King Abdulaziz University

Mechanical Engineering Department

MEP 460 Heat Exchanger Design

Compact Heat Exchangers
Part 3

Ch. 10 of Kakac textbook
&
Kays & London textbook
Compact Heat Exchangers

7-Thermal sizing of compact heat exchangers

A-Given data

1-Side (1) and side (2) surfaces (based on Ka & London book)

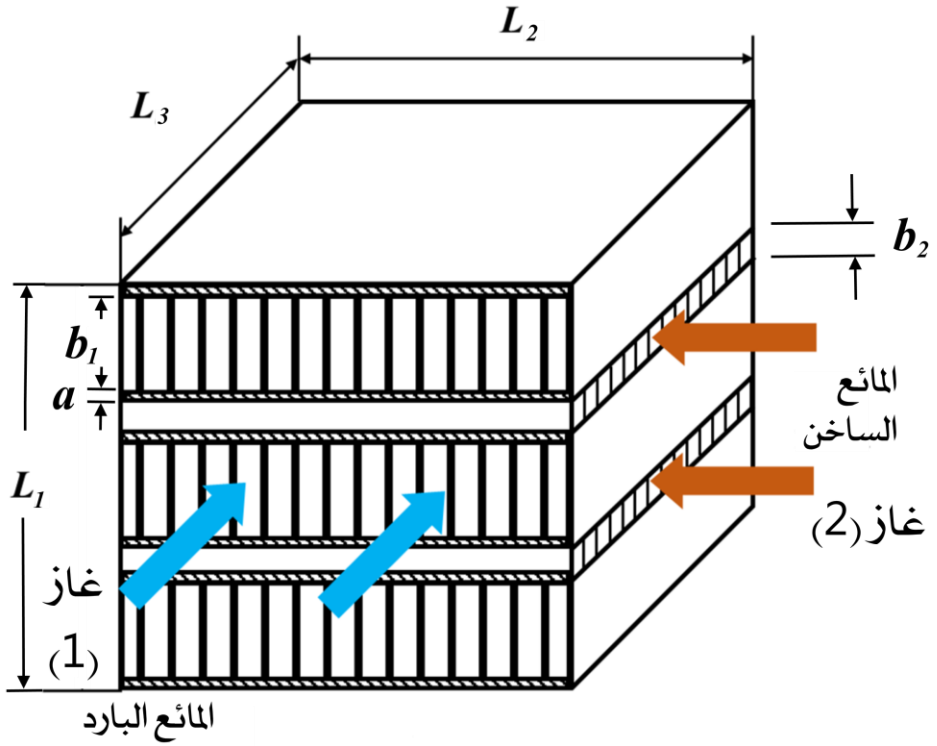
2-All temperatures either given or it can be calculated

3-Mass flow rate for both sides

4-Fluids and its properties

5-Allawable pressure drop in both sides $\Delta P_{max,1}$, $\Delta P_{max,2}$

6-Allowable tolerance between ΔP_{max} and ΔP_{act} i.e. $\delta P = abs(\Delta P_{max} - \Delta P_{act})$



