

LNG Train 1 APCI Exchanger Loading in Fairless Hills (USA) – 5 NOV 07

ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

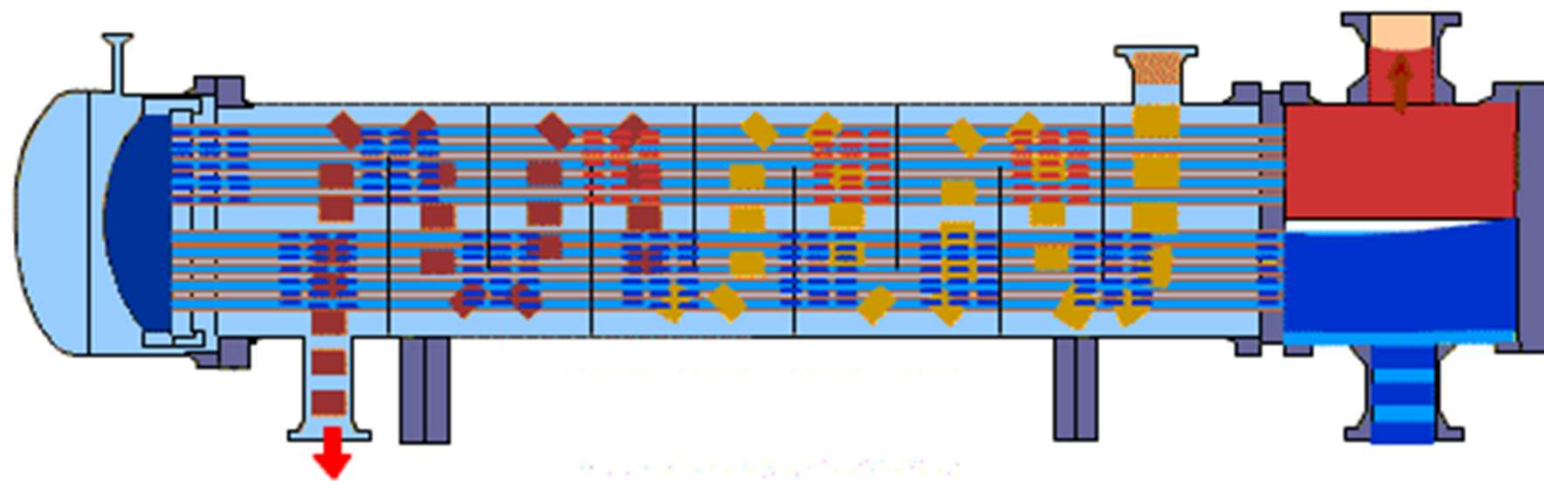
ΧΡ. ΠΑΡΑΣΚΕΥΑ

ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

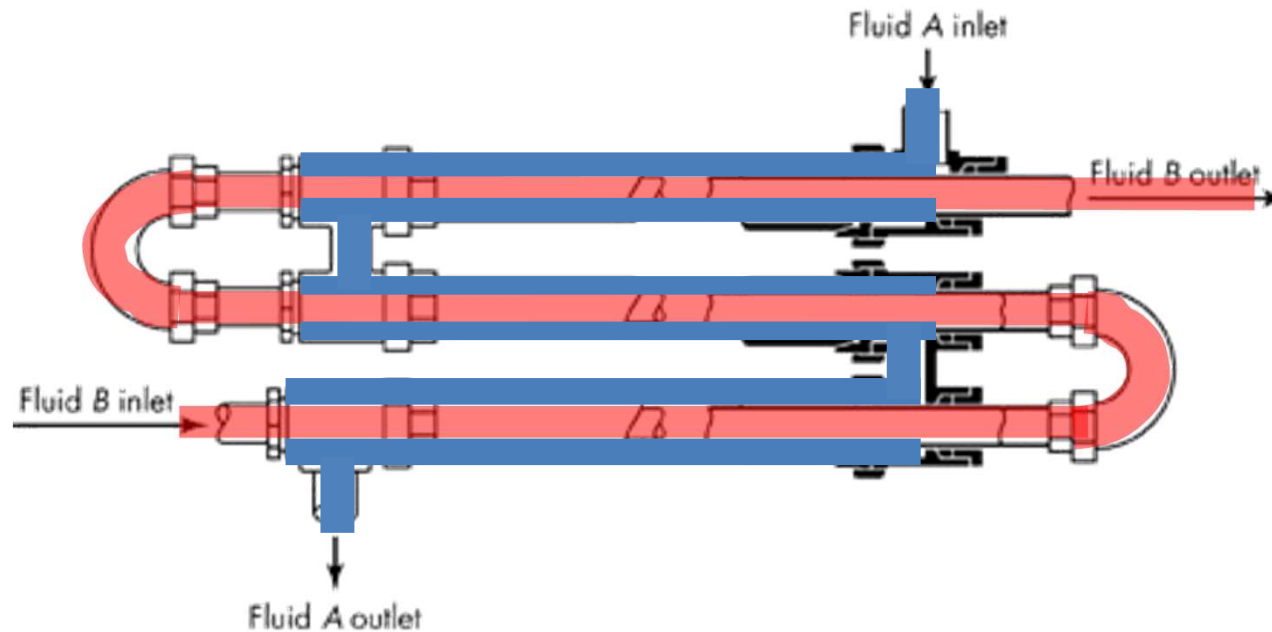


ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

- Εναλλάκτης Θερμότητας είναι μια συσκευή μέσα στην οποία θερμότητα μεταφέρεται από ένα **θερμό** ρέον ρευστό προς ένα **ψυχρό** ρέον ρευστό.
- Αν έχουμε αλλαγή φάσης τότε ο εναλλάκτης ονομάζεται (ανάλογα) συμπυκνωτής, αναβραστήρας (θυμηθείτε Φυσικές Διεργασίες I), εξατμιστήρας, κλπ.



ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ τύπου Διπλού Αυλού



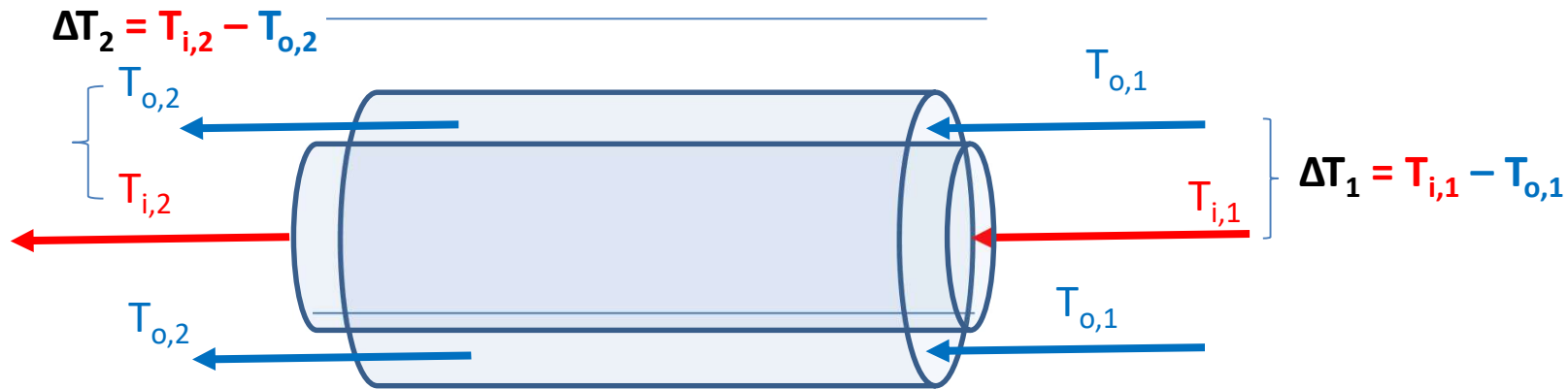
- Τυπικές διαστάσεις:
 - εσωτερικός σωλήνας 1¼ in
 - εξωτερικός σωλήνας 2½ in

- Για $A \lesssim 10 - 12 \text{ m}^2$

ΔT η οδηγούσα δύναμη

$$Q = \dot{m}_\theta c_{p\theta} (T_{\theta 1} - T_{\theta 2}) = \dot{m}_\psi c_{p\psi} (T_{\psi 1} - T_{\psi 2})$$

$$Q = A_o U_{\sigma\chi} (\Delta T)_{lm}$$



$$Q = A_o U_o (\Delta T)_{lm} = A_i U_i (\Delta T)_{lm}$$

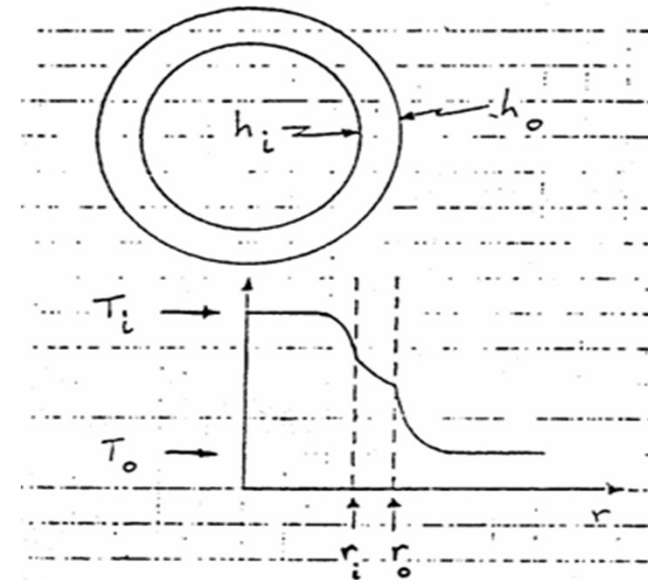
$$\Delta T_1 = T_{i,1} - T_{o,1}$$

$$\Delta T_2 = T_{i,2} - T_{o,2}$$

$$A_o = 2\pi r_o L$$

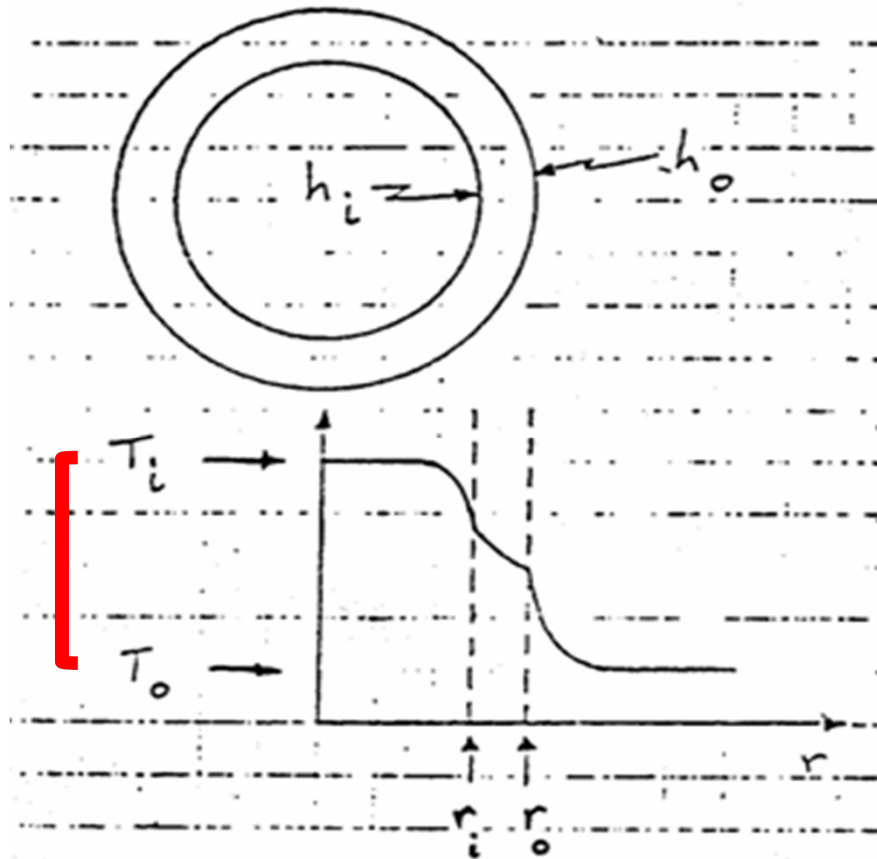
$$A_i = 2\pi r_i L$$

$$(\Delta T)_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$



ΟΛΙΚΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ, U

Τοίχωμα Αυλού



$$Q = A_o U_o \Delta T = A_i U_i \Delta T$$

$$\Delta T = T_i - T_o$$

$$A_o = 2\pi r_o L$$

$$U_o = \frac{1}{r_o} \left(\frac{1}{r_i h_i} + \frac{1}{k_\tau} \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{r_o h_o} \right)^{-1}$$

$$A_i = 2\pi r_i L$$

$$U_i = \frac{1}{r_i} \left(\frac{1}{r_i h_i} + \frac{1}{k_\tau} \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{r_o h_o} \right)^{-1}$$

