimi ifadesi

$$q'' = \frac{k}{\delta}(T_1-T_2)$$

Yine $T_1 > T_2$ olsun

$$\left.\begin{array}{lll} 4.10^5 > Gr_\delta > 10^4 & | & 0{,}195.(Gr_\delta)^{1/4} \\ Gr_\delta > 4.10^5 & | & 0{,}068\,(Gr_\delta)^{1/3} \end{array}\right\} = \frac{k_e}{k}$$

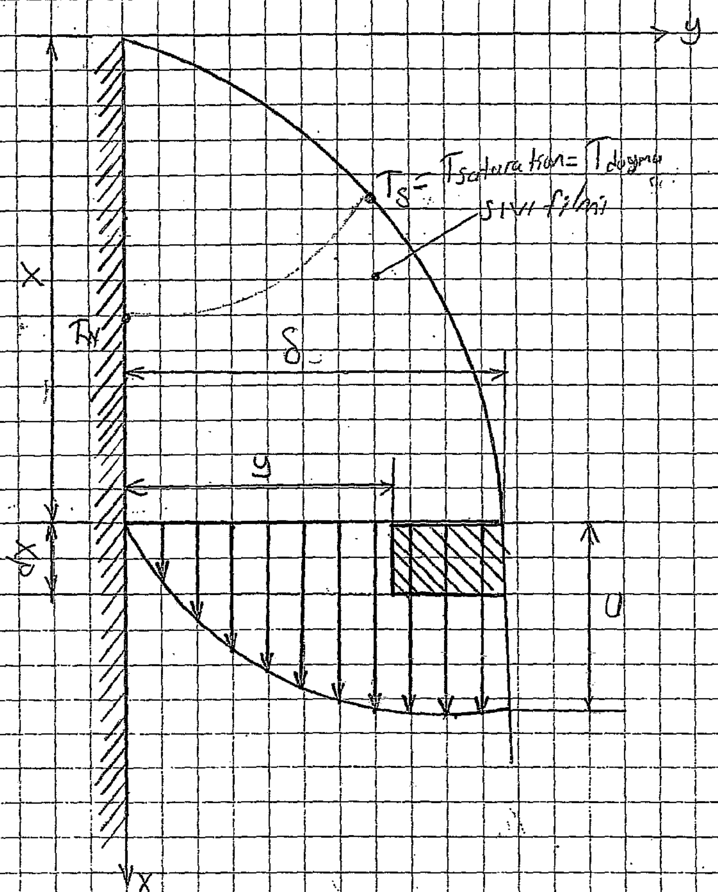
$$k_e \rightarrow \quad q'' = \frac{k_e}{\delta}(T_1-T_2) + \text{ışınım}$$

YOĞUŞMA

Buhar, doyma sıcaklığından daha düşük sıcaklıktaki bir yüzey ile temas ettiğinde yoğuşmaya başlar. Bu yoğuşma, yüzeyi ıslatıyorsa film yoğuşması, ıslatmıyorsa yani yüzey üzerinde damla şeklinde kalıyorsa damla yoğuşma denir. Film yoğuşmada, yüzeydeki sıvı filmi ısıl direnç meydana getirdiğinden, ısı geçişi azalır. Aynı şartlarda damla yoğuşmadaki ısı geçişi, film yoğuşmaya

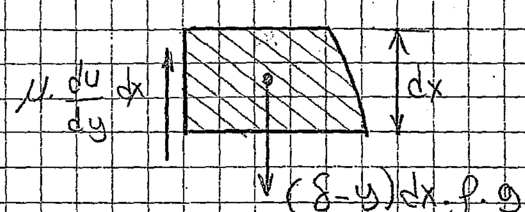
P.44 göre yaklaşık 10 kat fazladır. Damla yoğuşma pürüzsüz parlak veya ince bir yağ tabakası ile kaplı yüzeylerde meydana gelir.

Dikey Levhada Laminer Film Yoğuşması



Doymuş buhar, sıcaklığı doymuş buharın sıcaklığından daha küçük olan düşey bir levha ile temasta bulunduğunda, levha üzerinde yoğuşmaya başlar. Yoğuşan sıvı kütleleri, doymuş buhar ile bir sınır tabaka oluşturarak aşağıya doğru akar. Sıvı filmin aşağıya doğru akma hızı levha üzerinde sıfır, film üzerinde maksimumdur. Şekildeki hacim elemanına göre kuvvetler yazılabilir.

$$\mu \cdot \frac{du}{dy} dx = (\delta - y)\, dx \cdot \rho \cdot g$$



Sınır şartlarına göre integral alınırsa

sınır şartlarına göre $0 \rightarrow \delta$

film içindeki hız dağılımı ve herhangi bir x değerindeki film kalınlığı

$$u = \frac{\rho \cdot g \cdot \delta^2}{\mu}\left[\frac{y}{\delta} - \frac{1}{2}\left(\frac{y}{\delta}\right)^2\right] \quad \text{ve} \quad \delta(x) = \left[\frac{4\mu \cdot k \cdot (T_s - T_w) \cdot x}{h_{fg} \cdot \rho^2 \cdot g}\right]^{1/4}$$

$\mu, k, \rho, h_{fg} \Rightarrow$ sıvıya ait özellikler

P45

Düşey levhada doymuş buharın yoğuşması halinde yerel ısı taşınım katsayısı

$$h_x = \left[\frac{g \cdot \rho_s \cdot (\rho_s - \rho_b) \cdot k_s^3 \cdot h'_{fg}}{4 \mu_s \cdot (T_s - T_w) \cdot x} \right]^{1/4}$$

$\rho_s = \frac{1}{v_s}$, $\rho_b = \frac{1}{v_b}$ 'den bulunabilir.

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0{,}68\, c_{ps} (T_s - T_w)$$

c_{ps}, v_s, v_b, h_{fg}, μ_s, k_s tablo A6'dan bulunabilir.

Ortalama ısı taşınım katsayısı $\overline{h_L} = \frac{1}{L} \int_0^L h_x \, dx = \frac{4}{3} h_L$ yada

$$\overline{h_L} = 0{,}943 \left[\frac{\rho^2 \cdot g \cdot k^3 \cdot h_{fg}}{\mu (T_s - T_w) \cdot L} \right]^{1/4}$$

şeklindedir.

yerel Nusselt sayısı

$$Nu_x = \left[\frac{h_{fg} \cdot \rho^2 \cdot g \cdot x^3}{4 \mu \cdot k (T_s - T_w)} \right]^{1/4}$$

Ortalama Nusselt sayısıda

$$\overline{Nu_L} = \frac{\overline{h_L} \cdot L}{k_{sıvının}}$$

İfadelerde g yerine $g \sin\beta$ yazılırsa eğik düzlemlerde ifadelere ulaşabiliriz.

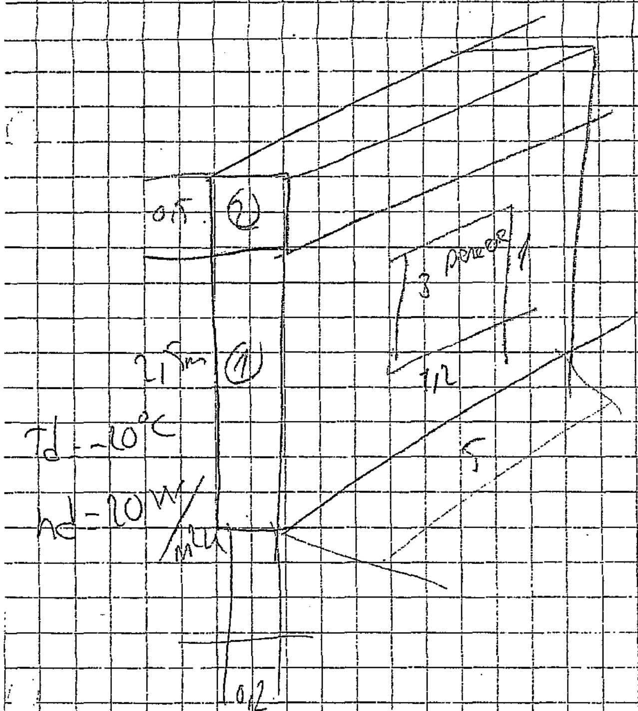
Toplam ısı geçişi $q'' = \overline{h_L} \cdot (T_s - T_w)$ $q = A \cdot q''$ $q = h_L \cdot A \cdot (T_s - T_w)$

$q = \dot{m} \cdot h_{fg}$ şeklindede yazılabilir.

P46

P46

P47



$T_i = 20°C$

$h_i = 8\ \frac{W}{m^2K}$

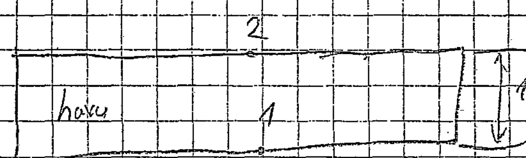
$k_1 = 0,6\ W/mK$

$k_2 = 2\ W/mK$

U: toplam ısı transfer katsayısı =
$U_p = 2,5\ W/m^2K$

$k_y = 0,04\ \frac{W}{mC}$ yalıtım dıştan yapılacak,

yalıtılmış halde ısı miktarı yarıya düşecek



kapalı aralıkta hava bulunmaktadır.

verilen şartlarda kapalı aralıktan geçen ısının akımını bulun.

a. $T_1 = 30°C$ $T_2 = 0°C$

b- $T_1 = 20°C$ $T_2 = -10°C$

$\rho = 1,16\ kg/m^3$

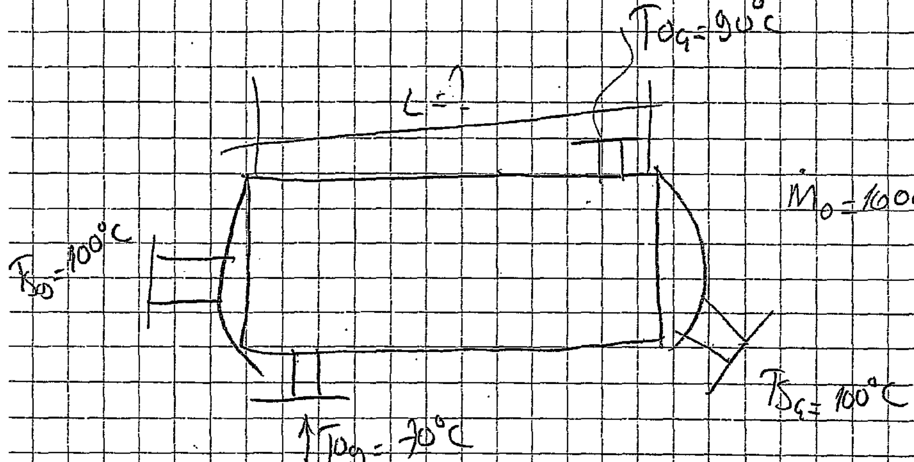
$C_p = 1\ kJ/kgK$

$\nu = 16 \cdot 10^{-6}\ m^2/s$

$k = 0,026\ W/mK$

$\beta = \frac{1}{\bar{T}(K)}$

P48



gövde çapı 300 mm olan ısı değiştiricisi içinde iç çapı 16 mm dış çapı 20 mm olan 100 adet borulardır. Borunun ısıl direnci ihmal edilmektedir. Boruların içinde 100°C'de doymuş su buharı yoğuşmaktadır. Boru iç yüzeyinde taşınım katsayısı 8000 W/m²K olduğuna göre ısı değiştiricisi boyunu bulunuz. Suya ait fiziksel özellikler $\rho = 1000$ kg/m³

$C_p = 4{,}19$ kJ/kgK $\quad \nu = 0{,}5 \times 10^{-6}$ m²/s $\quad k = 0{,}6$ W/mK

P49

$\underline{\nu, \alpha}$ $\boxed{\nu = \alpha}$ => Termik ve hidrodinamik sınır tabakalar üst üste çakışmaktadır.