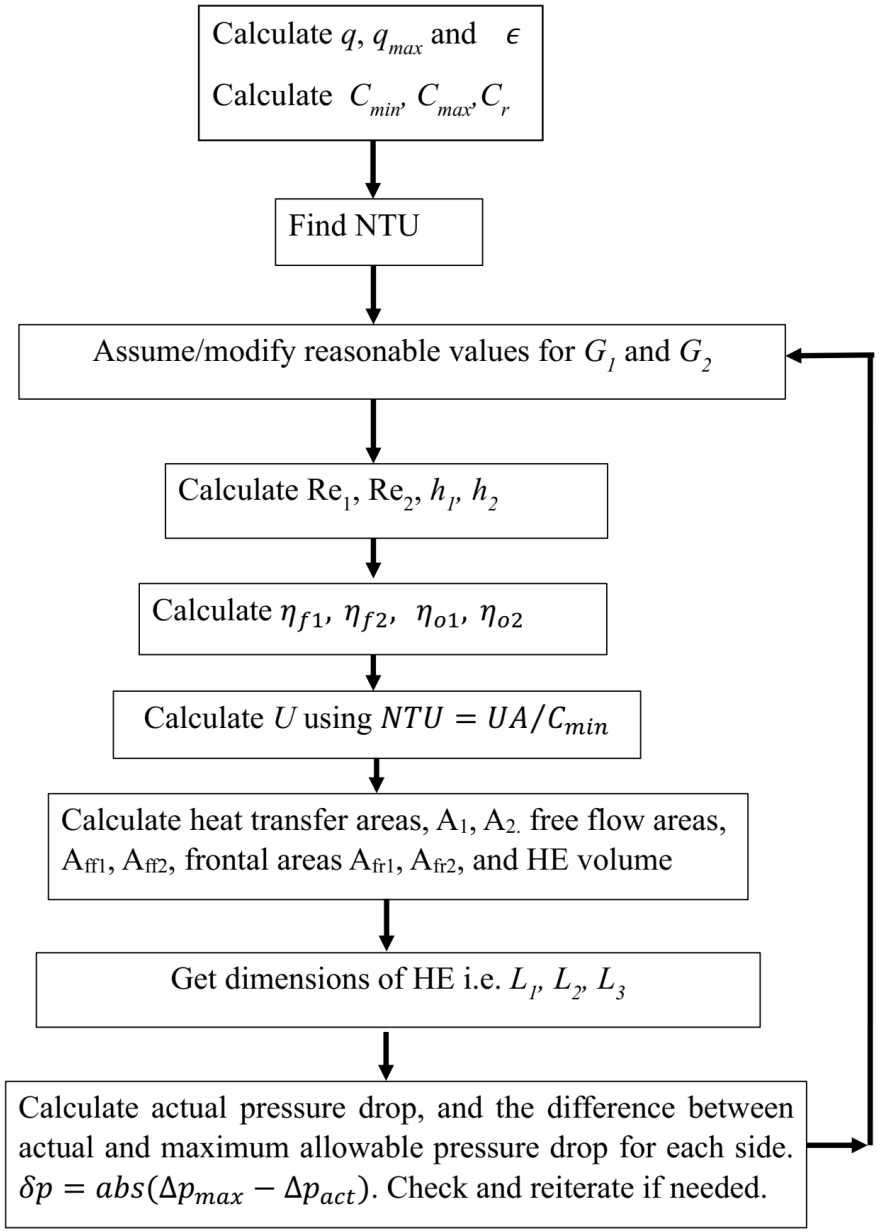
B-Objective

Heat exchanger sizing. Find the dimensions of the Heat exchanger: L_1, L_2, and L_3 satisfying the heat rate and within the given values of the permissible pressure drops

7-Thermal sizing of compact heat exchangers

C-Solution procedure

Basic idea is to find the heat exchanger size (i.e. heat exchanger dimensions L_1, L_2, and L_3) using trial and error procedure. To start the iterative process, initial values for mass velocities G_1 and G_2 will be assumed. Then modify these values in order to satisfy the heat rate and the maximum allowable pressure drops in both sides



7-Thermal sizing of compact heat exchangers

Solution steps

1-Calculate the mean temperature for each side and the appropriate properties such as density, specific heat, viscosity, thermal conductivity and Prandtl number

2-Using the mass flow rate and known temperatures, calculate the heat rate q

$$q = \dot{m}_c C_{pc} (T_{co} - T_{ci}) = \dot{m}_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) \quad (9.1)$$

3-Calculate the heat capacity rates $C_c = \dot{m}_c C_{pc}$ $C_h = \dot{m}_h C_{ph}$ (9.2)

also calculate $C_{min} = \min(C_c, C_h)$ $C_{max} = \max(C_c, C_h)$ (9.3)

$$C_r = C_{min}/C_{max}$$

4-Calculate the maximum flow rate q_{max} using $q_{max} = C_{min}(T_{hi} - T_{ci})$ (9.4)

Also calculate the heat exchanger effectiveness $\epsilon = \dfrac{q}{q_{max}}$ (9.5)

7-Thermal sizing of compact heat exchangers

5-Using the calculate values of the heat exchanger effectiveness ε and mass capacity ratio C_r, use the appropriate equation or figure to get NTU

$$NTU = f(\epsilon, C_r) = \frac{U_1 A_1}{C_{mi}} = \frac{U_2 A_2}{C_{mi}} \qquad (9.6 \ \& \ 9.7)$$

It is to be noted that there is no direct mathematical expression to find NTU in terms of the effectiveness and the heat capacity ratio for **crossed unmixed heat exchanger**. therefore, a trial and error method will be used to find NTU. This is done since the effectiveness for this heat exchanger as a function of NTU and C_r is available in heat exchanger textbooks.

6a-The overall heat transfer coefficient for the **Gas to Gas** heat exchanger (while neglecting wall thermal resistance and fouling) can be written as

$$\frac{1}{U_1 A_1} = \frac{1}{h_1 \eta_{01} A_1} + \frac{1}{h_2 \eta_{02} A_2} \qquad (9.8)$$

where η_{01} and η_{02} are the overall surface efficiencies for side (1) and side (2). Therefore, the fin efficiencies (η_{f1}, η_{f2}) for both sides must be calculated.

The following definitions will be used.

$$NTU = \frac{U_1 A_1}{C_{min}} \qquad NTU_1 = \frac{C_1}{h_1 \eta_{01} A_1} \qquad NTU_2 = \frac{C_2}{h_2 \eta_{01} A_2} \qquad (9.9\text{-}9.11)$$

7-Thermal sizing of compact heat exchangers

$$\frac{C_{min}}{U_1 A_1} = \frac{C_{min}}{h_1 \eta_{01} A_1} + \frac{C_{min}}{h_2 \eta_{02} A_2} \qquad (9.12,9.13)$$

or

$$\frac{C_{min}}{U_1 A_1} = \frac{1}{NTU} = \frac{1}{NTU_1 (C_1/C_{min})} + \frac{1}{NTU_2\ (C_2/C_{min})} \qquad (9.14)$$

In terms of thermal resistances

$$\frac{1}{NTU} = R = R_1 + R_2 \qquad (9.15)$$

For **gas to gas** compact heat exchanger, the resistance for each side is of the same order of magnitude, therefore

$$R_1 \approx R_2 \qquad \frac{1}{NTU} = 2R_1 \qquad (9.16, 9.17)$$

$$\frac{1}{NTU} = \frac{2}{NTU_1 (C_1/C_{min})} = \frac{2}{NTU_2 (C_2/c_{min})} \qquad (9.18)$$

$$NTU_1 = 2 * NTU * (C_{min}/C_1) \qquad NTU_2 = 2 * NTU * (C_{min}/C_2) \qquad (9.19\text{-}9.20)$$