Κατανομή θερμοκρασίας μέσα και έξω από τον αυλό. Περίπτωση όπου το θερμό ρεύμα ρέει στο εσωτερικό του αυλού.

ΟΛΙΚΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ, U

Μεταφορά θερμότητας με συναγωγή μέσα σε Αυλούς

i) Στρωτή Ροή, $Re_b < 2100$

Εξίσωση των Sieder and Tate (1936)

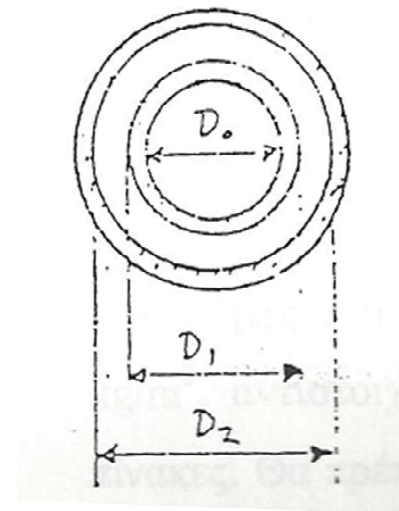
$$Nu_{lm} = \frac{h_{lm} D}{k_b} = 1.86 \left(Re_b Pr_b \frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} = 1.86 \left(\frac{4 \dot{m} c_p}{\pi k_b L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Έντονα τυρβώδης ροή, Sieder and Tate, 1936

Για $L/D > 10$, για $Re_b > 20000$

$$Nu_{lm} = \frac{h_{lm} D}{k_b} = 0.026 Re_b^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$D_e = 4 \frac{\frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_o^2)}{\pi d_o} = \frac{D_i^2 - d_o^2}{d_o}$$



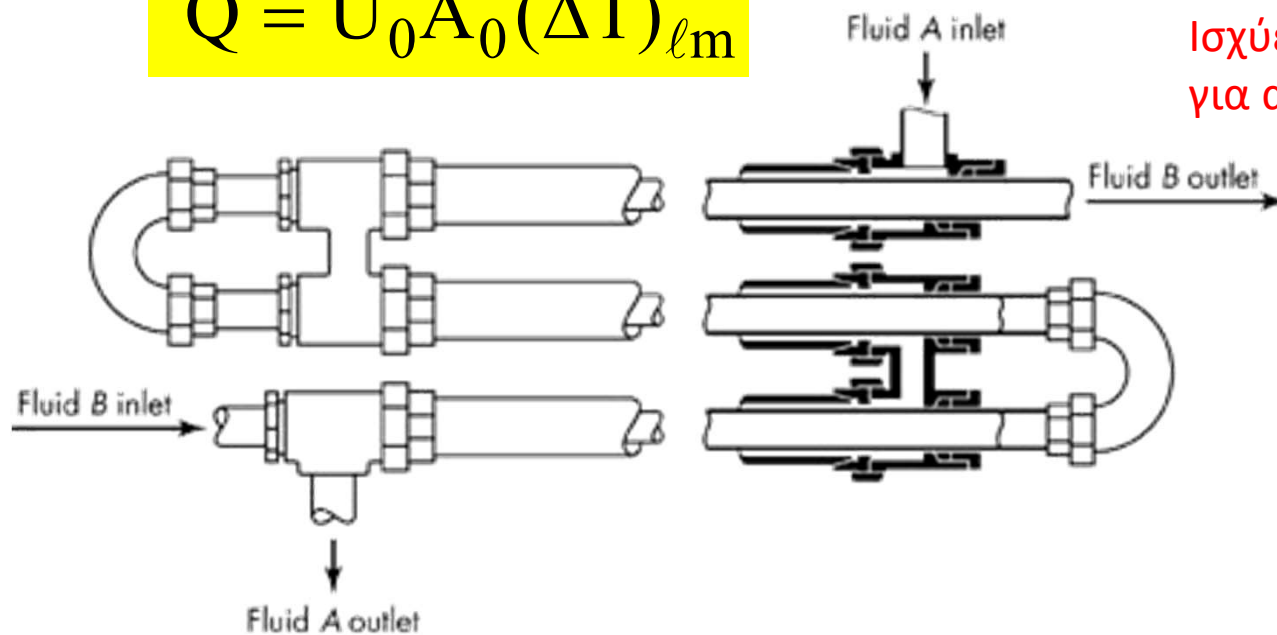
Εναλλάκτης Τύπου Διπλού Αυλού

Υπολογισμοί:

$$Q, \Delta T_1, \Delta T_2, (\Delta T)_{lm}, h_i, h_o, U_o, U_{σχ}, \Delta P$$

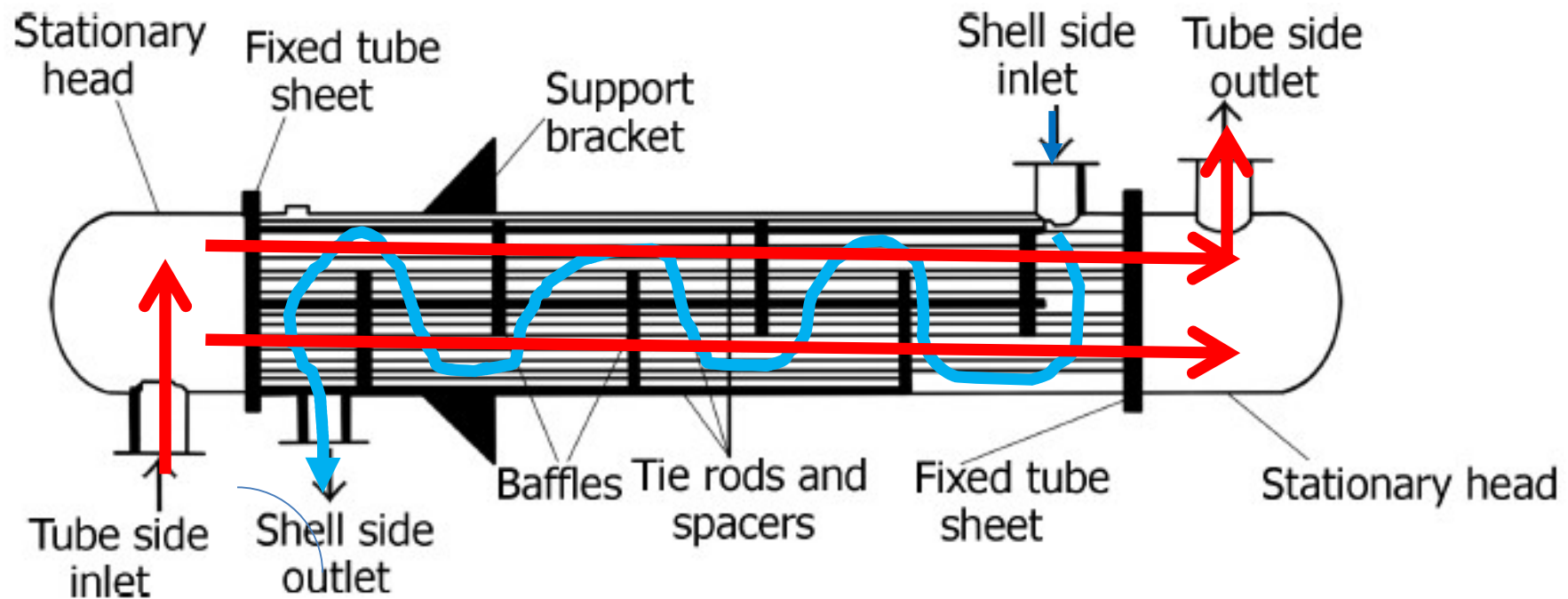
$$Q = \dot{m}_\theta c_{p\theta} (T_{\theta 1} - T_{\theta 2}) = \dot{m}_\psi c_{p\psi} (T_{\psi 1} - T_{\psi 2})$$

$$Q = U_0 A_0 (\Delta T)_{lm}$$



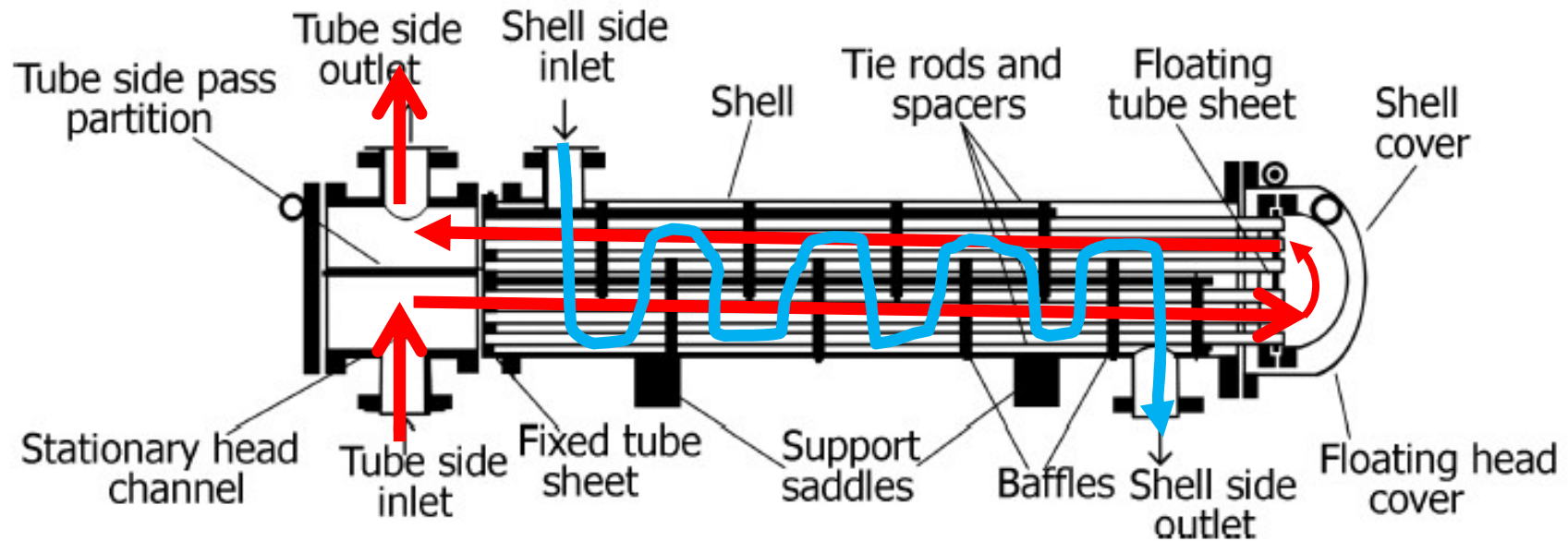
Ισχύει και για ομορρή και για αντιστροφή

ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΤΥΠΟΙ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ Εναλλάκτης Τύπου κελύφους αυλών



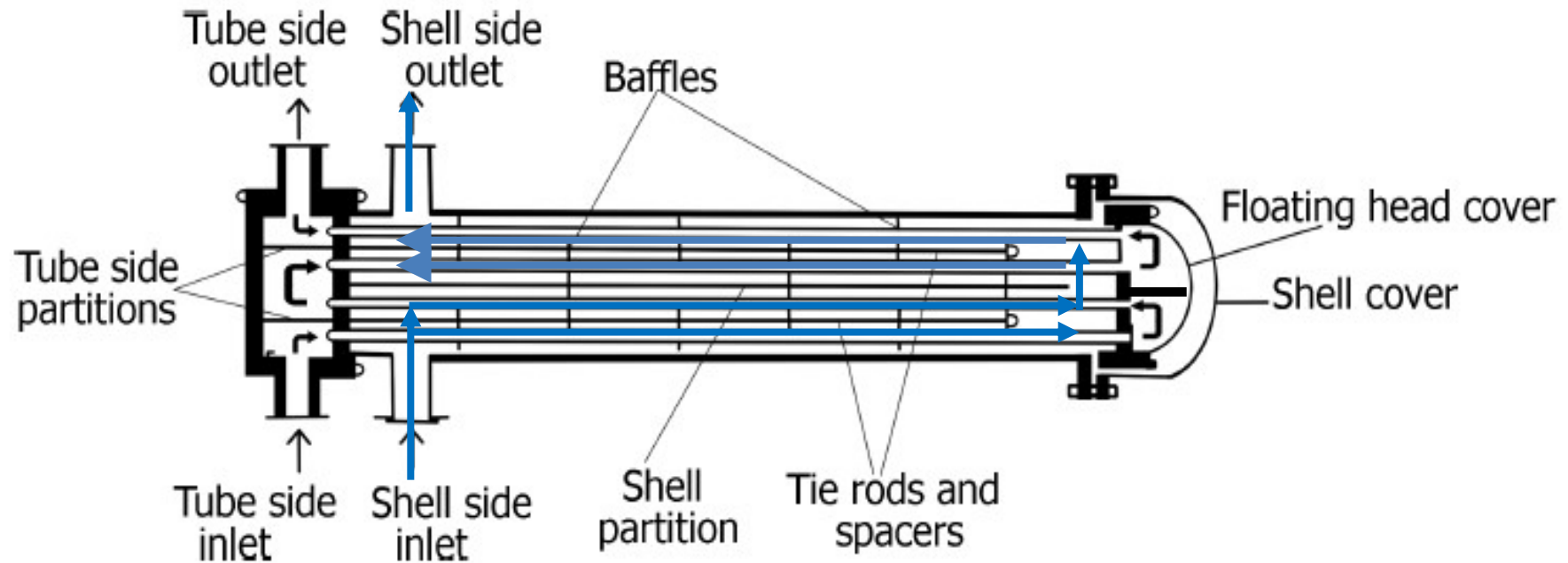
Εναλλάκτης τύπου κελύφους-αυλών με ολισθαίνον τοίχωμα στηρίξεως. **Διάταξη καθαρής αντιρροής**. Εχουμε ένα πέρασμα του ρεύματος μέσα από το κέλυφος και ένα πέρασμα του άλλου ρεύματος μέσα από τους αυλούς, γι' αυτό ο τύπος αυτός χαρακτηρίζεται ως **1-1**.

ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΤΥΠΟΙ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ Εναλλάκτης Τύπου κελύφους αυλών



Εναλλάκτης κελύφους-αυλών τύπου **1-2**. Ο τύπος αυτός λειτουργεί **εν μέρει κατ' αντιρροή και εν μέρει κατ' ομορροή**.

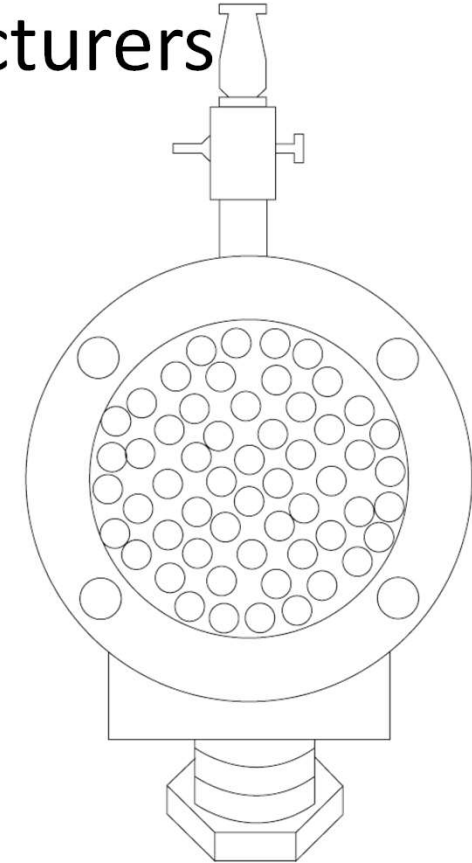
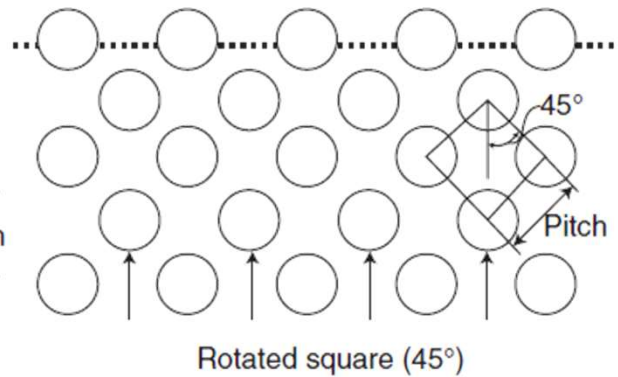
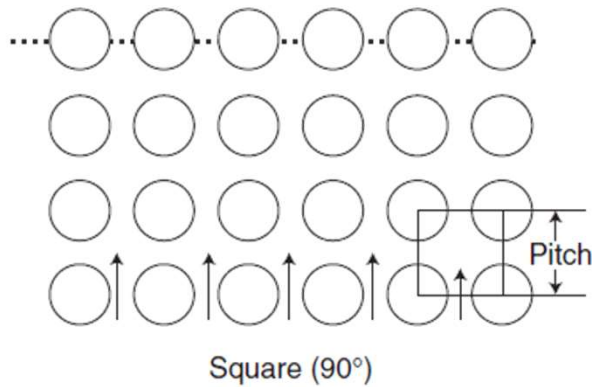
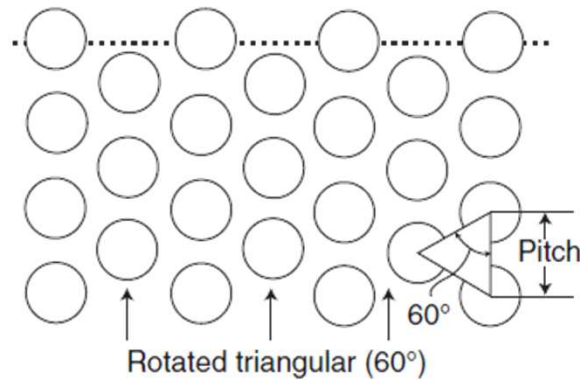
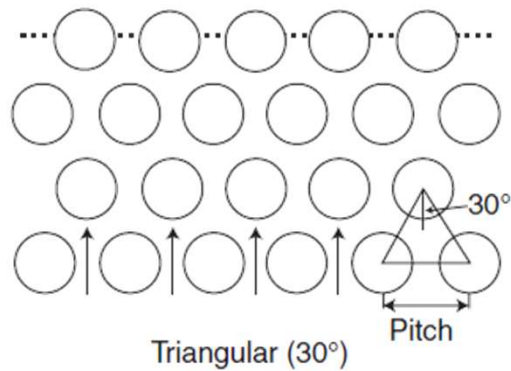
ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΤΥΠΟΙ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ Εναλλάκτης Τύπου κελύφους αυλών

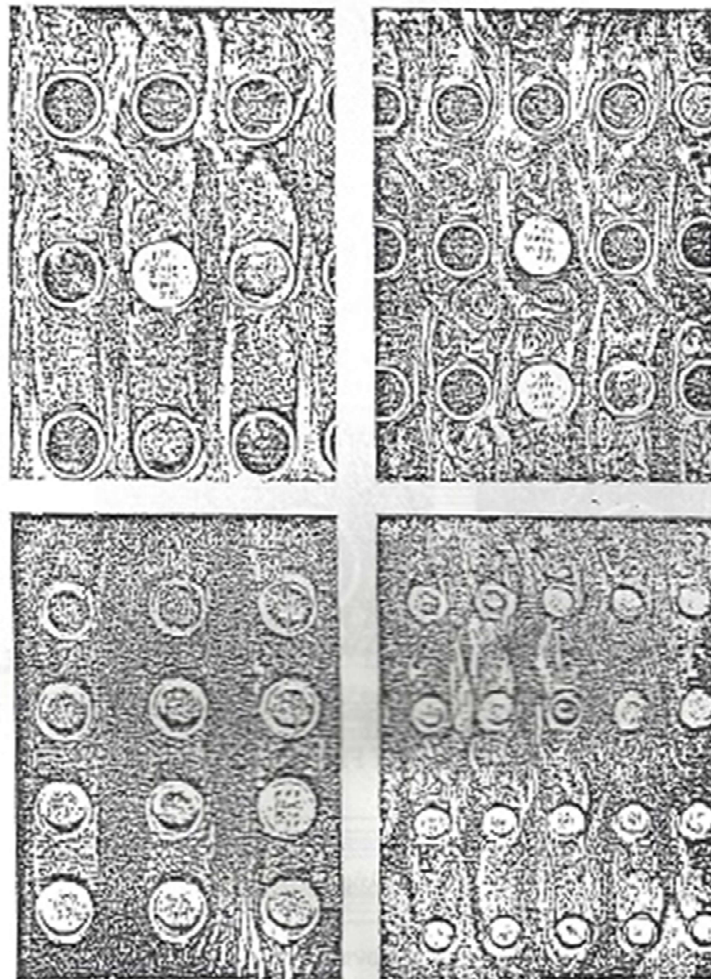


Εναλλάκτης κελύφους-αυλών τύπου **2-4** (δύο περάσματα στο κέλυφος, τέσσερα περάσματα στους αυλούς) με ολισθαίνον τοίχωμα στηρίξεως.

