

การคำนวณ

1. Flat plate

ใช้ T_f จากสมการ (1) ในการหาคุณสมบัติของอากาศจากตาราง A-15








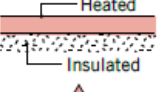

$$T_f = \frac{T_b + T_A}{2} \quad (1)$$

Reynold number (Re) สามารถคำนวณจากสมการ (2)

$$\text{Re} = \frac{U_\infty D_h}{\nu} \quad ; \left(D_h = \frac{4A}{P} \right) \quad (2)$$

เมื่อ A และ p คือ พื้นที่หน้าตัด และ เส้นรอบรูปของท่อลมตามลำดับ หากค่า Re มีค่าน้อยกว่า 2300 ให้ใช้ตาราง 17.4 ในการหาค่า Nusselt Numbers (Nu) หรือ ถ้า Re มากกว่า 2300 ใช้สมการ (3) หาค่า Nu

Table 17.4 Nusselt Numbers for Fully Developed Laminar Flow in Noncircular Tubes for Constant T_s and q_s'' Surface Thermal Conditions^a

Cross Section	$\frac{b}{a}$	$\text{Nu}_D \equiv \frac{hD_h}{k}$	
		Constant q_s''	Constant T_s
	—	4.36	3.66
	1.0	3.61	2.98
	1.43	3.73	3.08
	2.0	4.12	3.39
	3.0	4.79	3.96
	4.0	5.33	4.44
	8.0	6.49	5.60
	∞	8.23	7.54
	∞	5.39	4.86
	—	3.11	2.47

^aThe characteristic length is the hydraulic diameter, D_h , Eq. 17.63.

$$\text{Nu} = 0.125 \cdot f \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (3)$$

โดย f คือ friction factor สามารถคำนวณจากสมการ (4)

$$f = (0.790 \cdot \ln(\text{Re}) - 1.64)^{-2} \quad (4)$$

จากนั้นหาค่า h จากสมการ (5)

$$\text{Nu} = \frac{hD_h}{k} \quad (5)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถคำนวณจากสมการ (6)

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_b - T_A) \quad (6)$$

2. Pinned heat exchanger

วัดค่า S_T และ D ของ pinned heat exchanger เพื่อหา V_{max} จากสมการ (7)

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} U_\infty \quad (7)$$

ใช้ค่า V_{max} หา Re จากสมการ (8)

$$Re_D = \frac{V_{max} D}{\nu} \quad (8)$$

ใช้ค่า Re จากสมการ (8) หาสมการความสัมพันธ์ของ Nu จากตาราง 7-2

TABLE 7-2		
Nusselt number correlations for cross flow over tube banks for $N_L > 16$ and $0.7 < Pr < 500$ (from Zukauskas, 1987)*		
Arrangement	Range of Re_D	Correlation
In-line	0–100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100–1000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000– 2×10^5	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 – 2×10^6	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Staggered	0–500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500–1000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000– 2×10^5	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 – 2×10^6	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

*All properties except Pr_s are to be evaluated at the arithmetic mean of the inlet and outlet temperatures of the fluid (Pr_s is to be evaluated at T_s).

เนื่องจาก Nu ที่ได้จากตาราง 7-2 ใช้สำหรับ pinned heat exchanger ที่มี N_L มากกว่า 16 ดังนั้น เพื่อให้ค่ามีความถูกต้องจึงใช้ Correction factor (F) จากตาราง 7-3 และสามารถหา Nu ใหม่จากสมการ (9)

TABLE 7-3								
Correction factor F to be used in $Nu_{D, N_L < 16} = F Nu_D$ for $N_L > 16$ and $Re_D > 1000$ (from Zukauskas, 1987)								
N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
In-line	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

$$Nu = F \cdot Nu_{N_L > 16} \quad (9)$$

จากนั้นใช้ค่า Nu ที่ได้หาค่า h จากสมการ (10)

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (10)$$

โดยใช้ T_s จากสมการ (11) เปิดตาราง A-15 เพื่อหา Pr_s

$$T_s = \frac{T_A + T_C}{2} \quad (11)$$

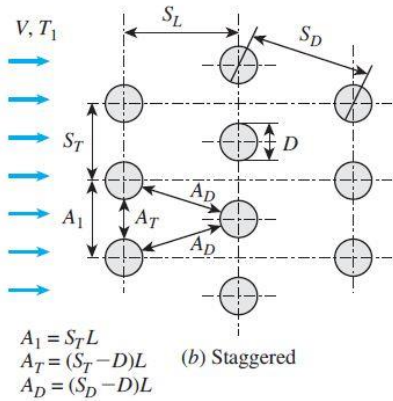


FIGURE 7-26

Arrangement of the tubes in in-line and staggered tube banks (A_1 , A_T , and A_D are flow areas at indicated locations, and L is the length of the tubes).