7-Thermal sizing of compact heat exchangers

6b-For **Liquid to Gas** compact heat exchanger

$$\frac{1}{NTU} = \frac{1}{NTU_l(C_l/C_{min})} + \frac{1}{NTU_g(C_g/c_{min})} \tag{9.21}$$

Let the thermal resistance for the gas side to be R_g and that for the liquid side to be R_l, and the total thermal resistance for the heat exchanger is

$$R = R_g + R_l \tag{9.22}$$

But it is well known that the thermal resistance for the gas side is higher than the liquid thermal resistance. It will be assumed that the gas thermal resistance is one order of magnitude higher than the liquid thermal resistance i.e.

$$R_g = 10R_l \tag{9.23}$$

Therefore, the overall heat transfer coefficient from in this case will be

$$\frac{1}{NTU} = 10R_l + R_l = 11R_l \tag{9.24}$$

or in terms of NTU_l can be written as using similar equation to equation for liquid to gas heat exchanger

7-Thermal sizing of compact heat exchangers

$$\frac{1}{NTU} = \frac{11}{NTU_l(C_l/C_{min})} \qquad (9.25, 9.26)$$

therefore, the liquid side NTU_l can be related to the heat exchanger NTU by

$$NTU_l = 11\ NTU * (C_{min}/C_l) \qquad (9.27)$$

For the gas side, since gas side resistance is ten times the liquid side resistance i.e.

$$R_g = \frac{1}{NTU_g(C_g/C_{min})} = 10\ R_l = 10\frac{1}{11NTU} \qquad (9.28)$$

The NTU for the gas side then

$$NTU_g = \frac{11}{10}\ NTU\ \left(C_{min}/C_g\right) = 1.1\ NTU\ \left(C_{min}/C_g\right) \qquad (9.29)$$

7-Thermal sizing of compact heat exchangers

7-The major pressure drop for side (1) is given by

$$\Delta p_1 = 4(fc)_1 \frac{L_{p1}}{D_{h1}} \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 = 4(fc)_1 \frac{L_{p1}}{D_{h1}} \frac{G_1^2}{2\rho_1} \qquad (9.30)$$

(fc) is the friction coefficient

The hydraulic diameter can be written as

$$D_{h_1} = \frac{4A_{ff1}}{P} * \frac{L_{p1}}{L_{p1}} = \frac{4A_{ff1}L_{p1}}{A_1} \qquad (9.31)$$

where L_{p1} is the length of the heat exchanger in the direction of side (1) flow.
The following relation can be found from the above equation

$$\frac{L_{p1}}{D_{h1}} = \frac{A_1}{4A_{ff1}} \qquad (9.32)$$

Therefore, the pressure drop for side (1) flow (i.e. Eq. 9.30) will be

$$\Delta p_1 = 4(fc)_1 \frac{A_1}{4A_{ff1}} \frac{G_1^2}{2\rho_1} \qquad (9.33)$$

7-Thermal sizing of compact heat exchangers

From the above relation, the mass velocity for side (1) can be found as

$$G_1 = \left(\frac{1}{(fc)_1} \frac{\Delta p_1 (2\,\rho_1)\, A_{ff1}}{A_1} \right)^{1/2} \qquad (9.34)$$

In order to get an estimate for G_1 using the above equation, one needs to substitute an appropriate expression for the A_{ff} and A_1 in terms of the given information. The heat transfer area A_1 can found using the following expression for NTU_1

$$NTU_1 = \frac{h_1 \eta_0 A_1}{C_1} \qquad (9.35)$$

$$A_1 = \frac{NTU_1 C_1}{h_1 \eta_{01}} = \frac{NTU_1\, \dot{m}_1 C_{p1}}{h_1 \eta_{01}} \qquad (9.36)$$

The heat transfer coefficient h is related to Colburn modulus j_H by

$$j_H = \frac{h}{G\, C_p} Pr^{2/3} \qquad (9.37)$$

7-Thermal sizing of compact heat exchangers

Therefore, the heat transfer coefficient for side (1) is

$$h_1 = j_{H1} G_1 C_{p1} Pr_1^{-2/3} \tag{9.38}$$

Substitute this expression for h_1 in equation (9.36) to get

$$A_1 = \frac{NTU_1 \, \dot{m}_1 C_{p1}}{\eta_{01} j_{H1} G_1 C_{p1} Pr_1^{-2/3}} \tag{9.39}$$

Get the inverse of this equation and multiply the equation by A_{ff1} to get

$$\frac{A_{ff1}}{A_1} = \frac{\eta_{01} j_{H1} G_1 C_{p1} Pr_1^{2/3} \; A_{ff1}}{NTU_1 \, \dot{m}_1 C_{p1}} = \frac{\eta_{01} j_{H1}}{NTU_1 \, Pr_1^{2/3}} \tag{9.40}$$

