



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΠΑΤΡΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΚΑΙ ΑΕΡΟΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ, ΑΕΡΟΝΑΥΤΙΚΗΣ ΚΑΙ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΤΕΧΝΙΚΗΣ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ & ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ

ΣΤΑΤΙΣΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΙΚΗΣ

ΣΠΟΥΔΑΣΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**Μεθοδολογία θεωρητικής και πειραματικής αξιολόγησης εναλλακτών
θερμότητας τύπου διπλού αυλού με εσωτερικές αυλακώσεις**

Αραμπατζής Χρήστος

1070524

Επιβλέπων : Ρωμαίος Αλέξανδρος, Επίκουρος καθηγητής

ΠΑΤΡΑ, Φεβρουάριος/2025

Πανεπιστήμιο Πατρών, Τμήμα Μηχανολόγων και Αεροναυπηγών Μηχανικών
Αραμπατζής Χρήστος
© 2025 – Με την επιφύλαξη παντός δικαιώματος

Η έγκριση της διπλωματικής εργασίας δεν υποδηλοί την αποδοχή των γνωμών του συγγραφέα.
Κατά τη συγγραφή τηρήθηκαν οι αρχές της ακαδημαϊκής δεοντολογίας.

Μεθοδολογία θεωρητικής και πειραματικής αξιολόγησης εναλλακτών θερμότητας τύπου διπλού αυλού με εσωτερικές αυλακώσεις

Αραμπατζής Χρήστος

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα εργασία εξετάζει τη μεθοδολογία θεωρητικής και πειραματικής αξιολόγησης εναλλακτών θερμότητας τύπου διπλού αυλού (σωλήνα) με εσωτερικές αυλακώσεις. Οι εναλλάκτες θερμότητας είναι κρίσιμα στοιχεία στη μεταφορά θερμότητας μεταξύ ρευστών και χρησιμοποιούνται ευρέως στη βιομηχανία και σε ενεργειακά συστήματα. Η εργασία εστιάζει στη μελέτη της επίδρασης των εσωτερικών αυλακώσεων, οι οποίες ενισχύουν τη μεταφορά θερμότητας μέσω της αύξησης της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας, της ενίσχυσης της τυρβώδους ροής και της μείωσης του θερμικού οριακού στρώματος.

Αρχικά, παρουσιάζεται μια βιβλιογραφική ανασκόπηση σχετικών ερευνών και πειραμάτων, ενώ στη συνέχεια αναπτύσσεται η θεωρία που αφορά τη μεταφορά θερμότητας, τον αριθμό Nusselt, τον συντελεστή τριβής, και γενικότερα τη σημασία των εσωτερικών αυλακώσεων στη θερμική απόδοση. Στη μεθοδολογία, περιγράφονται οι υπολογισμοί του συντελεστή συναγωγής, του αριθμού Nusselt και του συντελεστή τριβής, καθώς και η πειραματική διαδικασία για τη συλλογή δεδομένων.

Στο πλαίσιο της έρευνας, προτείνεται μία πειραματική διάταξη που επιτρέπει την αξιολόγηση της θερμικής απόδοσης εναλλακτών διπλού σωλήνα με και χωρίς εσωτερικές αυλακώσεις. Η διάταξη αυτή δίνει τη δυνατότητα σύγκρισης των δύο περιπτώσεων, προσφέροντας χρήσιμα συμπεράσματα για τη βελτίωση της απόδοσης των εναλλακτών.

Τα αποτελέσματα συγκρίνουν τη θερμική απόδοση λείων σωλήνων και σωλήνων με αυλακώσεις, επιβεβαιώνοντας τη βελτίωση της μεταφοράς θερμότητας στις τελευταίες περιπτώσεις. Επιπλέον, αναλύεται η επίδραση των αυλακώσεων στην πτώση πίεσης και η

συνολική απόδοση των εναλλακτών. Συμπερασματικά, η χρήση αυλακώσεων αποτελεί μια αποτελεσματική στρατηγική βελτίωσης της θερμικής απόδοσης των εναλλακτών διπλού σωλήνα, καθιστώντας τους πιο αποδοτικούς για βιομηχανικές και ενεργειακές εφαρμογές.

Λέξεις κλειδιά: Μετάδοση θερμότητας, Εναλλάκτες Θερμότητας διπλού σωλήνα , Εσωτερικές Ελικώσεις, Αριθμός Nusselt , Συντελεστής Τριβής

Methodology for Theoretical and Experimental Evaluation of Double-Pipe Heat Exchangers with Internal Grooves

Arampatzis Christos

ABSTRACT

This study examines the theoretical and experimental evaluation methodology of double-pipe heat exchangers with internal grooves. Heat exchangers are critical components in heat transfer between fluids and are widely used in industry and energy systems. This research focuses on the study of internal grooves, which enhance heat transfer by increasing turbulent flow and reducing the thermal boundary layer.

Initially, a literature review of related studies and experiments is presented, followed by the theoretical framework covering heat transfer, Nusselt and Reynolds numbers, and the significance of internal grooves in thermal performance. The methodology describes calculations of the convection coefficient, Nusselt number, and friction factor, along with the experimental procedure for data collection.

As part of this research, a proposed experimental setup enables the evaluation of the thermal performance of double-pipe heat exchangers with and without internal grooves. This setup allows for a direct comparison between the two cases, providing valuable insights for improving heat exchanger efficiency.

The results compare the thermal performance of smooth and grooved pipes, confirming the improved heat transfer in the latter. Additionally, the impact of pressure drop and overall heat exchanger efficiency is analyzed. In conclusion, the use of grooves is an effective strategy for improving the thermal efficiency of double-pipe heat exchangers, making them more suitable for industrial and energy applications.

Keywords: Heat Transfer, Double-Pipe Heat Exchangers, Internal Grooves, Nusselt Number, Friction Factor

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

A_t	– επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας (m^2)
A	– εμβαδό διατομής αγωγού (m^2)
C_p	– ειδική θερμότητα ($J/kg \cdot K$)
D_h	– υδραυλική διάμετρος (mm)
e	– ύψος ελίκωσης (mm)
f	– συντελεστής τριβής
h	– συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ($W/m^2 \cdot K$)
k	– θερμική αγωγιμότητα ($W/m \cdot K$)
l_c	– χαρακτηριστικό μήκος (m)
l_{csw}	– τροποποιημένο χαρακτηριστικό μήκος (m)
L	– μήκος αγωγού (m)
$LMTD$	– λογαριθμική μέση θερμοκρασιακή διαφορά (K)
$\dot{m}$	– παροχή μάζας (kg/s)
N_s	– αριθμός ελικάσεων
Nu	– Αριθμός Nusselt
P	– πίεση (Pa)
p	– αξονικό βήμα ελίκωσης (mm)
Pr	– αριθμός Prandtl
$\dot{Q}$	– ρυθμός μεταφοράς θερμότητας (W)
Re	– αριθμός Reynolds
T	– θερμοκρασία (K)
U	– ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ($W/m^2 \cdot K$)
V	– ταχύτητα ρευστού (m/s)
μ	– δυναμικό ιξώδες ($kg/m \cdot s$)
ν	– κινηματικό ιξώδες (m^2/s)
ρ	– πυκνότητα (kg/m^3)
R	– θερμικές αντιστάσεις τοιχωμάτων $m^2 \cdot K/W$
ε	– αποτελεσματικότητα μεταφοράς θερμότητας

Ch ,Cc – ρυθμοί θερμοχωρητικότητας

NTU – μέθοδος αποτελεσματικής μεταφοράς θερμότητας

α – συντελεστής θερμικής διάχυσης (m^2/s)

ΔP – πτώση πίεσης (kPa)

ε – τραχύτητα αγωγού (mm)

ζ – συντελεστής τοπικών απωλειών

K – συντελεστής απωλειών

α – γωνία ελίκωσης ($^\circ$)

pmodified – αδιάστατο βήμα ελίκωσης

tb – πάχος αγωγού (mm)

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ	V
ABSTRACT.....	VIII
ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ	XII
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ	XV
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ	2
1.1 ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	2
1.2 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΤΟΥΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΜΕ ΕΣΩΤΕΡΙΚΕΣ ΑΥΛΑΚΩΣΕΙΣ	7
2.0 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ	9
3.0 ΘΕΩΡΙΑ ΓΙΑ ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΩ ΣΥΝΑΓΩΓΗΣ ΣΕ ΑΓΩΓΟ 15	
3.1.1 ΑΡΙΘΜΟΣ NUSSELT	15
3.1.2 ΔΥΝΑΜΙΚΟ ΚΑΙ ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΟ ΙΞΩΔΕΣ	15
3.1.3 ΑΡΙΘΜΟΣ REYNOLDS.....	16
3.1.4 ΤΑΞΙΝΟΜΗΣΗ ΤΩΝ ΡΟΩΝ ΤΩΝ ΡΕΥΣΤΩΝ	16
3.1.5 ΟΡΙΑΚΟ ΣΤΡΩΜΑ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ	17
3.1.6 ΘΕΡΜΙΚΟ ΟΡΙΑΚΟ ΣΤΡΩΜΑ	18
3.1.7 ΑΡΙΘΜΟΣ PRANDTL	19
3.2 ΕΜΠΕΙΡΙΚΕΣ ΣΧΕΣΕΙΣ ΓΙΑ ΤΟΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟ ΤΟΥ NUSSELT ΚΑΙ ΤΩΝ ΑΠΩΛΕΙΩΝ ΠΙΕΣΗΣ	20
3.2.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ NUSSELT	20
3.2.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΠΩΛΕΙΩΝ ΠΙΕΣΗΣ	24
3.3 ΘΕΩΡΙΑ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ	28
3.3.1 ΒΑΣΙΚΕΣ ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ	28
3.3.2 ΟΛΙΚΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	29
3.3.4 ΜΕΘΟΔΟΣ NTU.....	34

4.0	ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΔΙΠΛΟΥ ΣΩΛΗΝΑ ΑΝΤΙΠΑΡΑΛΛΗΛΗΣ ΡΟΗΣ	39
4.1	ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΣΥΝΑΓΩΓΗΣ ΚΑΙ NUSSELT.....	40
4.2	ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΤΡΙΒΗΣ	41
4.3	ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΤΗΣ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑΣ	42
5.0	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑ.....	47

ΠΙΝΑΚΑΣ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 1 Εναλλάκτης Θερμότητας Τύπου Κελύφους και Σωλήνα	3
Εικόνα 2: α) Εναλλάκτης διπλού σωλήνα παράλληλης ροής β) Εναλλάκτης διπλού σωλήνα αντιρροής.....	4
Εικόνα 3 Πλακοειδής εναλλάκτης	5
Εικόνα 4 Συμπαγής εναλλάκτης	6
Εικόνα 5 Σπειροειδής εναλλάκτης θερμότητας.....	6
Εικόνα 6 Εναλλάκτες θερμότητας απόξεσης επιφάνειας.....	7
Εικόνα 7 Στρωτή (πάνω) και Τυρβώδης (κάτω) ροή	17
Εικόνα 8 Ανάπτυξη οριακού στρώματος ταχύτητας σε λεία και τραχειά επιφάνεια.	18
Εικόνα 9 Ανάπτυξη θερμικού οριακού στρώματος.....	18
Εικόνα 10 Διάγραμμα Moody για συντελεστή τριβής f σε πλήρως αναπτυγμένη ροή μέσα σε κυλινδρικό αγωγό	25
Εικόνα 11 Ενδεικτικό διάγραμμα ροής.....	39
Εικόνα 12 γεωμετρικά χαρακτηριστικά των σωλήνων.....	42
Εικόνα 13 πειραματικές μετρήσεις λείου σωλήνα.....	43
Εικόνα 14 πειραματικές μετρήσεις ενισχυμένου σωλήνα.....	43
Εικόνα 15 Πίνακας εύρεσης ιδιοτήτων θερμού ρεύματος	43
Εικόνα 16 Πίνακας εύρεσης ιδιοτήτων ψυχρού ρεύματος.....	44
Εικόνα 17 Υπολογισμός επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας σε σωλήνα με αυλακώσεις.....	44
Εικόνα 18 Εφαρμογή της μεθόδου υπολογισμού Nusselt και συντελεστή τριβής πειραματικά...45	
Εικόνα 19 Εφαρμογή της μεθόδου υπολογισμού Nusselt και συντελεστή τριβής πειραματικά...45	
Εικόνα 20 Εφαρμογή της μεθόδου υπολογισμού Nusselt και συντελεστή τριβής πειραματικά και αποτελέσματα εμπειρικών σχέσεων.....	45
Εικόνα 21 Επαναληπτική διαδικασία διαγράμματος Moody	46

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η ενέργεια αποτελεί αναπόσπαστο κομμάτι της καθημερινής ζωής του σύγχρονου ανθρώπου, επηρεάζοντας τη ζωή του σε πολλαπλά επίπεδα, τόσο άμεσα όσο και έμμεσα. Ένας από τους βασικούς μηχανισμούς που συνδέονται με την ενέργεια είναι η εναλλαγή θερμότητας, η οποία συναντάται σε πλήθος εφαρμογών. Στον πυρήνα αυτής της διεργασίας βρίσκεται ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, που διαδραματίζει κεντρικό ρόλο στον σχεδιασμό και τη βελτιστοποίηση των συστημάτων εναλλαγής θερμότητας.

Οι εναλλάκτες θερμότητας χρησιμοποιούνται εκτεταμένα σε διάφορους τομείς, όπως η χημική και η πετρελαϊκή βιομηχανία, καθώς και σε συστήματα θέρμανσης και ψύξης. Η αποτελεσματική μεταφορά θερμότητας μεταξύ διαφορετικών ρευστών είναι κρίσιμη για τη λειτουργία αυτών των συστημάτων. Η συνεχής βελτίωση της απόδοσής τους αποτελεί προτεραιότητα, γεγονός που έχει οδηγήσει σε έντονη ερευνητική δραστηριότητα.

Διάφορες τεχνικές έχουν αναπτυχθεί και συνεχίζουν να εξελίσσονται με σκοπό την αύξηση της θερμικής απόδοσης. Μία από τις πιο διαδεδομένες είναι η χρήση σωληνώσεων με εσωτερικές αυλακώσεις ή αλλιώς με μικροπτερύγια (microfin tubes). Οι αυλακώσεις αυτές αυξάνουν την διαθέσιμη επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας και προκαλούν διαταραχές στη ροή του ρευστού και δημιουργούν στροβιλισμό, με αποτέλεσμα να ενισχύεται η θερμική συναγωγή μεταξύ του ρευστού και των τοιχωμάτων του σωλήνα.

Η παρούσα σπουδαστική εργασία εστιάζει στην ανάπτυξη μιας μεθοδολογίας που μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον σχεδιασμό και τον υπολογισμό των απαραίτητων μεγεθών και αριθμών σε μία διάταξη εναλλάκτη διπλού αυλού (σωλήνα) αντιπαράλληλης ροής που ο εσωτερικός σωλήνας θα μπορεί να είναι σωλήνας με εσωτερικές αυλακώσεις.

1.1 ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Οι εναλλάκτες θερμότητας είναι συσκευές που χρησιμοποιούνται για τη μεταφορά θερμότητας μεταξύ δύο ή περισσότερων ρευστών, τα οποία μπορεί να είναι υγρά, αέρια ή ένας συνδυασμός αυτών, χωρίς να αναμειγνύονται μεταξύ τους. Η διαδικασία αυτή πραγματοποιείται για τη θέρμανση ή την ψύξη των ρευστών, ανάλογα με την εφαρμογή.