Düz levha için

$$h_x = 0{,}332 \frac{k}{x} Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \qquad Re_x = \frac{U_\infty \cdot x}{\nu}$$

$$\text{Prandtl}\,(Pr) = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\nu}{\frac{k}{\rho c_p}} = \frac{\nu \cdot \rho c_p}{k}$$

Boyutsuz bir sayı

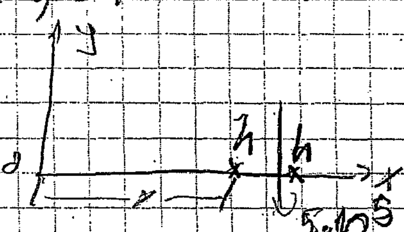
$$\boxed{\frac{\delta_h}{\delta_t} = Pr^{1/3}}$$

değişken

$$\text{Nusselt}\,(Nu)_x = \frac{h_x \cdot x}{k_{akış}} = 0{,}332\, Re_x^{1/2}\, Pr^{1/3}$$

yerel değerler ile gösterir

Boyutsuz
(taşınımın iletime göre ne kadar etkili olduğunu gösterir)



$$Nu = f(Re, Pr)$$

$$Re_x = \frac{U_\infty \cdot X}{\nu}$$

akışın iç ve dış olması hepsi
Nu'nun fonksiyonu içindedir

Bunlar örnekli açılımlar laminer sağlanabilir türbülansı

P50

```
else
  disp('Denklemin iki reel koku vardir.')
        x1
        x2
  end
        save eki6
```

P51

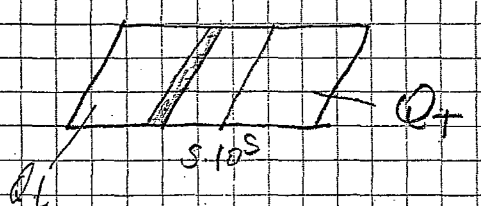
$Re_{x_L} < 5 \cdot 10^5$ laminer durumda olduğundan

$Re_{x_L} > 5 \cdot 10^5$ türbülanslı

$$Nu_x = \frac{h_x \cdot x}{k} = 0{,}0296\, Re_x^{0,8}\, Pr^{1/3}$$

$$Nu_L = \frac{h_L \cdot L}{k} = 0{,}037\, Re_L^{0,8}\, Pr^{1/3}$$

laminer + türbülanslı



$$\underline{Q_L + Q_T = h_L \cdot A\,(T_s - T_\infty)} \quad \Big| \quad Nu_L = \frac{h_L \cdot L}{k}$$

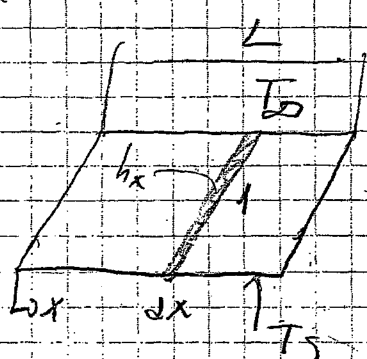
h_L

$$Nu_L = (0{,}037\, Re_L^{0,8} - 871)\, Pr^{1/3} \,//$$

(Hem türbülans
hem laminer varsa)
ikisini birlikte barındırıyorsa)
bu hal olursa

P52

Levha yüzeyinde akışta laminer bölge için geçerli denklemler



$$\delta Q = h_x \cdot 1 \cdot dx \, (T_s - T_\infty)$$ (diferansiyel elemandan transfer olan ısı miktarı)

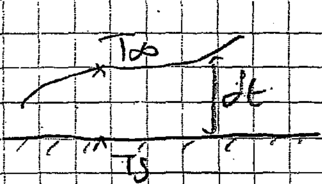
$$Q = \int_0^L h_x \cdot dx \, (T_s - \cancel{T_\infty}) =$$

$$h_L \times 1 \times L \; (T_s - \cancel{T_\infty})$$

$$h_L = \frac{1}{L} \int_0^L h_x \, dx$$

$$h_L = 0{,}664 \; k \left(\frac{U_\infty}{\nu \cdot L} \right)^{1/2} (Pr)^{1/3}$$

$$Nu_L = \frac{h_L \cdot L}{k} = 0{,}664 \; Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \rightarrow h_L \rightarrow Q = h_L \cdot A \cdot (T_s - T_\infty)$$



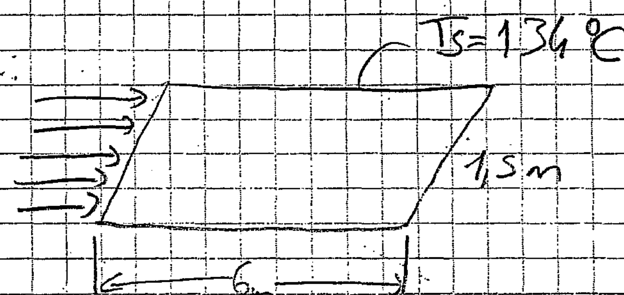
$$\boxed{T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}}$$

P53

2. Aralık
Pazar
Saat: 09:00

$Q = h_L \, 1 \times 5 \, (60 - 20) = 11040 \, W$

örnek



$T_\infty = 20°C$

$U_\infty = 8 \, m/s$

Hava

$Q = ?$

$T_f = \dfrac{134+20}{2} = 77°C$

$k = 0{,}0297 \, W/mK$

$Pr = 0{,}706$

$\nu = 2{,}50 \cdot 10^{-5} \, m^2/s$

$Re_L = \dfrac{U_\infty \cdot L}{\nu} = \dfrac{8 \, m/s \cdot 6 \, m}{2{,}50 \times 10^{-5} \, m^2/s} = 1{,}92 \cdot 10^6 > 5 \cdot 10^5$

$Re_L = 5 \cdot 10^5 = \dfrac{U_\infty \cdot x_c}{\nu} \rightarrow x_c =$

$Nu_L = \dfrac{h_L \cdot L}{k} = (0{,}037 \, Re_L^{0,8} - 871) Pr^{1/3}$

$h_L = 13{,}5 \, W/m^2K$

$Q = h_L \cdot (6m \times 1{,}5m) \cdot (134 - 20) = 13850 \, W$

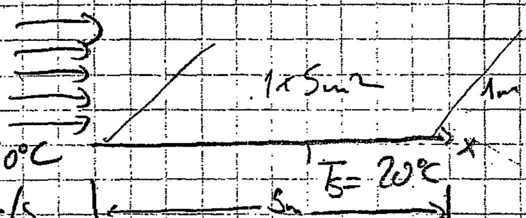
P54

$q = $ sbt ise

lamıner: $Nu_x = 0.653\, Re_x^{1/2}\, Pr^{1/3}$

Türbülanslı: $Nu_x = 0{,}0308\, Re_x^{0.8}\, Pr^{1/3}$

ör



$T_\infty = 60°C$ $\quad T_s = 20°C$

$U_\infty = 2m/s$

yağ

$q = ? \quad h_x \cdot A_x (T_\infty - T_s)$

A_x: 5m × 1m

$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{20+60}{2} = 40°C$

$\rho_{yağ} = 876\ kg/m^3$

$k = 0{,}144\ W/mK$

$Pr = 2870$

$\nu = 242 \cdot 10^{-6}\ m^2/s$

$Re_L = \frac{U_\infty \cdot L}{\nu} = \frac{2m/s \cdot 5m}{242 \cdot 10^{-6} m^2/s}$

$= 4{,}13 \cdot 10^4 < 5 \cdot 10^5$ laminer akım

$Nu_L = \frac{h_L \cdot L}{k_{akış}} = 0{,}664\, Re_L^{1/2}\, Pr^{1/3}$

$= 0{,}664 (4{,}13 \cdot 10^4)^{1/2} (2870)^{1/3}$

$= 1918$

$Nu_L = \frac{h_L \cdot L}{k_{akış}}$ (L = 5m, $k_{akış}$ = 0,144 W/mK)

$h_L = 55{,}2\ W/mK$

P55

İç akım

Laminer $Nu = 1.86 \left(Re\, Pr \frac{D}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_s}\right)^{0.14}$

Borunun çapı — borunun uzunluğu

Dinamik viskozite akışkanın ortalama sıcaklıktaki — yüzey sıcaklığındaki dinamik viskozite

$Re < 2300$

$Nu = \frac{h \cdot D}{k}$

$\frac{\mu_m}{\mu_s} \cong 1$ (Başlangıçta yüzey sıcaklığı belli olmadığı için oran 1 alınır daha sonra bulununca tekrar hesaplanır. yani h iki defa hesaplandı)

$q = h(T_s - T_\infty)$

Türbülanslı

$$\boxed{Nu = 0.023\, Re^{0.8}\, Pr^{n}}$$

$n = 0,3$ → akışkan soğuyorsa

$n = 0,4$ → " ısınıyorsa

$Re > 10000$ için

Geçiş + Türbülanslı

$$Nu = 0,116 \left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{2/3}\right]\left[Re^{2/3} - 125\right] Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_s}\right)^{0.14}$$

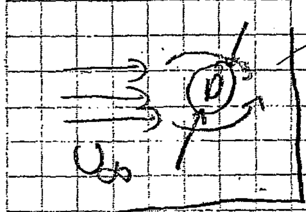
$Re > 2300$ (Türbülanslı bölge dahil)

P56

İlk yaklaşımda $\frac{D}{L}=0$ $\frac{\mu_m}{\mu_s}=1$

daha sonra düzeltilge

Borunun kenarından akışkan geçiyor

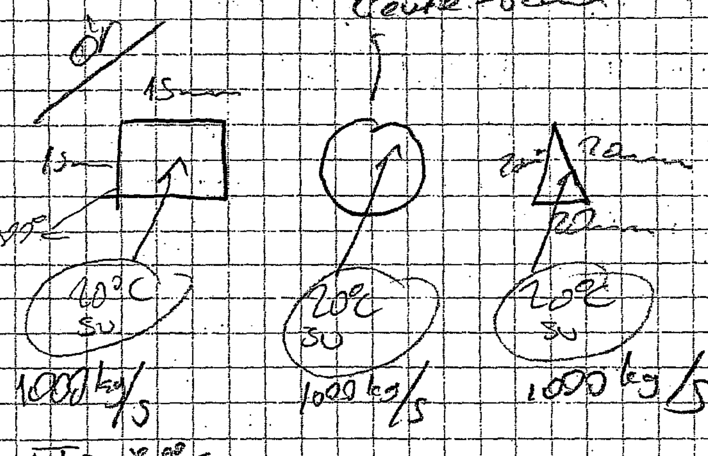


$Re=\frac{U_\infty \cdot D}{\nu}$

$Pr=$

$Nu=f(Re, Pr)$

çevre = 60mm



$T_s=80°C$

Boğları eşit
en fazla ısı transferi
hangisinde olur

$\rho_{su}=1000\ kg/m^3$

80°C'deki $\nu_{su}=0,5\cdot10^{-6}\ m^2/s$

$C_p=1\ kcal/kg°C$ $k=0,55\ kcal/mh°C$

$Q=h\cdot A(80-20)$

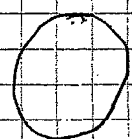
Re → Nu → h

$Re=\frac{U_m\, de(dh)}{\nu}$ d eşdeğer, d hidrolik

$d_h=\frac{4\cdot AkA}{Islak\ çevre}$ Akım kesit alanı

$d_h=\frac{4\times15\times15}{60}=15mm$

P57



$Çevre = \pi D = 60\,mm$

$D = 19{,}1\,mm$

üçgenin alanı

$d_{h3} = \frac{4 \times AKA}{60\,mm} = 11{,}55\,mm$ (Aynı zamanda karakteristik uzunluk)

kütlesel debi

$\dot{m} = AKA \cdot U_m \cdot \rho \rightarrow U_m = \frac{\dot{m}}{AKA \cdot \rho}$

$U_{m1} = \frac{1000\,kg/h \,/\, 3600\,s}{0{,}015\,m \times 0{,}015\,m \times 1000\,kg/m^3} = 1{,}235\,m/s$

$U_{m2} = \frac{1000/3600}{\frac{\pi D^2}{4} \times 1000} = 0{,}969\,m/s$

$U_{m3} = \frac{1000/3600}{\Delta \times 1000\,kg/m^3} = 1{,}6\,m/s$

üçgenin alanı

$Re_1 = \frac{U_{m1} \cdot d_h}{\nu} = 37050$

$Re_2 = \frac{U_{m2} \cdot d_{2h}}{\nu} = 37016$

$Re_3 = \frac{U_{m3} \cdot d_{3h}}{\nu} = 36960$

P58

$$Pr = \frac{\nu \cdot \rho \cdot C_p}{k} = \frac{0{,}5 \cdot 10^{-6}\, m^2/s \times 1000\, kg/m^3 \cdot 1\, kcal/kg°C}{0{,}55\, kcal/m\,h\,C}$$

1h = 3600sn

$= 3{,}27$

$Re_1, Re_2, Re_3 \longrightarrow$ hepsi > 2300 ve > 10000

Türbülanslı formülü kullanabiliriz

$Nu = 0{,}023\, Re^{0{,}8}\, Pr^{n}$

$n = 0{,}4$

$Nu_1 = 0{,}023\, Re^{0{,}8}\, Pr^{0{,}4} = \frac{h_1\, d_h}{k} \rightarrow h_1 = 6121\ kcal/m^2hC$

$Nu_2 = \text{---}\, Re_2^{0{,}8}\, Pr^{0{,}4} = \frac{h_2\, d_h}{k} \rightarrow h_2 = 4803$ "

$Nu_3 = \text{---}\, Re_3^{0{,}8}\, Pr^{0{,}4} = \frac{h_3\, d_{3h}}{k} \rightarrow h_3 = 7136$ "

$Q = h \cdot A \cdot (80 - 20)$

$A_1 = A_2 = A_3$

en fazla ısı transfer dairede olur.

plaka vagon kanal profil yapımı zor, ayrıca maliyet yönünden kutu daire(?) kesit daha iyi

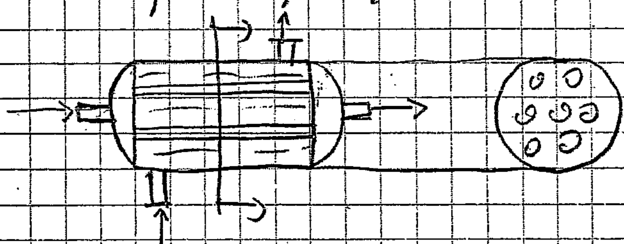
P59

— Isı Değiştirici —

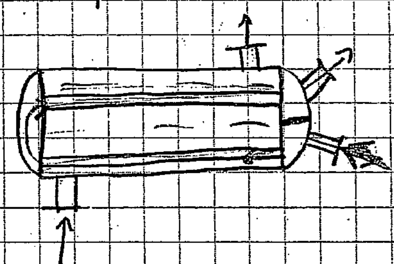
Bir akışkandan diğerine ısı formunda enerji transferi sağlayan cihazlardır. Bu ısı değiştiriciler çeşitli şekillerle gruplandırılabilir.