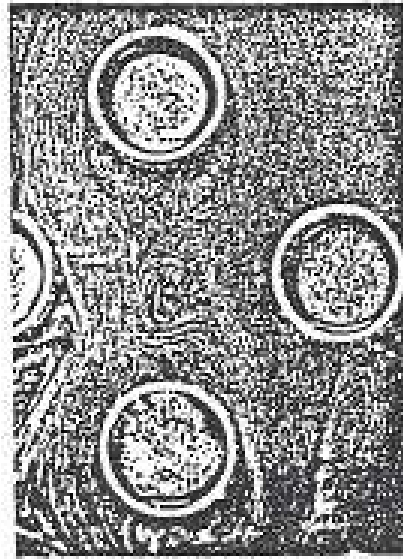
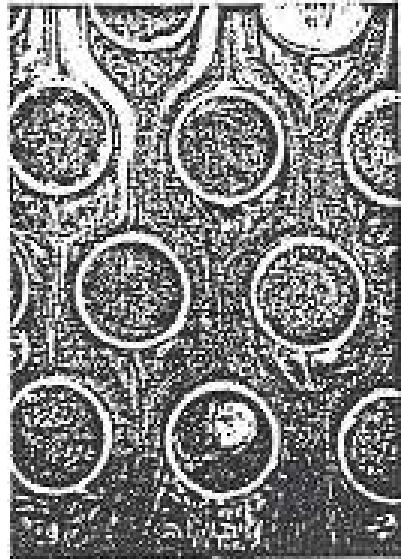
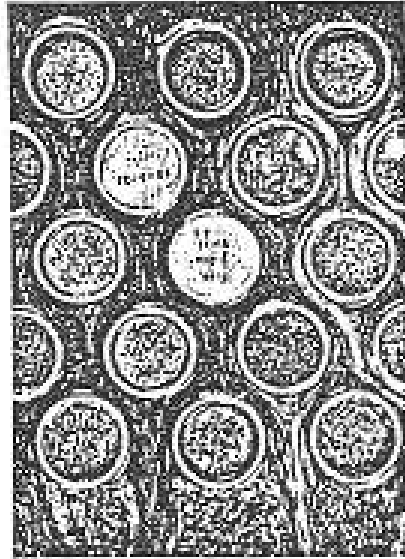
Εναλλάκτες Θερμότητας

- TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association)





Τροχιές ροής μεταξύ παραλλήλων σωλήνων με ορθογωνική διάταξη.
Πηγή: R.D. Wallis, “Photographic Study of Fluid Flow Between Banks of Tubes”, *Engineering*, **148** (1933).

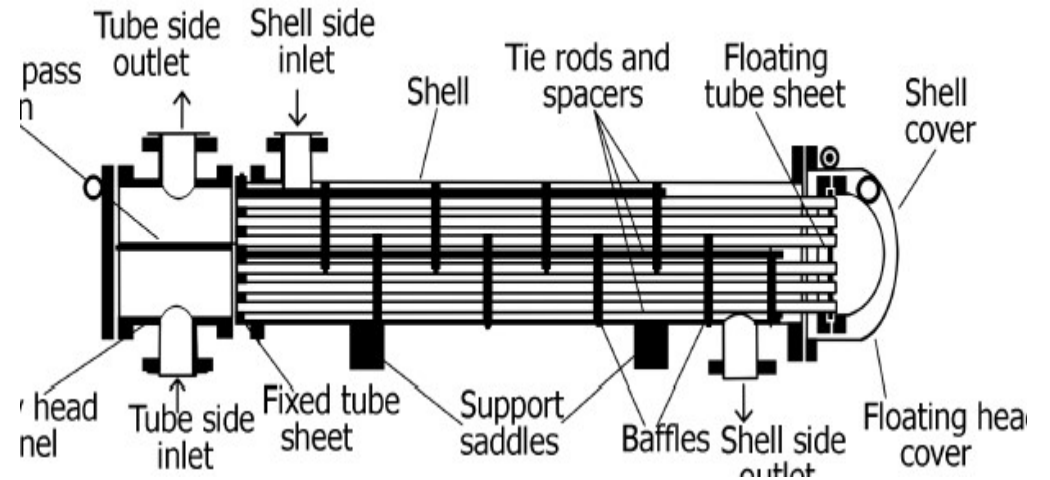
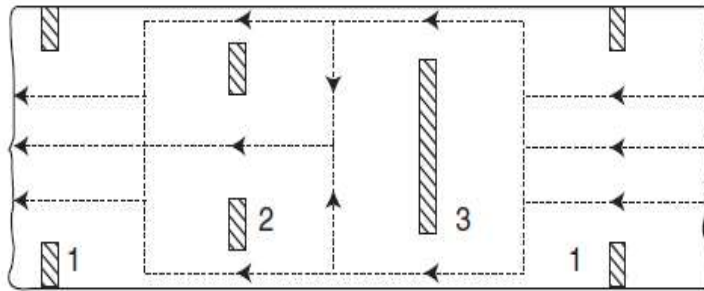
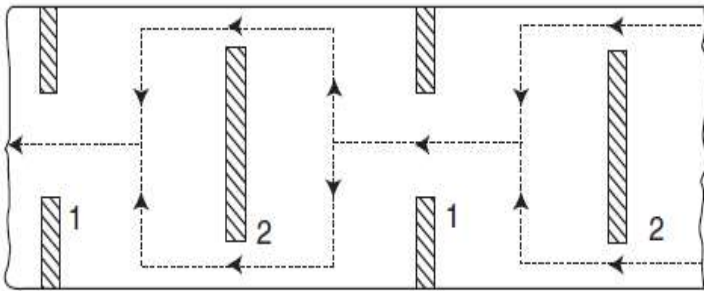
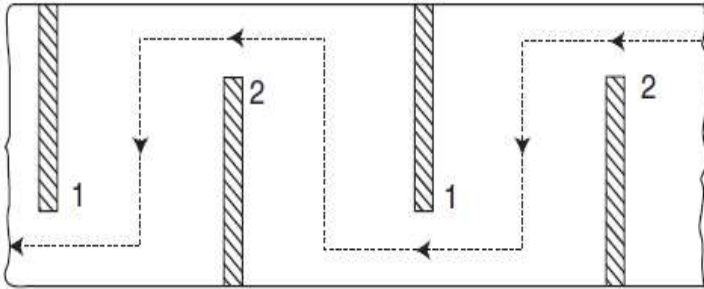


Οι σωλήνες εναλλακτών θερμότητας καλούνται επίσης και αυλοί ή σωλήνες συμπυκνωτών και είναι ειδικού τύπου. Προς τούτο δεν πρέπει να συγχέονται με τους κοινούς σωλήνες για μεταφορά υγρών. Ένα χαρακτηριστικό των αυλών εναλλακτών είναι ότι η ονομαστική εξωτερική τους διάμετρος είναι με μεγάλη ακρίβεια ίση με την πραγματική εξωτερική τους διάμετρο.

Οι σωλήνες αυτοί κατασκευάζονται από διάφορα μέταλλα, όπως: χάλυβες, χαλκός, ορείχαλκος, 70-30 χαλκός-νικέλιο, αλουμίνιο, κράμματα αλουμινίου κλπ. Το πάχος του τοιχώματος καθορίζεται από τον αριθμό **BWG (Birmingham wire gage)** του σωλήνα ή ανάλογους αριθμούς. Τα κυριότερα μεγέθη σωλήνων που απαντούν στην πράξη δίνονται στον Πίνακα 4.3. **Οι σωλήνες με εξωτερική διάμετρο $\frac{3}{4}$ in και 1 in είναι οι πιο συνηθισμένοι στην κατασκευή εναλλακτών.**

| Διάμετρος Σωλήνα OD, in | BWG | Πάχος τοίχου in | ID, in | Επιφάνεια Διατομής in ² | Επιφάνεια ανά 1 ft μήκους ft ² | | Βάρος ανά 1 ft μήκους για χάλυβα lb |
|----------------------------|-------|--------------------|--------|---------------------------------------|---|-----------|---|
| | | | | | Εξωτερική | Εσωτερική | |
| 1/2 | 12 | 0.109 | 0.282 | 0.0625 | 0.1309 | 0.0748 | 0.493 |
| | 14 | 0.083 | 0.334 | 0.0876 | | 0.0874 | 0.403 |
| | 16 | 0.065 | 0.370 | 0.1076 | | 0.0969 | 0.329 |
| | 18 | 0.049 | 0.402 | 0.127 | | 0.1052 | 0.258 |
| | 20 | 0.035 | 0.430 | 0.145 | | 0.1125 | 0.190 |
| 3/4 | 10 | 0.134 | 0.482 | 0.182 | 0.1963 | 0.1263 | 0.965 |
| | 11 | 0.120 | 0.510 | 0.204 | | 0.1335 | 0.884 |
| | 12 | 0.109 | 0.532 | 0.223 | | 0.1393 | 0.817 |
| | 13 | 0.095 | 0.560 | 0.247 | | 0.1466 | 0.727 |
| | 14 | 0.083 | 0.584 | 0.268 | | 0.1529 | 0.647 |
| | 15 | 0.072 | 0.606 | 0.289 | | 0.1587 | 0.571 |
| | 16 | 0.065 | 0.620 | 0.302 | | 0.1623 | 0.520 |
| | 17 | 0.058 | 0.634 | 0.314 | | 0.1660 | 0.469 |
| | 18 | 0.049 | 0.652 | 0.334 | | 0.1707 | 0.401 |
| 1 | 8 | 0.165 | 0.670 | 0.355 | 0.2618 | 0.1754 | 1.61 |
| | 9 | 0.148 | 0.704 | 0.389 | | 0.1843 | 1.47 |
| | 10 | 0.134 | 0.732 | 0.421 | | 0.1916 | 1.36 |
| | 11 | 0.120 | 0.760 | 0.455 | | 0.1990 | 1.23 |
| | 12 | 0.109 | 0.782 | 0.479 | | 0.2048 | 1.14 |
| | 13 | 0.095 | 0.810 | 0.515 | | 0.2121 | 1.00 |
| | 14 | 0.083 | 0.834 | 0.546 | | 0.2183 | 0.890 |
| | 15 | 0.072 | 0.856 | 0.576 | | 0.2241 | 0.781 |
| | 16 | 0.065 | 0.870 | 0.594 | | 0.2277 | 0.710 |
| | 17 | 0.058 | 0.884 | 0.613 | | 0.2314 | 0.639 |
| 18 | 0.049 | 0.902 | 0.639 | 0.2361 | 0.545 | | |
| 1 ¼ | 8 | 0.165 | 0.920 | 0.665 | 0.3271 | 0.2409 | 2.09 |
| | 9 | 0.148 | 0.954 | 0.714 | | 0.2498 | 1.91 |
| | 10 | 0.134 | 0.982 | 0.757 | | 0.2572 | 1.75 ¹⁶ |
| | 11 | 0.120 | 1.01 | 0.800 | | 0.2644 | 1.58 |
| | 12 | 0.109 | 1.03 | 0.836 | | 0.2701 | 1.45 |
| | | | | | | | |

Εναλλάκτες Θερμότητας Τοποθέτηση ανακλαστήρων



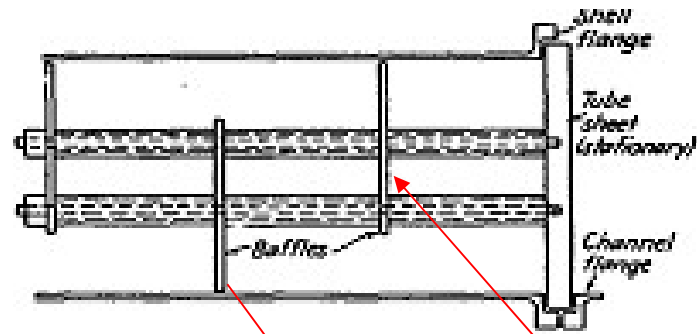


FIG. 7.5. Baffle spacer detail (enlarged).