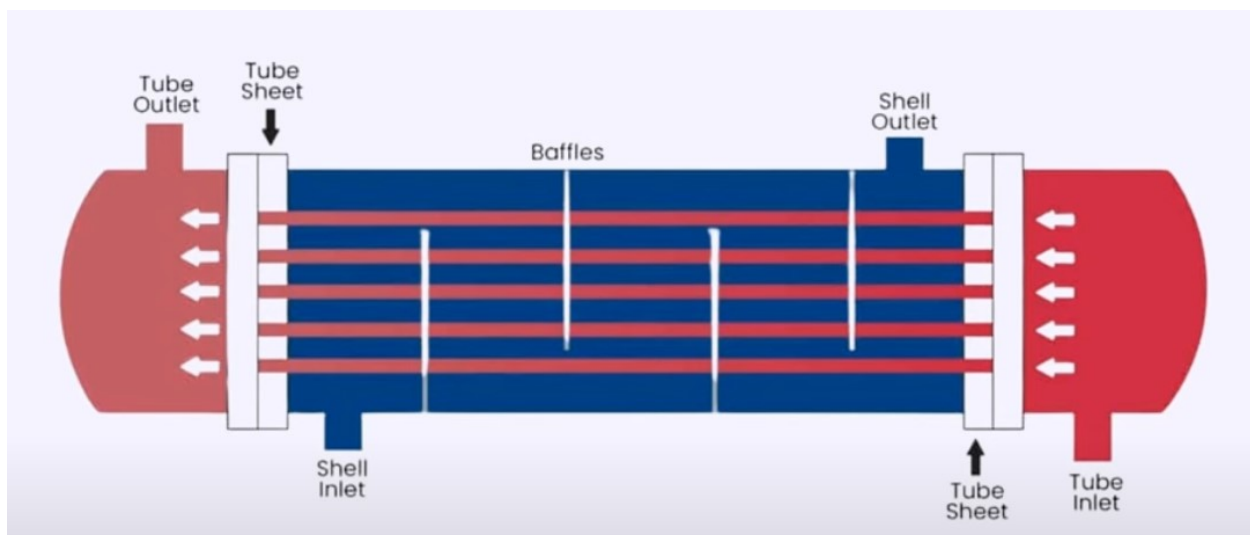
Η μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες βασίζεται στη θερμική αγωγιμότητα και τη συναγωγή. Το θερμό ρευστό παραδίδει θερμότητα στο ψυχρό μέσω μιας επιφάνειας διαχωρισμού, συνήθως ενός τοιχώματος από μέταλλο ή άλλο αγωγίμο υλικό. Η αποδοτικότητα ενός εναλλάκτη εξαρτάται από τον σχεδιασμό του, τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και τη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των ρευστών. Υπάρχουν αρκετοί τύποι εναλλακτών θερμότητας.

- **Εναλλάκτες Θερμότητας Τύπου Κελύφους και Σωλήνα**

Οι εναλλάκτες θερμότητας τύπου κελύφους σωλήνα αποτελούνται από ένα κυλινδρικό κέλυφος που περιέχει μια δέσμη σωλήνων. Ένα ρευστό ρέει μέσα από τους σωλήνες, ενώ ένα άλλο ρευστό ρέει γύρω από αυτούς, μέσα στο κέλυφος. Αυτός ο σχεδιασμός επιτρέπει την αποτελεσματική μεταφορά θερμότητας μεταξύ των δύο ρευστών.

Το πλεονέκτημα τους είναι ότι έχουν υψηλή θερμική απόδοση και είναι κατάλληλοι για εφαρμογές υψηλής πίεσης και υψηλής θερμοκρασίας. Χρησιμοποιούνται σε διάφορες βιομηχανίες, όπως διωλιστήρια πετρελαίου, χημικές εγκαταστάσεις και σε συστήματα κλιματισμού, θέρμανσης και μόνωσης.

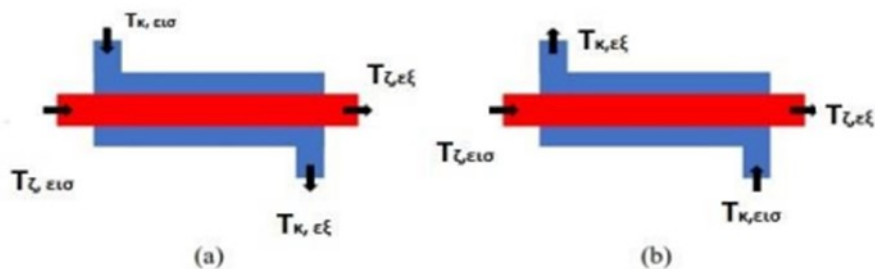
Ο σχεδιασμός τους είναι ανθεκτικός, επεξηγηματικά αντέχουν σε θερμικές και μηχανικές καταπονήσεις. Έχουν πιο περίπλοκο σχεδιασμό σε σύγκριση με άλλους τύπους. Η εγκατάσταση και η συντήρηση μπορεί να είναι αρκετά δαπανηρές



Εικόνα 1 Εναλλάκτης Θερμότητας Τύπου Κελύφους και Σωλήνα

- **Εναλλάκτης θερμότητας διπλού σωλήνα(σωλήνα).**

Ο απλούστερος τύπος εναλλάκτη θερμότητας αποτελείται από δύο ομόκεντρους σωλήνες διαφορετικής διαμέτρου ονομάζεται εναλλάκτης θερμότητας διπλού σωλήνα. Σε ένα τέτοιο εναλλάκτη, το ένα ρευστό ρέει στο εσωτερικό του μικρότερου σωλήνα ενώ το άλλο ρευστό ρέει στο δακτύλιο χώρο ανάμεσα στους δύο σωλήνες. Υπάρχουν δύο τύποι διάταξης ροής σε ένα εναλλάκτη θερμότητας σωλήνα: σε παράλληλη ροή, όπου τόσο τα θερμά όσο και τα ψυχρά ρευστά εισέρχονται στον εναλλάκτη από το ίδιο άκρο και ρέουν προς την ίδια κατεύθυνση, και σε αντιρροή, όπου θερμά και ψυχρά ρευστά εισέρχονται εναλλάκτη από αντίθετα άκρα και ρέουν προς αντίθετες κατευθύνσεις.



Εικόνα 2: α) Εναλλάκτης διπλού σωλήνα παράλληλης ροής β) Εναλλάκτης διπλού σωλήνα αντιρροής

- **Πλακοειδής εναλλάκτης**

Οι πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας αποτελούνται από πολλαπλές λεπτές πλάκες τοποθετημένες η μία πάνω στην άλλη, δημιουργώντας κανάλια για τη ροή ζεστών και κρύων ρευστών. Αυτός ο συμπαγής σχεδιασμός αυξάνει την απόδοση της θερμικής μεταφοράς λόγω της μεγάλης επιφάνειας επαφής. Είναι ιδανικοί για εφαρμογές με περιορισμένο χώρο, έχουν γρήγορη απόκριση σε μεταβολές θερμοκρασίας και είναι αποτελεσματικοί για διεργασίες που απαιτούν ταχύτατες θερμικές ρυθμίσεις. Η συντήρηση είναι εύκολη διότι οι πλάκες μπορούν να καθαριστούν ή να αντικατασταθούν εύκολα.

Παρόλα αυτά περιορίζονται σε εφαρμογές μέτριας πίεσης και είναι ευαίσθητοι σε επικαθίσεις, σωματίδια μπορεί να φράξουν τα κανάλια, μειώνοντας την απόδοση.



Εικόνα 3 Πλακοειδής εναλλάκτης

- **Συμπαγής εναλλάκτης**

Ο συμπαγής εναλλάκτης θερμότητας είναι ένας τύπος εναλλάκτη θερμότητας που έχει σχεδιαστεί ώστε να προσφέρει μεγάλη επιφάνεια θερμικής μεταφοράς σε σχέση με τον όγκο του. Αυτό επιτυγχάνεται μέσω του ειδικού σχεδιασμού του, ο οποίος περιλαμβάνει λεπτές πλάκες, μικρές σωληνώσεις ή δομές με αυλακώσεις. Οι συμπαγείς εναλλάκτες θερμότητας είναι ιδιαίτερα χρήσιμοι σε εφαρμογές όπου ο χώρος είναι περιορισμένος ή απαιτείται υψηλή απόδοση.

Έχουν υψηλή επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας ανά μονάδα όγκου: Οι συμπαγείς εναλλάκτες χρησιμοποιούν καινοτόμους σχεδιασμούς για τη μέγιστη αξιοποίηση της διαθέσιμης επιφάνειας. Είναι ιδανικοί για εφαρμογές όπου ο χώρος ή το βάρος είναι κρίσιμος παράγοντας. Μπορούν να προσαρμοστούν σε ποικίλες βιομηχανικές και εμπορικές εφαρμογές αφού η συμπαγής κατασκευή τους επιτρέπει την τοποθέτηση σε περιορισμένους χώρους και η αυξημένη επιφάνεια θερμικής μεταφοράς βελτιώνει την απόδοση.

Τα μειονεκτήματά τους περιορίζονται στο ότι λόγω της λεπτής κατασκευής τους, ενδέχεται να μην αντέχουν σε υψηλές πιέσεις και να υπάρξουν δυσκολίες συντήρησης: Μπορεί να είναι δύσκολο να καθαριστούν, ειδικά αν τα κανάλια είναι στενά. Τέλος υπάρχει ευαισθησία σε επικαθίσεις καθώς τα στενά κανάλια είναι πιο ευάλωτα σε φράξιμο από σωματίδια ή βρωμιά.



Εικόνα 4 Συμπαγής εναλλάκτης

- **Σπειροειδής εναλλάκτης θερμότητας**

Οι σπειροειδείς εναλλάκτες θερμότητας αποτελούνται από δύο ομόκεντρα σπειροειδή κανάλια όπου ένα ρευστό ρέει μέσω του εσωτερικού καναλιού και ένα άλλο ρέει μέσω του εξωτερικού καναλιού. Αυτός ο σχεδιασμός προωθεί υψηλούς στροβιλισμούς και αποτελεσματική μεταφορά θερμότητας.

Καταλαμβάνει λιγότερο χώρο σε σύγκριση με άλλους τύπους και ενισχύει τους ρυθμούς μεταφοράς θερμότητας, καθιστώντας τους κατάλληλους για παχύρρευστα ρευστά. Παρόλα αυτά καθαρισμός μπορεί να είναι πιο δύσκολος λόγω της σπειροειδούς διαμόρφωσης.

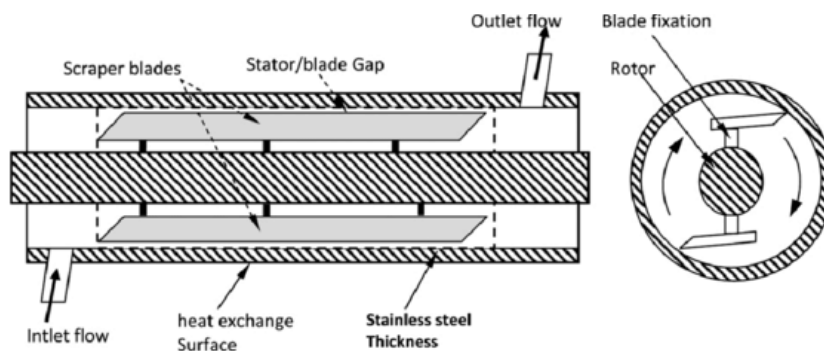


Εικόνα 5 Σπειροειδής εναλλάκτης θερμότητας

- **Εναλλάκτες θερμότητας απόξεσης επιφάνειας**

Αυτοί οι εναλλάκτες έχουν σχεδιαστεί για το χειρισμό υγρών υψηλού ιξώδους χρησιμοποιώντας λεπίδες απόξεσης που αφαιρούν συνεχώς τα στρώματα από την επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας.

Είναι αποτελεσματικός για παχύρρευστα υγρά, διατηρεί σταθερές θερμοκρασίες και αποτρέπει την αλλοίωση του ρευστού. Χρησιμοποιείται συνήθως στην επεξεργασία τροφίμων και στα φαρμακευτικά προϊόντα. Είναι πιο περίπλοκος από τα τυπικούς πλακοειδείς εναλλάκτες ή κελύφους αυλού, γεγονός που μπορεί να οδηγήσει σε υψηλότερο κόστος



Εικόνα 6 Εναλλάκτες θερμότητας απόξεσης επιφάνειας

1.2 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΤΟΥΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΜΕ ΕΣΩΤΕΡΙΚΕΣ ΑΥΛΑΚΩΣΕΙΣ

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας αποτελεί θεμελιώδη παράμετρο στον σχεδιασμό και τη λειτουργία των εναλλακτών θερμότητας, καθώς την απόδοσή τους. Μια από τις πλέον αποδοτικές τεχνικές για τη βελτίωσή του είναι η χρήση σωλήνων με αυλακώσεις(ή μικροπτερύγια) . Τα μικροπτερύγια, χάρη στη μικρή τους διάσταση και την αυξημένη επιφάνεια επαφής, ενισχύουν τη θερμική απόδοση προκαλώντας αναταραχές στη ροή του ρευστού και μειώνοντας το θερμικό οριακό στρώμα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τη βελτιωμένη μεταφορά θερμότητας, μειώνοντας ταυτόχρονα την ενεργειακή κατανάλωση και τα κόστη λειτουργίας.

Ο βασικός μηχανισμός που ενισχύει τη μεταφορά θερμότητας στους σωλήνες αυτούς είναι η διευρυμένη επιφάνεια επαφής μεταξύ του ρευστού και του τοιχώματος του σωλήνα. Τα πτερύγια προσφέρουν μεγαλύτερη περιοχή για τη θερμική αλληλεπίδραση, επιτρέποντας πιο αποδοτική ανταλλαγή θερμότητας. Έρευνες έχουν δείξει ότι οι σωλήνες με μικροπτερύγια μπορούν να αυξήσουν τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας έως και 3,5 φορές σε σύγκριση με τους λείους σωλήνες, υπό κατάλληλες συνθήκες.

Η γεωμετρία των μικροπτερυγίων δημιουργεί τυρβώδη ροή σε χαμηλότερους αριθμούς Reynolds από ό,τι οι λείοι σωλήνες. Ο στροβιλισμός που προκύπτει ενισχύει την ανάμειξη των ρευστών, μειώνοντας τη θερμική αντίσταση και αυξάνοντας τη συνολική αποδοτικότητα της θερμικής μεταφοράς. Για παράδειγμα, σε αριθμούς Reynolds άνω των 10.000, παρατηρούνται αυξήσεις στους ρυθμούς θερμικής μεταφοράς που φτάνουν έως και το 110%.

Στις διαδικασίες εξάτμισης, ειδικά σε εφαρμογές με ψυκτικά μέσα όπως το R22, οι σωλήνες με μικροπτερύγια συμβάλλουν ουσιαστικά στον βρασμό με πυρηνογένεση. Η ειδική δομή της επιφάνειάς τους προάγει τη δημιουργία και την ανάπτυξη φυσαλίδων, βελτιώνοντας σημαντικά τη θερμική απόδοση κατά την αλλαγή φάσης. Πειραματικά δεδομένα δείχνουν ότι αυτός ο μηχανισμός μπορεί να αυξήσει τον συνολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας σε μεγάλο βαθμό.

2.0 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ

Από τις αρχές του 1970 έχει γίνει σύννηθες φαινόμενο η ενίσχυση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με την χρήση εσωτερικών αυλακώσεων σε θερμικούς εναλλάκτες. Συγκεκριμένα, ο Fuji [1] ήταν ο πρώτος που ασχολήθηκε το 1977 και από τότε έχουν τραβήξει την προσοχή στην επιστημονική κοινότητα γιατί εξασφαλίζουν μεγάλη βελτίωση της μεταφοράς θερμότητας σε σύγκριση με τους ισοδύναμους λείους σωλήνες κάτω από τις ίδιες συνθήκες λειτουργίας, με σχετικά μικρή αύξηση στην πτώση της πίεσης.

Ο Wang [2] το 1996 διεξήγαγε εκτεταμένα πειράματα με επτά σωλήνες που είχαν εσωτερικές ελικώσεις, καθένas με διαφορετικά χαρακτηριστικά. Το νερό χρησιμοποιήθηκε ως πρωτεύον και δευτερεύον ρευστό, με τιμές του αριθμού Reynolds που κυμαίνονταν από 2500 έως 40000. Στα πειράματα υπολόγισε τόσο την πτώση πίεσης όσο και την αύξηση του αριθμού Nusselt μέσα στον δοκιμαστικό σωλήνα. Αργότερα, το 1997, ο Broghnaux [3] πραγματοποίησε ένα παρόμοιο πείραμα, με τιμές του αριθμού Prandtl από 0,7 έως 7,85, αλλά με σωλήνες μεγαλύτερης διαμέτρου, φτάνοντας τα 14,57 mm. Το 1999 οι Jensen και Vlakancic [4] για την μέτρηση της ενίσχυσης μεταφοράς θερμότητας χρησιμοποίησαν δύο πανομοιότυπους εναλλάκτες διπλού σωλήνα. Κάθε δοκιμαστικός σωλήνας είχε μήκος 4,72 μέτρα με το πρώτα 152 εκατοστά να λειτουργούν ως ένα αδιαβατικό μήκος ανάπτυξης της ροής. 15 σωλήνες, οι μισοί ήταν με τα λεγόμενα micro-fins και οι υπόλοιποι με high-fins. Ο Reynolds είχε τιμές από 13000 έως 70000 και σαν ρευστά χρησιμοποίησαν νερό και γλυκόλη. Το 2000 από τους T. S. Ravigururajan και J. Srinivasan [5] αναπτύχθηκαν και επαληθεύτηκαν σχέσεις για συντελεστές τριβής και μεταφοράς θερμότητας σε πείραμα με μονοφασική τυρβώδη ροή σε εσωτερικά ενισχυμένους σωλήνες, με χαμηλές αναλογίες βήματος (pitch) προς ύψος. Αναλυτικότερα ο λόγος ύψος προς διάμετρο e/d κυμαίνονταν από 0.01 έως 0.2, ο λόγος βήματος προς ύψος p/e ήταν μικρότερος του 8 και ο λόγος γωνίας κορυφής οφόντωσης προς 90, $\alpha/90$ από 0.2 έως 1.0. Κατέληξαν ότι η μεταφορά θερμότητας αυξάνεται με τη μείωση του λόγου p/e και την αύξηση της γωνίας ελίκωσης. Οι επιδράσεις του ύψους και του βήματος τραχύτητας τόσο στην τριβή όσο και στη μεταφορά θερμότητας είναι παρόμοιες με αυτές που παρατηρούνται στον παραδοσιακό σχεδιασμό ελικώσεων ($p/e > 8$).