Geçiş durumuna göre;

Boru gövde tipine göre:

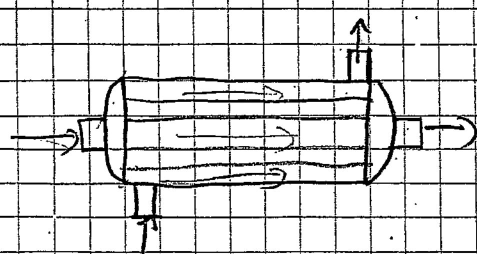


(Tek boru tek gövde geçişli)



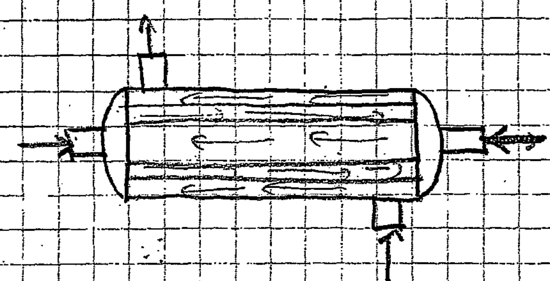
(İki boru tek gövde geçişli)

Akış Yönüne Göre:

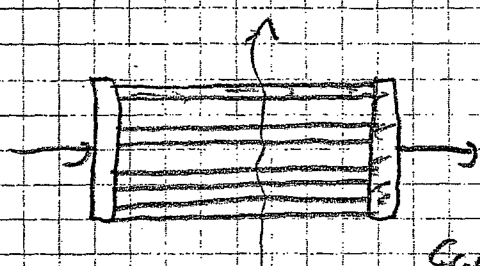


(Paralel akışlı)

P60



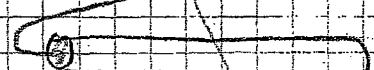
Karşı (zıt) Akışlı



Çapraz akışlı

$\dot{m} = AKA \times Hız \times \rho$

Re → Nu → h



(Geçiş sayısını artırmanın

(Çok geçişli yapmanın amacı birim yüzeyden birim zamanda daha çok ısı transferi dir.

$Q = h \cdot A \cdot \Delta t$

Yüzeyi farklı sınırda birleştirme

Isı değiştirici Analizi

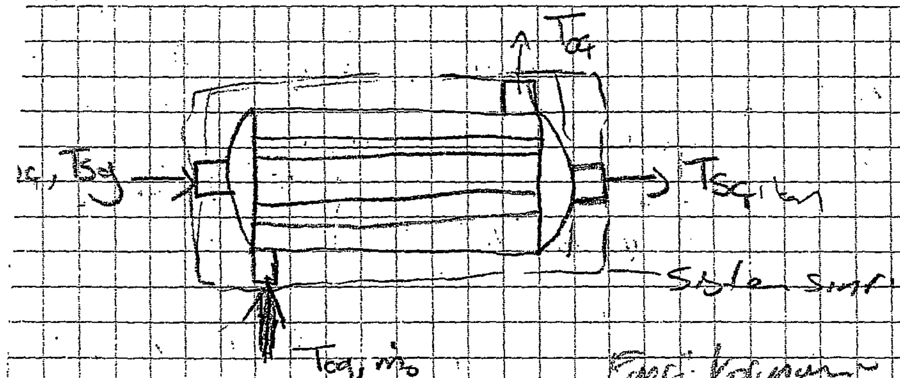
1- Termodinamik analiz → Q = ? (Isı transfer miktarı)

2. Isı transfer " → A = ?

3- Mekanik " → Mukavemet (Korozyon)

4- İmalat ve konstrüksiyon

P61



Enerji Korunumu

Açık Sistem
Shell'in ağzı

$$\cancel{\dot Q}^{0} - \cancel{\dot W}^{0} = \sum \dot m_ç \left(h_ç + \underbrace{\tfrac{1}{2} V_ç^2 + g z_ç}\right) - \sum \dot m_g \left(h_g + \underbrace{\tfrac{1}{2} V_g + g z_g}\right)$$

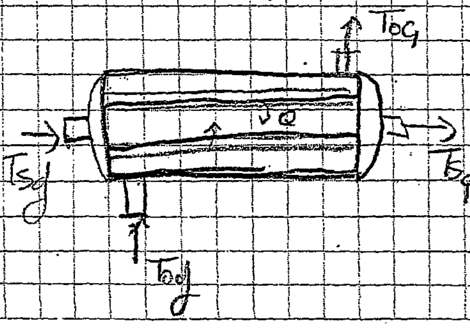
$$\sum \dot m_{çıkan} h_{çıkan} = \sum \dot m_{giren} h_{giren}$$

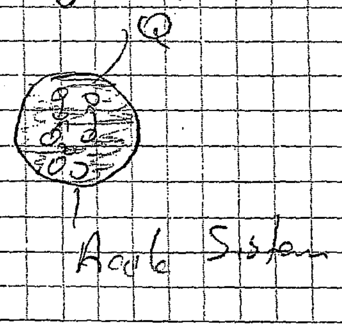
$$\dot m_{s_{çıkış}} h_{sç} + \dot m_o h_{oç} = \dot m_s \cdot h_{sg} + \dot m_o h_{og}$$

$$\dot m_o (h_{oç} - h_{og}) = \dot m_s (h_{sg} - h_{sç})$$

$$h = c_p T$$

$$\dot m_o c_{p_o} (T_{oç} - T_{og}) = \dot m_s c_{p_s} (T_{sg} - T_{sç})$$





P62

P62

6	1	2,5
F	O	M
1200	4200	3100
1150	3700	3650
100	5800	2600
~~50~~	5750	2350
1000	5700	4800
—	4200	5300

$Q = \sum \dot{m}_G h_G - \sum \dot{m}_g h_g$

$Q = \dot{m}_0 h_{0G} - \dot{m}_0 \cdot h_{0g}$

$Q = \dot{m}_0 (h_{0G} - h_{0g})$

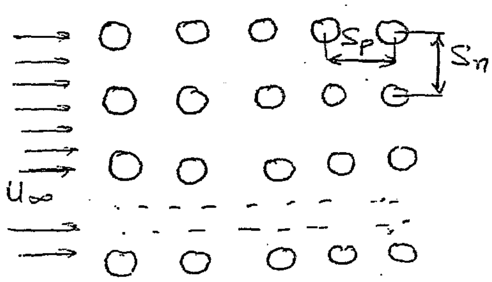
Faz değişimi yoksa $h = c_p T$

$Q = \dot{m}_0 c_{p_0} (T_{0G} - T_{0g})$

$\dot{m}_0 c_{p_0} (T_{0S} - T_{0g}) = \dot{m}_S c_{p_S} (T_{Sg} - T_{SS}) = Q$

Faz değişimi yoksa bunu yazarız. Faz değişimi varsa entalpi cinsinden

1. 1 bar basınç 10°C daki hava akıma dik yönde 15 sıra ve ardarda 5 sıra olan bir boru demetine 6,1 m/s hızla girmekte ve boru yüzey sıcaklıkları 65,5°C da sabit tutulmaktadır. Boru çapları 1" (25,4 mm), boru dizilişi düz, akım yönüne paralel ve dik yönde borular arası mesafe 3,8 cm olduğuna göre boru demetinin birim boyunda olan ısı transferini bulunuz.



$$S_P/D = \frac{3{,}8\,cm}{2{,}54\,cm} = 1{,}5 \quad , \quad \frac{S_n}{D} = \frac{3{,}8}{2{,}54} = 1{,}5$$

Düz diziliş için S_P/D ve S_n/D değerlerine göre (~~Sayfa~~ Tablo 12)

$C = 0{,}278$; $n = 0.62$

Ortalama akışkan sıcaklığı $T_f = \frac{10 + 65{,}5}{2} = 37{,}8\,°C$

$\nu = 16{,}97 \times 10^{-6}\, m^2/s$, $\lambda = 0{,}0233$ Kcal/mh°C , $P_r = 0.711$

$$U_{max} = \frac{S_n}{S_n - D} \cdot U_\infty = \frac{0{,}038}{0{,}038 - 0{,}0254} \cdot 6{,}1 = 18{,}4\, m/s$$

$$Re = \frac{U_{max} \cdot D}{\nu} = \frac{18{,}4\, m/s \times 0{,}0254\, m}{16{,}97 \times 10^{-6}\, m^2/s} = 27540$$

$$Nu = \frac{\alpha D}{\lambda} = C (Re)^n Pr^{1/3} = 0{,}278 \cdot (27540)^{0{,}62} \cdot (0{,}711)^{1/3} \cong 141$$

$\alpha = 129{,}34$ Kcal/m²h°C

Akım yönünde sadece 5 sıra boru olduğundan, Tablo 11 den düzeltme katsayısı 0,92 olarak bulunur.

$\alpha_{gerçek} = 0{,}92\, \alpha = 0{,}92 \cdot 129{,}34 = 119$ Kcal/m²h°C

1 m boru demetindeki toplam ısı transfer alanı

$A = \pi \cdot D \cdot 1m \cdot N = \pi \cdot 0{,}0254\, m \cdot 1\, m \cdot 15 \times 5 = 6\, m^2$

$Q = \alpha\, A (T_w - T_\infty) = 119 \cdot 6 \cdot (65{,}5 - 10) = 39627$ Kcal/h

Bu analizde hız sabit kabul edildi, halbuki ısınan gaz genişleyecek hızı da artacaktır. Diğer taraftan gazın sıcaklığı da sabit kabul edildi. Gerçekte ısı enerjisi alan gaz sıcaklığı devamlı artarak boru yüzeyiyle akışkan arasındaki sıcaklık farkı azalacaktır. LOSF yöntemiyle işlem yapıldığında deneme yanılma ile çok işlem ve zaman gerekir. Akışkanların giriş sıcaklığı belli çıkış sıcaklıkları belli olmadığında en iyi yöntem NTU yöntemidir.

oru yüzey sıcaklığı değişmediğinden boru içindeki akışk
P64
ı kapasitesi sonsuz (∞) alınabilir. Bu durumda havanın
ı kapasitesi minimum olur.

$$m_h \cdot C_{ph} = C_{min} = \rho \cdot U_\infty \cdot A_k \cdot C_p \cdot 3600 = 1{,}127 \times 6{,}1 \times 0{,}57 \times 0{,}241 \times 3600$$

$C_{min} = 3400$ Kcal/h°C

$$\frac{KA}{C_{min}} = NTU = \frac{119 \times 6m^2}{3400} = 0{,}21 \quad , \quad C_{min}/C_{max} = 0$$

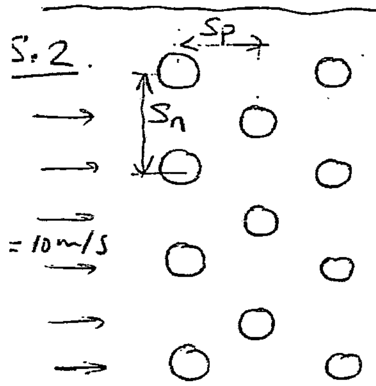
Çapraz akış için diyagramdan $\varepsilon = 0{,}18$ okunur.

$$Q = \varepsilon \cdot C_{min}(T_{sg} - T_{hg}) = 0{,}18 \cdot 3400 \times (65{,}5 - 10) = 33966 \text{ Kcal/h}$$

$$Q = m_h \cdot C_{ph}(T_{hç} - T_{hg}) \longrightarrow T_{hç} = T_{hg} + \frac{Q}{m_h C_{ph}} = 10 + \frac{33966}{3400} \cong 20°C$$

Bu durumda hava ~~hızı~~ sabit kabul edildi. Eğer sıcaklık artışları fazla ise ortalama U_{max} hesap edilmelidir.

S.2.



Atmosferik basınç ve 5°C sıcaklıktaki hava şekildeki boru demetine 10m/s hızla girmektedir. Boru adedi 11, borulararası mesafe 23mm, boru dış çapı 11,5mm ve boru uzunluğu 300mm dir. Borular içinde buhar yoğuştuğundan boru yüzey sıcaklığı 90°C da sabit kalmaktad.

a) Havaya geçen ısı miktarını, b) Havanın boru demetinden çıkış sıcaklığını bulunuz. c) Hava akımı aynı hızla boru demetine paralel olursa (a) ve (b) yi cevaplandırınız.

$$S_p = S_n = 23mm \; , \quad \frac{S_p}{D} = \frac{23}{11{,}5} = 2 \; , \quad \frac{S_n}{D} = \frac{23}{11{,}5} = 2$$

Tablo:12 den $C = 0{,}482$, $n = 0{,}556$

Hava çıkış sıcaklığı 15°C kabul edilirse $T_f = \dfrac{90+10}{2} = 50°C$

50°C da, $\lambda = 0{,}0239$ Kcal/mh°C , $\nu = 17{,}96 \times 10^{-6}$ m²/s

$$U_{max} = U_\infty \cdot \frac{S}{S-D} = 10 \cdot \frac{23}{23-11{,}5} = 20 \text{ m/s} \; ,$$

$$Re = \frac{20 \times 0{,}0115}{17{,}96 \times 10^{-6}} = 1{,}28 \times 10^4 \longrightarrow Nu = C \cdot Re^n = 0{,}482 \cdot (1{,}28 \times 10^4)^{0{,}556} = 92,$$

$\alpha = \dfrac{\lambda \, Nu}{D} = 192$ kcal/m²h°C , arka arkaya üç sıra boru için düzeltme faktörü (Tablo 13 den) $\underline{0{,}83}$ dür.