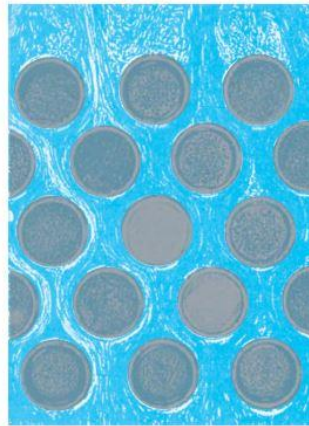
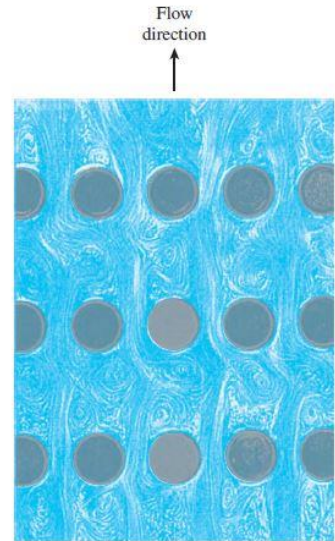
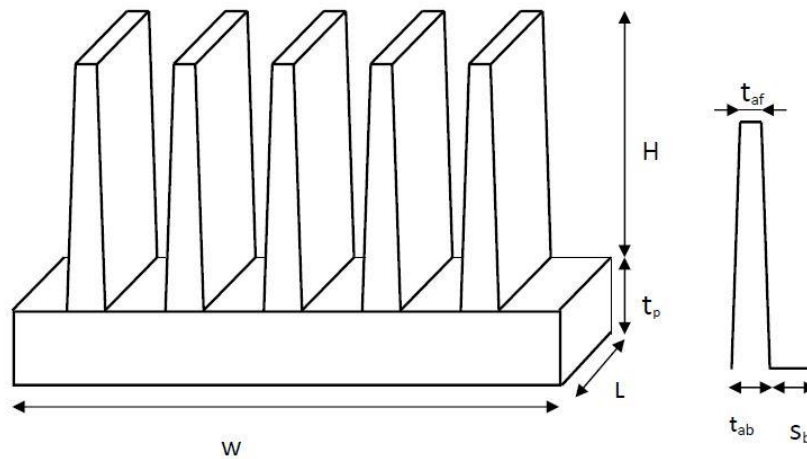


FIGURE 7-25

Flow patterns for in-line and staggered tube banks.



3. Finned heat exchanger



รูปที่ 3 Finned heat exchanger

ความหนาเฉลี่ย (t_a) และระยะห่างเฉลี่ย (s_m) ของ finned heat exchanger สามารถหาจากสมการ (12) และ (13) ตามลำดับ

$$t_a = \frac{t_{ab} + t_{af}}{2} \quad (12)$$

$$s_m = \frac{s_b + s_t}{2} \quad (13)$$

ค่า Re ของ finned heat exchanger สามารถคำนวณจากสมการ (14)

$$\text{Re}_{s_m} = \frac{U_\infty s_m}{\nu} \quad (14)$$

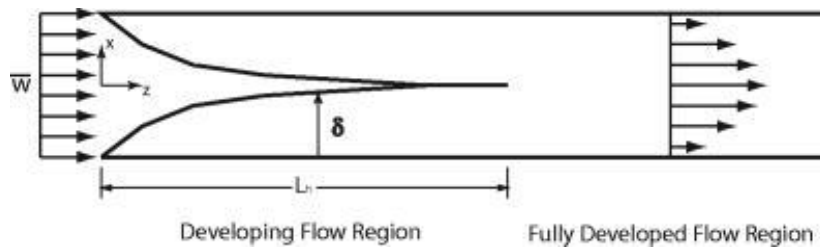
จากนั้นสามารถหาค่า Nu จากสมการ (15)

$$\text{Nu} = \left[(\text{Nu}_{fd})^{-3} + (\text{Nu}_{dev})^{-3} \right]^{-1/3} \quad (15)$$

เมื่อ Nu_{fd} และ Nu_{dev} คือ asymptotic solution สำหรับ fully developed flow และ developing flow ตามลำดับ สามารถคำนวณจากสมการ (16) และ (17)

$$\text{Nu}_{fd} = \frac{1}{2} \frac{s_m}{L} \text{Re}_{s_m} \text{Pr} \quad (16)$$

$$\text{Nu}_{dev} = 0.664 \left(\frac{s_m}{L} \text{Re}_{s_m} \right)^{0.5} \text{Pr}^{1/3} \left(1 + \frac{3.65}{\left(\frac{s_m}{L} \text{Re}_{s_m} \right)^{0.5}} \right)^{0.5} \quad (17)$$