Take this expression for A_{ff1}/A_1 and substitute in equation (9.34) to get

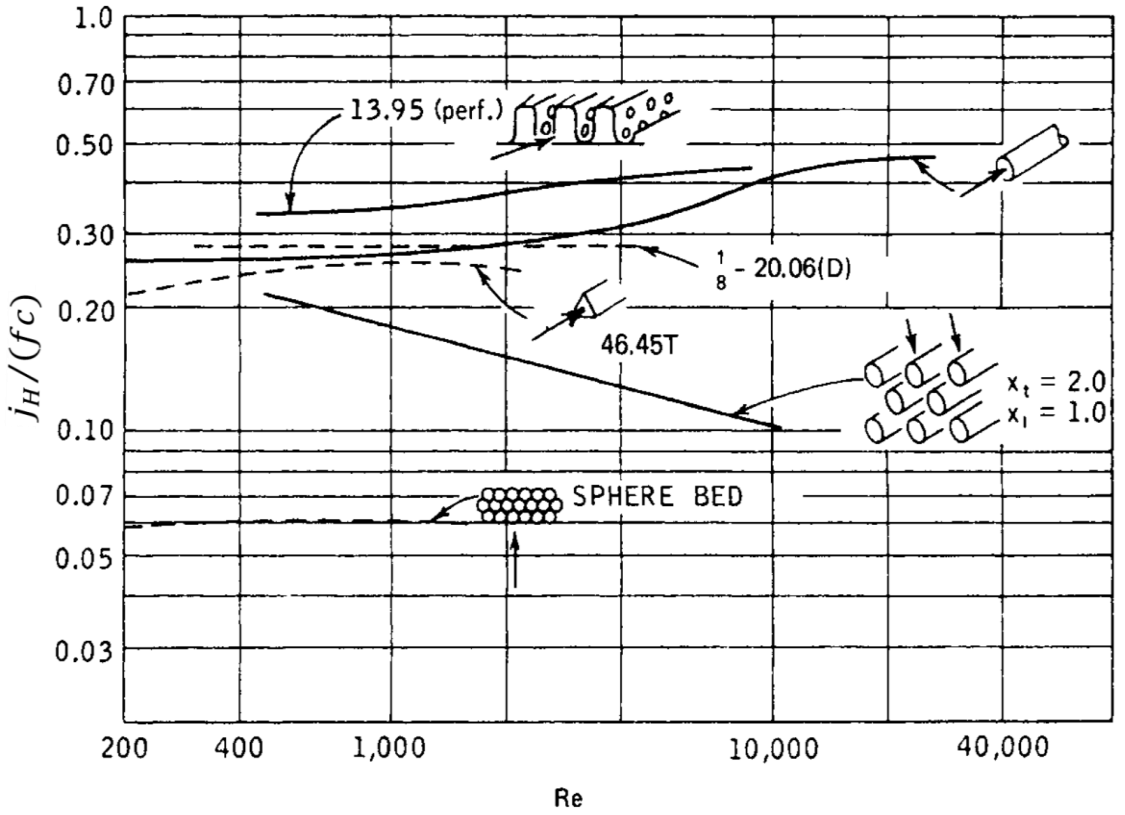
$$G_1 = \left(\frac{j_{H1}}{(fc)_1} \frac{2 \, \rho_1 \, \Delta p_1 \, \eta_{01}}{NTU_1 Pr_1^{2/3}} \right)^{1/2} \tag{9.41}$$

7-Thermal sizing of compact heat exchangers

And for side (2)

$$G_2 = \left(\frac{j_{H2}}{(fc)_2} \frac{2\,\rho_2\,\Delta p_2\,\eta_{02}}{NTU_2 Pr_2^{2/3}} \right)^{1/2}$$

(9.42)



Reference: Kays & London: Compact heat Exchangers

$j_H/(fc)$ Can be calculated or approximated. A reasonable value is around 0.3

η_o Overall surface efficiency can be taking around 0.8 as a first estimate

7-Thermal sizing of compact heat exchangers

8-Once the mass velocities (G_1 & G_2) are calculated then Reynolds numbers can be calculated, and from surface data one can calculate the heat transfer coefficients h_1 and h_2.

$$A_1/A_2 = \alpha_1/\alpha_2 \qquad (9.43)$$

9- From the given surface data, α_1 and α_2 can be calculated, and therefore the area ratio is known

10-The fin efficiencies (η_{f1}, η_{f2}) and the surface overall efficiencies (η_{o1}, η_{o2}) can also be calculate, then calculate the overall heat transfer coefficient U.

$$\frac{1}{U_1 A_1} = \frac{1}{h_1 \eta_{o1} A_1} + \frac{1}{h_2 \eta_{o2} A_2} \qquad (9.44)$$

11-Since NTU is known, and U has been calculated, then heat transfer area of the heat exchanger can be calculated.

$$A_1 = \frac{NTU\ C_{min}}{U_1} \qquad (9.45)$$

Side (2) area can be found since the area ratio has been calculated in step 8

12-The volume of the heat exchanger can be calculated using the found above heat transfer area and the ratio α

$$\forall = \frac{A}{\alpha} \qquad (9.46)$$

7-Thermal sizing of compact heat exchangers

13-The minimum flow area (for both side) can be calculated using

$$A_{ff} = \frac{G}{\dot{m}} \tag{9.47}$$

Since σ is known from the surface data, then the frontal areas for both sides (A_{ff1} , A_{ff2}) will be calculated using

$$\sigma = \frac{A_{ff}}{A_{fr}} \tag{9.48}$$

14- The length of the heat exchanger in direction of flow of side (1) (i.e. L_{p1}) and in the direction of side (2) (i.e. L_{p2}) will be calculated using

$$L_{p1} = \frac{\forall}{A_{fr1}} \qquad L_{p2} = \frac{\forall}{A_{fr2}} \tag{9.49}$$