(5)

P65

$\alpha_{ger} = 0,83 \cdot 192 = 159,4$ Kcal/m²h°C

$Q = \pi D L \cdot N \cdot \alpha (T_w - T_m)$ den gerçek değer bir defada hesaplanamaz onun için NTU yöntemiyle hesap yapılır. (Bir önceki örnekte olduğu gibi)

S.3. 0,1m çaplı ve 0,3m uzunluğundaki silindirik paslanmaz parçalar 6m uzunluğundaki fırın içinde ısıl işleme tabi tutulacaklardır. Parçaların ilk sıcaklığı 365K olup ısıl işlem için 1100K'e ulaşması istenmektedir. Fırındaki gaz sıcaklığı 1540K, radyasyon ile konveksiyon toplam ısı transfer sayısı 105 W/m²K dir. Parçanın istenen sıcaklığa ulaşma için maksimum parça hızı ne olmalıdır. $\lambda = 23$ W/mK, $a = 0,44 \times 10^{-5}$ m²/s

$$Bi = \frac{\alpha \left(\frac{V}{A}\right)}{\lambda} = \frac{\alpha}{\lambda}\left[\left(\frac{\pi D^2}{4} \cdot L\right) \Big/ \left(\pi D L + 2\frac{\pi D^2}{4}\right)\right]$$

$$Bi = \frac{\alpha}{\lambda}\left[\frac{DL/4}{L + D/2}\right] = \frac{105 \text{ W/m}^2\text{K}}{23 \text{ W/mK}}\left[\frac{0,1m \cdot 0,3m/4}{0,3m + 0,1m/2}\right] = 0,098$$

$Bi < 0,1$ olduğundan

$$\frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \frac{1100 - 1540}{365 - 1540} = 0,374 = e^{-Bi \cdot Fo}$$

$$Fo = \frac{a \cdot t}{\left(\frac{V}{A}\right)^2} = \frac{(0,44 \times 10^{-5} \text{ m}^2/s) \cdot t}{(0,0214 \text{ m})^2} = 9,61 \times 10^{-3}\, t$$

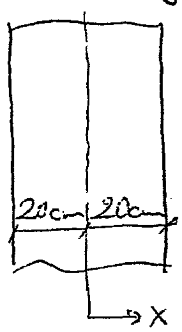
$$\frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = 0,374 = e^{-0,098 \cdot 9,61 \cdot 10^{-3} t} \longrightarrow \underline{t = 1044\text{ s}} \cong 17,4 \text{ dakika}$$

Gerekli parça hızı $\vartheta = \frac{6}{1044 s} \cong 5,75$ mm/s

$\boxed{\vartheta = 5,75 \text{ mm/s}}$ bulunur.

④

1. Kalınlığı 40cm, ısıl iletkenliği $\lambda = 1,2\ W/mK$, ısınma ısısı $C_p = 1\ KJ/KgK$, yoğunluğu $2000\ kg/m^3$ olan beton duvarın üniform sıcaklığı $-20°C$ iken, $0°C$ deki bir ortama getiriliyor. Bu andan itibaren 5 ve 50 saat sonra duvar eksenindeki ve yüzeyindeki sıcaklıkları hesaplayınız. Konveksiyon ısı transfer sayısı $\alpha = 6\ W/m^2K$ dır.

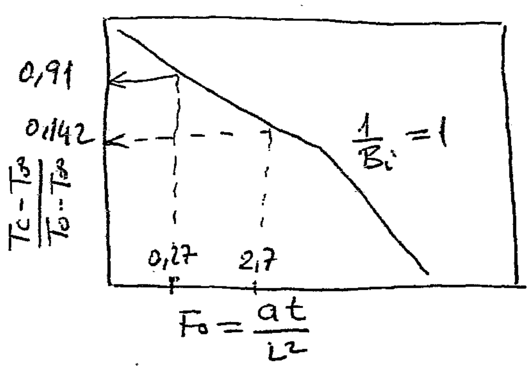


$$a = \frac{\lambda}{\rho C_p} = \frac{1,2\ W/mK}{2000\ kg/m^3 \cdot 1000\ \frac{J}{kgK}} = 2,16 \cdot 10^{-3}\ m^2/h$$

5 saat sonra $\quad Fo = \frac{at}{L^2} = \frac{2,16 \times 10^{-3} \frac{m^2}{h} \cdot 5h}{(0,2m)^2} = 0,27$

50 saat sonra $\quad Fo = \frac{at}{L^2} = 2,7$

$$\frac{1}{Bi} = \frac{\lambda}{\alpha L} = \frac{1,2\ W/mK}{6\ W/m^2K \cdot 0,2m} = 1$$



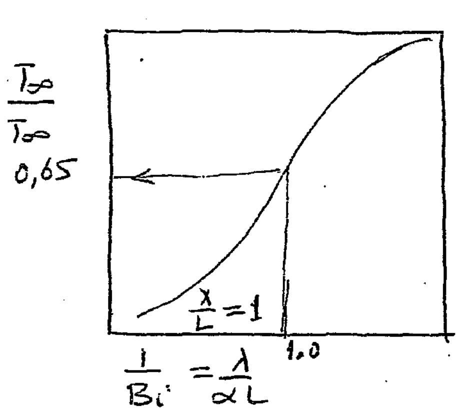
5 saat sonra

$$\frac{T_c - 0}{T_0 - 0} = 0,91 = \frac{T_c}{20} \rightarrow T_c = 18,2°C$$

50 h sonra

$$\frac{T_c - 0}{T_0 - 0} = 0,142 = \frac{T_c}{20} \rightarrow T_c = 2,85°C$$

Duvarın yüzey sıcaklıkları



$$\frac{T_L - 0}{T_c - 0} = 0.65$$

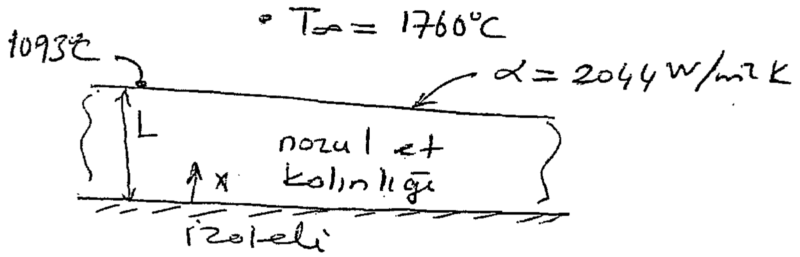
5 h sonra

$$\frac{T_L}{18,2} = 0.65 \rightarrow T_L = 0,65 \times 18,2 = 11,83°C$$

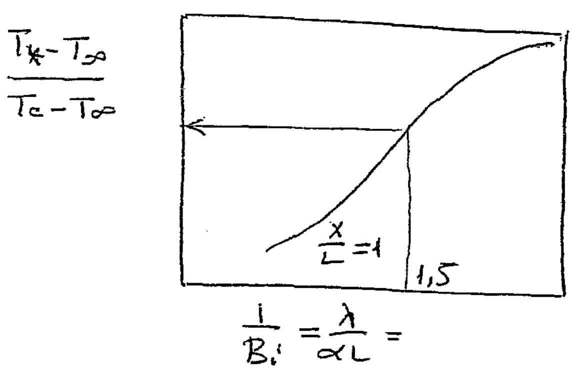
50h sonra

$$\frac{T_L}{2,85} = 0.65 \rightarrow T_L = 0,65 \times 2,85 = 1,85°C$$

S.5. Büyük çaplı bir roket motorunun nozulu 8,5mm et kalınlığına sahip olup, malzeme özellikleri $\rho = 8619\ kg/m^3$, $\lambda = 26\ W/mK$, $C_p = 0{,}544\ KJ/KgK$ dir. Statik itme testine başlangıçta nozul 26,7°C homojen sıcaklıkta olup 1760°C daki sıcak gazlorla ısı transferi yapacaktır. Yüzey ile gaz arasındaki yüzey toplam ısı transfer sayısı 2044 W/m²K olduğuna göre, nozul dış yüzeyi izoleli olduğunda 1093°C'a dayanabilen bu malzeme ile kaç dakika test yapılabilir.



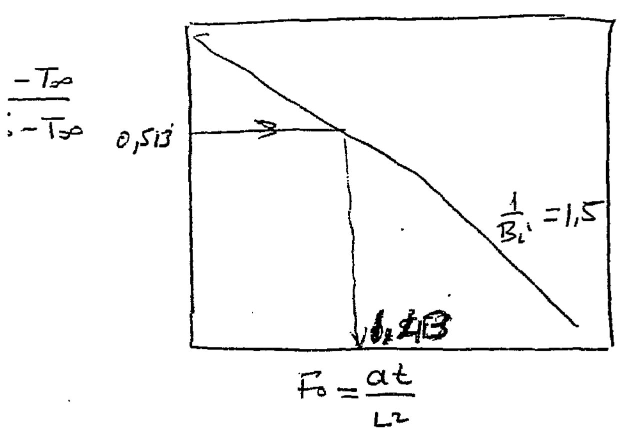
Nozul et kalınlığı düz duvar gibi ele alınabilir.



$$\frac{1}{Bi} = \frac{\lambda}{\alpha L} = \frac{26}{2044 \cdot 0{,}0085} = 1{,}5$$

$$\frac{x}{L} = 1$$

$$\frac{T_x - T_\infty}{T_c - T_\infty} = \frac{1093 - 1760}{T_c - 1760} = 0{,}75 \rightarrow T_c - 1760 = -89$$



$$\frac{T_c - T_\infty}{T_o - T_\infty} = \frac{T_c - 1760}{26{,}7 - 1760} = \frac{-890}{26{,}7 - 1760} = 0{,}513$$

$$F_o = 1{,}43$$

$$a = \frac{\lambda}{\rho C_p} = \frac{26\ W/mK}{8619\ Kg/m^3 \cdot 0{,}544\ \frac{KJ}{KgC}} \cong 0{,}0198\ \frac{m^2}{h}$$

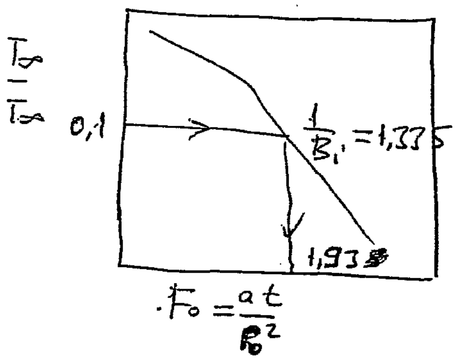
$$F_o = \frac{at}{L^2} = 1{,}43 \Longrightarrow t = \frac{1{,}43\ L^2}{a} = \frac{1{,}43 \cdot 0{,}0085^2\ m^2}{0{,}0198\ m^2/h} = 0{,}005212\ h$$

$$t = 0{,}005212 \times 60 = 0{,}31\ \text{dakika}$$

P68,

(6)

6 P68 15,25cm çapındaki uzun bir mil 816°C deki bir fırından çıktıktan sonra 38°C deki büyük bir banyoda soğutulacaktır. Akışkanla mil yüzeyi arasındaki konveksiyon ısı transfer sayısı 170 W/m²K olduğuna göre, mil eksenindeki sıcaklığın 116°C'a düşmesi için geçecek zamanı hesaplayınız. $\lambda = 17,3\ W/mK$, $a = 0,0186\ m^2/h$



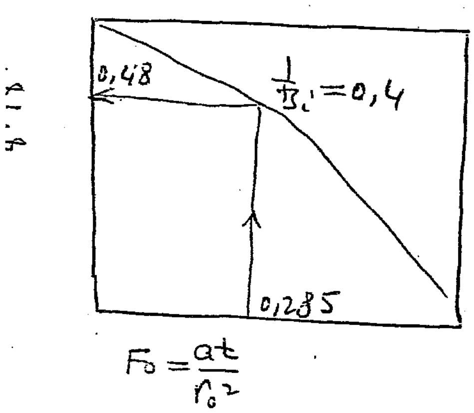
$$\frac{T_c - T_\infty}{T_o - T_\infty} = \frac{116 - 38}{816 - 38} = \frac{78}{778} = 0,1$$

$$\frac{1}{B_i} = \frac{\lambda}{\alpha r_o} = \frac{17,3\ W/mK}{170\ \frac{W}{m^2K} \cdot 0,07625m} = 1,335$$

$$F_o = 1,938 = \frac{at}{r_o^2} \rightarrow t = \frac{1,93 \cdot r_o^2}{a} = \frac{1,93 \cdot (0,07625m)^2}{0,0186\ \frac{m^2}{h}} =$$

$\underline{t = 0.603h}$

7 10cm yarıçapındaki küresel sığır eti 16°C üniform sıcaklıkta iken 163°C deki bir fırına konulmaktadır. Et ile hava arasındaki yüzey ısı transfer sayısı 17 W/m²K, etin fırında kalma süresi 5 saat olduğuna göre, fırından çıkışta etin merkez sıcaklığını bulunuz. $\rho = 1025\ kg/m^3$, $\lambda = 0,68\ W/mK$, $C_p = 4,186\ kJ/kgK$



$$\frac{1}{B_i} = \frac{\lambda}{\alpha r_o} = \frac{0,68\ W/mK}{17\ \frac{W}{m^2K} \cdot 0,1m} = 0,4$$

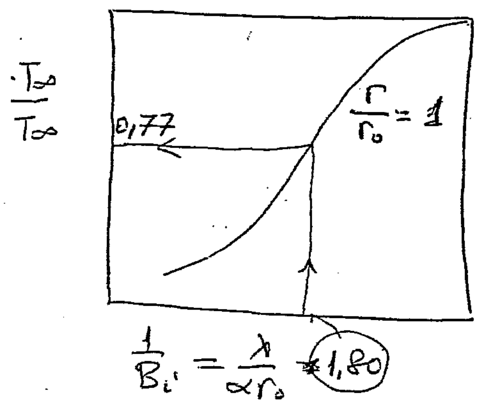
$$a = \frac{\lambda}{\rho C_p} = \frac{0,68\ W/mK}{1025\ kg/m^3 \cdot 4,186\ \frac{kJ}{kgK}} = 0,00057\ \frac{m^2}{h}$$

$$F_o = \frac{at}{r_o^2} = \frac{0,00057 m^2/h \cdot 5h}{0,1^2} = \underline{0,285}$$

$$\frac{T_c - T_\infty}{T_o - T_\infty} = 0,48 = \frac{T_c - 163}{16 - 163} \Longrightarrow T_c = 92,5°C$$