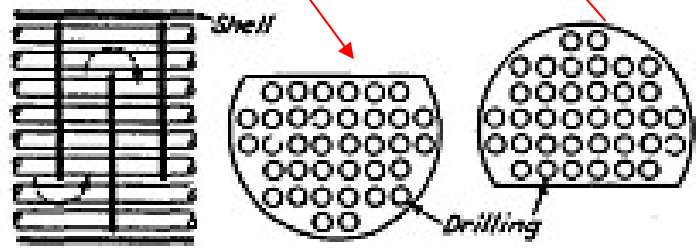
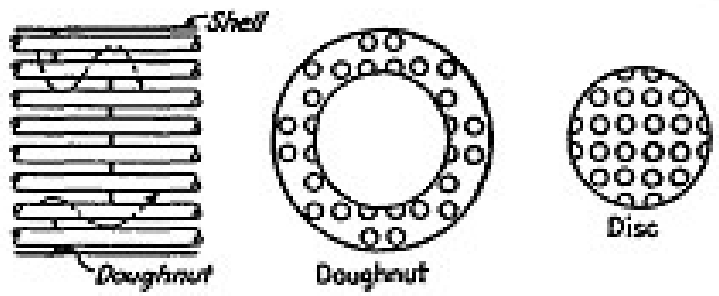
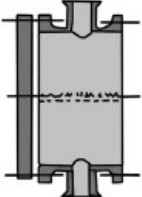

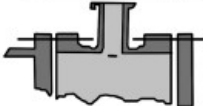
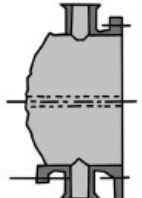
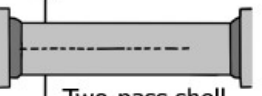

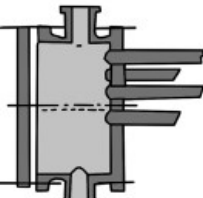
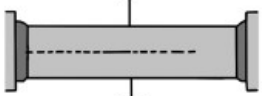

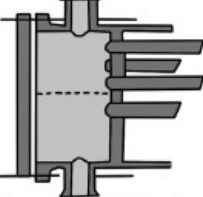

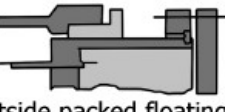
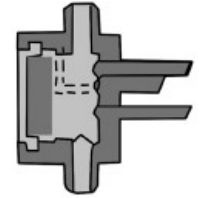
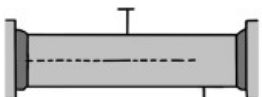
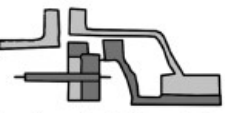
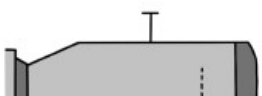
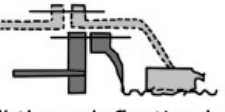
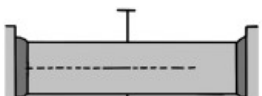




FIG. 7.6. Segmental baffle detail.

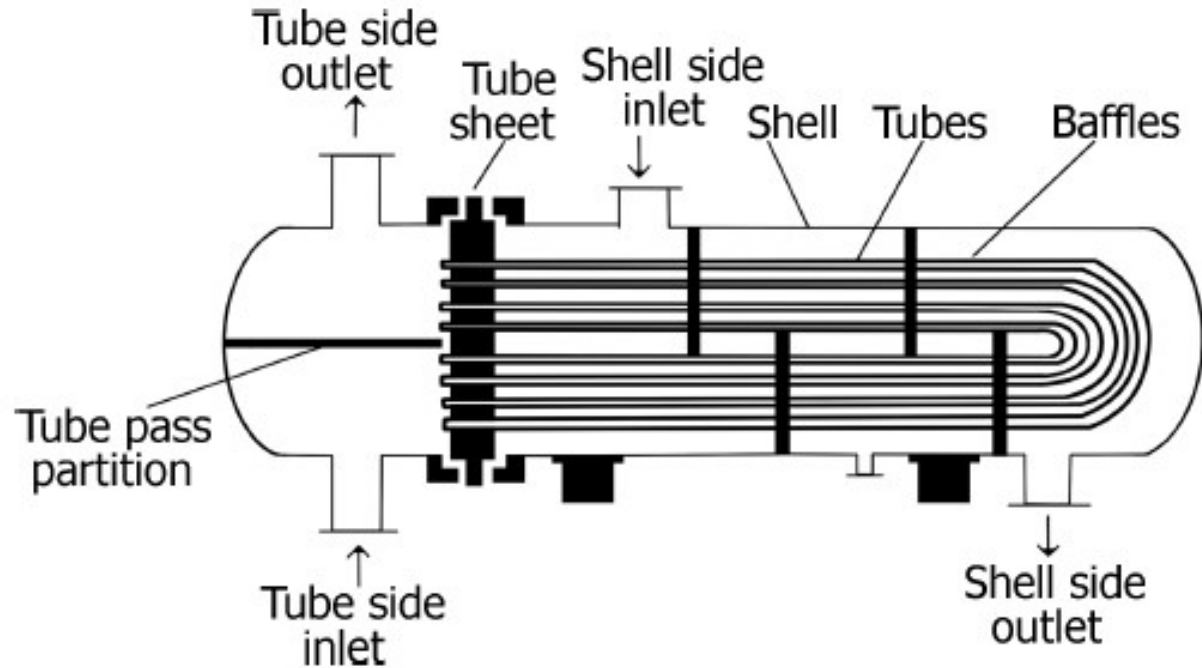


Τυπική διάταξη σωλήνων και χωρισμάτων. Τα χωρίσματα που απεικονίζονται έχουν «κόψιμο 25%», δηλαδή τους λείπει 25% του ύψους για να είναι κυκλικά

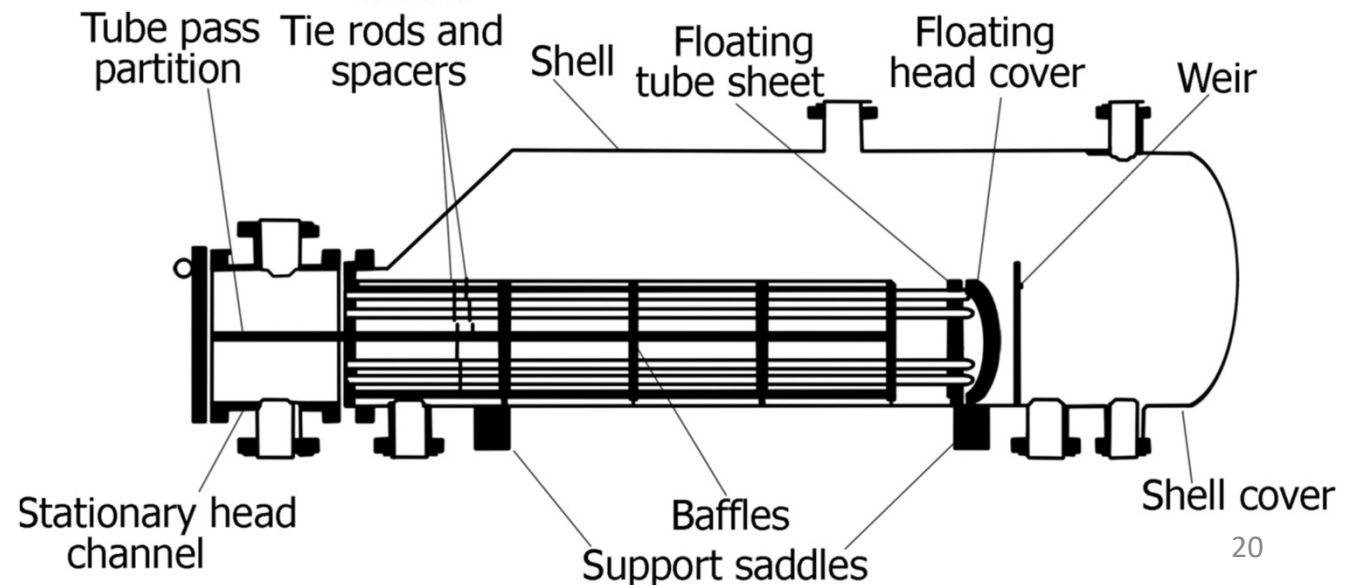
| Stationery head types | Shell types | Rear head types |
|---|--|---|
| <p>A</p>  <p>Removable channel and cover</p> | <p>E</p>  <p>One-pass shell</p> | <p>L</p>  <p>Fixed tube sheet like "A" stationery head</p> |
| <p>B</p>  <p>Bonnet (integral cover)</p> | <p>F</p>  <p>Two-pass shell with longitudinal baffle</p> | <p>M</p>  <p>Fixed tube sheet like "B" stationery head</p> |
| <p>C</p>  <p>Integral with tube sheet removable cover</p> | <p>G</p>  <p>Split flow</p> | <p>N</p>  <p>Fixed tube sheet like "C" stationery head</p> |
| <p>N</p>  <p>Channel integral with tube sheet and removable cover</p> | <p>H</p>  <p>Double split flow</p> | <p>P</p>  <p>Outside packed floating head</p> |
| <p>D</p>  <p>Special high-pressure closers</p> | <p>J</p>  <p>Divided flow</p> | <p>S</p>  <p>Floating head with backing device</p> |
| | <p>K</p>  <p>Kettle-type reboiler</p> | <p>T</p>  <p>Pull-through floating head</p> |
| | <p>X</p>  <p>Cross flow</p> | <p>U</p>  <p>U-tube bundle</p> |
| | | <p>W</p>  <p>Externally sealed floating tube sheet</p> |