7-Thermal sizing of compact heat exchangers

The third length which is the common edge for the heat exchanger is calculated using

$$L_3 = \frac{\forall}{L_{p1}\, L_{p2}} \tag{9.50}$$

15- The actual pressure drop is calculated using

$$\Delta P_{act} = 4\,(fc)\,\frac{L}{D_h}\,\frac{G^2}{2\,\rho} \tag{9.51}$$

The difference between the actual pressure drop and the required maximum pressure is calculated for both sides, (i.e. δP).

$$\delta p = abs\,(\Delta p_{max} - \Delta p_{act}) \tag{9.52}$$

16-The value of this difference (i.e. δP) is greater than a specified value, then another trial has to be done. The new value for the mass velocity G will be calculated using the next equation

7-Thermal sizing of compact heat exchangers

$$G = \left(\frac{2\,\rho\,\Delta P_{max}}{4\,(fc)} \frac{D_h}{L_p} \right)^{1/2} \qquad (9.53)$$

where Δp_{max} is the given maximum pressure drop for that side. Other values for the parameters in the above expression such as *fc* and L_p are evaluated from previous iteration. The above expression is used twice once for each side.

17-Iterations continuous for new values of G's till convergence is achieved. i.e. pressure drop for each side is with the allowable tolerance value.

٩,٤ تصميم المبادلات الحرارية المضغوطة

يُقصد بالتصميم الحراري للمبادل الحراري حساب أو إيجاد الأبعاد الهندسية L_1، L_2 و L_3 للمبادل الحراري مع تحقق انتقال معدل كمية الحرارة المطلوبة، وكذلك تحقق فقد الضغط لمسار المائع الأول والثاني. أي أن شروط التصميم هي:

أ- تحقق كمية معدل انتقال الحرارة بين المائعين q

ب- تحقق ألا يزيد فرق الضغط لمسار المائع الأول عن $\Delta P_{1,max}$

جـ- تحقق ألا يزيد فقد الضغط لمسار المائع الثاني عن $\Delta P_{2,max}$

بالنسبة للمبادلات الحرارية المضغوطة، سواء بين غاز وغاز، أو سائل وغاز، فإن حسابات التصميم ستكون بالمحاولة والخطأ (trial & error)، وهذا يتطلب قيم مبدئية لفيض التدفق G. فيما يلي عرض لإيجاد قيمتين مبدئيتين لفيض التدفق لكل طرف للمبادل الحراري (أي G_1 وG_2) مبنية على معدل انتقال الحرارة المطلوبة ومقدار الفقد في الضغط في المسارين.

نفرض أنه يراد حراريا تصميم مبادل حراري (أي إيجاد أبعاده) ليؤدي حمل حراري معين مع الالتزام بقدر معين من فقد الضغط للمسارين. لتبسيط الوضع نركز على مسار أحد المائعين ونعرض الخطوات المقترحة. من المعلومات المعطاة لعمل التصميم فقد الضغط الأقصى لكلا المسارين $\Delta P_{1,max}$، $\Delta P_{2,max}$. إضافة لمعلومات يمكن بواسطتها حساب بعض المتغيرات، مثل درجات الحرارة، ومعدل انتقال الحرارة. في البداية سيكون التركيز على مبادل حراري غاز-غاز، ثم يتبعه الحديث عن مبادل حراري سائل-غاز. فيما يلي مختصر خطوات تصميم مبادل حراري مضغوط (غاز-غاز أو غاز - سائل).

١- مع فرض أنه لا يوجد تغير في طور أحد المائعين، وإذا لم تكن درجات الحرارة الأربع معطاة من ضمن معلومات التصميم، فإنه يتم حساب درجات الحرارة كلها بناء على المعلومات المعطاة.

٢- يتم إيجاد خواص المائعين عند درجات الحرارة المتوسطة لكل سريان، وفي الغالب فإن الخواص المطلوبة هي: الكثافة، والحرارة النوعية، ومعامل التوصيل الحراري، واللزوجة، ورقم برانتل.

الكثافة	الحرارة النوعية	معامل التوصيل الحراري	اللزوجة	رقم برانتل
ρ	C_p	k	μ	Pr

٣- يتم حساب معدل انتقال الحرارة q للمبادل الحراري إذا لم تعطى مباشرة، وذلك باستخدام

$$q = \dot{m}_c \; C_{pc} \, \Delta T_c = \dot{m}_h \, C_{ph} \, \Delta T_h \tag{9.57}$$

٤- يتم حساب معدل الحرارة النوعية لكلا المسارين وتحديد القيمة الدنيا والقيمة القصوى من بينها، وكذلك النسبة بينهما

$$C_c = \dot{m}_c \, C_{pc} \qquad C_h = \dot{m}_h \, C_{ph} \tag{9.58}$$

$$C_{min} = \min(C_c, C_h) \quad C_{max} = \max(C_c, C_h) \quad C_r = C_{min}/C_{max} \tag{9.59}$$

٥- يتم حساب اقصى معدل حراري للمبادل الحراري

$$q_{max} = C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \tag{9.60}$$

وكذلك فعالية المبادل الحراري

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \tag{9.61}$$

٦- بمعلومية فعالية المبادل الحراري ε والنسبة C_r، يمكن إيجاد عدد وحدات انتقال الحرارة NTU للمبادل الحراري المراد تصميمه، وذلك باستخدام العلاقة التي تربط بين هذه المتغيرات أو الشكل المناسب لتغير الفعالية مع عدد وحدات النقل والنسبة C_r حسب نوع المبادل الحراري. انظر الفصل الرابع

$$NTU = f(C_r, \epsilon) \tag{9.62}$$

يلاحظ أنه لا توجد علاقة مباشرة لإيجاد عدد وحدات نقل الحرارة لمبادل حراري من نوع متقاطع الاتجاه (غير مختلط لكلا المسارين) كدالة في ε وC_r، راجع الفصل الرابع من هذا الكتاب. ولكن توجد علاقة مباشرة لإيجاد الفعالية كدالة في NTU و C_r لهذا النوع من المبادلات الحرارية. ولذلك يتم استخدام هذه العلاقة لإيجاد NTU بمعلومية ε و C_r عن طريق المحاولة والخطأ، أو أي طريقة أخرى.