Το 2004, οι Copetti, Macagnan, de Souza, De Ce'saro Olivesk [6] έκαναν μία ανάλυση της θερμικής και υδραυλικής συμπεριφοράς από μια στρωτή σε μια τυρβώδη ροή η οποία Τμήμα Μηχανολόγων και Αεροναυπηγών Μηχανικών – Τομέας Ενέργειας, Αεροναυτικής & Περιβάλλοντος

πραγματοποιήθηκε σε μια πειραματική διάταξη με σωλήνα μικροπτερυγίων διαμέτρου 9,52 mm σε τιμές Reynolds από 0 έως 20.000 . Ο σωλήνας ήταν τυλιγμένος με μια ταινία ηλεκτρικής αντίστασης για να παρέχει μια σταθερή ροή θερμότητας στην επιφάνειά του. Βρήκαν ότι ο σωλήνας με μικροπτερύγια έχει υψηλότερη απόδοση μεταφοράς θερμότητας από τον λείο σωλήνα σε τυρβώδη ροή (ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας αυξήθηκε περίπου 2,9 φορές: $h_{micro-fin}/h_{smooth} = 2,9$) ενώ η πτώση πίεσης στον ενισχυμένο ήταν περίπου 1,7 φορές μεγαλύτερη από τον λείο. Ένα χρόνο μετά, οι Han και Lee [7] έκαναν ένα αντίστοιχο πείραμα . Τέσσερις διαφορετικοί σωλήνες χρησιμοποιήθηκαν για τη εξαγωγή πειραματικών συντελεστών μεταφοράς θερμότητας και συντελεστή τριβής με τιμές Reynolds να κυμαίνονται μεταξύ 3.000 και 40.000 και τιμές Prandtl μεταξύ 4 και 7. Σε αυτή την δημοσίευση ορίστηκε ο «Reynolds τραχύτητας» που ισούται με το ύψος του πτερυγίου επί την ταχύτητα της ροής δια το κινηματικό ιξώδες. Κατέληξαν ότι ο Reynolds επηρέασε τον συντελεστή τριβής στην πλήρως τυρβώδη περιοχή στους δοκιμαστικούς σωλήνες. Οι σωλήνες μικροπτερυγίων παρουσιάζουν πιο γρήγορη εμφάνιση της πλήρους αναπτυγμένης ροής για τιμές του «Reynolds τραχύτητας» μεγαλύτερες του 70 στους ενισχυμένους σωλήνες.

Το 2007 οι Afroza , Miyarab δοκίμασαν ενισχυμένους σωλήνες με διάταξη τύπου «ψαροκόκκαλο» . Το νερό είχε χρησιμοποιηθεί ως ρευστό και η παροχή μάζας είχε μεταβληθεί από 0,03 έως 0,2 kg/s, το εύρος αριθμού Reynolds ήταν από 10.000 έως 65.000. Συγκριτικά με τους πιο διαδεδομένους σχεδιασμούς σωλήνων με αυλακώσεις , τα πειραματικά αποτελέσματα δείχνουν ότι η υψηλότερη γωνία της ελίκωσης και το ύψος του πτερυγίου προκαλούν μεγαλύτερη πτώση πίεσης στους σωλήνες τύπου «ψαροκόκκαλου και η πτώση πίεσης σε αυτούς τους σωλήνες είναι σημαντικά υψηλότερη από αυτή των σωληνών με ελικοειδή μικροπτερύγια και των λείων σωληνών . Το 2013 , Aroonrat [8] πειραματίστηκε με νερό ως ρευστό σε σωλήνες από αστάλι με αυλακώσεις , αναλυτικότερα έναν λείο σωλήνα, έναν ευθείες αυλακώσεις και τέσσερις αυλακωτούς σωλήνες με διαφορετικά βήματα. Οι Reynolds ήταν από 4000 έως 10000. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας που λαμβάνεται από σωλήνες με ελικοειδή αυλάκωση αυξήθηκε περίπου 1,4 έως 2,2 φορές για βήμα 0,5 ίντσες. 1,1 έως 1,3 για βήμα 8, 10 και 12 ιντσών, αντίστοιχα και 0,8 έως 0,9 για ευθεία αυλάκωση.

Στις προηγούμενες παραγράφους έγινε μια ανασκόπηση για την βιβλιογραφία που αφορά πειράματα με μονοφασική ροή σε ενισχυμένους σωλήνες με εσωτερικές αυλακώσεις. Παρόλα αυτά είναι ξεκάθαρο ότι η επιστημονική κοινότητα τα τελευταία είκοσι χρόνια ασχολείται Τμήμα Μηχανολόγων και Αεροναυπηγών Μηχανικών – Τομέας Ενέργειας, Αεροναυτικής & Περιβάλλοντος

περισσότερο με αντίστοιχα πειράματα σε διαφασική ροή με εργαζόμενα ρευστά ψυκτικά ρευστά όπως το R-134a . Ειδικότερα , τα τελευταία χρόνια η τάση είναι να χρησιμοποιούνται και ψυκτικά ρευστά φιλικά προς το περιβάλλον, η αλλιώς ψυκτικά με χαμηλό GWP (global warming potential).

Το 2019 οι Rajeev και Sanjeev [10] μελέτησαν τα χαρακτηριστικά συμπύκνωσης των ψυκτικών R-134a και R-404A εντός οριζόντιων λείων και ενισχυμένων σωλήνων . Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας προέκυψε 1,21 με 1,82 και 1,18 με 1,54 φορές αντίστοιχα υψηλότερος και η αντίστοιχη πτώση πίεσης είναι 1,97 με 2,56 και 1,71 με 2,22 φορές υψηλότερη σε σύγκριση με τον λείο σωλήνα. Οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας και η πτώση πίεσης για το ψυκτικό R-134a είναι υψηλότεροι σε σύγκριση με το ψυκτικό R-404A. Το ίδιο έτος οι Quang Vu Pham, Kwang-II Choi, Jong-Taek Oh & Honggi Cho [11] χρησιμοποίησαν R410A, R22, R32 ως δοκιμαστικά ρευστά σε σωλήνες με αυλακώσεις και κατέληξαν ότι οι επιδόσεις μεταφοράς θερμότητας των τριών ψυκτικών αυξήθηκαν με την άνοδο της ποιότητας ατμού και της ροής μάζας ανά επιφάνεια. Επίσης, οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας του R410A είναι (3–11%) και (17,8–52,2%) χαμηλότεροι από εκείνους για το R22 και το R32 αντίστοιχα. Η κύρια αιτία βρίσκεται στις διαφορές στις ιδιότητες τους.

Το 2020 οι Zhiqi Wan , Lan Luo, Xiaoxia Xia, Ni He, Deqi Peng, Shuying Wu [12] πειραματίστηκαν με μείγμα R245fa/R141b σε ενισχυμένο σωλήνα διαμέτρου 8,6 χιλιοστών. Υπό τις ίδιες συνθήκες λειτουργίας, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και η πτώση πίεσης του R245fa/R141b σε σωλήνες μικροπτερυγίων είναι υψηλότερα από το το R141b και χαμηλότερα από το R245fa. Παρόμοια με τα R245fa και R141b , στο μείγμα τους παρατηρείται ότι καθώς ο ρυθμός ροής μάζας αυξάνεται, ο μέσος όρος του συντελεστή μετάδοσης και της πτώσης πίεσης αυξάνονται επίσης. Αντίθετα, μειώνονται με την αύξηση της πίεσης κορεσμού.

Το 2021 οι Andrea Diani * and Luisa Rossetto [13] πειραματίστηκαν με το οικολογικό R1234ze(E) . Ο σωλήνας μικροπτερυγίων φάνηκε να ενισχύει την συναγωγή βρασμού, ως εκ τούτου, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας αυξάνεται με την ποιότητα των ατμών. Ταυτόχρονα οι Andrea Lucchini , Igor M. Carraretto , Thanh N. Phan , Paola G. Pittoni, Luigi P. M. Colombo [14] συνέκριναν το R1234ze(E) με το κλασσικό και ευρέως διαδεδομένο R134a που επρόκειτο να καταργηθεί. Σε κοινές συνθήκες λειτουργίας, τα δύο ρευστά παρουσιάζουν πολύ παρόμοια συμπεριφορά, συνεπώς υποστηρίζουν ότι το R1234ze(E) αποδείχτηκε κατάλληλο για την αντικατάσταση του R134a.

Όμως , το 2022 οι Cheol-Hwan Kim και Nae-Hyun Kim [15] μελέτησαν τέσσερα εναλλακτικά οικολογικά ψυκτικά αντί για R-404A (R-448A, R-449A, R-455A, R-454C) τα οποία δοκιμάστηκαν σε σωλήνα πολλαπλών διόδων με μικροπτερύγια με υδραυλική διάμετρο 1,30 mm. Λείος σωλήνας πολλαπλών διόδων υδραυλικής διαμέτρου 0,8 mm δοκιμάστηκε επίσης για λόγους σύγκρισης. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι, χαμηλή παροχή μάζας και χαμηλή ποιότητα ατμού, ο σωλήνας μικροπτερυγίων απέδωσε περίπου ίσους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας με εκείνους του λείου σωλήνα. Σε υψηλή παροχή μάζας και υψηλή ποιότητα ατμού ωστόσο, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας είναι διαφορετικός ,ανάλογα με το ψυκτικό μέσο. Επεξηγηματικά, για το R-404A οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας των δύο σωλήνων ήταν περίπου ίδιοι. Παραδόξως, για τα R-454C και R-455A οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας του ενισχυμένου σωλήνα ήταν μικρότεροι από αυτούς του λείου σωλήνα. Οι πτώσεις πίεσης ήταν αντιστρόφως ανάλογες με την τιμή της πυκνότητας ατμών. Οι πτώσεις πίεσης των εναλλακτικών ψυκτικών ήταν μεγαλύτερες από αυτές του R404A.

Δύο από τους κύριους υποψηφίους αντικατάστασης του R134a είναι τα R450A και R515B . Το 2023 οι Diani, Andrea, Liu, Yuce, Rossetto Luisa [16] τα συνέκριναν σε ένα σωλήνα με αυλακώσεις διαμέτρου 5 χιλιοστών. Προέκυψε ότι το R515B πέτυχε υψηλότερους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας, λόγω των πιο ευνοϊκών ιδιοτήτων του για συναγωγή., ενώ παρουσίασε και μεγαλύτερες τιμές πτώσεις τάσεων. Ένα ακόμα ψυκτικό με χαμηλό GWP προτεινόμενο για αντικατάσταση του R134a είναι το R513A. Το 2024 ο Zhenyang Lu [17] σε σωλήνες εξωτερικής διαμέτρου 9.52 και 12.7 χιλιοστών συνέκρινε τα δυο ψυκτικά. Βρέθηκε ότι ο συντελεστής μεταφοράς του R134a στον σωλήνα 12,70 mm ήταν παρόμοιος με αυτόν του R513A . Το R513A είχε 4,44% με 16,01% χαμηλότερη πτώση πίεσης από R134a. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας R513A στους σωλήνες μικροπτερυγίων ήταν περίπου 1,42 με 1,74 φορές μεγαλύτερος από αυτόν του ομαλού σωλήνα και η πτώση πίεσης ήταν 39,11% με 76,63% μεγαλύτερη από αυτή στον λείο σωλήνα. Άρα έχει αξία το γεγονός ότι παρόλο που στους λείους σωλήνες το R134a έχει μεγαλύτερο συντελεστή από το R513A , στους σωλήνες με αυλακώσεις οι τιμές είναι πολύ κοντά και η πτώση πίεσης του R513A είναι μικρότερη.

Όσον αφορά την ανάπτυξη μεθοδολογίας για τον υπολογισμό μεγεθών σε έναν εναλλάκτη θερμότητας με σωλήνες με αυλακώσεις το 2008 ο Zdaniuk [18] προσδιόρισε τους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας και συντελεστές τριβής πειραματικά για οκτώ σωλήνες με ελικοειδή πτερύγια και έναν λείο σωλήνα χρησιμοποιώντας υγρό νερό σε αριθμούς Reynolds που Τμήμα Μηχανολόγων και Αεροναυπηγών Μηχανικών – Τομέας Ενέργειας, Αεροναυτικής & Περιβάλλοντος

κυμαίνονται από 12.000 έως 60.000. Επίσης το 2018 ο Fakheri [19] καταλήγει σε αρκετά ενδιαφέροντα συμπεράσματα που εστιάζουν στη θεμελιώδη κατανόηση και βελτιστοποίηση των εναλλακτών θερμότητας. Σημειώνει ότι η επιλογή της κατάλληλης γεωμετρίας και της μεθόδου ανάλυσης είναι κρίσιμη για την επίτευξη υψηλής θερμικής απόδοσης. Η τεχνική LMTD (Log Mean Temperature Difference) και ε -NTU (Effectiveness-NTU) θεωρούνται βασικές για την ανάλυση, ενώ τονίζει ότι οι σύγχρονες απαιτήσεις στη βιομηχανία ωθούν σε καινοτομίες στις γεωμετρίες και στις μεθόδους υλοποίησης. Παράλληλα, γίνεται αναφορά στις επιδράσεις παραγόντων όπως η πτώση πίεσης και το φαινόμενο των επικαθίσεων στην απόδοση.

Αυτά τα συμπεράσματα υπογραμμίζουν την ανάγκη για συνδυασμό θεωρητικών προσεγγίσεων με πρακτική εφαρμογή κατά το σχεδιασμό και τη χρήση εναλλακτών θερμότητας.

3.0 ΘΕΩΡΙΑ ΓΙΑ ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΩ ΣΥΝΑΓΩΓΗΣ ΣΕ ΑΓΩΓΟ

3.1.1 ΑΡΙΘΜΟΣ NUSSELT

Ο αριθμός Nusselt (Nu) είναι μια αδιάστατη ποσότητα κρίσιμη στη μεταφορά θερμότητας, που αντιπροσωπεύει την αναλογία μεταφοράς θερμότητας συναγωγής προς την αντίστοιχη αγωγής κατά μήκος ενός στρώματος σε ένα ρευστό. Πήρε το όνομά του από τον Γερμανό μηχανικό Wilhelm Nusselt, και ποσοτικοποιεί τη βελτίωση της μεταφοράς θερμότητας λόγω της συναγωγής σε σχέση με την αγωγή. Εκφράζεται ως :

$$Nu = \frac{hL}{k} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_x dx \quad (1)$$

Όπου :

h = συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ($W/m^2 \cdot K$)

L = χαρακτηριστικό μήκος (m)

k = θερμική αγωγιμότητα του ρευστού ($W/m \cdot K$)

3.1.2 ΔΥΝΑΜΙΚΟ ΚΑΙ ΚΙΝΗΜΑΤΙΚΟ ΙΞΩΔΕΣ

Το ιξώδες είναι μια θεμελιώδης ιδιότητα των ρευστών που περιγράφει την αντίστασή τους στη ροή. Χωρίζεται σε δύο βασικούς τύπους.

Το δυναμικό ιξώδες (μ) που μετρά την εσωτερική αντίσταση ενός ρευστού στη ροή όταν εφαρμόζεται εξωτερική δύναμη. Προσδιορίζει πόση δύναμη απαιτείται για να μετακινηθεί ένα στρώμα ρευστού πάνω από ένα άλλο, καθιστώντας το μια βασική παράμετρο σε σενάρια όπου εμπλέκεται διατμητική τάση.