Εναλλάκτες πολλαπλών διαδρομών

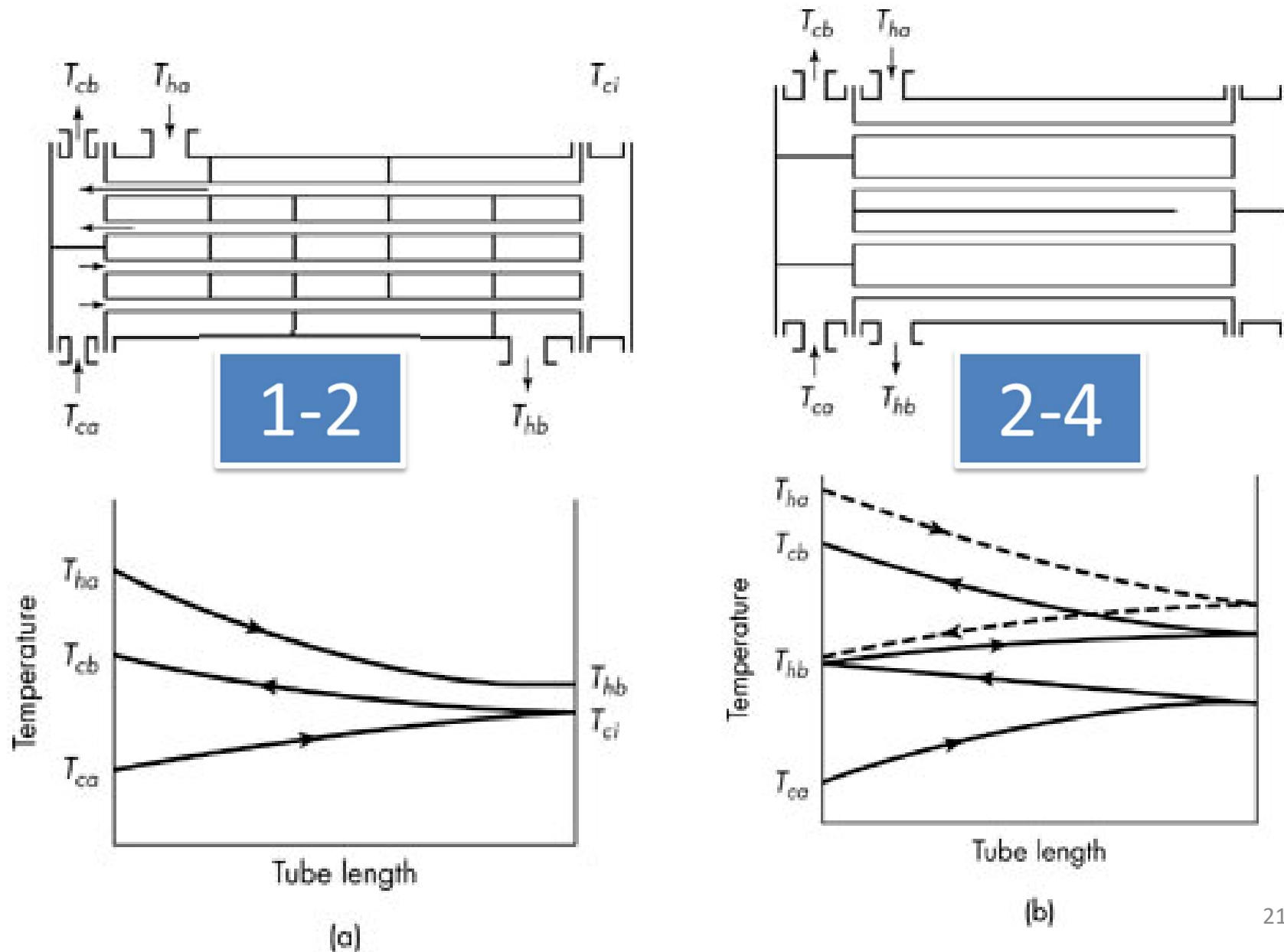
U-bundle



T- reboiler



Εναλλάκτες πολλαπλών διαδρομών



Διόρθωση της $(\Delta T)_{lm}$

- Η ΔT για την κάθε διαδρομή δεν είναι γραμμική συνάρτηση της θερμοότητας. Γι' αυτό χρησιμοποιείται ο παράγοντας διόρθωσης F_G

$$F_G = \frac{\sqrt{Z^2 + 1} \ln \left(\frac{1 - \eta_H}{1 - Z\eta_H} \right)}{(Z - 1) \ln \left(\frac{2 - \eta_H(Z + 1 - \sqrt{Z^2 + 1})}{2 - \eta_H(Z + 1 + \sqrt{Z^2 + 1})} \right)} \quad \text{όπου}$$

$$Z = \frac{T_{ha} - T_{hb}}{T_{cb} - T_{ca}}$$

$$\eta_H = \frac{T_{cb} - T_{ca}}{T_{ha} - T_{ca}}$$

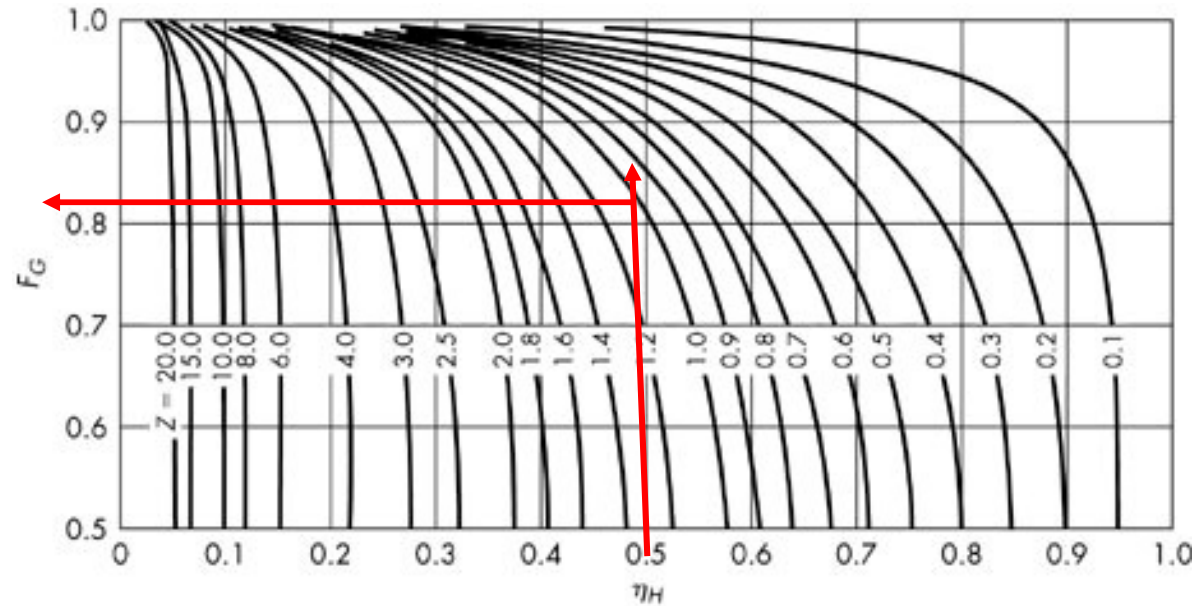
- $Z = \frac{\text{πτώση θερμοκρασίας θερμού ρευστού}}{\text{αύξηση θερμοκρασίας ψυχρού ρευστού}} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$

- $\eta_H = \text{θερμική αποτελεσματικότητα} = \frac{\text{αύξηση θερμοκρασίας ψυχρού ρευστού}}{\text{μέγιστη δυνατή αύξηση θερμοκρασίας}}$

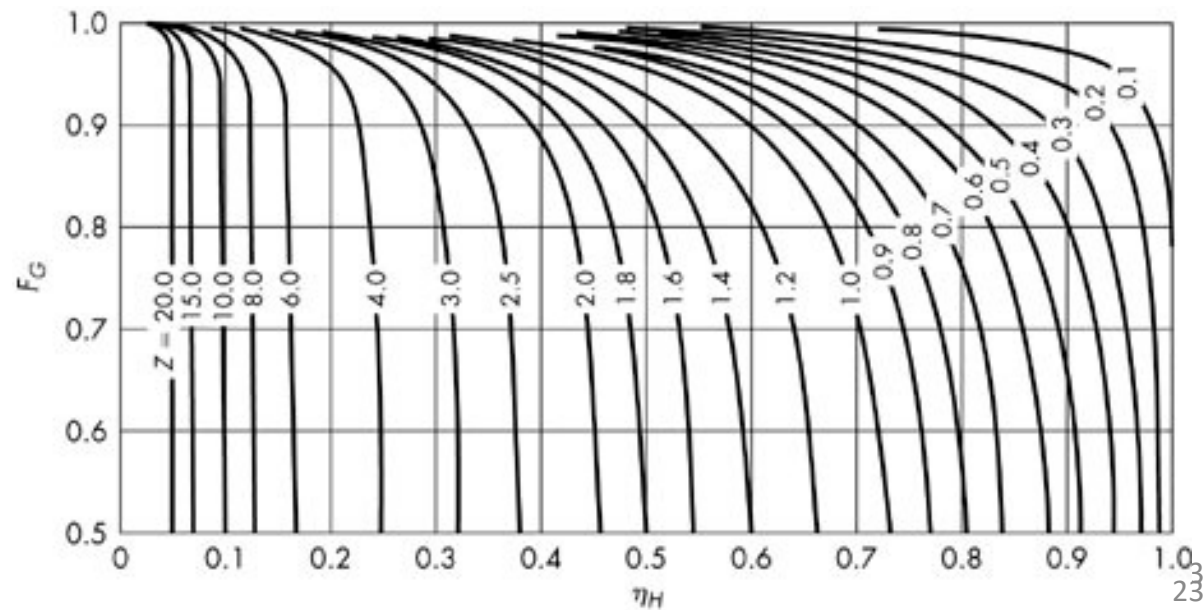
$$(\Delta T)_\phi = F_G (\Delta T)_{lm} \quad 0 < F_G < 1 \quad = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

Διόρθωση της LMTD

1-2



2-4



ΟΛΙΚΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ , U

Συντελεστή Ρυπάνσεως

Αποθέματα στις επιφάνειες ενός εναλλάκτη δημιουργούν μια πρόσθετη **θερμική** αντίσταση και έτσι **μειώνουν** τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Αυτό πρέπει να προβλέπεται στο σχεδιασμό

$$\frac{1}{U_{\sigma\chi}} = \frac{1}{U} + R_{\rho,\epsilon\sigma} + R_{\rho,\epsilon\xi} \quad U_{\sigma\chi} = \frac{U}{1 + R_{\rho} U}$$

U = ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας

$U_{\sigma\chi}$ = διορθωμένη τιμή του U, για σχεδιασμό

$R_{\rho,\epsilon\sigma}$ = συντελεστής ρυπάνσεως εσωτερικής επιφάνειας

$R_{\rho,\epsilon\xi}$ = συντελεστής ρυπάνσεως εξωτερικής επιφάνειας

$$R_{\rho} = R_{\rho,\epsilon\sigma} + R_{\rho,\epsilon\xi}$$

Πίνακας 4.1. Συντελεστές Ρυπάνσεως (σε m² K/W)#

ΥΓΡΑ

| | |
|---|---------------|
| Νερό (απεσταγμένο) | 0.0001 |
| Νερό (λιμνήσιο, πηγαδίσιο, βρύσης) | 0.0002-0.0004 |
| Νερό (ποταμίσιο) | 0.0005-0.0007 |
| Οργανικά υγρά (καθαρά) | 0.0002 |
| Υγρά θερμάνσεως και ψύξεως | 0.0002 |
| Λιπαντικά έλαια (καθαρά) | 0.0002 |
| Έλαια μετασχηματιστών | 0.0002 |
| Ελαιόλαδο, σπορέλαιο κλπ. | 0.0005 |
| Προϊόντα πυθμένα από απόσταξη πετρελαίου 25°API και πάνω | 0.0004 |
| Προϊόντα πυθμένα από απόσταξη πετρελαίου, 25°API και κάτω | 0.0009 |

Πίνακας 4.1. Συντελεστές Ρυπάνσεως (σε m² K/W)[#]