٧ (أ)- يمكن كتابة معادلة معامل انتقال الحرارة الكلي للمبادل الحراري بناء على مساحة انتقال الحرارة للمائع الأول (تم تجاهل المقاومة الحرارية بالتوصيل في المادة الفاصلة بين المائعين) كما يلي

$$\frac{1}{U_1A_1} = \frac{1}{h_1\eta_{01}A_1} + \frac{1}{h_2\eta_{02}A_2} \tag{9.63}$$

حيث η_{01} و η_{01} هما كفاءة السطحين عندما يكون بهما زعانف مثل مبادل الحراري المضغوط من نوع غاز-غاز. سيتم استخدام التعريفات الآتية

$$NTU = \frac{U_1A_1}{C_{min}} \tag{9.64}$$

$$NTU_1 = \frac{C_1}{h_1\eta_{01}A_1} \tag{9.65}$$

$$NTU_2 = \frac{C_2}{h_2\eta_{01}A_2} \tag{9.66}$$

وبذلك فإن المعادلة رقم (9.63) تكتب كالآتي

$$\frac{C_{min}}{U_1A_1} = \frac{C_{min}}{h_1\eta_{01}A_1} + \frac{C_{min}}{h_2\eta_{02}A_2} \tag{9.67}$$

أو

$$\frac{C_{min}}{U_1A_1} = \frac{C_1}{h_1\eta_{01}A_1(C_1/C_{min})} + \frac{C_2}{h_2\eta_{02}A_2(C_2/c_{min})} \tag{9.68}$$

وباستخدام تعريف NTU_1 و NTU_2 نحصل على

$$\frac{C_{min}}{U_1A_1} = \frac{1}{NTU} = \frac{1}{NTU_1(C_1/C_{min})} + \frac{1}{NTU_2\,(C_2/C_{min})} \tag{9.69}$$

أو كمقاومات حرارية

$$\frac{1}{NTU} = R = R_1 + R_2 \tag{9.70}$$

بالنسبة لمبادل حراري غاز-غاز، فإن قيمة مقاومة الغاز الأول، مثل قيمة المقاومة الثانية، أو قريبة القيم (same order of magnitude)، لذلك يمكن فرض أن القيمتين تقريبا متساويتان، أي

$$R_1 \approx R_2 \tag{9.71}$$

أو من معادلة (9.70)

$$\frac{1}{NTU} = 2R_1 \tag{9.72}$$

ومنها نحصل على

$$\frac{1}{NTU} = \frac{2}{NTU_1(C_1/C_{min})} = \frac{2}{NTU_2(C_2/C_{min})} \quad (9.73)$$

ولذلك يمكن ربط القيمتين لـ NTU_1 و NTU_2 لمسار المائع الأول والثاني بقيمة NTU للمبادل ككل كما يلي

$$NTU_1 = 2 * NTU * (C_{min}/C_1) \quad (9.74)$$

$$NTU_2 = 2 * NTU * (C_{min}/C_2) \quad (9.75)$$

هاتان المعادلتين هما المعادلتان المطلوبتان لربط NTU_1 و NTU_2 بـ NTU لمبادل حراري غاز – غاز

٧ **(ب)**– بالنسبة لمبادل حراري سائل–غاز وبسبب كون طرف السائل له مقاومة حرارية R_l وجهة الغاز له مقاومة حرارية R_g فإن معادلة رقم (9.70) تكتب كالآتي

$$R = R_g + R_l \quad (9.76)$$

وحيث إن المقاومة الحرارية لمائع الغاز هي في العادة أكبر من المقاومة الحراري لمائع السائل. وبفرض أن مقاومة مائع الغاز تقريبا عشرة أضعاف مقاومة المائع السائل [١] أي

$$R_g = 10R_l \quad (9.77)$$

وبذلك يمكن ربط المقاومة الحرارية للسائل بـ NTU للمبادل الحراري باستخدام معادلة رقم (9.77) ومعادلة رقم (9.70) ككل كالآتي:

$$\frac{1}{NTU} = 10R_l + R_l = 11R_l \quad (9.78)$$

أو

$$\frac{1}{NTU} = \frac{11}{NTU_l(C_l/C_{min})} \quad (9.79)$$

ومنها

$$NTU_l(C_l/C_{min}) = 11\ NTU \quad (9.80)$$

أو

$$NTU_l = 11\ NTU * (C_{min}/C_l) \quad (9.81)$$

المعادلة السابقة هي المعادلة المطلوبة لمبادل حراري سائل–غاز والتي تربط بين NTU_l و NTU. بالنسبة للغاز طالما أن مقاومته الحرارية تساوي عشر أضعاف مقاومة السائل، فإنه

$$R_g = \frac{1}{NTU_g(C_g/C_{min})} = 10\ R_l = 10\frac{1}{11NTU} \quad (9.82)$$