Το κινηματικό ιξώδες (ν) που συσχετίζει το δυναμικό ιξώδες ενός ρευστού με την πυκνότητά του. Περιγράφει πόσο γρήγορα ένα ρευστό μπορεί να κινηθεί υπό την επίδραση της βαρύτητας, καθιστώντας το ιδιαίτερα σημαντικό σε εφαρμογές όπου κυριαρχούν οι βαρυτικές δυνάμεις. Συνδέονται με την εξής σχέση:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

3.1.3 ΑΡΙΘΜΟΣ REYNOLDS

Ο αριθμός Reynolds (Re) είναι μια κρίσιμη αδιάστατη ποσότητα στη δυναμική των ρευστών, που χρησιμοποιείται για την πρόβλεψη μοτίβων ροής σε διάφορα σενάρια. Βοηθά στον προσδιορισμό του εάν η ροή ενός ρευστού είναι στρωτή ή τυρβώδης, με βάση την αναλογία των δυνάμεων αδράνειας προς τις ιξώδεις δυνάμεις. Ο (Re) ορίζεται μαθηματικά ως :

$$Re = \frac{ud}{\nu} \quad (2)$$

Όπου :

u = ταχύτητα ροής ρευστού (m/s)

D = χαρακτηριστικό μήκος (συνήθως η διάμετρος ενός σωλήνα, σε μέτρα)

ν = δυναμικό ιξώδες του ρευστού ($N \cdot s/m^2$ ή $kg/(m \cdot s)$)

3.1.4 ΤΑΞΙΝΟΜΗΣΗ ΤΩΝ ΡΟΩΝ ΤΩΝ ΡΕΥΣΤΩΝ

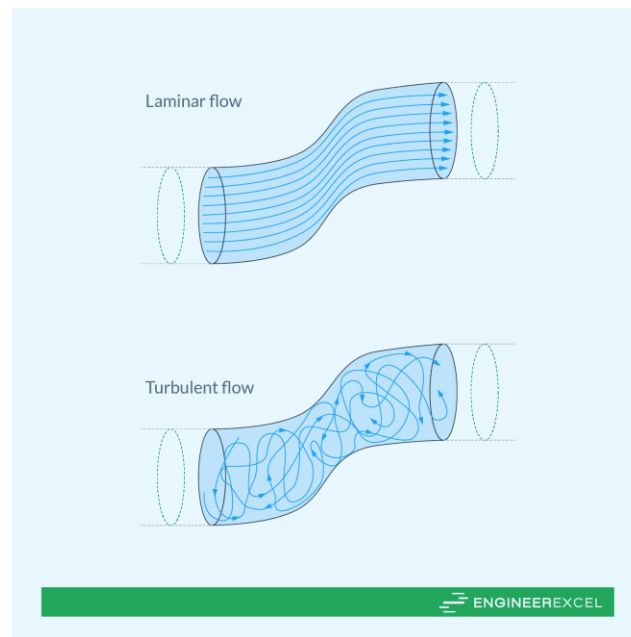
3.1.4.1 ΣΤΡΩΤΗ ΡΟΗ

Η στρωτή ροή είναι ένας τύπος κίνησης ρευστού που χαρακτηρίζεται από λεία, τακτοποιημένα στρώματα ρευστού που γλιστρούν το ένα δίπλα στο άλλο με ελάχιστη ανάμειξη. Αυτό το καθεστώς ροής συμβαίνει όταν το ρευστό ταξιδεύει σε παράλληλα στρώματα και συνήθως παρατηρείται υπό συνθήκες χαμηλής ταχύτητας και υψηλού ιξώδους. Στη στρωτή ροή, ιδιότητες όπως η ταχύτητα και η πίεση παραμένουν σταθερές σε κάθε σημείο του ρευστού. Θεωρούμε στρωτή ροή σε αγωγούς για $Re < 2300$.

3.1.4.2 ΤΥΡΒΩΔΗΣ ΡΟΗ

Η τυρβώδης ροή είναι μια σύνθετη και χαοτική κατάσταση κίνησης ρευστού που χαρακτηρίζεται από ακανόνιστες διακυμάνσεις της πίεσης και της ταχύτητας. Σε αντίθεση με τη

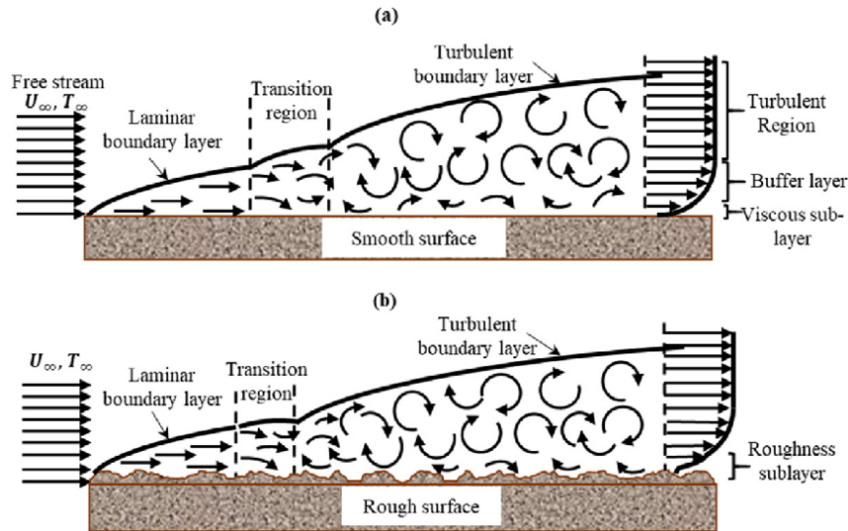
στρωτή ροή, όπου το ρευστό κινείται σε ομαλά, παράλληλα στρώματα, η τυρβώδης ροή παρουσιάζει υψηλό βαθμό ανάμειξης και σχηματισμού δίνων. Θωρούμε τυρβώδη ροή σε αγωγούς για $Re > 10.000$



Εικόνα 7 Στρωτή (πάνω) και Τυρβώδης (κάτω) ροή

3.1.5 ΟΡΙΑΚΟ ΣΤΡΩΜΑ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ

Το οριακό στρώμα ταχύτητας είναι μια κρίσιμη έννοια στη δυναμική των ρευστών, που αναφέρεται στο λεπτό στρώμα του ρευστού που σχηματίζεται σε κοντινή απόσταση από μια στερεή επιφάνεια καθώς το ρευστό ρέει από πάνω της. Αυτό το στρώμα χαρακτηρίζεται από μια κλίση ταχύτητας, όπου η ταχύτητα του ρευστού μεταβαίνει από το μηδέν στην επιφάνεια (λόγω της συνθήκης μη ολίσθησης) σε σχεδόν την ταχύτητα ελεύθερης ροής έξω από το οριακό στρώμα.

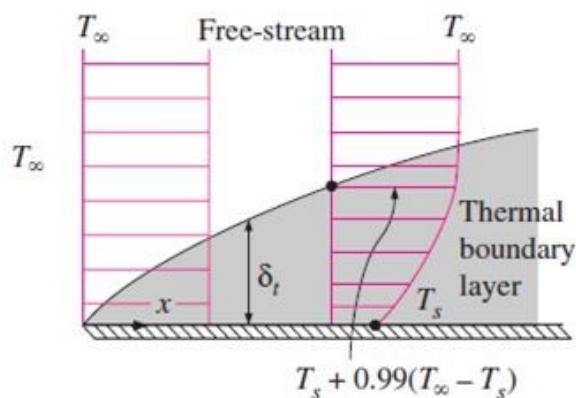


Εικόνα 8 Ανάπτυξη οριακού στρώματος ταχύτητας σε λεία και τραχειά επιφάνεια.

3.1.6 ΘΕΡΜΙΚΟ ΟΡΙΑΚΟ ΣΤΡΩΜΑ

Το θερμικό οριακό στρώμα είναι μια κρίσιμη έννοια στη δυναμική των ρευστών, ιδιαίτερα στη μελέτη της μεταφοράς θερμότητας. Αναφέρεται στην περιοχή του ρευστού κοντά σε μια στερεά επιφάνεια όπου υπάρχουν κλίσεις θερμοκρασίας λόγω της αγωγιμότητας της θερμότητας από την επιφάνεια στο κινούμενο ρευστό. Αυτό το στρώμα αναπτύσσεται όταν υπάρχει διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας του ρευστού και της στερεάς επιφάνειας πάνω από την οποία ρέει.

Καθώς το ρευστό ρέει πάνω από μια στερεά επιφάνεια, το ρευστό σε άμεση επαφή με την επιφάνεια φτάνει σε θερμική ισορροπία στη θερμοκρασία της επιφάνειας. Αυτή η μεταφορά θερμότητας δημιουργεί μια κλίση θερμοκρασίας που εκτείνεται στο ρευστό, σχηματίζοντας το θερμικό οριακό στρώμα.



Εικόνα 9 Ανάπτυξη θερμικού οριακού στρώματος

3.1.7 ΑΡΙΘΜΟΣ PRANDTL

Ο αριθμός Prandtl (Pr) είναι μια κρίσιμη αδιάστατη ποσότητα στη δυναμική των ρευστών και στη μεταφορά θερμότητας, που ορίζεται ως ο λόγος της διαχυτικότητας της ορμής προς τη μοριακή διαχυτικότητα της θερμότητας.

Ο αριθμός Prandtl παρέχει μια εικόνα για το σχετικό πάχος του οριακού στρώματος ταχύτητας και των θερμικών οριακών στρωμάτων σε ένα ρευστό.

Μικρός αριθμός Prandtl ($Pr \ll 1$): Η θερμική διάχυση κυριαρχεί, υποδεικνύοντας ότι η αγωγιμότητα της θερμότητας συμβαίνει πιο γρήγορα από τη μεταφορά ορμής. Αυτό το σενάριο είναι τυπικό για υγρά όπως ο υδράργυρος, όπου $Pr \approx 0,0253$.

Μεγάλος αριθμός Prandtl ($Pr \gg 1$): Η διαχυτικότητα της ορμής κυριαρχεί, υποδηλώνοντας ότι η αντίσταση του ρευστού στη ροή (ιξώδες) επηρεάζει σημαντικά τη μεταφορά θερμότητας. Αυτό είναι σύνηθες σε λάδια, τα οποία μπορεί να έχουν τιμές Pr που κυμαίνονται από 50 έως 100.000.

Αριθμός Prandtl γύρω από τη μονάδα: Όταν $Pr \approx 1$, τόσο η ορμή όσο και η θερμική διάχυση είναι συγκρίσιμες, οδηγώντας σε παρόμοιες συμπεριφορές στη μεταφορά θερμότητας και ορμής. Για παράδειγμα, ο αέρας σε θερμοκρασία δωματίου έχει αριθμό Prandtl περίπου 0,71, ενώ το νερό στους 18°C έχει τιμή Pr περίπου 7,56. Εκφράζεται μαθηματικά ως:

$$Pr = \frac{\text{μοριακή διαχυτικότητα ορμής}}{\text{μοριακή διαχυτικότητα θερμότητας}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (3)$$

Όπου :

ν είναι η διάχυση της ορμής (m^2/s),

α είναι η θερμική διάχυση (m^2/s),

μ είναι το δυναμικό ιξώδες ($\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$),

c_p είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα ($\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$),

k είναι η θερμική αγωγιμότητα ($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)

3.2 ΕΜΠΕΙΡΙΚΕΣ ΣΧΕΣΕΙΣ ΓΙΑ ΤΟΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟ ΤΟΥ NUSSELT ΚΑΙ ΤΩΝ ΑΠΩΛΕΙΩΝ ΠΙΕΣΗΣ

Οι εξισώσεις που χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό του αριθμού Nusselt (Nu) και του συντελεστή τριβής (f) στους σωλήνες έχουν εμπειρικό χαρακτήρα, καθώς προέρχονται από πειραματικές παρατηρήσεις. Αυτή η εμπειρική προσέγγιση ήταν απαραίτητη, δεδομένου ότι η πολυπλοκότητα των ροών ρευστών και της θερμικής μεταφοράς εντός των αγωγών καθιστά δύσκολη τη θεωρητική ανάλυση και την πλήρη μαθηματική περιγραφή των φαινομένων που εμφανίζονται.

Στη ροή εντός σωλήνων, οι διάφορες παράμετροι, όπως η ταχύτητα, η θερμοκρασία και η πίεση, αλληλεπιδρούν δυναμικά, επηρεάζοντας τη μεταφορά θερμότητας από τα τοιχώματα του σωλήνα προς το ρευστό και αντίστροφα, καθώς και τις δυνάμεις τριβής που αναπτύσσονται. Η κατάσταση γίνεται ακόμη πιο πολύπλοκη όταν η ροή είναι τυρβώδης, όπου οι αναταραχές οδηγούν σε μη γραμμική συμπεριφορά, καθιστώντας δύσκολη τη μοντελοποίησή της με αποκλειστικά θεωρητικά μέσα. Αυτό ισχύει ιδιαίτερα για σωλήνες με αυλακώσεις, όπου η γεωμετρία επηρεάζει επιπλέον τη συμπεριφορά της ροής.

Για την αντιμετώπιση αυτών των προκλήσεων, επιστήμονες και μηχανικοί βασίστηκαν σε πειραματικά δεδομένα, πραγματοποιώντας μετρήσεις υπό διάφορες συνθήκες (π.χ. διαφορετικές ταχύτητες, διαμέτρους σωλήνων, είδη ρευστών). Από τις παρατηρήσεις αυτές αναπτύχθηκαν εξισώσεις που εκφράζουν τις σχέσεις μεταξύ των κρίσιμων παραμέτρων. Για τον αριθμό Nusselt, που συνδέει τη θερμική αγωγιμότητα με τη ροή θερμότητας, οι εξισώσεις βασίζονται σε χαρακτηριστικούς αριθμούς όπως ο Reynolds και ο Prandtl. Αντίστοιχα, για τον συντελεστή τριβής, έχουν αναπτυχθεί εξισώσεις που συνδέουν την τριβή με τις ιδιότητες και τις συνθήκες ροής του ρευστού.

3.2.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ NUSSELT

3.2.1.1 ΛΕΙΟΙ ΑΓΩΓΟΙ

- Gnielinski [19]

Η εξίσωση Gnielinski είναι μια ευρέως αναγνωρισμένη συσχέτιση που χρησιμοποιείται για την εκτίμηση του αριθμού Nusselt (Nu) για τυρβώδη ροή σε λείους σωλήνες. Εκτιμάται ιδιαίτερα για την ακρίβειά του στην πρόβλεψη των μέσων συντελεστών μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή σε ένα ευρύ φάσμα αριθμών Reynolds και αριθμών Prandtl. εφαρμόζεται στις ακόλουθες συνθήκες: Αριθμός Prandtl ($0,5 \leq Pr \leq 2000$). Αριθμός Reynolds (από $3000 < Re < 5 \times 10^6$)

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(P^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (4)$$

- Dittus-Boelter [20]

Η εξίσωση Dittus-Boelter χρησιμεύει ως θεμελιώδες εργαλείο στη θερμική μηχανική, επιτρέποντας γρήγορους υπολογισμούς των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας υπό συγκεκριμένες συνθήκες ροής. εφαρμόζεται υπό τις ακόλουθες προϋποθέσεις:

Εύρος αριθμών Prandtl: $0,6 \leq Pr \leq 160$

Αριθμός Reynolds: $Re > 10.000$

Η ροή θα πρέπει να έχει αναπτυχθεί πλήρως τόσο υδροδυναμικά όσο και θερμικά.

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad (5)$$

Για το n ισχύει ότι για θέρμανση $n = 0,4$ ενώ για ψύξη $n = 0,3$.

- Hausen [21]

Η εξίσωση Hausen είναι ιδιαίτερα χρήσιμη για την πρόβλεψη μεταφοράς θερμότητας σε πλήρως ανεπτυγμένες τυρβώδεις ροές, ειδικά σε εφαρμογές που περιλαμβάνουν εναλλάκτες θερμότητας. Ωστόσο, μελέτες έχουν δείξει ότι ενώ η συσχέτιση Hausen παρέχει μια καλή προσέγγιση για πολλά σενάρια, μπορεί να μην προβλέπει με ακρίβεια τη μεταφορά θερμότητας σε μεταβατικά καθεστώτα ροής. Οι ερευνητές έχουν σημειώσει αποκλίσεις από τα πειραματικά δεδομένα, υποδηλώνοντας ότι η εφαρμογή του μπορεί να είναι περιορισμένη όταν η ροή μεταβαίνει μεταξύ στρωτών και τυρβωδών καταστάσεων.

$$Nu_d = \frac{hD}{k} = 3,66 + \frac{0,0668 \left(\frac{D}{L}\right) Re_D Pr}{1 + 0,4 \left[\left(\frac{D}{L}\right) Re_D Pr\right]^{\frac{2}{3}}} \quad (6)$$

Αυτή η σχέση ισχύει υπό συνθήκες όπου ο αριθμός Reynolds είναι συνήθως μεγαλύτερος από 2300 και για αριθμούς Prandtl στην από 0,6 έως 1000.