ΑΕΡΙΑ

| | |
|-------------------------------------|-------------------|
| Αέρας | 0.0004 |
| Ατμός (χωρίς ίχνη ελαίου) | 0.0 |
| Ατμός (με ίχνη ελαίου) | 0.0002 |
| Ατμοί αλκοόλης | 0.0 |
| Οργανικοί ατμοί | 0.0001 |
| Αέρια προϊόντα αποστάξεως (~1 atm) | 0.0002- 0.0005 |
| Καυσαέρια μηχανών Diesel | 0.0020 |
| Αέρια από καύση ή μετατροπή άνθρακα | 0.00 20 |

ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ, h

Υπολογισμός του Εξωτερικού Συντελεστή

Μεταφοράς Θερμότητας (μέσα στο κέλυφος)

Ενας επιτυχής συσχετισμός για τυρβώδη ροή, με αριθμό Reynolds από 2000 μέχρι 1000000, χωρίς αλλαγή φάσεως (δηλ. χωρίς συμπύκνωση), για χωρίσματα με κόψιμο 25% είναι ο ακόλουθος (KERN, 1950):

$$\frac{h_0 D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_k}{\mu_b} \right)^{0.55} \left(\frac{c_{p,k} \mu_b}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Όπου h_0 ο εξωτερικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας

| | |
|-----------|---|
| D_e | ισοδύναμη διάμετρος (βλ. κατωτέρω) |
| G_k | μαζική ταχύτητα (βλ. κατωτέρω) |
| k | συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του εξωτερικού ρευστού |
| $c_{p,k}$ | ειδική θερμοχωρητικότητα του εξωτερικού ρευστού |
| μ_b | δυναμικό ιξώδες του εξωτερικού ρευστού στη θερμοκρασία μίξεως |
| μ_w | δυναμικό ιξώδες του εξωτερικού ρευστού στη θερμοκρασία του τοιχώματος |

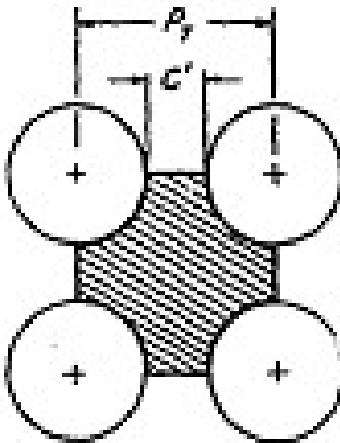
ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ, h

Υπολογισμός του Εξωτερικού Συντελεστή

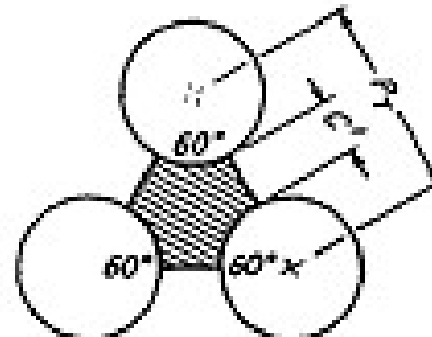
Μεταφοράς Θερμότητας

Η ισοδύναμη διάμετρος ορίζεται, εδώ, ως εξής:

$$D_e = 4 \frac{\text{επιφάνεια εγκάρσιας διατομής}}{\text{βρεχόμενη περίμετρος}}$$

$$D_e = \frac{(4B_\sigma^2 - \pi d_0^2)}{\pi d_0}$$


(a)–Square pitch.



(b)–Triangular pitch.

$$D_e = \frac{(2\sqrt{3}B_\sigma^2 - \pi d_0^2)}{\pi d_0}$$

Υπολογισμός ισοδύναμης διαμέτρου. B_σ είναι το βήμα και C είναι το διάστημα. Οι σκιασμένες επιφάνειες είναι οι στοιχειώδεις εγκάρσιες διατομές. d_0 είναι η εξωτερική διάμετρος του σωλήνα.

ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ, **h**

Υπολογισμός του Εξωτερικού Συντελεστή Μεταφοράς Θερμότητας

Η μαζική ταχύτητα ορίζεται, εδώ, ως εξής $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$:

$$G_k = \dot{m}_k / A_k = (\rho v)$$

Όπου \dot{m}_k είναι η μαζική παροχή του εξωτερικού ρευστού και A_k =επιφάνεια εγκάρσιας ροής μέσω της δεσμίδας των σωλήνων.

Εδώ, η A_k δίνεται από τη σχέση

$$A_k = \frac{D_k C B_\chi}{B_\sigma} = \frac{D_k (B_\sigma - d_0) B_\chi}{B_\sigma}$$

όπου: D_k =εσωτερική
διάμετρος του κελύφους
 C =διάστημα μεταξύ
σωλήνων
 B_χ = βήμα χωρισμάτων
 B_σ = βήμα σωλήνων

ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ, **h**

Υπολογισμός του Εξωτερικού Συντελεστή Μεταφοράς Θερμότητας

$$\frac{h_0 D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_{\kappa}}{\mu_b} \right)^{0.55} \left(\frac{c_{p,\kappa} \mu_b}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

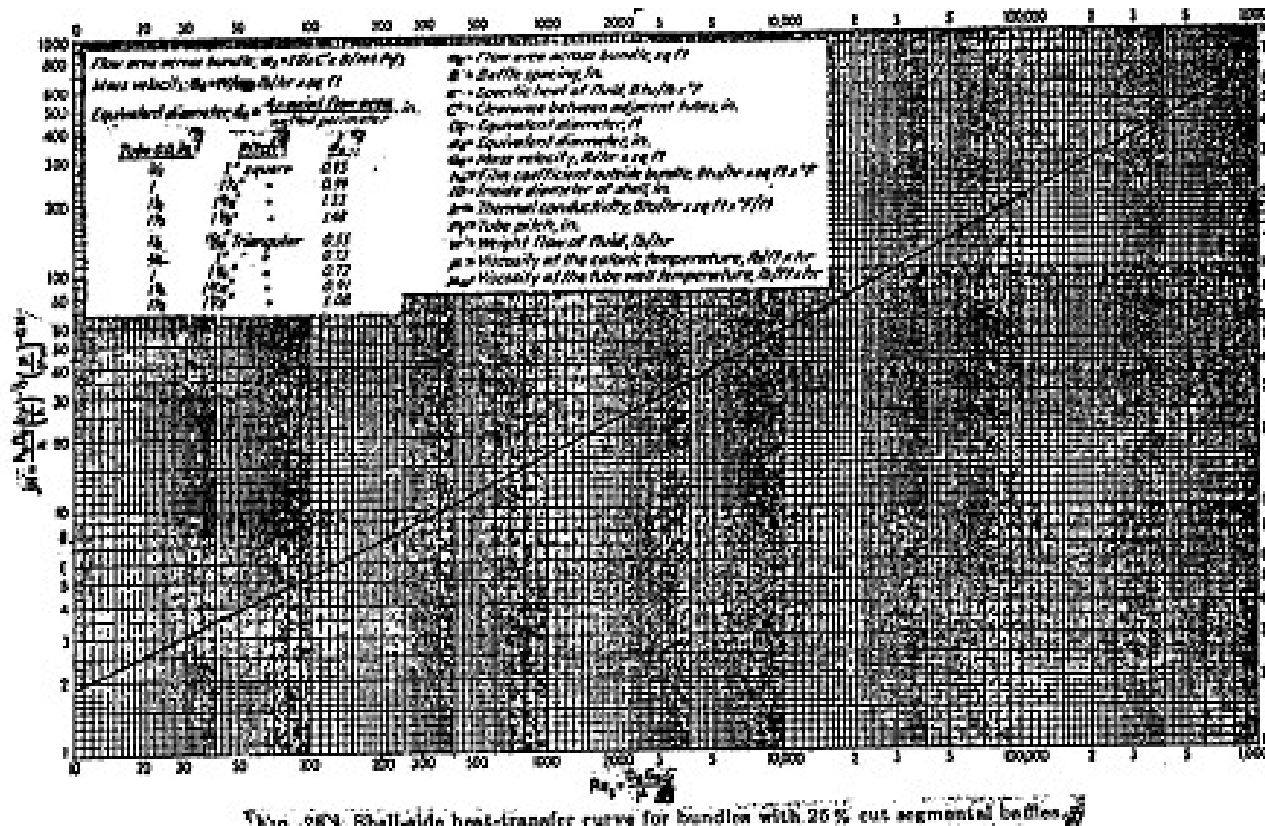
$$j_H = 0.36 Re_{\kappa}^{0.55} \quad j_H \equiv \left(\frac{h_0 D_e}{k} \right) \left(\frac{c_p \mu_b}{k} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0.14}$$

$$Re_{\kappa} \equiv \frac{D_e G_{\kappa}}{\mu_b}$$

Μια ευρύτερη σχέση μεταξύ j_H και Re_{κ} (για $10 \leq Re_{\kappa} \leq 10^6$) δίνεται στο Σχήμα 4.36 των σημειώσεων σας. Η ροή είναι τυρβώδης ακόμη και για $Re_{\kappa} \sim 10$ λόγω της δαιδαλώδους δομής της δέσμης των σωλήνων.

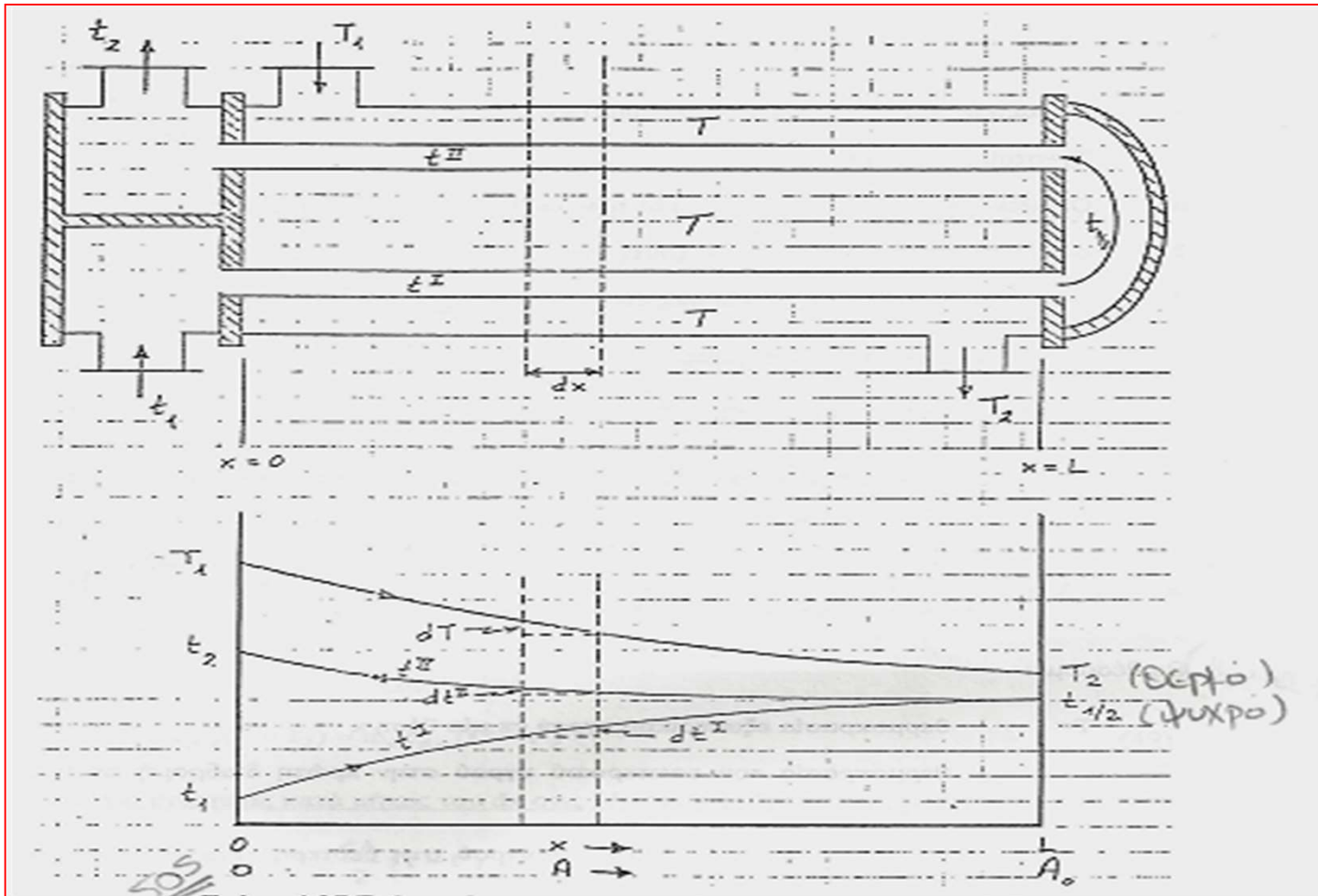
ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ, h