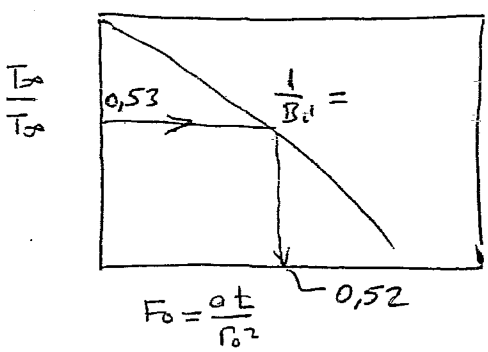
Ş-8. "5,1 cm yarıçapındaki küre şeklindeki bir portakal başlangıçta 7,3°C homojen sıcaklıktadır. Portakal'a ait $\lambda = 0{,}52\ W/mK$ $a = 0{,}00047\ m^2/h$, portakal yüzeyi ile hava arasındaki konveksiyon ısı transfer sayısı $\alpha = 5{,}68\ W/m^2K$ olduğuna göre hava sıcaklığının aniden $(-5°C)$'a düşmesi halinde portakal yüzeyindeki sıcaklık ne kadar zaman sonra 0°C'a düşer.

$$\frac{1}{Bi'} = \frac{\lambda}{\alpha r_0} = \frac{0{,}52\ W/mK}{5{,}68\ W/m^2K \cdot 0{,}051\ m} = 1{,}80$$



$$\frac{T_r - T_\infty}{T_c - T_\infty} = 0{,}77 = \frac{0-(-5)}{T_c - (-5)} \rightarrow \underline{T_c = 1{,}5°C}$$

$$\frac{T_c - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \frac{1{,}5-(-5)}{7{,}3-(-5)} = 0{,}53$$



$$Fo = \frac{at}{r_0^2} = 0{,}52$$

$$t = \frac{0{,}52 \times (0{,}051)^2}{0{,}00047} = 2{,}88 \text{ saat}$$

Ş.9 Ateş tuğlası çamuru başlangıçta 310 K üniform sıcaklıktadır. Bu çamur daha sonra $23\ W/m^2K$ konveksiyon ısı transfer sayısına sahip 920K deki sıcak gazlarla ısı transferi yapmaktadır. Sıcak gazlarla 20 saat ısı transferi yapan

a) 0.6m kalınlıktaki çok büyük düz duvarın,

b) 0.6m × 0.6m kesitindeki çok uzun kolonun,

c) 0.6m×0.6m×0.6m boyutlarında bir yüzeyi izoleli kübik bir bloğun izoleli yüzey merkezindeki sıcaklıkları bulunuz. $\lambda = 1{,}13\ W/mK$, $a = 0{,}053 \times 10^{-5}\ m^2/s$

Önce Bi' sayılarını hesaplayalım.

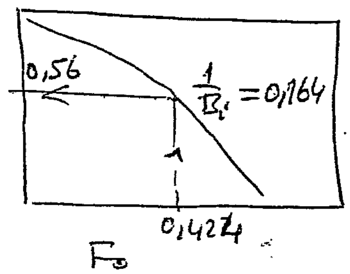
a) $$Bi' = \frac{\alpha (V/A)}{\lambda} = \frac{23 \times 0{,}3}{1{,}13} = 6{,}11 > 0{,}1$$

b) $$Bi' = \frac{\alpha}{\lambda}\left[\frac{2L \times 2L \times H}{4 \times 2L \times H}\right] = \frac{23}{1{,}13}\left[\frac{0{,}6 \times 0{,}6 \times H}{4 \times 0{,}6 \times H}\right] = 3{,}053 > 0{,}1$$

1) P70 $Bi = \dfrac{23\cdot(0,6\times0,6\times0,6)}{1,13\,(2L\times2L + H\times 8L)} = \dfrac{23\times 0,6^3}{1,13\,(0,6\times0,6+0,6\times8\times0,3)} = 2,44 > 0,1$

Her üç durumda da sıcaklık gradyeni büyük olduğundan $Bi > 0,1$ durumuna göre çözeceğiz.

a) $\dfrac{1}{Bi} = \dfrac{\lambda}{\alpha L} = \dfrac{1}{6,11} = 0,164$, $Fo = \dfrac{at}{L^2} = \dfrac{0,053\times10^{-5}\times 20\times3600\,s}{(0,3)^2} = 0,424$



$\dfrac{T_c - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = 0,56 \rightarrow$

$\dfrac{T_c - 920}{310 - 920} = 0,56 \rightarrow \underline{T_c = 578\,K}$

b) İki boyutlu hali iki sonsuz düz duvarın kesişimi olarak düşünülüp iki defa okuma yapılır.

$\left(\dfrac{T-T_\infty}{T_0-T_\infty}\right)_{0,6m} = 0,56$, $\left(\dfrac{T-T_\infty}{T_0-T_\infty}\right)_{0,6m} = 0,56$

0.6m x0,6 m kesitindeki uzun kolon için,

$\dfrac{T-T_\infty}{T_0-T_\infty} = \left(\dfrac{T-T_\infty}{T_0-T_\infty}\right)_{0,6}\cdot\left(\dfrac{T-T_\infty}{T_0-T_\infty}\right)_{0,6} = 0.56\times0,56 = 0,314$

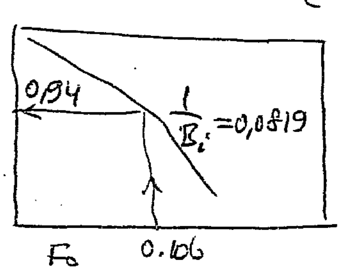
$\dfrac{T-920}{310-920} = 0,314 \rightarrow \underline{T = 728\,K}$ elde edilir

c) Kübik şeklin tabanı izoleli olduğundan 0,6m, 0,6m ve 1,2m lik üç düz duvarın kesişimine olarak ele alınmalıdır.

0.6m. kalınlıktaki düz duvarlar için $\dfrac{1}{Bi} = \dfrac{\lambda}{\alpha L} = \dfrac{1}{6,11} = 0,164$

1,2 m kalınlıktaki düz duvar için $\dfrac{1}{Bi} = \dfrac{\lambda}{\alpha L} = \dfrac{1,13}{23\times0,6} = 0,0819$

$Fo = \dfrac{at}{L^2} = \dfrac{0,053\times10^{-5}\times20\times3600\,s}{(0,6m)^2} = 0,106$



Kübik şekil için

$\dfrac{T-T_\infty}{T_0-T_\infty} = \left(\dfrac{T-T_\infty}{T_0-T_\infty}\right)_{0,6}\cdot\left(\dfrac{T-T_\infty}{T_0-T_\infty}\right)_{0,6}\cdot\left(\dfrac{T-T_\infty}{T_0-T_\infty}\right)_{1,2} = 0,56\times0,56\times0,94$

$\dfrac{T-920}{310-920} = 0,295 \rightarrow \underline{T = 740\,K}$ olur.

5.10: Asbestten yapılmış 13cm çapındaki bir silindir başlangıçta 310K üniform sıcaklıkta iken bütün yüzeylerinde konveksiyon ısı transfer sayısı 23W/m²K olan 920 K deki bir ortama bırakılıyor. Aşağıdaki şartlarda merkez sıcaklığının 530 K'e ulaşması için gerekli zamanı bulunuz. $\lambda = 0{,}20\,W/mK$, $\rho = 580\,kg/m^3$, $c_p = 1050\,J/kgK$

a) Silindir çok uzun

b) Bir yüzeyi izoleli duvara oturtulmuş 5cm yüksekliğinde silindir olması halinde.

a) $$Bi = \frac{\alpha (V/A)}{\lambda} = \frac{23\,W/m^2 \times \frac{\pi D^2}{4} \cdot L}{0{,}20\,W/m^2K \cdot \pi D L} = 3{,}74 > 0{,}1$$

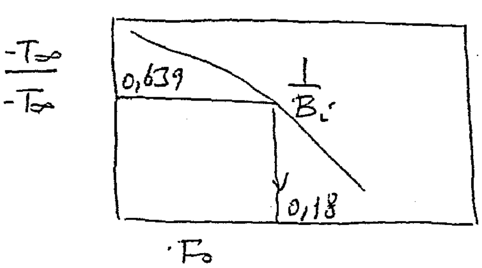
b) $$Bi = \frac{23\,W/m^2K}{0{,}20\,W/mK}\left[\frac{\frac{\pi D^2}{4} \cdot L}{\pi D L + \frac{\pi D^2}{4} \cdot L}\right] = 2{,}27 > 0{,}1$$

Her iki durumda da iç dirençler büyüktür. $Bi > 0{,}1$'e göre çözüm yapılır.

a) $$\frac{1}{Bi} = \frac{\lambda}{\alpha r_0} = \frac{0{,}20}{23 \times 0{,}065} = 0{,}134$$

$$F_o = \frac{at}{r_0^2} = \left(\frac{0{,}20}{580 \times 1050}\right) \cdot \frac{t}{(0{,}065)^2} = 7{,}77 \times 10^{-5} t$$

$$\frac{T_c - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \frac{530 - 920}{310 - 920} = 0{,}639$$



$$F_o = \frac{at}{r_0^2} = 0{,}18 = 7{,}77 \times 10^{-5} t$$

$$t = 2317\,s \cong 38{,}6 \text{ dakika}$$

b) bu durumda sonlu silindiri sonsuz levha ve sonsuz silindirin kesişimi ile elde edebiliriz. Konveksiyonla ısı transferi silindirin yalnız bir yüzünden olduğu için levha kalınlığı 10cm alınacaktır.

Sonsuz Silindir için $\frac{1}{Bi} = \frac{\lambda}{\alpha r_0} = 0{,}134$, $F_o = \frac{at}{r_0^2} = 7{,}77 \times 10^{-5} t$

10cm kalınlıktaki düz levha için

$$\frac{1}{Bi} = \frac{\lambda}{\alpha L} = \frac{0{,}20}{23 \times 0{,}05} = 0{,}174, \quad F_o = \frac{at}{L^2} = \frac{0{,}20}{580 \times 1050}\left[\frac{t}{(0{,}05)^2}\right] = 1{,}31 \times 10^{-4}$$

$\frac{1}{Bi}$ ve F_o sayılarına göre sonsuz silindir ve levha için $\frac{T - T_\infty}{}$ değerleri diyagramlardan okunur.

Sonlu silindir için

$$\left(\frac{T-T_\infty}{T_0-T_\infty}\right)_{silin} \cdot \left(\frac{T-T_\infty}{T_0-T_\infty}\right)_{levha} = 0{,}639 = \frac{530-920}{310-920} \quad \text{olmalıdır.}$$

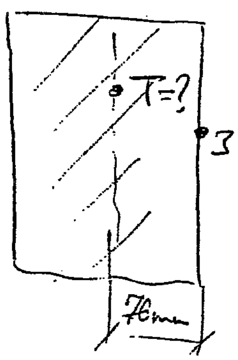
Problem deneme yanılma yoluyla çözülür. Çözüm için aşağıdaki sıra takip edilmelidir.

1. Herhangi t zamanı kabul edilir.
2. $\frac{at}{r_0^2}$ ve $\frac{at}{L^2}$ hesaplanır.
3. $\left(\frac{T-T_\infty}{T_0-T_\infty}\right)_{sil}$ ve $\left(\frac{T-T_\infty}{T_0-T_\infty}\right)_{levha}$ grafiklerden okunur.
4. $\left(\frac{T-T_\infty}{T_0-T_\infty}\right)_{sil} \times \left(\frac{T-T_\infty}{T_0-T_\infty}\right)_{levha}$ çarpımı hesaplanır.
5. Yukarıdaki çarpım değeri 0,639 oluncaya kadar yeni zamanlar seçilip işlemlere devam edilir.

Problem için 0.639 değerini veren zaman $t = 1700\,s$ olmaktadır.

---

11. Bir jet motoru test hücresinin beton duvarları oldukça kalın ve başlangıçta 21°C üniform sıcaklıktadır. Jet motorundan çıkan egzost gazları ve soğutma için üstüne püskürtülen su duvarın yüzey sıcaklığını 316°C'a çıkarmaktadır. Yüzeyden 76mm içerdeki sıcaklığın 205°C'a yükselmesi için gerekli zamanı belirleyiniz. Beton duvar için $a = 0{,}00158\, m^2/h$



Duvar kalınlığı fazla olduğundan yarı sonsuz duvar gibi ele alınabilir.

$$\frac{T_s - T}{T_s - T_0} = erf\left(\frac{x}{2\sqrt{at}}\right) \qquad \frac{x}{2\sqrt{at}} = \frac{0{,}076}{2\sqrt{0{,}00158 \times t}}$$

$$\frac{316-205}{316-21} = erf\left(\frac{x}{2\sqrt{at}}\right)$$

$$0{,}376 \cong erf\left(\frac{x}{2\sqrt{at}}\right)$$

Tablodan $\frac{x}{2\sqrt{at}} \cong 0{,}35 \longrightarrow t$

$$t = \frac{0{,}076^2}{4 \times 0{,}00158 \times 0{,}35^2} = 7{,}46 \text{ saat.}$$

S-12 Tuğladan yapılacak ateş duvarının kalınlığı o şekilde seçilecektir ki bir yüzü 2 saat süre ile 1100°C da ateşte ısı transferi yaptığında diğer yüzeyinde önemli bir sıcaklık değişimi meydana gelmesin. Duvara ait $\alpha = 0{,}00195\ m^2/h$ $T_s = 1100°C$ olduğuna göre

$$\frac{T_s - T}{T_s - T_o} = \frac{1100 - T}{1100 - T_o} = 1 = erf\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha t}}\right)$$

Dış yüzeyde sıcaklık değişimi olmadığından ilk üniform sıcaklık T_o'a eşit olur.