รูปที่ 3.1 Developing and fully developed flow

จากนั้นหาค่า h จากสมการ (18)

$$\text{Nu} = \frac{h \cdot s_m}{k} \quad (18)$$

4. Fin efficiency and effectiveness

เมื่อพิจารณาการถ่ายเทความร้อนของ Finned heat exchanger จะได้รูป 3-36 และ 3-45

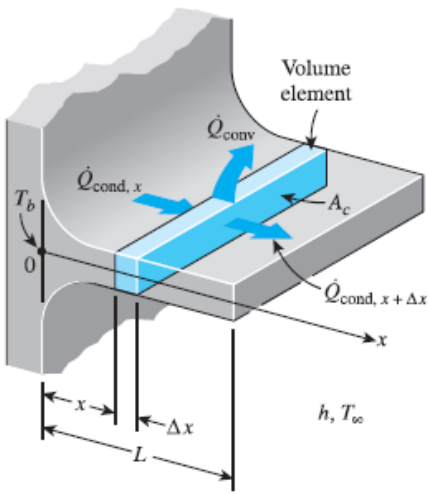


FIGURE 3-36

Volume element of a fin at location x having a length of Δx , cross-sectional area of A_c , and perimeter of p .

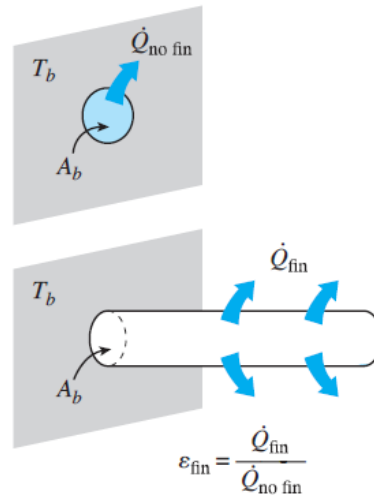


FIGURE 3-45

The effectiveness of a fin.

เพื่อให้ง่ายต่อการคำนวณในปฏิบัติการนี้จะสมมติให้ finned heat exchanger มีความยาวมากๆ หรือ Infinitely long fin ($T_{fin_tip} = T_{\infty}$) สามารถคำนวณการถ่ายเทความร้อนจากสมการ (19)

$$\dot{Q}_{long,fin} = -kA_c \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = \sqrt{hpk_{fin}A_b} (T_b - T_A) \quad (19)$$

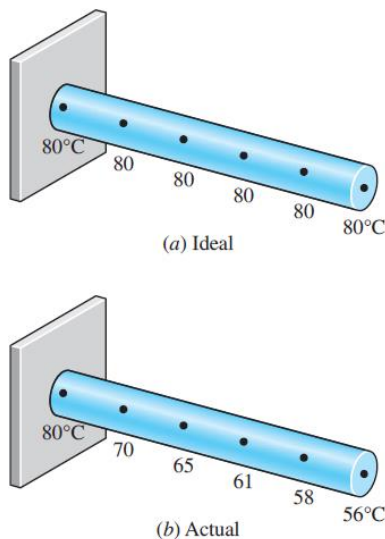


FIGURE 3-42

Ideal and actual temperature distribution along a fin.

จากรูป 3-42 สามารถหาการถ่ายเทความร้อนสูงสุด และ efficiency จากสมการ (20) และ (21) ตามลำดับ

$$\dot{Q}_{fin_max} = hA_s (T_b - T_A) \quad (20)$$

$$\eta_{fin} = \frac{\dot{Q}_{fin}}{\dot{Q}_{fin,max}} \quad (21)$$

สำหรับกรณี infinitely long fin จะได้

$$\eta_{long,fin} = \frac{\sqrt{hpk_{fin}A_b} (T_b - T_A)}{hA_{fin} (T_b - T_A)} = \frac{1}{L} \sqrt{\frac{kA_b}{hp}} = \frac{1}{mL} \quad (22)$$

$$m = \sqrt{\frac{hp}{k_{fin}A_b}} \quad (23)$$

การคำนวณ effectiveness สามารถหาจากสมการ (24)

$$\varepsilon_{fin} = \frac{\dot{Q}_{fin}}{\dot{Q}_{no,fin}} = \frac{\dot{Q}_{fin}}{hA_b(T_b - T_\infty)} \quad (24)$$

สำหรับกรณี infinitely long fin สามารถคำนวณ effectiveness จากสมการ (25)

$$\varepsilon_{long_fin} = \sqrt{\frac{k_{fin} p}{hA_b}} \quad (25)$$

5. Natural convection

สำหรับการถ่ายเทความร้อนแบบธรรมชาติสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (26)$$