- Petukhov [22]

Η εξίσωση Petukhov είναι ιδιαίτερα χρήσιμη σε εφαρμογές μηχανικής όπου είναι απαραίτητοι ακριβείς υπολογισμοί της μεταφοράς θερμότητας σε τυρβώδη ροή. Επιτρέπει την πρόβλεψη για το πόσο αποτελεσματικά θα μεταφερθεί θερμότητα. Η εξίσωση αποτελεί ένα ισχυρό εργαλείο για τον υπολογισμό του αριθμού Nusselt, όπως θα φανεί και παρακάτω, σε σενάρια τυρβώδους ροής, διευκολύνοντας τον καλύτερο σχεδιασμό και τη βελτιστοποίηση των θερμικών συστημάτων.

$$Nu_p = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) RePr}{1,07 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (7)$$

Ισχύει σε τιμές $10000 < Re < 5 \times 10^6$ και $0,5 < Pr < 200$ και ο συντελεστής τριβής f υπολογίζεται από την εξίσωση Filonenko :

$$f = (1,821 \log Re - 1,64)^{-2} \quad (8)$$

3.2.1.2 ΑΓΩΓΟΙ ΜΕ ΕΣΩΤΕΡΙΚΕΣ ΑΥΛΑΚΩΣΕΙΣ

- Ravigururajan και Bergles [23]

Οι Ravigururajan και Bergles συνέβαλαν επίσης στη μοντελοποίηση συνδυάζοντας 17 ερευνητικές εργασίες για αγωγούς με ποικίλες γεωμετρίες των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας. Η προσέγγισή τους επεκτείνει την εξίσωση Gnielinski, η οποία χρησιμοποιείται ευρέως για την πρόβλεψη μεταφοράς θερμότητας σε τυρβώδη ροή. Η γενική μορφή της σχέσης κατέληξε ως εξής:

$$\frac{Nu_r}{Nu_p} = \left\{ 1 + \left[2,64 Re^{0,036} \left(\frac{e}{d}\right)^{0,212} \times \left(\frac{p}{d}\right)^{-0,21} \left(\frac{a}{90}\right)^{0,29} (Pr)^{0,024} \right]^7 \right\}^{1/7} \quad (9)$$

όπου ο Nu_p υπολογίζεται από την εξίσωση του Petukhov (7)

Επίσης e είναι το ύψος της ελίκωσης σε mm , d η υδραυλική διάμετρος του σωλήνα , α είναι η γωνία της ελίκωσης σε μοίρες και p είναι το αξονικό βήμα ελίκωσης σε mm.

- Jensen και Vlakancic [24]

Οι Jensen και Vlakancic ανέπτυξαν δυο σερ εξίσωσεων. Η μια εξίσωση αναφέρεται σε αγωγούς με ψηλά πτερύγια (tall fins) ενώ η άλλη η οποία και θα παρουσιαστεί παρακάτω έχει σχεδιαστεί για να περιγράφει τον Nusselt σε αγωγούς με μικρά πτερύγια (micro-fin) όπως και αυτά που έχουν οι σωλήνες που θα μελετηθούν σε αυτή την διπλωματική. Η σχέση είναι η εξής:

$$\frac{Nu}{Nu_p} = \left(\frac{l_{csw}}{D} \right)^{-0,5} \left(\frac{\frac{\pi D^2}{4}}{\frac{\pi D^2}{4} - N_{set}} \right)^{0,8} \cdot func(geometry) \quad (10)$$

όπου ο Nu_p υπολογίζεται από την εξίσωση του Petukhov (7) , l_{csw} είναι το τροποποιημένο χαρακτηριστικό μήκος :

$$\frac{l_{csw}}{D} = \left[1 - 0,994 p_{modified}^{0,89} \left(\frac{2e}{D} \right)^{0,44} \left[\left(\pi/N_s - \frac{t}{D} \right) \cos \alpha \right]^{0,41} \right] \quad (11)$$

Ισχύει για $0,02 < e/D < 0,03$ και $Re > 10000$.

$func(geometry)$ είναι μια εξίσωση για σχετικά με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του αγωγού.

$$func (geometry) = \left(\frac{L \pi D^2}{A_{actual}} \right)^{0,29} \left[1 - 0,059 p_{modified}^{-0,31} \times \left[\left(\frac{\pi}{N_s} - \frac{t}{d} \right) \cos \alpha \right]^{-0,66} \right] \quad (12)$$

όπου A_{actual} είναι η εσωτερική επιφάνεια του σωλήνα και $p_{modified}$ είναι το αδιάστατο βήμα ελίκωσης που δίνεται από την σχέση :

$$p_{modified} = \frac{Ns * \sin \alpha}{\pi} \quad (13)$$

3.2.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΠΩΛΕΙΩΝ ΠΙΕΣΗΣ

3.2.2.1 ΛΕΙΟΙ ΑΓΩΓΟΙ

- Fanning και Darcy

Οι συντελεστές τριβής Fanning και Darcy είναι και οι δύο κρίσιμοι στη μηχανική των ρευστών για τον υπολογισμό των απωλειών πίεσης λόγω τριβής στη ροή του σωλήνα. Ενώ εξυπηρετούν παρόμοιους σκοπούς, διαφέρουν ως προς τους ορισμούς, τις εφαρμογές και τις αριθμητικές τους τιμές.

Ο Darcy Ορίζεται σε σχέση με την απώλεια πίεσης σε έναν σωλήνα. Χρησιμοποιείται στην εξίσωση Darcy-Weisbach για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης.

$$\Delta P = \frac{1}{2} f_D \frac{L}{D} \rho u_m^2 \quad (14)$$

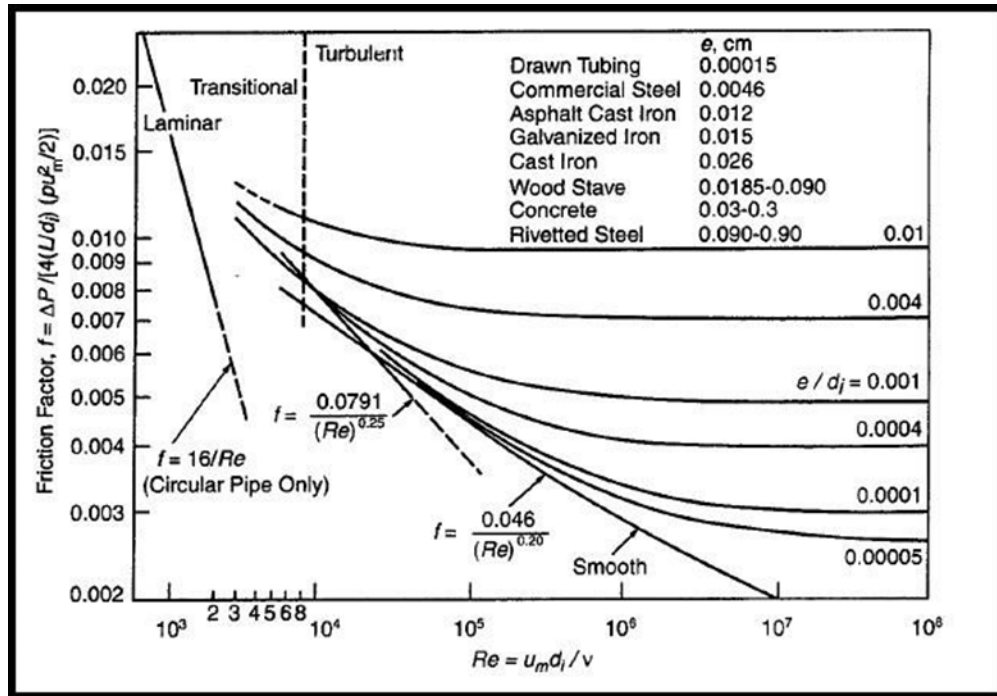
Ο Fanning ορίζεται ως ο λόγος της διατμητικής τάσης του τοίχου προς τη δυναμική πίεση. Συνδέεται με τον Darcy με την εξής σχέση: $f_d = 4f_f$ (15)

Στην στρωτή ροή για $Re < 2300$ για πλήρως ανεπτυγμένη ροή σε κυκλικό αγωγό με την βοήθεια του διαγράμματος Moody για τους συντελεστές τριβής Fanning και Darcy ισχύουν οι εξής σχέσεις :

$$f_F = \frac{16}{Re} \quad (16)$$

Και

$$f_F = \frac{64}{Re} \quad (17)$$



Εικόνα 10 Διάγραμμα Moody για συντελεστή τριβής f σε πλήρως αναπτυγμένη ροή μέσα σε κυλινδρικό αγωγό (https://en.wikipedia.org/wiki/Moody_chart).

- Εξίσωση Blasius

Η σχέση του Blasius είναι ιδιαίτερα σημαντική για ροές που χαρακτηρίζονται από αριθμό Reynolds που κυμαίνεται από περίπου 4.000 έως 100.000 .

$$f = 0,316 Re^{-\frac{1}{4}} \quad (18)$$

- Εξίσωση Petukhov [22]

Ο Petukhov εκτός από την σχέση για τον υπολογισμό του Nusselt έχει εκφράσει και την παρακάτω σχέση για τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής για $3000 < Re < 5 \times 10^6$.

$$f = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (19)$$

- Εξίσωση Colebrook White [25]

Το 1933 Colebrook παίρνοντας δεδομένα για τη μεταβατική και την τυρβώδη ροή σε σωλήνες με ομαλή και τραχεία επιφάνεια κατέληξε στην ακόλουθη εξίσωση:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (20)$$

- Εξίσωση Haaland [26]

Η εξίσωση Haaland είναι ένας ευρέως χρησιμοποιούμενος εμπειρικός τύπος για τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής σε τυρβώδη ροή εντός σωλήνων. Παρέχει μια απλούστερη εναλλακτική στην πιο σύνθετη εξίσωση Colebrook-White, καθιστώντας την ιδιαίτερα χρήσιμη για υπολογισμούς με το χέρι.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log \left[\left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \quad (21)$$

3.2.2.2 ΑΓΩΓΟΙ ΜΕ ΕΣΩΤΕΡΙΚΕΣ ΑΥΛΑΚΩΣΕΙΣ

Αρχικά η εξίσωση του Haaland (Εξίσωση 21) για τον συντελεστή τριβής έχει αρκετά ακριβή αποτελέσματα όταν εφαρμόζεται και σε σωλήνες με εσωτερικές αυλακώσεις.

- Εξίσωση Webb [27]

Ο Webb ανέπτυξε μια εξίσωση με βάση τα χαρακτηριστικά των αγωγών για τον συντελεστή τριβής :

$$f = 0,108 Re^{-0,283} N_s^{0,221} \left(\frac{e}{di} \right)^{0,785} \beta^{0,78} \quad (22)$$

όπου β η γωνία ελίκωσης

Η παραπάνω σχέση ισχύει για $15000 < Re < 80000$, $25^\circ < \beta < 45^\circ$ και $0,024 < e/di < 0,041$.

- Εξίσωση Ravigururajan και Bergles [23]

Οι Ravigururajan και Bergles εκτός από την σχέση για τον υπολογισμό του Nusselt έχουν εκφράσει και την παρακάτω σχέση για τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής για σωλίνες με εσωτερικές αυλακώσεις

$$\frac{f_r}{f_p} = 0,25 \times \left\{ 1 + \left[29,1 Re^{(0,67)} \frac{0,06p}{d} \frac{0,99x}{90} \right] \left(\frac{e}{d} \right)^{\left(1,37 - \frac{0,157p}{d} \right)} \times \left(\frac{p}{d} \right)^{\left(-1,66 Re \times 10^{-6} \frac{0,15p}{d} \right)} \times (1 + 2,94 \sin \left(\frac{45}{N_s} \right))^{\frac{15}{16}} \right\}^{\frac{16}{15}}$$

(23)

Όπου ο συντελεστής τριβής f_p υπολογίζεται από την εξίσωση Filonenko (8).

- Εξίσωση Jensen και Vlakancic [4]

Επίσης οι Jensen και Vlakancic εκτός από την σχέση για τον υπολογισμό του Nusselt έχουν εκφράσει και την παρακάτω σχέση για τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής για σωλίνες με εσωτερικές αυλακώσεις. Η σχέση είναι η εξής :

$$\frac{f}{f_p} = \left(\frac{l_{csw}}{D} \right)^{-0,125} \left(\frac{\frac{\pi D^2}{4}}{\frac{\pi D^2}{4} - N_{set}} \right)^{1,75} - \frac{0,0151}{f_p} * \left\{ \left(\frac{l_{csw}}{D} \right)^{-1,25} \left(\frac{\frac{\pi D^2}{4}}{\frac{\pi D^2}{4} - N_{set}} \right)^{1,75} - 1 \right\} \exp \left(-\frac{Re}{6780} \right)$$

(24)

Όπου ο συντελεστής τριβής f_p υπολογίζεται από την εξίσωση Filonenko (8). Ισχύει για $Re > 3000$.

- Εξίσωση Zdaniuk [28]

Η εξίσωση αναπτύχθηκε από τον Gregory Zdaniuk και τους συνεργάτες του για να μοντελοποιήσουν τη γραμμική πτώση πίεσης σε σωλίνες με εσωτερικές αυλακώσεις, οι οποίοι χρησιμοποιούνται συνήθως σε εναλλάκτες θερμότητας και άλλα θερμικά συστήματα. Η εξίσωση είναι η εξής :

$$f = 0,120 Re^{-0,260} N^{0,267} \left(\frac{e}{dl}\right)^{0,385} \beta^{0,276} \quad (25)$$

Ισχύει για $12000 < Re < 60000$, $25^\circ < \beta < 48^\circ$ και $0,0199 < e/di < 0,0327$.

3.3 ΘΕΩΡΙΑ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ

3.3.1 ΒΑΣΙΚΕΣ ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ

Αρχικά θα παρουσιαστούν κάποια μεγέθη και ορισμοί που αποτελούν την βάση των εξισώσεων που περιγράφουν την λειτουργία ενός εναλλάκτη διπλού σωλήνα.

Ο πρώτος νόμος της θερμοδυναμικής σε ένα σύστημα σε μόνιμη ροή , με μηδενική μεταβολή σε κινητική και δυναμική ενέργεια ορίζει την μεταβολή της ενθαλπίας ως εξής :

$$\delta Q = \dot{m} \, dhi \quad (26)$$

όπου $\dot{m}$ η παροχή μάζας , i η ειδική ενθαλπία και δQ ο ρυθμός μεταφοράς για ένα απειροστό στοιχείο ρευστού. Ολοκληρώνοντας την σχέση προκύπτει :

$$Q = \dot{m} (i_2 - i_1) \quad (27)$$

όπου i_1 και i_2 οι ειδικές ενθαλπίες στην είσοδο και έξοδο του ρευστού αντίστοιχα. Στην περίπτωση που πρόκειται για μια αδιαβατική διεργασία όσο αφορά τον εναλλάκτη θερμότητας και το περιβάλλον η εξίσωση γίνεται :

$$Q = \dot{m} (i_1 - i_2) \quad (28)$$

Στα ρευστά που δεν διενεργείται αλλαγή φάσης και διατηρούν ειδικές θερμότητες με $di = c_p dT$, η παραπάνω εξίσωση μπορεί να γραφεί ως :

$$Q = (\dot{m} c_p)_h (T_{h1} - T_{h2}) \quad (29)$$

και

$$Q = (\dot{m} c_p)_c (T_{c1} - T_{c2}) \quad (30)$$

Οι δείκτες h και c προσδιορίζουν το ζεστό (hot) και το κρύο (cold) ρευστό του εναλλάκτη ενώ οι αριθμοί 1 και 2 προσδιορίζουν την είσοδο και την έξοδο του εναλλάκτη.

Στην ανάλυση που επρόκειτο να γίνει παρακάτω είναι απαραίτητο να χρησιμοποιηθεί μια μέση τιμή για την θερμοκρασιακή διαφορά των δυο ρευμάτων έτσι ώστε ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας Q ανάμεσα στα ρευστά να μπορεί να συσχετιστεί με την παρακάτω εξίσωση :

$$Q = UA_s \Delta T_m \quad (31)$$

όπου U είναι ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας , A είναι η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας και ΔT_m είναι η κατάλληλη μέση θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των δύο ρευστών.