Tablodan

$$\frac{x}{2\sqrt{0{,}00195 \cdot 2}} = 3{,}60 \longrightarrow x = 0{,}45\,m \text{ bulunur.}$$

S.13 11. problemde gaz sıcaklığı 316°C, gazlar ile yüzey arasındaki ~~toplam~~ yüzey toplam ısı transfer sayısını 10 Kcal/m² alarak yüzeyden 76 mm derinlikte 7,46 saat sonra meydana gelecek sıcaklığı bulunuz. $\lambda = 1{,}5$ Kcal/m h °C

$$\frac{T_\infty - T}{T_\infty - T_o} = erf\left(\frac{x}{2\sqrt{at}}\right) + \exp\left(\frac{\alpha x}{\lambda} + \frac{\alpha^2 a t}{\lambda^2}\right)\left[1 - erf\left(\frac{x}{2\sqrt{at}} + \frac{\alpha\sqrt{at}}{\lambda}\right)\right]$$

$$\frac{x}{2\sqrt{at}} = \frac{0{,}076\,m}{2\sqrt{0{,}00158 \times 7{,}46}} = 0{,}35 \rightarrow \text{Tablodan } erf\left(\frac{x}{2\sqrt{at}}\right) = 0{,}376 \text{ idi.}$$

Diğer terimler

$$\frac{\alpha x}{\lambda} = \frac{10 \times 0{,}076}{1{,}5} = 0{,}51 \,,\quad \frac{\alpha^2 a t}{\lambda^2} = \frac{(10)^2 \cdot 0{,}00158 \times 7{,}46}{(1{,}5)^2} = 0{,}52$$

$$\frac{\alpha\sqrt{at}}{\lambda} = \frac{10 \cdot \sqrt{0{,}00158 \times 7{,}46}}{1{,}5} = 0{,}72$$

Değerler yerine konursa

$$\frac{316 - T}{316 - 21} = 0{,}376 + e^{1{,}03} \times \left[1 - erf\big(\overbrace{0{,}72 + 0{,}35}^{1{,}07}\big)\right]$$

$$\frac{316 - T}{316 - 21} = 0{,}376 + 2{,}80\,[1 - 0{,}87] = 0{,}74 \longrightarrow T = 97{,}7°C$$

bulunur.

P74

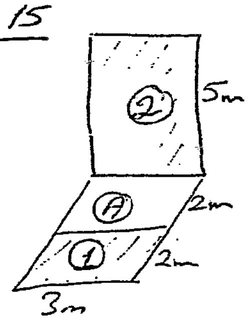
(12)

.14. P74 Bir radyasyon ölçme aleti 0,65 μm ve 4,5 μm arasındaki bütün yayınımları almakta, fakat bu aralığın dışındaki dalga boylarından etkilenmemektedir. Yüzey sıcaklığının 500K, 2500K ve 5560K olması halinde siyah yüzeyden olan toplam yayınımın ne kadarlık bölümü ölçü aleti tarafından hissedilecektir.

$T(K)$	$\lambda_1 T$	$\lambda_2 T$	$F_{0-\lambda_1 T}$	$F_{0-\lambda_2 T}$	$F_{\lambda_1 T}-F_{\lambda_2 T}$
500	325	2250	0,0000	0,1106	0,1106
2500	1625	11250	0,0220	0,9354	0,9134
5560	3614	25020	0,4067	0,9918	0,5851

[Ta]blodaki sonuçlara bakıldığında 500K de toplam yayınımın %11'i [hi]ssedilecek, sıcaklık 2500K'e ulaştığında %91'e ulaşacak, [5]560K de ise %58'e düşecektir. Tablodaki son değerin [d]üşük oluşu güneşten olan yayınımın (5560K) %40'nın 0,65 μm [da]lgaboyunun altındaki dalgaboylarında olduğunu gösterir.

.15



Şekildeki sonlu yüzeylerde $F_{1\to 2}$ görme faktörünü bulunuz.

$$F_{2\to 1}+F_{2-A}=F_{2\to(1+A)} \longrightarrow F_{2-1}=F_{2-(1+A)}-F_{2-A}$$

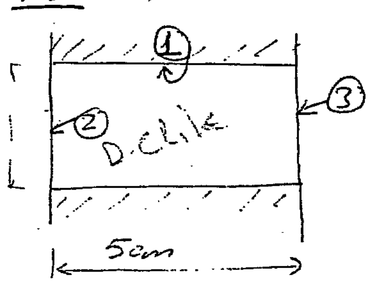
$$F_{2-(1+A)}=0,15 \quad , \quad F_{2-A}=0,10 \longrightarrow \underline{F_{2-1}=0,15-0,1=0,05}$$

Ters ilişki kaidesinden

$$A_1F_{12}=A_2F_{21} \rightarrow F_{12}=\frac{A_2}{A_1}F_{21}=\frac{5\cdot\cancel{3}}{2\cdot\cancel{3}}\cdot 0,05=0,125$$

$$\boxed{F_{12}=0,125}$$

.16



5cm kalınlığındaki metal bir pläka boydan boya 2,5cm çaplı bir matkapla delinmiştir. metal pläka 450K üniform sıcaklıkta muhafaza edildiğine göre, 290K deki çevreye saatte ne kadar enerji kaybolur. Her iki metal yüzeyi ve çevre siyah olarak ele alınacaktır.

Diyagramdan $F_{2-3}=F_{3-2}=0,07$ olarak okunur.

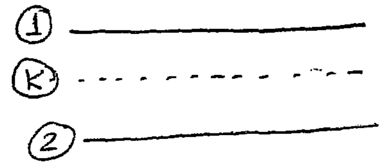
$F_{2-1}=F_{3-1}=1-F_{2-3}=0,93$ olur. $F_{12}=F_{13}=\frac{A_2}{A_1}F_{21}=\frac{\left(\frac{\pi\cdot 0,025^2}{4}\right)\cdot 0,93}{\pi\cdot 0,025\times 0,05}=0,116$

Deliğin her iki tarafından toplam enerji kaybı:

$$Q=A_1F_{12}(E_{b1}-E_{bç})+A_1F_{13}(E_{b1}-E_{bç})=A_1(F_{12}+F_{13})\sigma(T_1^4-T_ç^4)$$

$$Q=(\pi\times 0,025\times 0,05)(0,116+0,116)(5,672\times 10^{-8}\,W/m^2K^4)\cdot\left[(450K)^4-(290K)^4\right]$$

S.17. Paralel ~~...~~ büyük iki levhanın yayıcılıkları 0,3 ve 0.8 olup radyasyonla ısı transferi yapmaktadırlar. Bu levhalar arasına parlatılmış ($\varepsilon = 0.04$) bir ışıma kalkanı konulduğunda radyasyon ısı transferindeki azalma miktarını bulunuz.



Işıma kalkanı yokken iki yüzey arasında üç direnç vardır.

$$E_{b1} \;—\; \frac{1-\varepsilon_1}{A_1\varepsilon_1} \;—\; \frac{1}{A_1F_{12}} \;—\; \frac{1-\varepsilon_2}{A_2\varepsilon_2} \;—\; E_{b2}$$

$$\frac{Q}{A} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2}} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1-0.3}{0,3} + \frac{1}{1} + \frac{1-0.8}{0,8}} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{3,58}$$

Işıma kalkanı varken 1 ve 2 levhaları arasında altı adet direnç bulunur.

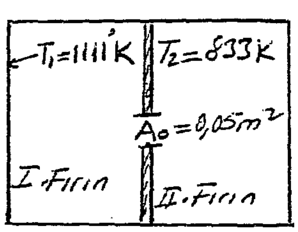
$$E_{b1} \;—\; \frac{1-\varepsilon_1}{A_1\varepsilon_1} \;—\; \frac{1}{A_1F_{1K}} \;—\; \frac{1-\varepsilon_K}{A_K\varepsilon_K} \;—\; E_{bK} \;—\; \frac{1-\varepsilon_K}{A_K\varepsilon_K} \;—\; \frac{1}{A_KF_{K2}} \;—\; \frac{1-\varepsilon_2}{A_2\varepsilon_2} \;—\; E_{b2}$$

$$\frac{Q}{A} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1-0.3}{0.3} + \frac{1}{1} + \frac{1-0,04}{0,04} + \frac{1-0,04}{0,04} + \frac{1}{1} + \frac{1-0,8}{0,8}} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{52,583}$$

$$\frac{\frac{Q}{A}\Big|_{kalkanlı}}{\frac{Q}{A}\Big|_{kalkansız}} = \frac{\frac{E_{b1} - E_{b2}}{52,583}}{\frac{E_{b1} - E_{b2}}{3,58}} = 0,068$$

Azalma oranı $= 1 - 0,068 = 0,932 \equiv \%93,2$

S.18



Şekildeki gibi iki fırın arasında A_0 açıklığı bulunmaktadır. I. ve II. Fırın yüzey sıcaklıkları sırasıyla 1111°K ve 833 K olduğuna göre açıklıktan olan net radyasyon ısı transfer miktarını bulunuz. Fırın yüzeyleri çok büyüktür.

Farklı sıcaklıkta iki yüzey bulunmaktadır. İki yüzey arasında üç direnç olacaktır.

$$E_{b1} \;—\; \frac{1-\varepsilon_1}{A_1\varepsilon_1} \;—\; \frac{1}{A_1F_{12}} \;—\; \frac{1-\varepsilon_2}{A_2\varepsilon_2} \;—\; E_{b2}$$

A_1 ve A_2 çok büyük olduklarına $\frac{1-\varepsilon_1}{A_1\varepsilon_1}, \frac{1-\varepsilon_2}{A_2\varepsilon_2} \simeq 0$ alınabilir.

$$Q = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1}{A_1F_{12}}} = A_1F_{12}\left[E_{b1} - E_{b2}\right]$$

Şimdi F_{12} nin değerini bulalım; Ters ilişki kaidesine göre;

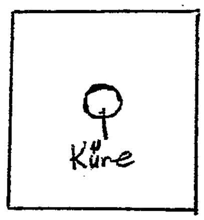
$A_0 F_{01} = A_1 F_{10} \rightarrow F_{01} = 1$ dir. Diğer taraftan $F_{10} = F_{12}$ dir. Çünkü A_0 açıklığından geçen radyasyon A_2 yüzeyine ulaşır.

Bu durumda $A_0 \cdot 1 = A_1 F_{10} = A_1 F_{12}$

$$Q = A_0 \cdot [E_{b1} - E_{b2}] = 0{,}05\,m^2 \cdot 5{,}67\times10^{-8}\,\frac{W}{m^2K^4}\left[(1111K)^4 - (833K)^4\right]$$

$$\underline{Q = 2955\,W}$$

S.19.



$0{,}01\,m^2$ yüzeye sahip $60°C$ daki bir küre, yüzey sıcaklığı $5°C$ olan çok büyük bir tankın içine konulmuştur. Küre yüzeyinin $60°C$ daki yayıcılığı $\varepsilon = 0.85$ olup $5°C$ daki siyah tank yüzeyinden gelen radyasyonun $0{,}79$'unu absorbe edebilmektedir. Küre yüzeyinin ilk durumda radyasyonla nekadar enerji kaybedeceğini bulunuz.

<u>Küre yüzeyinden tank yüzeyine ulaşan radyasyon:</u>

$$Q_{K\to T} = A_K \cdot F_{K-T} \cdot E_K = A_K F_{K-T} \cdot \varepsilon_K \cdot E_{bK}$$

~~Küre~~ Tank siyah olduğu için gelen radyasyonun tamamını absorbe eder.

<u>Tank'tan küre'ye gelip absorbe edilen miktar:</u>

$$Q_{T\to K} = A_T F_{T\to K} \cdot E_{bT} \cdot \alpha_{küre}$$

<u>Net radyasyon miktarı:</u> $Q_{net} = Q_{K\to T} - Q_{T\to K}$

$$Q_{net} = A_K \cdot F_{K-T}\, \varepsilon_K \cdot E_{bK} - A_T \cdot F_{T-K} \cdot E_{bT} \cdot \alpha$$

Kürenin tankı görme faktörü 1 dir. $(F_{K-T} = 1)$

Ters ilişki kaidesine göre $A_T F_{TK} = A_K \underset{1}{F_{KT}}$,

$A_T F_{TK} = A_K$ olur,

$$Q_{net} = A_K \cdot \varepsilon_K E_{bK} - A_K \cdot E_{bT} \cdot \alpha = A_K\, \sigma \left[\varepsilon_K T_K^4 - \alpha T_T^4\right]$$

$$Q_{net} = 0{,}01\,m^2 \cdot 5{,}67\times10^{-8}\,\frac{W}{m^2K^4}\left[0{,}85(273+60)^4 - 0{,}79(273+5)^4\right]K^4$$

$$\underline{Q_{net} = 3{,}25\,W}$$

<u>Not:</u> Yüzeyin yayıcılık ve soğurganlığı eşit olmadığından direnç devresi çizilememiştir.

PROBLEM 3.1

İç içe geçmiş iki boru arasından su 3 m/s hızla akmaktadır. İçteki borunun dış çapı 25 mm. ve dıştaki borunun iç çapı ise 38 mm.'dir. Su soğutulmakta olup sıcaklığı 80°C dir. İçteki borunun sıcaklığı 40°C olup dıştaki boru izole edilmiştir. Suyun muhtelif sıcaklıklardaki özellikleri aşağıda tabloda verildiğine göre konveksiyon ısı transfer katsayısını bulunuz.

T (°C)	μ (kg/mh)	λ (kcal/m°Ch)	ρ (kg/m3)	C_p (kcal/kg°C)
40	2.485	0,536	993	1.0
60°	1.696	0,565	982	1.0
80°	1,116	0,580	974	1.0

PROBLEM 3.2

1 atmosfer ve 10°C'deki hava yatay bir levha üzerinde 3 m/s hızla akmaktadır. Eğer levhanın genişliği 30 cm. ve yüzey sıcaklığı 60°C ise $x = 30$ cm. ve $x = x_{kr}$ değerlerinde.

1. Lokal konveksiyon ısı transfer katsayısını bulunuz,
2. Ortalama konveksiyon ısı tarnsfer katsayısını bulunuz,
3. Konveksiyonla transfer edilen ısı miktarını bulunuz.