أي أن قيمة NTU_g كدالة في NTU هي

$$NTU_g = \frac{11}{10}\, NTU\ (C_{min}/C_g) = 1.1\, NTU\ (C_{min}/C_g) \qquad (9.83)$$

٨- إيجاد علاقة بين فيض التدفق وفقد الضغط ومعامل انتقال الحرارة. من علاقة الفقد الأساسي في الضغط بسبب الاحتكاك التي تعطى بالمعادلة الآتية

$$\Delta p_1 = 4(fc)_1 \frac{L_{p1}}{D_{h1}} \frac{1}{2}\, \rho_1 V_1^2 = 4(fc)_1 \frac{L_{p1}}{D_{h1}} \frac{G_1^2}{2\rho_1} \qquad (9.84)$$

وعلاقة القطر المكافئ

$$D_{h_1} = \frac{4A_{ff1}}{P} * \frac{L_{p1}}{L_{p1}} = \frac{4A_{ff1}L_{p1}}{A_1} \qquad (9.85)$$

حيث A_{ff1} هي المساحة الدنيا لمسار المائع. من العلاقة السابقة يمكن إيجاد علاقة بين طول المبادل الحراري على القطر الهيدروليكي (L_{p1}/D_{h1}) ونسبة مساحة انتقال الحرارة على المساحة الدنيا لسريان الغاز كالآتي

$$\frac{L_{p1}}{D_{h1}} = \frac{A_1}{4A_{ff1}} \qquad (9.86)$$

ومنها يمكن كتابة فقد الضغط الأساسي

$$\Delta p_1 = 4(fc)_1 \frac{A_1}{4A_{ff1}} \frac{G_1^2}{2\rho_1} \qquad (9.87)$$

ومن المعادلة السابقة يمكن كتاب فيض التدفق

$$G_1 = \left(\frac{1}{(fc)_1} \frac{\Delta p_1 (2\,\rho_1)\, A_{ff1}}{A_1}\right)^{1/2} \qquad (9.88)$$

وباستخدام العلاقة

$$NTU_1 = \frac{h_1 \eta_0 A_1}{C_1} \qquad (9.89)$$

ومنها يمكن كتابة مساحة انتقال الحرارة

$$A_1 = \frac{NTU_1 C_1}{h_1 \eta_{01}} = \frac{NTU_1\, \dot{m}_1 C_{p1}}{h_1 \eta_{01}} \qquad (9.90)$$

أيضًا علاقة كولبرن التي تربط بين معامل انتقال الحرارة h و j_H

$$j_H = \frac{h}{G\, C_p} Pr^{2/3} \qquad (9.91)$$

والتي منها يمكن كتابة معامل انتقال الحرارة باستخدام

$$h_1 = j_{H1} G_1 C_{p1} Pr_1^{-2/3} \quad (9.92)$$

وبذلك تكتب مساحة انتقال الحرارة

$$A_1 = \frac{NTU_1 \dot{m}_1 C_{p1}}{\eta_{01} j_{H1} G_1 C_{p1} Pr_1^{-2/3}} \quad (9.93)$$

ونسبة المساحة الدنيا إلى مساحة انتقال الحرارة

$$\frac{A_{ff1}}{A_1} = \frac{\eta_{01} j_{H1} G_1 C_{p1} Pr_1^{2/3}}{NTU_1 \dot{m}_1 C_{p1}} \frac{A_{ff1}}{} = \frac{\eta_{01} j_{H1}}{NTU_1 Pr_1^{2/3}} \quad (9.94)$$

يلاحظ أنه تم استخدام العلاقة $G = \dot{m}/A_{ff}$. بالتعويض بقيمة A_{ff1}/A_1 في المعادلة رقم (9.88) لكي نحصل على تقدير مبدئي لقيمة فيض التدفق للمائع الأول

$$G_1 = \left(\frac{j_{H1}}{(fc)_1} \frac{2 \rho_1 \Delta p_1 \eta_{01}}{NTU_1 Pr_1^{2/3}} \right)^{1/2} \quad (9.95)$$

حيث كل المتغيرات داخل القوس يمكن ايجاده. ولمسار المائع الثاني

$$G_2 = \left(\frac{j_{H2}}{(fc)_2} \frac{2 \rho_2 \Delta p_2 \eta_{02}}{NTU_2 Pr_2^{2/3}} \right)^{1/2} \quad (9.96)$$