3.3.2 ΟΛΙΚΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Σε έναν συνηθισμένο εναλλάκτη ρέουν δύο ρευστά διαχωρισμένα από ένα τοίχωμα . Η θερμότητα αρχικά μεταφέρεται από το θερμό ρευστό στο τοίχωμα μέσω συναγωγής , διαμέσου του τοιχώματος μέσω αγωγής και από το τοίχωμα στο ψυχρό ρευστό και πάλι μέσω συναγωγής. Η θερμική αντίσταση του τοιχώματος ενός οποιοδήποτε σωλήνα δίνεται ως εξής :

$$R_{\text{τοιχ}} = \frac{\ln(D_o - D_i)}{2\pi k L} \quad (32)$$

όπου k είναι η θερμική αγωγιμότητα του υλικού, D_i και D_o οι εσωτερική και εξωτερική διάμετρος του ενδιάμεσου σωλήνα και L είναι το μήκος του. Στην περίπτωση ενός εναλλάκτη διπλού σωλήνα η συνολική θερμική αντίσταση προκύπτει ως :

$$R = R_{\sigma\nu\nu\omicron\lambda} = R_i + R_{\tau\omicron\iota\chi} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o - D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (33)$$

Στην παραπάνω σχέση η παράμετρος A_i είναι το εμβαδόν της εσωτερικής επιφάνειας του τοιχώματος που χωρίζει τα δύο ρευστά, ενώ η παράμετρος A_o εκφράζει το εμβαδόν της εξωτερικής επιφάνειας του τοιχώματος.

3.3.3 ΜΕΘΟΔΟΣ LMTD

Η μέθοδος Log Mean Temperature Difference (LMTD) είναι ένα κρίσιμο αναλυτικό εργαλείο για το σχεδιασμό και την αξιολόγηση των εναλλάκτη θερμότητας. Αυτή η μέθοδος παρέχει μια συστηματική προσέγγιση για τον υπολογισμό του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας και της απαραίτητης επιφάνειας για αποτελεσματική ανταλλαγή θερμότητας μεταξύ των ρευστών. Χρησιμοποιείται όταν είναι γνωστές οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου των εργαζόμενων ρευστών η μπορούν να υπολογιστούν από ισοζύγιο ενέργειας.

Η μέθοδος LMTD βασίζεται στην αρχή ότι η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ ζεστών και κρύων ρευστών ποικίλλει κατά μήκος ενός εναλλάκτη θερμότητας. Υπολογίζει έναν λογαριθμικό μέσο όρο αυτών των διαφορών θερμοκρασίας για να παρέχει μια ενιαία τιμή που αντιπροσωπεύει την βάση για τη μεταφορά θερμότητα

Θεωρώντας ιδανικές συνθήκες σε έναν εναλλάκτη, δηλαδή η παροχή μάζας του κάθε ρευστού να είναι σταθερή και οι ιδιότητες του ρευστού παραμένουν οι ίδιες. Επίσης η κινητική και η δυναμική ενέργεια να είναι οριακά σταθερές και οι ειδικές θερμότητες να θεωρηθούν αμετάβλητες σε μια ορισμένη μέση τιμή θερμοκρασίας. Παράλληλα ο εναλλάκτης να είναι μονωμένος εξωτερικά και να μην υπάρχουν απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον και οποιαδήποτε μεταφορά θερμότητας να περιορίζεται μόνο μεταξύ των ρευστών.

Υπό αυτές τις συνθήκες και σύμφωνα με τον πρώτο νόμο της θερμοδυναμικής ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας από το θερμό ρευστό θα είναι ίσος με τον ρυθμό μεταφοράς θερμότητας

Τμήμα Μηχανολόγων και Αεροναυπηγών Μηχανικών – Τομέας Ενέργειας, Αεροναυτικής & Περιβάλλοντος

προς το ψυχρό. Ισοζύγιο ενέργειας σε κάθε ρευστό σε ένα διαφορετικό τμήμα του εναλλάκτη θερμότητας εκφράζεται ως :

$$\delta \dot{Q} = -\dot{m}_h c_{ph} dT_h \quad (34)$$

Και

$$\delta \dot{Q} = \pm \dot{m}_c c_{pc} dT_c \quad (35)$$

Η θερμοκρασιακή μεταβολή του θερμού ρευστού είναι αρνητική ποσότητα και για τον λόγο αυτό μπαίνει αρνητικό πρόσημο στην παραπάνω εξίσωση έτσι ώστε ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας $\dot{Q}$ να μετατραπεί σε μία θετική ποσότητα. Οι παραπάνω εξισώσεις μπορούν να εκφραστούν και ως εξής:

$$\delta \dot{Q} = -C_h dT_h \quad (36)$$

και

$$\delta \dot{Q} = \pm C_c dT_c \quad (37)$$

όπου C_h και C_c αποτελούν τους ρυθμούς χωρητικότητας του θερμού και ψυχρού ρεύματος αντίστοιχα. Τα πρόσημα + και - αφορούν την παράλληλη και αντιπαράλληλη ροή αντίστοιχα. Ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας στο διαφορικό τμήμα του εναλλάκτη θερμότητας εκφράζεται ως εξής :

$$\delta \dot{Q} = U(T_h - T_c) dA_s \quad (38)$$

Αφαιρώντας κατά μέλη της εξίσωσης (14) και (15) προκύπτει :

$$d(T_h - T_c) = dT_h - dT_c = \delta Q \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \quad (39)$$

Με αντικατάσταση του όρου δQ από την εξίσωση 16 προκύπτει :

$$\frac{d(T_h - T_c)}{(T_h - T_c)} = U \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) dA \quad (40)$$

Η ολοκλήρωση μας παραπάνω εξίσωσης από την είσοδο του εναλλάκτη έως την έξοδο μας δίνει :

$$\ln \left(\frac{T_{h,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,out}} \right) = UA \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \quad (41)$$

Αν στην εξίσωση 19 αντικατασταθούν οι όροι C_h , C_c , από την επίλυση της εξίσωσης ως προς Q , τότε έχουμε το εξής :

$$Q = UA \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln \left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}} \right)} \quad (42)$$

ή

$$Q = UA \frac{(\Delta T_1) - (\Delta T_2)}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (43)$$

Όπου ΔT_1 και ΔT_2 οι θερμοκρασιακές διαφορές μεταξύ δυο ρευστών στα δύο άκρα (είσοδο και έξοδο).

Η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη θερμότητας μπορεί να προσδιοριστεί από την σχέση :

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} \quad (44)$$

Τέλος επιλύοντας τις εξισώσεις 22 και 21 προκύπτει η εξής έκφραση για την θερμοκρασιακή διαφορά του θερμού και ψυχρού ρεύματος στο μήκος του εναλλάκτη :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_1) - (\Delta T_2)}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (45)$$

Οι εναλλάκτες θερμότητας αντιπαράλληλης ροής γενικά υπερτερούν των σχεδίων παράλληλης ροής όσον αφορά τη θερμική απόδοση. Αυτό συμβαίνει γιατί η διαφορά θερμοκρασίας παραμένει μεγαλύτερη σε όλο το μήκος του εναλλάκτη $\Delta T_{lm,CF} > \Delta T_{lm,PF}$.

Οι θερμοκρασίες εξόδου μπορεί να είναι πιο κοντά μεταξύ τους, μεγιστοποιώντας την ανταλλαγή ενέργειας

Η επιλογή μεταξύ διαμορφώσεων αντιπαράλληλης ροής και παράλληλης ροής επηρεάζει σημαντικά την απόδοση των εναλλάκτη θερμότητας. Τα σχέδια αντιροής αποδίδουν συνήθως υψηλότερα LMTD, ενισχύοντας την αποτελεσματικότητά τους στη μεταφορά θερμότητας σε σύγκριση με συστήματα παράλληλης ροής. Έτσι απαιτείται μικρότερο εμβαδόν επιφάνειας

(μικρότερος εναλλάκτης θερμότητας) για την επίτευξη ενός συγκεκριμένου ρυθμού μεταφοράς θερμότητας σε έναν εναλλάκτη αντιρροής θεωρώντας πάντα την ίδια τιμή για τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας.

3.3.4 ΜΕΘΟΔΟΣ NTU

Η μέθοδος Number of Transfer Units (NTU) χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες θερμότητας (ειδικά στους εναλλάκτες αντιπαράλληλης ροής) όταν δεν υπάρχουν επαρκείς πληροφορίες για τον υπολογισμό της λογαριθμικής μέσης διαφοράς θερμοκρασίας (LMTD). Στην ανάλυση ενός εναλλάκτη θερμότητας, εάν καθορίζονται οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου ρευστού ή μπορούν να προσδιοριστούν με απλό ένα ενεργειακό ισοζύγιο, μπορεί να χρησιμοποιηθεί η μέθοδος LMTD όπως αναφέρθηκε στην προηγούμενη ενότητα, αλλά όταν αυτές οι θερμοκρασίες είναι

μη διαθέσιμες χρησιμοποιείται η μέθοδος NTU ή μέθοδος αποτελεσματικής μεταφοράς θερμότητας.

Για να ορίσουμε την αποτελεσματικότητα ενός εναλλάκτη θερμότητας πρέπει να βρούμε τη μέγιστη δυνατή μεταφορά θερμότητας που μπορεί να γίνει υποθετικά σε έναν εναλλάκτη θερμότητας αντίθετης ροής απεριόριστου μήκους. Επομένως το ρευστό θα βιώσει τη μέγιστη δυνατή διαφορά θερμοκρασίας, η οποία είναι η διαφορά $T_{h,in} - T_{c,in}$ (Η διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας εισόδου του θερμού ρεύματος και της θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρεύματος). Η μέθοδος βασίζεται στον υπολογισμό των ρυθμών θερμοχωρητικότητας (δηλ. ρυθμός ροής μάζας πολλαπλασιασμένος με την ειδική θερμότητα) C_c και C_h για τη θερμό και κρύο υγρό αντίστοιχα, και εντοπίζοντας το μικρότερο ως $C_{ελαχ}$.

Η ποσότητα :

$$\dot{Q}_{μεγ} = C_{ελαχ}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (46)$$

υπολογίζεται στη συνέχεια, όπου $\dot{Q}_{μεγ}$ είναι η μέγιστη θερμότητα που θα μπορούσε να μεταφερθεί μεταξύ των ρευστών ανά μονάδα χρόνου. Η $C_{ελαχ}$ πρέπει να χρησιμοποιηθεί καθώς αφορά το ρευστό με τη χαμηλότερο ρυθμό θερμοχωρητικότητας που θα μπορούσε, σε ένα υποθετικό άπειρο μήκος εναλλάκτη, να υφίστανται τη μέγιστη δυνατή αλλαγή θερμοκρασίας. Το άλλο υγρό θα άλλαζε θερμοκρασία με χαμηλότερο ρυθμό κατά μήκος του εναλλάκτη θερμότητας.

Η μέθοδος, σε αυτό το σημείο, αφορά μόνο το ρευστό υφίστανται τη μέγιστη αλλαγή θερμοκρασίας.

Η αποτελεσματικότητα (ε), είναι η αναλογία μεταξύ του πραγματικού ρυθμού μεταφοράς θερμότητας και του μέγιστου δυνατού ρυθμού μεταφοράς θερμότητας:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\mu\epsilon\gamma}} = \frac{\text{Πραγματικός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας}}{\text{Μέγιστος δυνατός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας}} \quad (47)$$

Όπου

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (48)$$

Η αποτελεσματικότητα είναι μια αδιάστατη ποσότητα μεταξύ 0 και 1. Εάν γνωρίζουμε το (ε) για έναν συγκεκριμένο εναλλάκτη θερμότητας, και γνωρίζοντας τις συνθήκες εισόδου των δύο ρευμάτων ροής μπορούμε να υπολογίσουμε την ποσότητα θερμότητας που μεταφέρεται μεταξύ των ρευστών από την:

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{\epsilon\lambda\alpha\chi}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (49)$$

Αν $C_c = C_{\epsilon\lambda\alpha\chi}$ τότε :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\mu\epsilon\gamma}} = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_c(T_{h,in} - T_{c,in})} = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}}$$

Αν $C_h = C_{\epsilon\lambda\alpha\chi}$ τότε :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\mu\epsilon\gamma}} = \frac{C_h(T_{h,in} - T_{h,out})}{C_h(T_{h,in} - T_{c,in})} = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}}$$

Για οποιονδήποτε εναλλάκτη θερμότητας μπορεί να αποδειχθεί ότι:

$$\varepsilon = \text{function} \left(\frac{UA_s}{C_{\epsilon\lambda\alpha\chi}}, \frac{C_{\epsilon\lambda\alpha\chi}}{C_{\mu\epsilon\gamma}} \right) = \text{function} (NTU, c)$$

Όπου $c = C_{\epsilon\lambda\alpha\chi} / C_{\mu\epsilon\gamma}$ και

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{\varepsilon\lambda\alpha\chi}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}c_p)_{\varepsilon\lambda\alpha\chi}} \quad (50)$$

Όπου U είναι ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και A_s η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη. Η παράμετρος NTU είναι ανάλογη του εμβαδού της επιφάνειας A_s άρα για συγκεκριμένες τιμές U και $C_{\varepsilon\lambda\alpha\chi}$ η τιμή NTU αποτελεί μέτρο της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας A_s .

Για παράδειγμα η αποτελεσματικότητα μεταφοράς θερμότητας ενός εναλλάκτη διπλού σωλήνα παράλληλης ροής δίνεται από:

$$\varepsilon_{\text{παράλληλη ροή}} = \frac{1 - \exp[-NTU(1+c)]}{1+c} \quad (51)$$

και για εναλλάκτη θερμότητας διπλού σωλήνα αντιπαράλληλης ροής η σχέση αποτελεσματικότητας μεταφοράς θερμότητας γίνεται:

$$\varepsilon_{\text{αντιπαράλληλη ροή}} = \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1 - c \exp[-NTU(1-c)]} \quad (52)$$

Παρόμοιες σχέσεις αποτελεσματικότητας μπορούν να προκύψουν για εναλλάκτες θερμότητας ομόκεντρων σωλήνων και εναλλάκτες κελύφους σωλήνα. Αυτές οι σχέσεις διαφοροποιούνται μεταξύ τους ανάλογα με τον τύπο της ροής (αντίρροπη, παράλληλη ή εγκάρσια), τον αριθμό των διαδρομών (σε εναλλάκτες διασταυρούμενης ροής) και εάν σε ένα ρεύμα ροής υπάρχει ανάμειξη ή όχι.

Αξίζει να σημειωθεί ότι για $c = 0$ υπάρχει η ειδική περίπτωση στην οποία πραγματοποιείται αλλαγή φάσης (συμπύκνωση ή εξάτμιση) στον εναλλάκτη. Επομένως, σε αυτή την ειδική περίπτωση η συμπεριφορά του εναλλάκτη θερμότητας είναι ανεξάρτητη από τον τύπο ροής.

Επομένως η αποτελεσματικότητα δίνεται από την σχέση :

$$\varepsilon = 1 - \exp[-NTU] \quad (53)$$

Η αποτελεσματικότητα της μεταφοράς θερμότητας κυμαίνεται από 0 έως 1. Αυτή η τιμή αυξάνεται γρήγορα με την NTU για μικρές τιμές (έως περίπου $NTU = 1,5$), αλλά ο ρυθμός

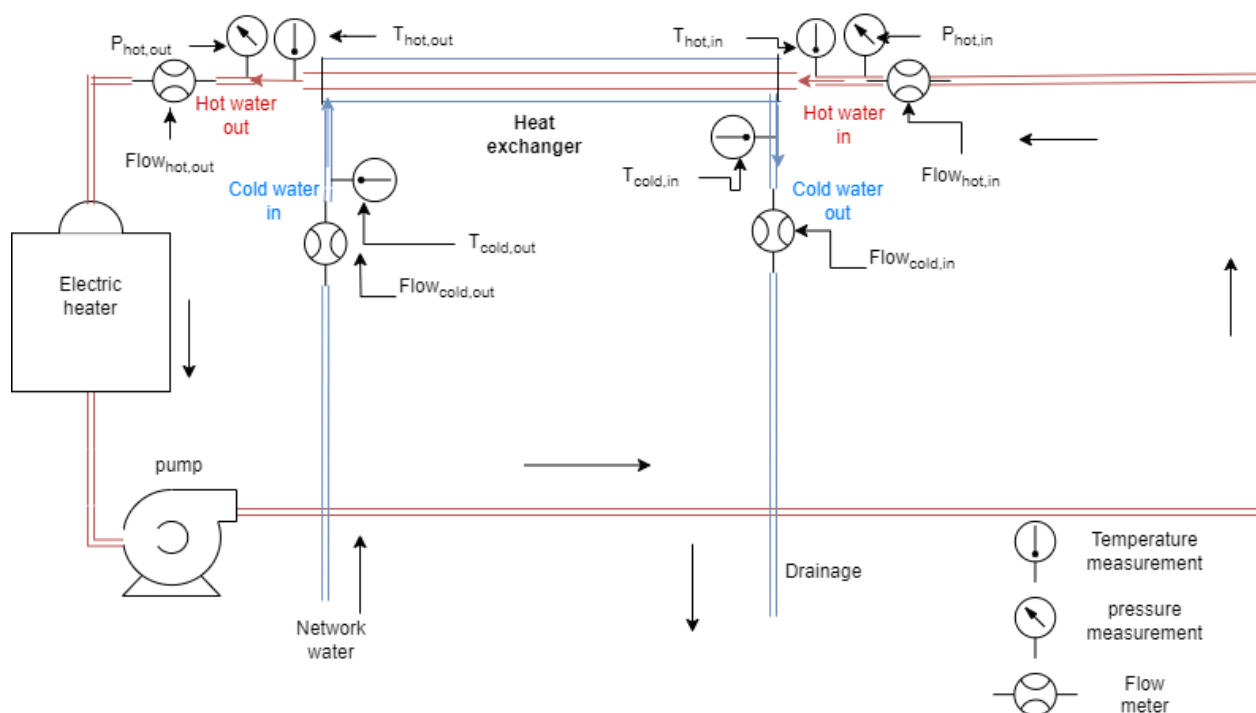
αύξησης επιβραδύνεται σημαντικά για μεγαλύτερες τιμές. Κατά συνέπεια, η χρήση ενός εναλλάκτη θερμότητας με υψηλό NTU ($NTU > 3$) και, επομένως σημαντικού μεγέθους δεν είναι οικονομικά συμφέρουσα, καθώς οποιαδήποτε σημαντική αύξηση της NTU αντιστοιχεί μόνο σε μια μικρή αύξηση στην αποτελεσματικότητα μεταφοράς θερμότητας.