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_b - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (27)$$

$$Nu = \frac{hL}{k} = C(Gr_L Pr)^n = C \cdot Ra_L^n \quad (28)$$

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_b - T_\infty)L^3}{\nu^2} Pr = \frac{g\beta(T_b - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (29)$$

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_b - T_A) \quad (30)$$

TABLE 9-1

Empirical correlations for the average Nusselt number for natural convection over surfaces

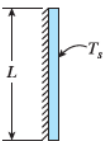
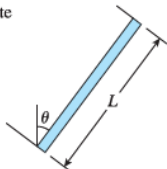
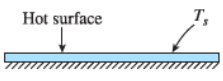
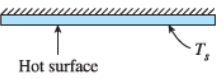
Geometry	Characteristic length L_c	Range of Ra	Nu
Vertical plate 	L	10^4 – 10^9 10^{10} – 10^{13} Entire range	$Nu = 0.59Ra_L^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1Ra_L^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-21) (complex but more accurate)
Inclined plate 	L		Use vertical plate equations for the upper surface of a cold plate and the lower surface of a hot plate Replace g by $g \cos \theta$ for $0 < \theta < 60^\circ$
Horizontal plate (Surface area A and perimeter p) (a) Upper surface of a hot plate (or lower surface of a cold plate) 	A_s/p	10^4 – 10^7 10^7 – 10^{11}	$Nu = 0.59Ra_L^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.1Ra_L^{1/3}$ (9-23)
(b) Lower surface of a hot plate (or upper surface of a cold plate) 		10^5 – 10^{11}	$Nu = 0.27Ra_L^{1/4}$ (9-24)

TABLE A-15

Properties of air at 1 atm pressure

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$	Specific Heat $c_p, \text{J/kg}\cdot\text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{W/m}\cdot\text{K}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m}\cdot\text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Note: For ideal gases, the properties c_p , k , μ , and Pr are independent of pressure. The properties ρ , ν , and α at a pressure P (in atm) other than 1 atm are determined by multiplying the values of ρ at the given temperature by P and by dividing ν and α by P .

Source: Data generated from the EES software developed by S. A. Klein and F. L. Alvarado. Original sources: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 1984; and Thermophysical Properties of Matter. Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, and P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

Table 1. Flat plate heat exchanger

<i>Flat plate</i>		
U_{∞} (m/s)		
P(W.)		
D_h (m.)		
A_s (m ²)		
T_b (°C)		
T_A (°C)		
T_C (°C)		
T_f (°C)		
ν (m ² / s)		
k (W/ m· K)		
Pr		
Re_D		
\overline{Nu}_D		
h (W / m ² · K)		
\dot{Q}_{conv} (W)		

Table 2. Pinned heat exchanger

<i>Pinned heat exchanger</i>		
U_{∞} (m/ s)		
P(W.)		
D(m.)		
L(m.)		
p (m.)		
A_c (m^2)		
A_s (m^2)		
S_T (m.)		
V_{\max} (m / s)		
T_b ($^{\circ}C$)		
T_A ($^{\circ}C$)		
T_C ($^{\circ}C$)		
T_{B1} ($^{\circ}C$)		
T_{B2} ($^{\circ}C$)		
T_{B3} ($^{\circ}C$)		
T_f ($^{\circ}C$)		
T_s ($^{\circ}C$)		
ν (m^2 / s)		
k (W/ m· K)		
k_{fin} (W/ m· K)		
Pr (from T_f)		
Pr _s (from T_s)		
Re _{s_m}		
$Nu_{N_L > 16}$		
F		
Nu		
h (W / $m^2 \cdot K$)		
m		
\dot{Q}_{conv} (W)		
$\eta_{long, fin}$		
$\mathcal{E}_{long, fin}$		

Table 3. Finned heat exchanger

<i>Finned heat exchanger</i>		
U_{∞} (m/s)		
P(W.)		
t_a (m)		
L (m.)		
p (m.)		
A_b (m ²)		
A_s (m ²)		
s_m (m)		
T_b (°C)		
T_A (°C)		
T_C (°C)		
T_{B1} (°C)		
T_{B2} (°C)		
T_{B3} (°C)		
T_f (°C)		
ν (m ² / s)		
k (W/ m· K)		
k_{fin} (W/ m· K)		
Pr		
Re_{s_m}		
Nu_{fd}		
Nu_{dev}		
Nu		
h (W / m ² · K)		
m		
\dot{Q}_{conv} (W)		
$\eta_{long,fin}$		
$\mathcal{E}_{long,fin}$		

Table 4. Natural convection

	<i>Flat plate</i>		
	<i>Power in put:.....W.</i>		
<i>Geometry</i>	$T_A(^{\circ}C)$	$T_b(^{\circ}C)$	$T_b - T_A(^{\circ}C)$
<i>Vertical plate</i>			
<i>Horizontal plate</i>			