S. 4

Problem 5.3. Bir ısı değiştirgecine su ısıtılmak üzere 20°C girip 55°C da çıkmakta, ısıtıcı su ~~...~~ ise 90°C da girip 70°C da çıkmaktadır.

(1) a. Isıtılacak su miktarı 500 ton/h olduğuna göre ısıtma kullanılan suyun debisini bulunuz.

(2) b. 74 cm çaplı ısı değiştirgeci içine $d_i/d_d = \frac{18}{22}$ mm olan 500 adet boru döşendiğine ve suya ait özellikler aşağıda verildiğine göre iki akışkan arasındaki toplam ısı transfer katsayısını bulunuz.

$\nu_{su} = 0.56 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$, $\rho_{su} = 1000$ kg/m³, $C_{su} = 1 \frac{kcal}{kg°C}$, $\lambda_{su} = 0.55 \frac{kc}{m h}$

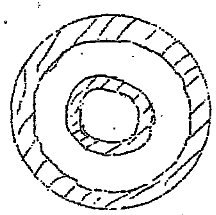
$\lambda_{boru} = 40$ kcal/mh°C

(3) c. Isı değiştirgeci boyunu bulunuz.

P78

2

CEVAP 3.1. Hidrolik çap $d_h = \frac{4 \times \frac{\pi}{4}(d_d^2 - d_i^2)}{\pi(d_i + d_d)} = d_d - d_i = 38 - 25 = 13\,mm$



Film sıcaklığında: $T_f = \frac{40+80}{2} = 60°C$

Akım şekli:

$$Re_f = \frac{\rho U d_h}{\mu} \text{ (film sıcaklığında)}$$

$$Re_f = \frac{982 (kg/m^3) \times 3 (m/s) \times 0{,}013 (m) \times 3600 \frac{s}{h}}{1{,}696\ kg/mh} = 81300 > 2300$$

Akım türbülanslıdır

$$Pr_f = \frac{\nu}{a}, \quad \nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1{,}696\ (kg/mh)}{982\ (kg/m^3)} = 0{,}001727\ m^2/h$$

$$a = \frac{\lambda}{\rho C_p} = \frac{0{,}565 (kcal/m°C h)}{982 (kg/m^3) \times 1 (kcal/kg°C)} = 0{,}00057\ m^2/h$$

$$Pr_f = \frac{0{,}001727}{0{,}00057} = 3$$

COLBURN KORELASYONUNA GÖRE

$\cancel{St \cdot Pr^{2/3} = 0{,}023\, Re^{-0{,}2}}$ ~~veya~~

$$Nu = 0{,}023 \times Re^{0{,}8}\, Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0{,}023 \times (81300)^{0{,}8} \times (3)^{\cancel{2/3}\ 0{,}3} = \cancel{390}\ 281{,}1$$

$$Nu = \frac{\alpha_c d_h}{\lambda} \Rightarrow \alpha_c = \frac{\cancel{390}\ 281 \times 0{,}565}{0{,}013} = \cancel{16944}\ 12216{,}5\ \frac{kcal}{m^2°C\,h}$$

$$\alpha_c = \cancel{16944}\ 12216{,}5\ kcal/m^2°C\,h$$

CEVAP: 3.2.1 (3)

Ortalama sıcaklık $\bar{T} = \frac{T_d + T_\infty}{2} = \frac{60+10}{2} = 35°C$

35°C daki havanın fiziksel özellikleri;

$\rho = 1,13\ kg/m^3$ $\lambda = 0,023\ Kcal/m°C\,h$

$C_p = 0,24\ Kcal/kg°C$ $Pr = 0,72$

$\nu = 0,17 \times 10^{-4}\ m^2/s$ $a = 0,23 \times 10^{-4}\ m^2/s$

x = 30 cm = 0,3 m de

$Re_x = \frac{U_\infty x}{\nu} = \frac{3 \times 0,3}{0,17 \times 10^{-4}} = 5,3 \times 10^4 = 53000$ Akım laminerdir.

Kritik Reynolds $Re_c = 5 \times 10^5$ kabul edilirse türbülanslı akımın başlangıç mesafesi: X_{kr}

$Re_{kr} = 5 \times 10^5 = \frac{U_\infty \cdot X_{kr}}{\nu} \Rightarrow X_c = \frac{5 \times 10^5 \times 0,17 \times 10^{-4}}{3} = 2,8\ m$

Lokal konveksiyon ısı transfer katsayıları:

$X = 0,30\ m$ için

$\alpha_x = 0,332 \frac{\lambda}{x} (Re_x)^{1/2} (Pr)^{1/3} = 0,332 \frac{0,023}{0,3} (53000)^{1/2} \times (0,74)^{1/3} = 5,3 \frac{Kcal}{m^2 h°C}$

$X = X_{kr} = 2,8\ m$ için

$\alpha_{kr} = 0,332 \frac{\lambda}{X_{kr}} (Re_{kr})^{1/2} (Pr)^{1/3} = 0,332 \times \frac{0,023}{2,8} (5 \times 10^5)^{\frac{1}{2}} \times (0,74)^{1/3} = 1,74$

$\alpha_{kr} = 1,74\ Kcal/m^2 h°C$

Ortalama konveksiyon ısı transfer katsayıları

$\alpha_L = 2\alpha_x = 5,3 \times 2 = 10,6\ Kcal/m^2°C\,h$

$\alpha_{kr})_L = 2\alpha_{kr} = 2 \times 1,74 = 3,48\ Kcal/m^2 h°C$

Konveksiyonla transfer edilen ısı miktarları:

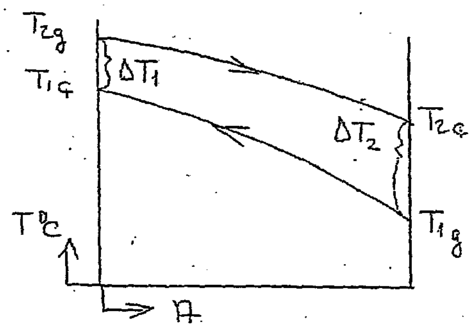
$q_L = \alpha_L \cdot \underbrace{b \cdot X}_{A} \cdot (T_d - T_\infty) = 10,6 \times 0,3 \times 0,3 \times (60-10) = 47,7\ Kcal/h$

$q_{kr})_L = \alpha_{kr})_L \cdot \underbrace{b \cdot X_{kr}}_{A} (T_d - T_\infty) = 3,48 \times 0,3 \times 2,8 \times (60-10) = 146,16$

$q_{kr})_L = 146,16\ Kcal/h$

(4)

CEVAP 5.2.1 (4)



$T_{1g} = 20°C$, $T_{2g} = 90°C$ $\dot{m}_1 = 500\, t/h$

$T_{1ç} = 55°C$, $T_{2ç} = 70°C$ $\dot{m}_2 = ?$

Soğuk su tarafından alınan enerji: q_1

$$q_1 = \dot{m}_1 C_{P_1} (T_{1ç} - T_{1g}) = 5\times10^5 \frac{Kg}{h} \times 1 \frac{Kcal}{Kg°C} \times (55-20)\, °C$$

$q_1 = 175\times10^5\ Kcal/h$

Sıcak su tarafından verilen enerji miktarı: q_2

$$q_2 = \dot{m}_2 C_{P_2} (T_{2g} - T_{2ç}) = \dot{m}_2 \times 1 \times (90-70) = 20\,\dot{m}_2 \frac{Kcal}{h} = q_1$$

Alınan enerji verilen enerjiye eşittir.

$$\dot{m}_2 = \frac{175\times10^5}{20} = 875000\ Kg/h = 875\ t/h$$

CEVAP 5.2.2 Boruların iç yüzeyine ait konveksiyon ısı transfer katsayısı: $\alpha_i = ?$

$$\dot{m}_1 = \left(\frac{\pi d_i^2}{4}\right) \times U_1 \times \rho_{su} \times n$$

Burada U_1: Boru içinden geçen suyun ortalama hızı

n: Boru adedi

$$U_1 = \frac{4\times\dot{m}_1}{\pi d_i^2 \rho_{su} \times n} = \frac{500000 \times 4 \frac{Kg}{h}}{\pi \times (0{,}018)^2 \frac{m^2}{adet} \times 500\, adet \times 1000\, (Kg/m^3)} =$$

$$U_1 = 3929{,}75 \left(\frac{m}{h}\right) = 1{,}09\ (m/s)$$

Reynolds Sayısı: Re_1

$$Re_1 = \frac{U_1 \times d_i}{\nu_{1su}} = \frac{1{,}09 (\frac{m}{s}) \times 0{,}018\, (m)}{0{,}56\times10^{-6} (\frac{m^2}{s})} = 35035$$

$Re_1 = 35035 < 2300$ olduğundan borular içindeki su akımı türbülanslıdır.

Prandtl Sayısı: Pr_1

$$Pr_1 = \frac{\nu_{1su}}{a_{1su}} = \frac{\nu_1 \rho_1 C_{P_1}}{\lambda_{1su}}$$

$$Pr_1 = \frac{0{,}56\times10^{-6} (\frac{m^2}{s}) \times 1000 (\frac{Kg}{m^3}) \times 1 (\frac{Kcal}{Kg°C})}{0{,}55\ (Kcal/m°C h)} = \frac{0{,}56\times10^{-3}}{0{,}55}\left(\frac{h}{s}\right) = \frac{0{,}56\times10^{-3}\times 3600 \frac{s}{h}}{0{,}55} \cdot \frac{h}{s}$$

$Pr_1 = 3{,}665$

(5) Cevap 5.3.2'nin devamı

Akım türbülanslı olduğundan Nusselt sayısı için kullanılması gerekli formül:

$$Nu_1 = 0{,}116\left\{1+\left(\frac{d}{L}\right)^{2/3}\right\}\cdot\left\{Re_1^{2/3}-125\right\}\cdot Pr_1^{1/3}\left(\frac{\mu_d}{\mu_d}\right)^{0{,}14}$$

$\frac{d}{L}\simeq 0$, $\frac{\mu_d}{\mu_d}\cong 1$ olacağından $Nu_1 = 0{,}116\left(Re_1^{2/3}-125\right)Pr_1^{1/3}$

$$Nu_1 = 0{,}116\left[(35035)^{2/3}-125\right](3{,}665)^{1/3} = 169$$

Diğer taraftan

$$Nu_1 = \frac{\alpha_i\cdot d_i}{\lambda_{su}} \Longrightarrow \alpha_i = \frac{Nu_1\times\lambda_{su}}{0{,}018m} = \frac{169\times 0{,}55}{0{,}018} = 5166\ \frac{Kcal}{m^2\,^\circ C\,h}$$

Boruların dış yüzeyine ait konveksiyon ısı transfer katsayısının hesabı:

Hidrolik çap:

$$d_h = \frac{4A}{P},\quad A = \frac{\pi}{4}\left(D_e^2 - n\times d_d^2\right),\quad P = \pi\left(D_e + n\times d_d\right)$$

$$d_h = \frac{D_e^2 - n\times d_d^2}{D_e + n\times d_d} = \frac{(0{,}74)^2 - 500\times(0{,}022)^2}{0{,}74+500\times 0{,}022} = 0{,}026m$$

$$\dot m_2 = \frac{\pi}{4}\left(D_e^2 - n\,d_d^2\right)\times \vartheta_2\times\rho_{su_2} \Longrightarrow \vartheta_2 = \frac{4\,\dot m_2}{\pi\left(D_e^2 - n\,d_d^2\right)\times\rho_{2su}}$$

$$\vartheta_2 = \frac{4\times 875000\,(kg/h)}{\pi\times\left[(0{,}74)^2 - 500\times(0{,}022)^2\right](m^2)\times 1000\,\frac{kg}{m^3}} = 3645{,}6\,\frac{m}{h} = 1{,}01\,\frac{m}{s}$$

$$Re_2 = \frac{1{,}01\frac{m}{s}\times 0{,}026\,m}{0{,}56\times 10^{-6}\frac{m^2}{s}} = 46893 > 2300$$ olduğundan akım türbülanslıdır.

$$Nu_2 = 0{,}116\left[1+\left(\frac{d}{L}\right)^{2/3}\right]\cdot\left[Re_2^{2/3}-125\right]\times Pr_2^{1/3}\left(\frac{\mu_d}{\mu_d}\right)^{0{,}14}$$

$\frac{d}{L}\approx 0$, $\frac{\mu_d}{\mu_d}\approx 1$ $\Longrightarrow Nu_2 = 0{,}116\left[(46893)^{2/3}-125\right](3{,}665)^{1/3}$

$Nu_2 \cong 210$, $\quad Nu_2 = \frac{\alpha_d\times d_h}{\lambda_{su2}} \Longrightarrow \alpha_d = \frac{210\times 0{,}55}{0{,}026} = 4444\,\frac{Kcal}{m^2\,^\circ C\,h}$

$$\underline{\alpha_d = 4444\ Kcal/m^2\,^\circ C\,h}$$

P82

6

(6) Cevap 5.3.2'nin devamı

Toplam ısı transfer katsayısının hesabı:

Silindirik duvarlarda:

$$Q = \frac{2\pi L \Delta T}{\frac{1}{\alpha_i r_i} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_d}{r_i} + \frac{1}{\alpha_d r_d}}$$

Aynı zamanda

$$Q = K A \Delta T \text{ dir.}$$

K'nın hesabında dış yüzey esas alınırsa $A = 2\pi r_d L$ olur

$$Q = Q \Rightarrow K_d \times \cancel{2\pi} \times r_d \times \cancel{L} \times \cancel{\Delta T} = \frac{\cancel{2\pi} \times \cancel{L} \times \cancel{\Delta T}}{\frac{1}{\alpha_i r_i} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_d}{r_i} + \frac{1}{\alpha_d r_d}} = K_i \cdot 2\pi \cdot r_i \times L \times \ell$$

$$\Downarrow$$

$$K_d = \frac{1}{\frac{r_d}{r_i} \cdot \frac{1}{\alpha_i} + \frac{r_d}{\lambda} \ln \frac{r_d}{r_i} + \frac{1}{\alpha_d}} = \frac{1}{\frac{11}{9} \cdot \frac{1}{5166} + \frac{0{,}011}{40} \ln \frac{22}{18} + \frac{1}{4444}} = 1936$$