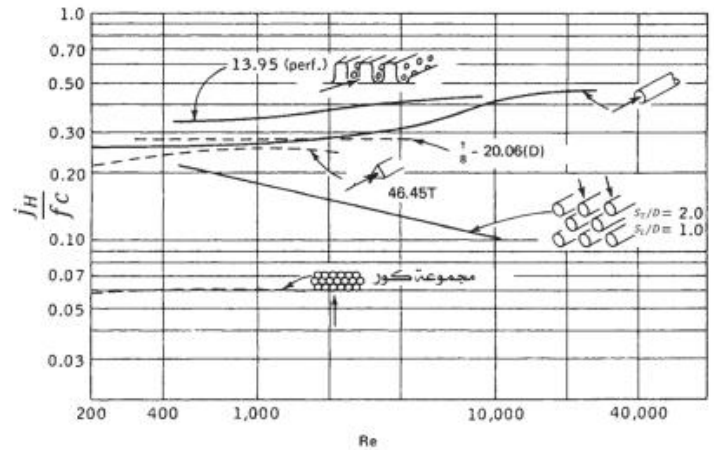
العلاقتان (9.95) و(9.96) هما العلاقتان المهمتان في إيجاد قيم مبدئية لـ G_1 وG_2 لبدء حل مسالة تصميم المبادل الحراري، سواء كان من نوع غاز–غاز أو سائل–غاز، مع أخذ الحيطة لقيم NTU_1 وNTU_2، سواء بالنسبة لحالة غاز–غاز أو سائل–غاز. فتستخدم المعادلتان (9.74) و(9.75) في حالة مبادل حراري غاز– غاز، والمعادلتان (9.81) و (9.83) لحالة مبادل حراري سائل–غاز. يلاحظ في العلاقتين (9.95) و (9.96) وجود كفاءة السطحين إذا كان كلاهما غاز أو أحدهما إذا كان المبادل الحراري سائل–غاز. ويمكن فرض قيمة مبدئية لكفاءة السطح الذي عليه زعانف ب ٠,٨. أما فيما يتعلق بالنسبة $j_H/(fc)$ فإن المرجع [١] يقترح فرض قيمة أولية بـ ٠,٣ وهذه النسبة هي نسبة معامل انتقال الحرارة إلى معامل الاحتكاك، وجدلاً كلما زادت هذه النسبة فإن السطح له قدرة أفضل لتحويل الاحتكاك إلى انتقال حرارة (أو تحويل فقد الضغط إلى انتقال حرارة). يبين الشكل رقم (٩,١٦) تغير هذه النسبة مع رقم رينولدز لبعض الأسطح المختلفة [١] ويوضح أن اختيار هذه النسبة لتكون ٠,٣ اختيار جيد. وللمصمم مطلق الحرية في رسم تغير هذه النسبة للسطح أو السطوح التي يراد عمل التصميم الحراري لها، ومن ثم اختيار نسبة $j_H/(fc)$ تمثل السطوح المختارة.

٩– تستخدم قيم معدل الفيض الكتلي التي تم حسابها في الخطوة السابقة في حساب رقم رينولدز وتحديد نوع السريان طبقي أو مضطرب، ثم حساب معامل انتقال الحرارة h وحسابات

كفاءة الزعانف وكفاءة الأسطح التي عليها الزعانف، ومن ثم يمكن حساب معامل انتقال الحرارة الكلي U_1.

١٠- بما أن عدد وحدات النقل NTU تم حسابها من قبل (انظر الخطوة رقم ٦) فإنه يمكن حساب مقدار مساحة انتقال الحرارة A_1، من علاقة عدد وحدات النقل أي $NTU = U_1A_1/C_{min}$. إذا كانت قيمة α (نسبة مساحة انتقال الحرارة إلى الحجم) معروفة، فإنه يمكن إيجاد حجم المبادل الحراري باستخدام

$$\alpha = \frac{A}{\forall} \tag{9.97}$$



شكل (٩,١٦): تغير النسبة $j_H/(fc)$ مع رقم رينولدز لبعض الأسطح [١].

١١- كما يمكن حساب مساحة سريان المائع باستخدام

$$A_{ff} = \frac{G}{\dot{m}} \tag{9.98}$$

١٢- يمكن إيجاد مساحة واجهة المبادل الحراري A_{fr} باستخدام تعريف المتغير σ

$$\sigma = \frac{A_{ff}}{A_{fr}} \tag{9.99}$$

١٣- بمعلومية حجم المبادل الحراري ومساحة الواجهة يمكن إيجاد طول المبادل الحراري في اتجاه سريان المائع، سواء للمائع الأول أو المائع الثاني كما يلي

$$L_{p1} = \frac{\forall}{A_{fr1}} \qquad L_{p2} = \frac{\forall}{A_{fr2}} \tag{9.100}$$

كما يمكن إيجاد البعد الثالث للمبادل الحراري L_3 باستخدام

$$L_3 = \frac{\forall}{L_{p1}\, L_{p2}} \tag{9.101}$$

حيث L_{p2}, L_{p1} هما طول المبادل الحراري في اتجاه سريان المائع الأول والثاني على التوالي.

١٤- يتم إيجاد فقد الضغط الفعلي لكل مسار للمبادل الحراري باستخدام

$$\Delta P_{act} = 4\,(fc)\frac{L}{D_h}\frac{G^2}{2\,\rho} \tag{9.102}$$

١٥- يتم حساب الفرق بين فقد الضغط الأقصى المسموح به ΔP_{max} وفرق الضغط الفعلي ΔP_{act} لكل مسار

$$\delta P = abs\,(\Delta P_{max} - \Delta P_{act}) \tag{103}$$

١٦- إذا كان الفرق بين فقد الضغط الأقصى المسموح به وفقد الضغط الفعلي كبير (أي إن δP تجاوز حد معين) فإنه يتم إعادة الحسابات بتعديل قيمة G حيث يتم حساب القيمة الجديدة لـ G باستخدام

$$G = \left(\frac{2\,\rho\,\Delta P_{max}}{4\,(fc)}\frac{D_h}{L_p}\right)^{1/2} \tag{9.104}$$

حيث L_p هو الطول في اتجاه سريان المائع، و يتم استخدام القيم السابقة لكل من (fc) و L_p.

ويتم إعادة الخطوات من ٩ إلى ١٦ إلى أن يصبح الفرق بين فقد الضغط الأقصى وفقد الضغط الفعلي لكل مائع ضمن الفرق المسموح به لـ δP لكلا المسارين.