4.0 ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΔΙΠΛΟΥ ΣΩΛΗΝΑ

ΑΝΤΙΠΑΡΑΛΛΗΛΗΣ ΡΟΗΣ

Στόχος αυτής της ενότητας είναι η ανάλυση και η ανάπτυξη της μεθοδολογίας υπολογισμού του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μεταξύ των δύο σωλήνων και του συντελεστή τριβής στον εσωτερικό σωλήνα σε έναν εναλλάκτη διπλού σωλήνα αντιπαράλληλης ροής. Ως δεδομένα έχουμε τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του εναλλάκτη και των σωλήνων και τα χαρακτηριστικά της ροής (θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου των δύο ρευμάτων, τις παροχές μάζας τους και την πτώση πίεσης).

Αυτή η μεθοδολογία προτείνεται να εφαρμοστεί σε μια πειραματική διάταξη αντίστοιχη του διαγράμματος ροής που φαίνεται. Πρόκειται για ένα κλειστό κύκλωμα εξαναγκασμένης ροής με ελεγχόμενες θερμοκρασίες που θα παρέχει θερμό νερό σε έναν εναλλάκτη διπλού σωλήνα αντιπαράλληλης ροής όπου θα μελετάται ο εσωτερικός σωλήνας που θα μπορεί να έχει εσωτερικές αυλακώσεις. Για αυτό, όπως θα φανεί και στην συνέχεια, οι υπολογισμοί οδηγούν στον συντελεστή συναγωγής στο εσωτερικό μέρος του εναλλάκτη. Μία τέτοια διάταξη θα μπορούσε να είναι δομημένη σύμφωνα με το διάγραμμα ροής της εικόνας 11.



Εικόνα 11 Ενδεικτικό διάγραμμα ροής

4.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΣΥΝΑΓΩΓΗΣ ΚΑΙ NUSSELT

Η μεταφορά θερμότητας σε έναν εναλλάκτη διπλού σωλήνα εξαρτάται από την εξίσωση της θερμικής αντίστασης:

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_{t,i}} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_{wall} L} + \frac{1}{h_o A_{t,o}} \quad (54)$$

Όπου U_o , $A_{t,o}$, U_i , $A_{t,i}$ οι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας και οι επιφάνειες μεταφοράς θερμότητας του εξωτερικού και εσωτερικού σωλήνα αντίστοιχα ($A_t = \pi \cdot D_h \cdot L$), h_i και h_o οι συντελεστές συναγωγής στην εσωτερική και εξωτερική πλευρά, D οι διάμετροι, L το μήκος του εναλλάκτη και k_{wall} η θερμική αγωγιμότητα του εσωτερικού σωλήνα.

Αρχικά έχοντας τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου μπορούμε να υπολογίσουμε τους ρυθμούς μεταφοράς θερμότητας ως εξής:

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_i c_{pi} (T_{i,in} - T_{i,out}) \quad (55)$$

Και

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_o c_{po} (T_{o,out} - T_{o,in}) \quad (56)$$

Όπου c_p οι ειδικές θερμότητες και T_{in} , T_{out} οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του εκάστοτε ρεύματος.

Στην συνέχεια υπολογίζουμε τον μέσο όρο των ρυθμών μεταφοράς θερμότητας.

$$\dot{Q}_{mean} = \frac{\dot{Q}_i + \dot{Q}_o}{2} \quad (57)$$

Από τον ορισμό του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας:

$$U_o = \frac{\dot{Q}_{mean}}{A_{t,o} \Delta T_{lm}} \quad (58)$$

Όπου

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

Από την εξίσωση 45 με $\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$ και $\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$ αφού πρόκειται για εναλλάκτη αντιπαράλληλης ροής.

Ο συντελεστής συναγωγής του εξωτερικού σωλήνα θεωρείται ότι προσεγγίζεται από την εξίσωση (5) των Dittus-Boelter οπότε λύνουμε ως προς h_o :

$$h_o = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} * \frac{k_o}{D_{h,o}} \quad (59)$$

Όπου k_o η θερμική αγωγιμότητα του ρευστού του εξωτερικού ρεύματος και $D_{h,o}$ η εξωτερική υδραυλική διάμετρος. Ο αριθμός Re υπολογίζεται από την εξίσωση (2) και ο αριθμός Pr από την (3).

Άρα αφού γνωρίζουμε και το h_o επιλύουμε την (54) ως προς h_i και καταλήγουμε στην εξίσωση :

$$h_i = \frac{1}{\left(\frac{1}{U_o} - \frac{1}{h_o} - \frac{D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2k_{wall}} \right) * \frac{A_{t,i}}{A_{t,o}}} \quad (60)$$

Τέλος από την (1) υπολογίζεται ο Nusselt.

$$Nui = \frac{h_i L}{k_i}$$

4.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΤΡΙΒΗΣ

Έχοντας την δυνατότητα να μετρήσουμε την πτώση πίεσης μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του σωλήνα υπολογίζουμε τον συντελεστή τριβής χρησιμοποιώντας την εξίσωση (14) του Darcy για την πτώση πίεσης. Λύνουμε ως προς f :

$$f = \frac{2 * D_i * \Delta P}{L * \rho * u^2} \quad (61)$$

Η ταχύτητα u του εσωτερικού ρεύματος υπολογίζεται από την σχέση:

$$u_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho * A_i} \quad (62)$$

4.3 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΤΗΣ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑΣ

Η παραπάνω μεθοδολογία έχει μοντελοποιηθεί σε υπολογιστικό φύλλο του Microsoft Excel, όπου τα αποτελέσματα που προκύπτουν από τις εκάστοτε πειραματικές μετρήσεις μπορούν να συγκριθούν με αυτά των εμπειρικών σχέσεων που παρουσιάστηκαν στο 3ο κεφάλαιο. Στην προκειμένη περίπτωση το εσωτερικό ρεύμα είναι το θερμό και το εξωτερικό το κρύο. Παρακάτω περιγράφεται η διαδικασία επεξεργασίας αποτελεσμάτων στο υπολογιστικό φύλλο που δημιουργήθηκε.

Αρχικά εισάγουμε τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των σωλήνων .

ΕΝΙΣΧΥΜΕΝΟΣ				ΛΕΙΟΣ			
ΕΞΩΤΕΡΙΚΟΣ ΣΩΛΗΝΑΣ (Κρύο Ρεύμα)				ΕΞΩΤΕΡΙΚΟΣ ΣΩΛΗΝΑΣ (Κρύο Ρεύμα)			
Εξωτερική διάμετρος, $D_{C,εξω}$ (mm) =	20.00	$D_{h,o}$ (m) =	0.01048	Εξωτερική διάμετρος, $D_{C,εξω}$ (mm) =	20	$D_{h,o}$ (m) =	0.01048
Μήκος σωλήνα, L_c (m) =	2.28	A_o (m ²) =	2.43E-04	Μήκος σωλήνα, L_C (m) =	2.28	A_o (m ²) =	0.000242978
		$A_{s,o}$ =	0.068190154			$A_{s,o}$ =	0.068190154
ΣΩΤΕΡΙΚΟΣ ΣΩΛΗΝΑΣ (Ζεστό Ρεύμα)				ΕΞΩΤΕΡΙΚΟΣ ΣΩΛΗΝΑΣ (Ζεστό Ρεύμα)			
Εσωτερική διάμετρος, $D_{H,εσω}$ (mm) =	7.92	$D_{H,i}$ (m) =	0.00792	Εσωτερική διάμετρος, $D_{H,εσω}$ (mm) =	7.92	$D_{H,i}$ (m) =	0.00792
Εξωτερική διάμετρος, $D_{H,εξω}$ (mm) =	9.52	$D_{H,o}$ (m) =	0.00952	Εξωτερική διάμετρος, $D_{H,εξω}$ (mm) =	9.52	$D_{H,o}$ (m) =	0.00952
Μήκος σωλήνα, L_{H_i} (m) =	2.28	A_i (m ²) =	4.927E-05	Μήκος σωλήνα, L_H (m) =	2.28	A_i (m ²) =	4.92652E-05
		$A_{εσω}$ (m ²) =	0.11559			$A_{s,i}$ =	0.05673
		$A_{s,i}$ =	0.05673	Τραχύτητα Λείου, ϵ =			0.00150
Χαρακτηριστικά Ελίκωσης							
Ύψος ελίκωσης, e (mm) =	0.20						
N_s =	60						
Γωνία Ελίκωσης, α (deg) =	18						
Γωνία κορυφής, ϕ (deg) =	42						
Πάχος πτερυγίου, t (mm) =	0.20						
Αδιάστ. Βήμα ελίκ., p_{mod} =	5.902						
e/D =	0.02525						
Αξον. Βήμα Ελίκ., $Pitch$ (m) =	0.00041						

Εικόνα 12 γεωμετρικά χαρακτηριστικά των σωλήνων

Υπάρχουν δύο διαφορετικοί πίνακες για λείο και ενισχυμένο σωλήνα διότι οι ενισχυμένοι σωλήνες έχουν επιπλέον γεωμετρικά χαρακτηριστικά σε σχέση με τους λείους που χρειάζεται να εισαχθούν. Επίσης με αυτή την διαρρύθμιση μπορούμε να επεξεργαστούμε μετρήσεις από δύο σωλήνες ταυτόχρονα και να τους συγκρίνουμε.

Μετά εισάγουμε τις πειραματικές μετρήσεις που έχουν γίνει (πτώση πίεσης, θερμοκρασίες, παροχές). Πάλι μπορούμε να εισάγουμε ξεχωριστά τις μετρήσεις για δύο σωλήνες όπως φαίνεται στις εικόνες 12 και 13.

ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ - ΛΕΙΟΥ ΣΩΛΗΝΑ										
	Μετρήσεις Θερμού Ρεύματος				Μετρήσεις Ψυχρού Ρεύματος				Πτώση Πίεσης Θερμού Ρεύματος	
	ῆ (kg/s)	T _{H,in} (°C)	T _{H,out} (°C)		Παροχή (kg/s)	T _{C,in} (°C)	T _{C,out} (°C)		Παροχή (kg/s)	ΔΡ (Pa)
1	0.03469	63.0	34.3	28.7	0.3345	16.8	20.0	-3.3	0.03469	2,326.83
2	0.04222	63.4	35.7	27.8	0.3345	16.9	20.5	-3.7	0.04222	3,193.18
3	0.05003	63.5	37.0	26.5	0.3345	16.9	21.0	-4.2	0.05003	4,014.29
4	0.05843	59.2	36.6	22.6	0.3345	16.9	21.0	-4.1	0.05843	5,276.19
5	0.06641	59.2	37.5	21.8	0.3345	17.0	21.3	-4.3	0.06641	6,375.56
6	0.07670	59.3	38.6	20.7	0.3345	17.0	21.6	-4.6	0.07670	7,978.57
7	0.08432	58.8	38.9	19.9	0.3345	17.0	21.8	-4.8	0.08432	9,302.04
8	0.09193	56.4	38.3	18.1	0.3345	16.9	21.6	-4.7	0.09193	10,715.91
9	0.09896	62.4	42.2	20.3	0.3345	16.8	22.6	-5.8	0.09896	12,063.83

Εικόνα 13 πειραματικές μετρήσεις λείου σωλήνα

ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ - ΣΩΛΗΝΑ ΕΛΙΚΩΣΕΩΝ										
a/a	Μετρήσεις Θερμού Ρεύματος				Μετρήσεις Ψυχρού Ρεύματος				Πτώση Πίεσης Θερμού Ρεύματος	
	Παροχή (kg/s)	T _{H,in} (°C)	T _{H,out} (°C)		Παροχή (kg/s)	T _{C,in} (°C)	T _{C,out} (°C)		Παροχή (kg/s)	ΔΡ (Pa)
1	0.03628	62.8	31.2	31.6	0.335019369	17.4	21.3		0.03628	3,447
2	0.04298	62.6	31.8	30.8	0.329995848	17.3	21.7		0.04298	4,717
3	0.04993	59.7	31.7	27.9	0.332657111	17.2	21.7		0.04993	6,217
4	0.05983	59.8	32.9	26.8	0.334317724	17.2	22.2		0.05983	8,628
5	0.06855	59.4	34.1	25.4	0.335650254	17.3	22.6		0.06855	10,854
6	0.07523	58.2	34.5	23.6	0.334578509	17.4	22.8		0.07523	13,097
7	0.08375	61.4	36.5	24.8	0.332818551	17.3	23.5		0.08375	14,839
8	0.09102	61.9	37.5	24.4	0.335151171	17.3	23.8		0.09102	17,407
9	0.10079	61.8	38.6	23.2	0.334939306	17.4	24.0		0.10079	20,678

Εικόνα 14 πειραματικές μετρήσεις ενισχυμένου σωλήνα

Παράλληλα έχει κατασκευαστεί ένας πίνακας για κάθε σωλήνα στον οποίο με την εισαγωγή των θερμοκρασιών προκύπτουν οι ιδιότητες των ρευστών των δύο ρευμάτων.

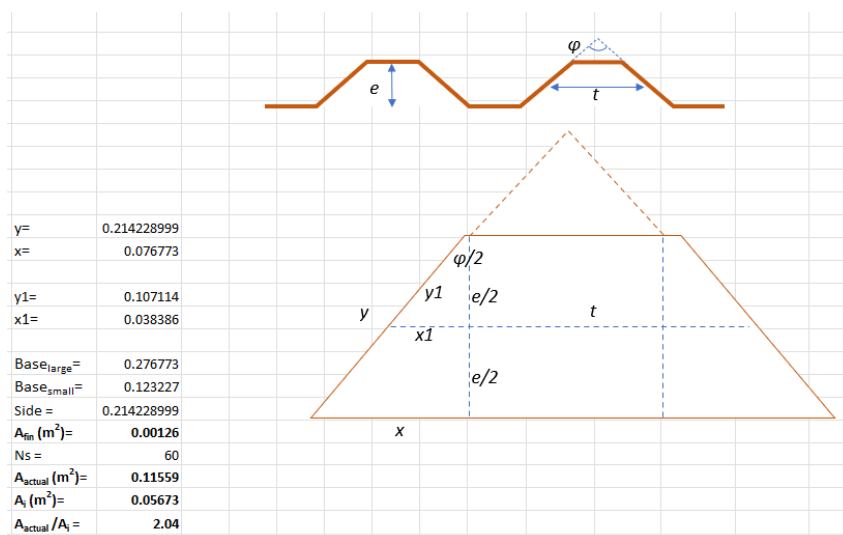
Ιδιότητες Νερού - Θερμού Ρεύματος							
a/a	T _{H,b} (°C)	c _p	ρ	μ x 10 ⁻³	ν x 10 ⁻⁶	k	Pr
	°C	kJ/kg·°C	kg/m ³	kg/m·s	m ² /s	W/m·°C	
1	48.6	4182.0	989.3	5.61E-04	5.67E-07	0.6389	3.67
2	49.5	4182.0	989.1	5.52E-04	5.58E-07	0.6400	3.60
3	50.2	4182.1	988.9	5.45E-04	5.52E-07	0.6407	3.56
4	47.9	4182.0	989.5	5.68E-04	5.74E-07	0.6381	3.72
5	48.3	4182.0	989.4	5.63E-04	5.70E-07	0.6386	3.69
6	49.0	4182.0	989.2	5.57E-04	5.64E-07	0.6393	3.64
7	48.8	4182.0	989.3	5.58E-04	5.65E-07	0.6392	3.65
8	47.3	4182.0	989.6	5.73E-04	5.79E-07	0.6374	3.76
9	52.3	4182.9	987.5	5.27E-04	5.34E-07	0.6430	3.43

Εικόνα 15 Πίνακας εύρεσης ιδιοτήτων θερμού ρεύματος

Ιδιότητες Νερού - Ψυχρού Ρεύματος							
a/a	$T_{c,b} (^{\circ}\text{C})$	c_p	ρ	$\mu \times 10^{-3}$	$\nu \times 10^{-6}$	k	Pr
	$^{\circ}\text{C}$	$\text{kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$	kg/m^3	$\text{kg/m}\cdot\text{s}$	m^2/s	$\text{W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$	
1	18.4	4183.6	998.6	1.05E-03	1.05E-06	0.5969	7.34
2	18.7	4183.3	998.5	1.04E-03	1.04E-06	0.5974	7.27
3	19.0	4183.0	998.5	1.03E-03	1.03E-06	0.5978	7.22
4	19.0	4183.0	998.5	1.03E-03	1.03E-06	0.5978	7.22
5	19.1	4182.9	998.5	1.03E-03	1.03E-06	0.5981	7.18
6	19.3	4182.7	998.4	1.02E-03	1.02E-06	0.5984	7.15
7	19.4	4182.6	998.4	1.02E-03	1.02E-06	0.5985	7.13
8	19.2	4182.8	998.4	1.02E-03	1.03E-06	0.5983	7.16
9	19.7	4182.3	998.4	1.01E-03	1.01E-06	0.5991	7.06

Εικόνα 16 Πίνακας εύρεσης ιδιοτήτων ψυχρού ρεύματος

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω όταν δοκιμάζεται σωλήνας με αυλακώσεις η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας αλλάζει ανάλογα με τα χαρακτηριστικά των πτερυγίων. Έτσι σε περίπτωση που χρειαστεί υπολογίζεται η νέα επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας όπως φαίνεται παρακάτω.