Υπολογισμός του Εξωτερικού Συντελεστή Μεταφοράς Θερμότητας



Εξάρτηση του συντελεστή j_H από τον αριθμό Re_k για χωρίσματα με κόψιμο 25%.
 (Πηγή: Kern)

Η Φαινόμενη Διαφορά Θερμοκρασίας $(\Delta T)_\phi$ σ' ένα Εναλλάκτη Τύπου 1-2



Σχέσεις θερμοκρασιών σ' ένα εναλλάκτη τύπου 1-2

Η Φαινόμενη Διαφορά Θερμοκρασίας $(\Delta T)_\phi$ σ' ένα
Εναλλάκτη Τύπου 1-2

$$Q = U_{\sigma\chi} A_0 (\Delta T)_\phi$$

$$A_0 = N_\sigma \ell_\sigma \pi d_0$$

$$Q = U_0 A_0 (\Delta T)_{\ell m} F_T$$

όπου $(\Delta T)_{\ell m}$ είναι η λογαριθμική μέση διαφορά θερμοκρασία και F_T ορίζεται ως

$$F_T = \frac{(\Delta T)_\phi}{(\Delta T)_{\ell m}} = \text{συντελεστής διαφοράς θερμοκρασίας}$$

Έτσι, το πρόβλημα ανάγεται στον προσδιορισμό του F_T

Η Φαινομένη Διαφορά Θερμοκρασίας $(\Delta T)_\phi$ σ' ένα Εναλλάκτη Τύπου 1-2

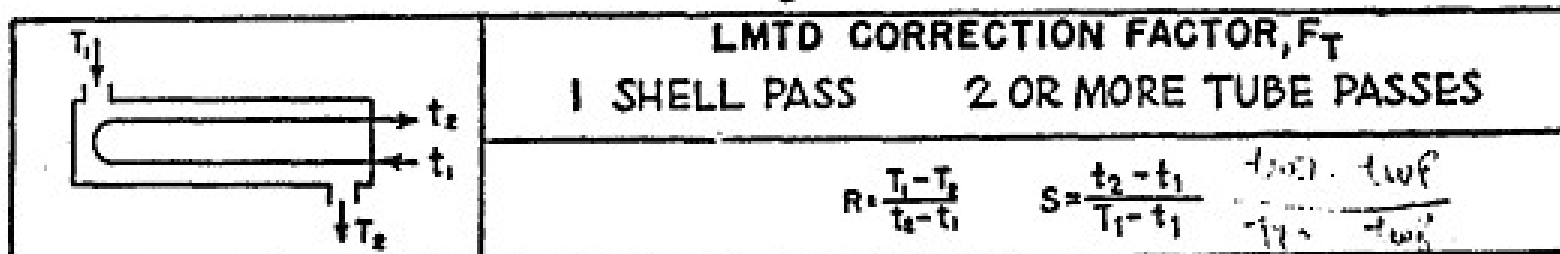
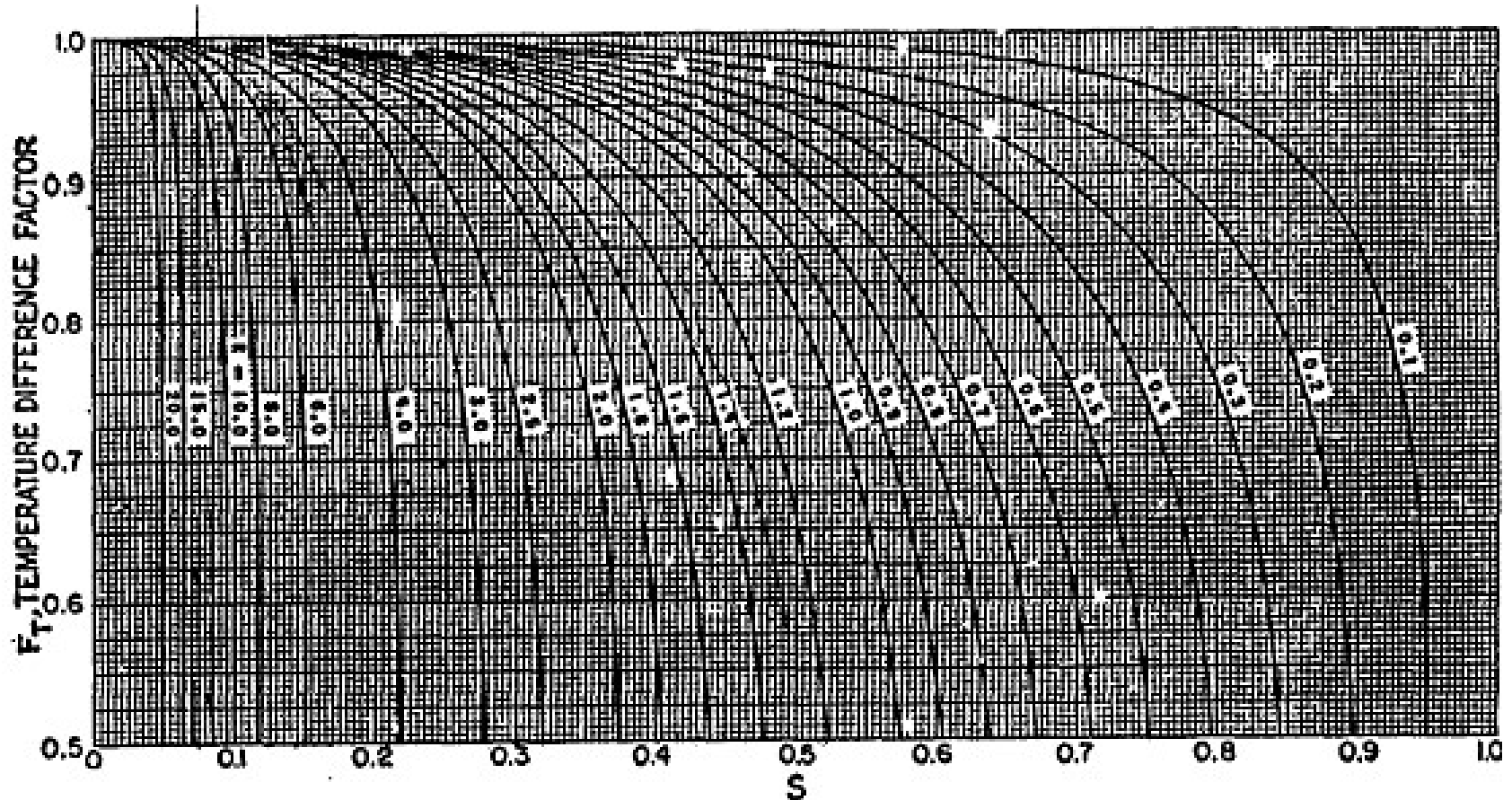
$$(\Delta T)_{\ell m} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} : \text{Σαν να είχαμε καθαρή αντιρροή}$$

$$F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \frac{(1-S)}{(1-RS)}}{(R-1) \ln \frac{2 - S(R+1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R+1 + \sqrt{R^2 + 1})}}$$

$$(\Delta T)_\phi = \frac{(t_2 - t_1) \sqrt{R^2 + 1}}{\ln \frac{2 - S(R+1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R+1 + \sqrt{R^2 + 1})}}$$

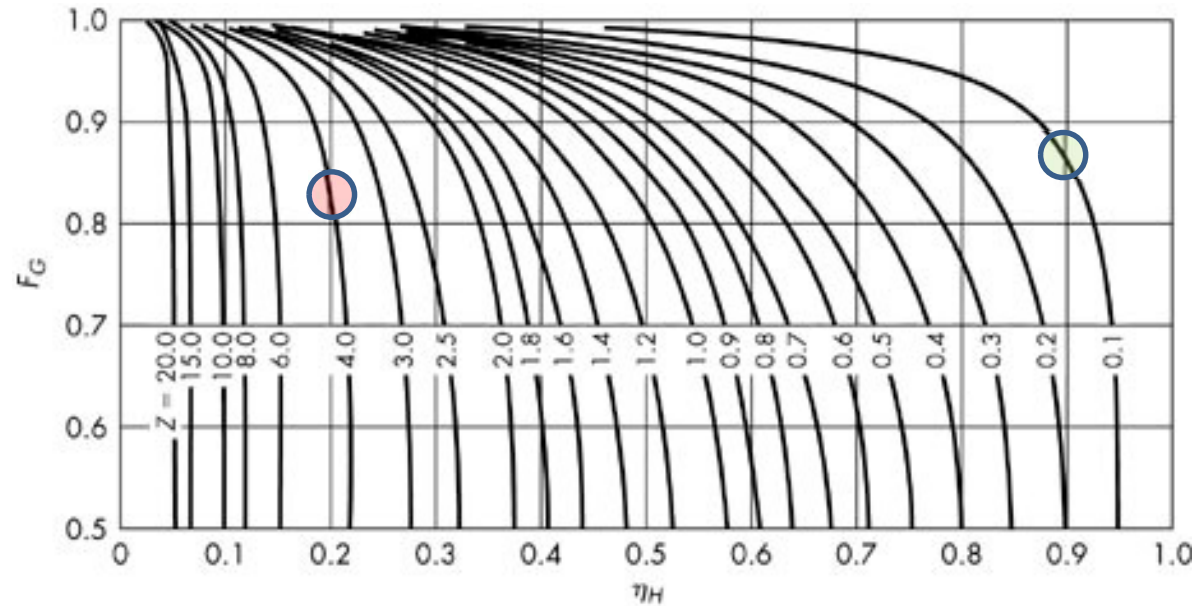
$$Q = U_0 A_0 (\Delta T)_{\ell m} F_T$$

Η Φαινομένη Διαφορά Θερμοκρασίας $(\Delta T)_\phi$ σ' ένα Εναλλάκτη Τύπου 1-2



Διόρθωση της LMTD

1-2



2-4