$\underline{K_d = 1936 \text{ Kcal}/m^{2\circ}C\,h}$

Cevap 5.3.3

$$Q = K \times A_T \times \Delta T_m$$

$$A_T = \frac{Q}{K \, \Delta T_m}$$

$$A_T = \frac{175 \times 10^5}{1936 \times 42{,}06}$$

$$\underline{A_T = 215 \, m^2}$$

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

$$\Delta T_m = \frac{50 - 35}{\ln \frac{50}{35}} = 42{,}06 \,^\circ C$$

Diğer taraftan

$$A_T = \pi d_d \times n \times L \Longrightarrow L = \frac{A}{\pi d_d \times n} = \frac{215 m^2}{\pi \times 0{,}022 \times 500}$$

$$\underline{L = 6{,}2 m}$$

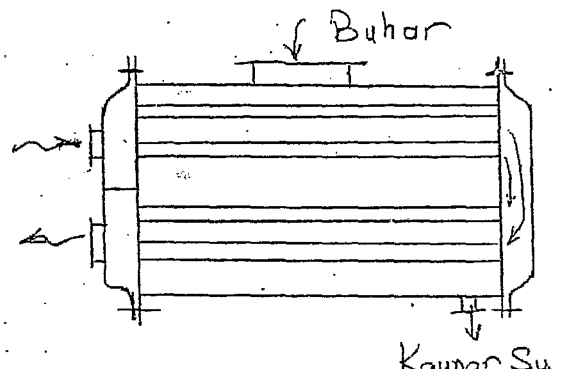
Problem 5.2). 100 ton/h kütlesel debili su 10°C dan 60°C'a kadar 130°C da yoğuşan doymuş kuru buharla ısıtılacaktır. Isı değiştirgeci içine döşenen $d_i/d_d = \frac{18}{22}$ mm borularda su hızı 1,2 m/s, su ile buhar arasındaki toplam ısı transfer sayısı 2000 kcal/m²h°C ve buharın yoğuşma gizli ısısı 530 kcal/kg olduğuna göre, tek geçişli ~~kondan~~ değiştirgeçlerde
5.2. a) Saatte yoğuşan buhar miktarını
b) Boru adedini c) Isı değiştirgecinin boyunu hesaplayınız.

PROBLEM 5.4

Şekildeki kondenser içine $\frac{d_i}{d_d} = \frac{18}{22}$ mm. olan 1000 adet boru yerleştirilmiş olup borularin içine 20°C sıcaklıkta saatte 500 ton su gipip 30°C de çıkmaktadır. Boruların dışında ise buhar 37°C sabit sıcaklıkta yoğuşmaktadır.

1. Saatte yoğuşacak buhar miktarını bulunuz,
2. Kondenser borularının buyunu bulunuz.

(7)



$\rho_{su} = 1000\ kg/m^3$

$\lambda_{su} = 0{,}50\ Kcal/m°Ch$

$Cp_{su} = 1\ Kcal/Kg°C$

$\lambda_{boru} = 40\ Kcal/m°Ch$

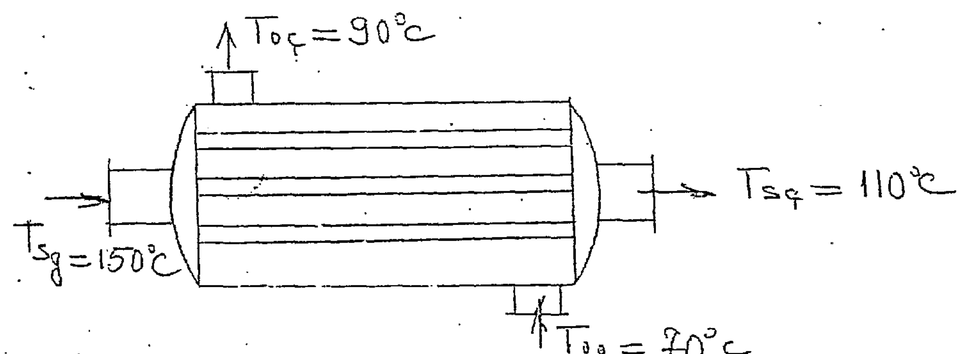
$\nu_{su} = 10^{-6}\ m^2/s$

$r_b = 500\ Kcal/Kg$

$\frac{\mu_a}{\mu_d} = 1, \quad \frac{d}{L} = 0, \quad \alpha_{buh} = 10000\ Kcal/m^2{}°C\,h$

PROBLEM 5.5.

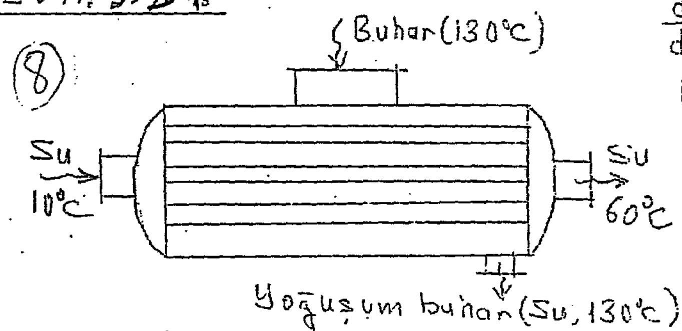
Bir tesiste saatte 90°C lık 100 ton suya ihtiyaç duyulmaktadır. Bu suyun tesiste kullanıldıktan sonra çıkış sıcaklığı 70° C dır. Tesisten dönen 70°C daki su tekrar 150°C giriş ve 110°C çıkışlı kaynar suyla 90°C çıkarılacaktır. Kaynar su boruların içinden, ısıtılacak su ise kovan içinden geçirilecektir. Isı değiştirgecinin termik hesaplarını yapınız.



P84

CEVAP 5.2.1

8



$$\frac{d_i}{d_d} = \frac{18}{22}\ mm\ ,\ \dot m_s = 100\ ton/h$$

$$U_s = 1{,}2\ m/s\ ,\ K = 2000\ \frac{Kcal}{m^2\,°C\,h}$$

$$\dot m_s \cdot Cp_s\,(60-10) = \dot m_b \cdot \Delta i_{bs}$$

$$\dot m_b = \frac{\dot m_s \times Cp_s \times (60-10)}{\Delta i_{bs}}$$

$$\dot m_b = \frac{100000\,\frac{Kg}{h} \times 1\,\frac{Kcal}{Kg\,°C} \times 50\,°C}{530\ \frac{Kcal}{Kg}}$$

$$\dot m_b = 9434\ Kg/h$$

CEVAP 5.1.2

$$\dot m_s = \left(\frac{\pi d_i^2}{4}\right) \times \rho \times U_s \times n \left(m^2 \times \frac{Kg}{m^3} \times \frac{m}{s}\right)$$

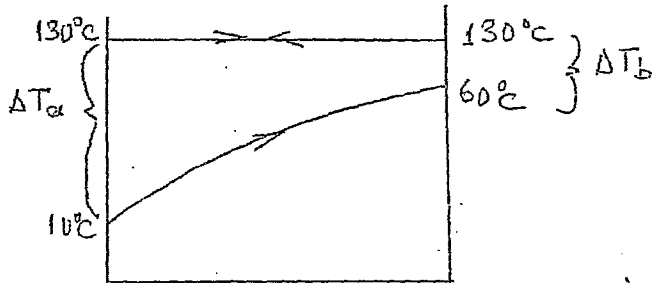
$$n = \frac{\dot m_s}{\frac{\pi d_i^2}{4} \times \rho \times U_s}$$

$$n = \frac{4 \times (100.000/3600)}{\pi (0{,}018)^2 \times 1000 \times 1{,}2} \cong 91\ adet.$$

$n = 91$ adet

CEVAP 5.1.3

$$q = K A \Delta T_m$$



$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)}$$

$$\Delta T_a = 130 - 10 = 120°C$$

$$\Delta T_b = 130 - 60 = 70°C$$

$$\Delta T_m = \frac{120-70}{\ln\frac{120}{70}} = 111{,}3\,°C$$

$$A = \frac{q}{K\,\Delta T_m} = \frac{\dot m_b\,\Delta i_{bs}}{K\,\Delta T_m} = \frac{\dot m_s\,Cp_s\,\Delta T_s}{K\,\Delta T_m} = \frac{9434 \times 530}{2000 \times 111{,}3} = 22{,}5\,m^2$$

$$A = \pi\left(\frac{d_i + d_d}{2}\right) \cdot l \cdot n \Rightarrow l = \frac{2A}{\pi (d_i + d_d) \cdot n} = \frac{2 \times 22{,}5}{\pi (0{,}018 + 0{,}022) \cdot 91}$$

$$l = 3{,}94\ m \cong 4{,}0\ m$$

9

CEVAP 5.4.1 Buharın yoğuşum ısısını su aldığına göre

$$\dot{m} C_p (T_2 - T_1) = \dot{m}_b r_b \Rightarrow \dot{m}_b = \frac{\dot{m} C_p (T_2 - T_1)}{r_b} = \frac{5\times10^5 \frac{Kg}{h} \cdot 1 \frac{Kcal}{Kg°C} \cdot (30-20)}{500\ Kcal/Kg}$$

CEVAP 5.4.2

$$\dot{m}_b = 10000\ Kg/h = 10\ ton/h$$

Su 500 adet borudan gidip 500 adet borudan döndüğüne göre kütlesel debi: $\dot{m} = \rho \times u \times A \times 500$

A: Bir borunun kesit alanı

u: Suyun boru içindeki ortalama hızı

$$\Downarrow$$

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot 500} = \frac{500000\ Kg/h \times 4}{1000 \times \pi \times (0{,}018)^2 \times 500} = 3980{,}8 \frac{m}{h} = 1{,}092 \frac{m}{s}$$

Reynolds sayısı: $Re = \dfrac{u \times d_i}{\nu_{su}} = \dfrac{1{,}092 (\frac{m}{s}) \times 0{,}018 m}{10^{-6} (m^2/s)} = 1{,}96 \times 10^4 > 2300$

Akım türbülanslı olduğundan

$$Nu = \frac{\alpha_i d_i}{\lambda_{su}} = 0{,}116 \left[1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{2/3}\right] (Re^{2/3} - 125)(Pr)^{1/3} \left(\frac{\mu_a}{\mu_d}\right)^{0{,}14}$$

$\frac{\mu_a}{\mu_d} = 1{,}0$, $\frac{d}{L} = 0{,}0$, $Pr = \dfrac{\nu_{su}}{a_{su}} = \dfrac{\rho_{su} \cdot C_{p su} \cdot \nu_{su}}{\lambda_{su}}$

$$Pr = \frac{1000 (Kg/m^3) \times 1 (Kcal/kg°C) \times 10^{-6} (\frac{m^2}{s})}{0{,}50\ (Kcal/m°C h)} = \frac{10^{-3}}{0{,}5} \left(\frac{h}{s}\right)$$

$$Pr = \frac{10^{-3} \times 3600}{0{,}50} = 7{,}2$$

$$Nu = \frac{\alpha_i \times d_i}{\lambda_{su}} = 0{,}116 \left[(19600)^{2/3} - 125\right] \left[7{,}2\right]^{1/3} \Rightarrow \alpha_i = 3764 \frac{Kcal}{m^2 °C h}$$

Toplam ısı transfer katsayısı: K

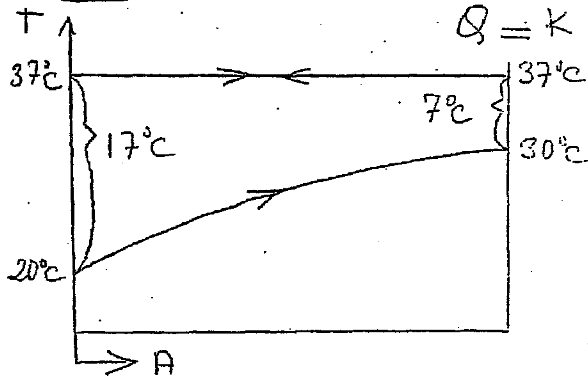
$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{(d_d - d_i)/2}{\lambda_{boru}} + \frac{1}{\alpha_{buhar}}} = \frac{1}{\frac{1}{3764} + \frac{0{,}002}{40} + \frac{1}{10000}} = \frac{1}{0{,}0004156} = 2406 \frac{Kcal}{m^2 °C h}$$

$$K = 2406\ Kcal/m^2 °C h$$

Cevap ~~54~~2'nin devamı (10)

Geçen ısı miktarı:

$$Q = K\,A\,\Delta T_m$$



Logaritmik sıcaklık farkı: ΔT_m

$$\Delta T_m = \frac{17-7}{\ln \frac{17}{7}} = 11{,}27°C$$

Yukardaki ısı alış veriş denkleminden

$$Q = m_{buh} \times r_{buh} = 10000\,(Kg/h) \times 500\left(\frac{Kcal}{Kg}\right)$$

$$Q = 5 \times 10^6\ Kcal/h$$

$$A = \frac{Q}{K\,\Delta T_m} = \frac{5 \times 10^6}{2406 \times 11{,}27} = 184{,}4\ m^2$$

Diğer taraftan $A = \pi\, d_m \times \ell \times n$ Burada ℓ bir borunun uzunluğudur.

$$\Downarrow$$

$$\ell = \frac{A}{\pi\, d_m \times n} = \frac{184{,}4\ m^2}{3{,}14 \times 0{,}02\,m \times 1000} = 2{,}935\,m$$

$$\ell = 2{,}935\ m$$