Εικόνα 17 Υπολογισμός επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας σε σωλήνα με αυλακώσεις

Στην συνέχεια ακολουθούν εικόνες του πίνακα όπου εφαρμόζεται η μέθοδος που παρουσιάστηκε στις προηγούμενες ενότητες . Υπάρχουν δύο τέτοιοι πανομοιότυποι πίνακες ένας για κάθε σωλήνα αλλά χάριν συντομίας θα εμφανιστεί ο ένας. Ο πίνακας δημιουργείται αυτόματα όταν που εισάγουμε τα δεδομένα στους πίνακες των εικόνων 12 και 13 αντίστοιχα με τις ιδιότητες που προκύπτουν από τους πίνακες 15 και 16

A/A	Παροχή, $\dot{m}_H$ (kg/s)	Ταχύτητα, u_H (m/s)	Reynolds, Re_H	Παροχή, $\dot{m}_C$ (kg/s)	Ταχύτητα, u_C (m/s)	Reynolds, Re_C	$T_{H,in}$ (°C)	$T_{H,out}$ (°C)	Q_H (W)
1	0.03469	0.712	9,940	0.335	1.379	13,790	63.0	34.3	4,161
2	0.04222	0.866	12,295	0.335	1.379	13,896	63.4	35.7	4,907
3	0.05003	1.027	14,737	0.335	1.379	13,996	63.5	37.0	5,549
4	0.05843	1.199	16,545	0.335	1.379	13,995	59.2	36.6	5,526
5	0.06641	1.362	18,935	0.335	1.379	14,065	59.2	37.5	6,043
6	0.07670	1.574	22,118	0.335	1.379	14,117	59.3	38.6	6,647
7	0.08432	1.730	24,258	0.335	1.379	14,146	58.8	38.9	7,001
8	0.09193	1.886	25,777	0.335	1.379	14,094	56.4	38.3	6,947
9	0.09896	2.034	30,159	0.335	1.379	14,275	62.4	42.2	8,389

Εικόνα 18 Εφαρμογή της μεθόδου υπολογισμού Nusselt και συντελεστή τριβής πειραματικά

t (°C)	$T_{C,out}$ (°C)	Q_C (W)	Q_{aveg} (W)	ΔT_1	ΔT_2	ΔT_{lm}	U_o (W/m ² °C)
16.8	20.0	4,572	4,367	42.9	17.5	28.4	2,258
16.9	20.5	5,130	5,018	42.9	18.8	29.2	2,518
16.9	21.0	5,862	5,706	42.4	20.1	29.9	2,800
16.9	21.0	5,754	5,640	38.2	19.7	28.0	2,958
17.0	21.3	6,060	6,052	37.9	20.5	28.3	3,135
17.0	21.6	6,482	6,565	37.7	21.7	29.0	3,324
17.0	21.8	6,713	6,857	37.0	22.0	28.8	3,487
16.9	21.6	6,598	6,772	34.8	21.5	27.6	3,599
16.8	22.6	8,074	8,232	39.9	25.4	32.1	3,763

Εικόνα 19 Εφαρμογή της μεθόδου υπολογισμού Nusselt και συντελεστή τριβής πειραματικά

h_o (W/m ² °C)	h_i (W/m ² °C)	Nu_i (Πειραματικό smooth)	Nu_i (Gielinski)	Nu_i (Dittus-Boelter)	Συντελεστής Τριβής, f_{exp}	Συντελεστής Τριβής, $f_{Blasius}$	Συντελεστής Τριβής, $f_{Petukhov}$	Συντελεστής Τριβής, $f_{Haaland}$	Συντελεστής Τριβής, f_{moody}
5,958	4,409	54.65	61.75	53.58	0.0323	0.0316	0.0315	0.0311	0.0312
5,979	5,282	65.37	74.46	63.17	0.0299	0.0300	0.0297	0.0294	0.0296
5,999	6,390	78.98	87.09	72.74	0.0267	0.0287	0.0283	0.0281	0.0283
5,999	7,112	88.27	98.24	80.87	0.0258	0.0279	0.0275	0.0273	0.0275
6,012	7,997	99.19	110.17	89.88	0.0241	0.0269	0.0265	0.0264	0.0266
6,022	9,071	112.37	125.32	101.38	0.0226	0.0259	0.0255	0.0254	0.0257
6,028	10,136	125.59	135.80	109.25	0.0218	0.0253	0.0249	0.0249	0.0252
6,018	10,987	136.52	144.83	115.69	0.0212	0.0249	0.0245	0.0246	0.0248
6,053	12,239	150.77	158.97	127.61	0.0205	0.0240	0.0236	0.0237	0.0240

Εικόνα 20 Εφαρμογή της μεθόδου υπολογισμού Nusselt και συντελεστή τριβής πειραματικά και αποτελέσματα εμπειρικών σχέσεων

Στις παραπάνω εικόνες φαίνονται υπολογισμοί για έναν λείο σωλήνα, για αυτό η σύγκριση του αριθμού Nusselt γίνεται με τις εξισώσεις του Gnielinski (Εξίσωση 4) και των Dittus-Boelter (Εξίσωση 5) και η σύγκριση του συντελεστή τριβής γίνεται με την εξίσωση του Petukhov (Εξίσωση 19), την εξίσωση του Blasius και την εξίσωση του Haaland (Εξίσωση 21). Επίσης ο συντελεστής τριβής συγκρίνεται και με τα αποτελέσματα από το διάγραμμα Moody μέσω μιας επαναληπτικής διαδικασίας όπως φαίνεται στην εικόνα 21.

$Re_{critical}$	Re	ε/D	f	f	final f	denom	f_{guess}	G(f)	G'(f)	new f	G(f)	G'(f)	new f	G(f)	G'(f)	new f
2300	9,940	0.000189	0.00644	0.031223	0.031223	-5.6661	0.03115	0.007845	-104.418	0.031223	1.35764E-05	-104.057	0.031223	4.0782E-11	-104.056	0.031223
2300	12,295	0.000189	0.00521	0.029579	0.029579	-5.8279	0.02944	0.015399	-113.114	0.029579	5.10756E-05	-112.365	0.029579	5.6511E-10	-112.362	0.029579
2300	14,737	0.000189	0.00434	0.028283	0.028283	-5.9649	0.02811	0.021333	-120.827	0.028282	9.61329E-05	-119.741	0.028283	1.9674E-09	-119.736	0.028283
2300	16,545	0.000189	0.00387	0.027502	0.027502	-6.052	0.0273	0.024891	-125.897	0.027501	0.000129309	-124.593	0.027502	3.5213E-09	-124.586	0.027502
2300	18,935	0.000189	0.00338	0.026634	0.026634	-6.1529	0.02641	0.028816	-131.942	0.026632	0.00017096	-130.382	0.026634	6.0797E-09	-130.373	0.026634
2300	22,118	0.000189	0.00289	0.025688	0.025688	-6.2685	0.02545	0.033043	-139.077	0.025687	0.00022143	-137.22	0.025688	1.006E-08	-137.207	0.025688
2300	24,258	0.000189	0.00264	0.025153	0.025153	-6.3367	0.0249	0.035408	-143.399	0.025151	0.000252064	-141.366	0.025153	1.2933E-08	-141.351	0.025153
2300	25,777	0.000189	0.00248	0.02481	0.02481	-6.3814	0.02456	0.036904	-146.275	0.024809	0.000272287	-144.125	0.02481	1.5014E-08	-144.109	0.02481
2300	30,159	0.000189	0.00212	0.023962	0.023962	-6.4961	0.0237	0.040548	-153.81	0.02396	0.000324149	-151.362	0.023962	2.1004E-08	-151.343	0.023962

Εικόνα 21 Επαναληπτική διαδικασία διαγράμματος Moody

Για τον ενισχυμένο η σύγκριση γίνεται με τις εξισώσεις των Ravigururajan-Bergles [23] και Jensen-Vlakancic [4] για τον Nusselt και των Jensen και Vlakancic [4] και Haaland [27] για τον συντελεστή τριβής.

5.0 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑ

Οι εναλλάκτες θερμότητας είναι διατάξεις που χρησιμοποιούνται καθημερινά στην ζωή μας. Η παρούσα σπουδαστική εργασία, ασχολείται με την ανάπτυξη της μεθοδολογίας υπολογισμού του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και συντελεστή τριβής σωλήνων με εσωτερικές αυλακώσεις που εγκαθίστανται σε εναλλάκτη διπλού σωλήνα αντιπαράλληλης ροής. Η χρήση των συγκεκριμένων σωλήνων σε εναλλάκτες θερμότητας αποτελεί μέθοδο ενίσχυσης της μεταφοράς θερμότητας και με βάση τα αποτελέσματα που δίνουν έρευνες στην επιστημονική κοινότητα και στην βιομηχανία το ενδιαφέρον έχει στραφεί προς την μελέτη των φαινομένων που δημιουργούνται σε αυτούς.

Όπως φάνηκε, με προϋπόθεση τις βασικές γνώσεις στο αντικείμενο της μετάδοσης θερμότητας και πιο συγκεκριμένα στην συναγωγή και στην θεωρία εναλλακτών θερμότητας η μέθοδος μπορεί να εφαρμοστεί από τον οποιοδήποτε. Έτσι η μελέτη και η σύγκριση ενισχυμένων σωλήνων με λείους γίνεται αρκετά ξεκάθαρη με την ύπαρξη της κατάλληλης διάταξης.

Τέλος, η μέθοδος θα χρησιμοποιηθεί για επεξεργασία αποτελεσμάτων που θα παρθούν από μία πειραματική διάταξη που κατασκευάστηκε στο εργαστήριο τεχνικής θερμοδυναμικής σύμφωνα με το πρότυπο του διαγράμματος ροής της εικόνας 11. Συγκεκριμένα πρόκειται για εναλλάκτη διπλού σωλήνα αντιπαράλληλης ροής με κλειστό κύκλωμα του θερμού ρευστού ελεγχόμενης θερμοκρασίας όπου θα δοκιμαστούν λείοι και ενισχυμένοι σωλήνες. Έτσι η μέθοδος που αναπτύχθηκε θα εφαρμοστεί και στην πράξη.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Itoh M, Kimura H, Application F, Data P. United States Patent [191 1977]
- [2] Single-phase heat transfer and flow friction correlations for microfin tubes Wang C.C. , Chiou C.B. , Lu D.C <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-0030267840&origin=resultslist&sort=plf-f&src=s&sid=f1afc607b6f16a484adab15673c1bee1&sot=b&sdt=b&s=TITLE-ABS-KEY%28microfin+tubes+single+phase%29&sl=42&sessionSearchId=f1afc607b6f16a484adab15673c1bee1&relpos=51>
- [3] Single-phase heat transfer in micro-fin tubes L. J. BROGNAUX, RALPH L. WEBBt and LOUAY M. CHAMRA
- [4] Experimental investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in internally finned tubes . Michael K Jensen–\ Alex Vlakancic
- [5] Turbulent Flow in Closely-Pitched Internally Enhanced Tubes . T. S. Ravigururajan, J. Srinivasan
- [6] Experiments with micro-fin tube in single phase. Jacqueline Biancon Copetti*, Mario Henrique Macagnan, Daiana de Souza, Rejane De Ce´saro Olivesk.
- [7] Single-phase heat transfer and flow characteristics of micro-fin tubes. DongHyouck Han , Kyu-Jung Lee
- [8] Friction factor correlation and pressure loss of single-phase flow inside herringbone microfin tubes Hasan M.M. Afroza , Akio Miyarab,
- [9] Heat transfer and single-phase flow in internally grooved tubes. K. Aroonrat a, C. Jumpholkul a, R. Leelaprachakul b, A.S. Dalkilic c, O. Mahian d, S. Wongwises
- Τμήμα Μηχανολόγων και Αεροναυπηγών Μηχανικών – Τομέας Ενέργειας, Αεροναυτικής & Περιβάλλοντος

[10] Condensation Characteristics of R-134a and R-404A in Horizontal Micro Finned Tubes Kukreja, Rajeev, Singh, Sanjeev

[11] Flow condensing heat transfer of R410A, R22, and R32 inside a micro-fin tube. Quang Vu Pham, Kwang-II Choi, Jong-Taek Oh & Honggi Cho

[12] Experimental study on flow boiling heat transfer and pressure drop of R245fa/R141b mixture in a horizontal microfin tube . Zhiqi Wang* , Lan Luo, Xiaoxia Xia, Ni He, Deqi Peng, Shuying Wu

[13] R1234ze(E) Flow Boiling inside a 2.5 mm ID Smooth Tube and Comparison against an Equivalent Microfin Tube Andrea Diani * and Luisa Rossetto

[14] Comparison between R134a and R1234ze(E) during Flow Boiling in Microfin Tubes Andrea Lucchini 1,* , Igor M. Carraretto 1 , Thanh N. Phan 2,3, Paola G. Pittoni 4 and Luigi P. M. Colombo 1

[15] Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of low GWP R-404A alternative refrigerants in a multiport tube having axial microfins. Cheol-Hwan Kim, Nae-Hyun Kim

[16] FLOW BOILING OF R450A AND R515B INSIDE A 5.0 mm OD MICROFIN TUBE. Diani, Andrea, Liu, Yuce, Rossetto, Luisa

[17] Research on the R513A condensation heat transfer characteristics in horizontal microfin tubes . Zhenyang Lu a,b, Jingde Jiang c, Cheng Tang d, Leren Tao a,b, Jianhong Chen a,e, Zhigao Zheng a, Hong Tao f, Lihao Huang a,b,*

[18] Experimental determination of heat transfer and friction in helically-finned tubes Gregory J. Zdaniuk , Louay M. Chamra Pedro J. Mago

- [19] Heat exchanger fundamentals: Analysis and theory of design. Fakhri, Ahmad
- [20] V. Gnielinski, “New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow,” International Chemical Engineering, Vol. 16, No. 2, 1976, pp. 359-68.
- [21] Dittus, F.W. and Boelter, L.M.K. (1930) Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type. University of California Press, Berkeley, University of California Publications in Engineering, Vol. 2, 443-461.
- [22] Heat Transfer in Counterflow, Parallel-Flow, and Cross-Flow. H. Hausen.
- [23] Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties. B.S. Petukhov
- [24] Bergles a. E, Ravigururajan TS. Development and verification of general correlations for pressure drop and heat transfer in single-phase turbulent flow in enhanced tubes. Exp Therm Fluid Sci 1996;13:55–70.
- [25] Experimental investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in internally finned tubes. Michael K. Jensen , Alex Vlakancic.
- [26] Colburn, A.P. (1933) A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and A Comparison with Fluid Friction. International Journal of Heat and Mass Transfer, 7, 1359-1384. [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(64\)90125-5](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(64)90125-5)
- [27] Haaland, S.E. (1983) Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Flow. Journal of Fluids Engineering, 103, 89-90. <https://doi.org/10.1115/1.3240948>