



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ  
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

**Εναλλάκτης θερμότητας για παροχή θερμού νερού χρήσης με  
αξιοποίηση διαφόρων πηγών: Λειτουργικός και κατασκευαστικός  
σχεδιασμός**

υπό

**ΓΕΩΡΓΙΟΥ ΠΑΠΑΔΟΠΕΡΑΚΗ**

**Διπλωματική Εργασία**

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των απαιτήσεων για  
την απόκτηση του Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού

Βόλος, 2022



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ  
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

**Εναλλάκτης θερμότητας για παροχή θερμού νερού χρήσης με  
αξιοποίηση διαφόρων πηγών: Λειτουργικός και κατασκευαστικός  
σχεδιασμός**

υπό

**ΓΕΩΡΓΙΟΥ ΠΑΠΑΔΟΠΕΡΑΚΗ**

**Διπλωματική Εργασία**

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των απαιτήσεων για  
την απόκτηση του Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού

Βόλος, 2022

© 2022 Γεώργιος Παπαδοπεράκης

Η έγκριση της διπλωματικής εργασίας από το Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας δεν υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα (Ν. 5343/32 αρ. 202 παρ. 2).

## **Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:**

Πρώτος Εξεταστής      Δρ. Βασίλειος Μποντόζογλου  
(Επιβλέπων)            Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο  
   Θεσσαλίας

Δεύτερος Εξεταστής    Δρ. Γρηγόριος Χαϊδεμενόπουλος  
(Συνεπιβλέπων)        Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο  
   Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής      Δρ. Νικόλαος Ανδρίτσος  
   Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο  
   Θεσσαλίας

## Ευχαριστίες

Θα ήθελα να εκφράσω τις ειλικρινείς ευχαριστίες μου στους επιβλέποντες καθηγητές της διπλωματικής εργασίας μου, Καθηγητή κ. Βασίλειο Μποντόζογλου και Καθηγητή κ. Γρηγόριο Χαϊδεμενόπουλο , για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγησή τους κατά τη διάρκεια της υλοποίησης της εργασίας μου.

Επίσης, είμαι ευγνώμων στα υπόλοιπα μέλη της εξεταστικής επιτροπής της διπλωματικής εργασίας μου, Καθηγητή κ. Νικόλαο Ανδρίτσο για την προσεκτική ανάγνωση της εργασίας μου και για τις πολύτιμες υποδείξεις του.

Ακολούθως ευχαριστώ τους φίλους-συμφοιτητές μου Κωνσταντίνο Ντελή, Αποστόλη Τερλεξή και Κωνσταντίνο Τσουμπαριώτη για την ηθική υποστήριξή τους σε όλη τη διάρκεια σπουδών.

Τέλος, είμαι ευγνώμων στους συγγενείς και τους φίλους μου, για την ολόψυχη αγάπη και υποστήριξή τους όλα αυτά τα χρόνια . Αφιερώνω αυτή την εργασία στη μητέρα μου και στον πατέρα μου, Μαργαρίτα και Μανόλη, για την ιδιαίτερη στήριξή τους στην ολοκλήρωση των σπουδών μου.

# **Εναλλάκτης Θερμότητας για παροχή θερμού νερού χρήσης με αξιοποίηση διαφόρων πηγών: Λειτουργικός και κατασκευαστικός σχεδιασμός**

ΓΕΩΡΓΙΟΣ ΠΑΠΑΔΟΠΕΡΑΚΗΣ

Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, 2022

Επιβλέπων Καθηγητής: Δρ. Βασίλειος Μποντόζογλου,

Καθηγητής Φαινομένων Μεταφοράς και Συσκευών Φυσικών Διεργασιών

## **Περίληψη**

Το ζεστό νερό χρήσης χρησιμοποιείται ευρέως στην καθημερινότητα, τόσο σε οικιακές όσο και σε βιομηχανικές εφαρμογές. Το ζεστό νερό χρήσης μπορεί να παραχθεί με αξιοποίηση διάφορων συμβατικών ή ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Για λόγους υγιεινής, είναι προτιμότερη η χρήση ενδιάμεσου ρευστού, που θερμαίνεται από την πηγή θερμότητας, για να θερμαίνει το νερό χρήσης σε κατάλληλο εναλλάκτη. Στόχος της διπλωματικής είναι ο βέλτιστος σχεδιασμός ενός τέτοιου εναλλάκτη, τόσο από λειτουργική όσο και από κατασκευαστική σκοπιά. Αρχικά γίνεται αναφορά σε μερικές συμβατικές γεωμετρίες εναλλακτών θερμότητας και σε κάποιες μεθοδολογίες σχεδιασμού εναλλακτών θερμότητας. Στη συνέχεια μελετιούνται οι ελικοειδείς εναλλάκτες διπλού σωλήνα και οι πλακοειδείς εναλλάκτες για εφαρμογές παραγωγής ζεστού νερού χρήσης. Τέλος γίνεται μία σύγκριση των γεωμετριών που μελετήθηκαν. Παρατηρήθηκε ότι και οι δύο γεωμετρίες εναλλακτών κρίθηκαν ικανές για την εφαρμογή με την επίτευξη αποτελεσματικότητας μεγαλύτερη από 97%.

**Λέξεις-κλειδιά:** Εναλλάκτης Θερμότητας, Παραγωγή ζεστού νερού χρήσης, Ελικοειδής εναλλάκτης διπλού σωλήνα, Πλακοειδής εναλλάκτης

# HEAT EXCHANGER FOR THE SUPPLYMENT OF HOT WATER UTILIZING MULTIPLE HEATING SYSTEMS: THERMOHYDRAULIC AND MANUFACTURING STUDY

GEORGIOS PAPADOPERAKIS

Department of Mechanical Engineering, University of Thessaly, 2022

Supervisor: Dr Vasileios Bontozoglou

Professor of Transport Phenomena

## Abstract

Hot water is required for domestic and larger-scale applications and it can be produced by multiple heating systems. To ensure better health standards, it is preferable to heat an intermediate fluid in a storage tank. The heated fluid then is flowed through a heat exchanger to produce hot water. In this thesis we have collected multiple numerical and empirical methods to find an optimal design for heat exchangers, used in hot water production by utilizing various heating systems. Initially, we mention some conventional heat exchanger geometries and several methodologies that are being used in heat exchanger designing processes. Then we examine the suitability of helical double pipe heat exchangers and flat plate heat exchangers in heating water production. Finally, we compare the two different heat exchanger geometries by analyzing their thermohydraulic properties and their manufacturing process. The results show that the two geometries examined were classified as capable of producing hot water with their effectiveness valued above 97%, making them both efficient for the application.

**Key words:** Heat exchanger, helical double pipe heat exchanger, flat plate heat exchanger, hot water production

## Πίνακας Περιεχομένων

### Περιεχόμενα

<b>Κεφάλαιο 1.Εισαγωγή</b> .....	<b>1</b>
1.1 Κίνητρο και υπόβαθρο .....	1
1.2 Βιβλιογραφική Ανασκόπηση.....	1
1.3 Οργάνωση διπλωματικής εργασίας.....	2
<b>Κεφάλαιο 2.Βιβλιογραφική ανασκόπηση – Εναλλάκτες Θερμότητας</b> .....	<b>4</b>
2.1 Υπολογισμός ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας.....	5
2.2 Ομορροή – αντιρροή.....	6
2.3 Μέθοδος μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμοκρασίας.....	6
2.4 Μέθοδος ε-NTU .....	7
2.5 Αδιάστατοι αριθμοί .....	7
2.6 Εναλλάκτες Θερμότητας.....	8
2.7 Επιλογή των υλικών στους εναλλάκτες θερμότητας για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης .	13
<b>Κεφάλαιο 3.Ελικοειδείς εναλλάκτες διπλού σωλήνα</b> .....	<b>19</b>
3.1 Γεωμετρία ελικοειδή εναλλάκτη διπλού σωλήνα .....	20
3.2 Ροή σε ελικοειδείς σωλήνες.....	21
3.3 Υδραυλική διάμετρος.....	21
3.4 Υπολογισμός πτώσης πίεσης.....	22
3.5 Υπολογισμός συντελεστών συναγωγής .....	23
3.6 Κατασκευή ελικοειδούς εναλλάκτη θερμότητας διπλού σωλήνα .....	24
<b>Κεφάλαιο 4.Σχεδιασμός ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης.</b> .....	<b>25</b>
4.1 Περιγραφή μεθόδου σχεδιασμού του ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα .....	25
4.2 Σχεδιασμός ελικοειδή εναλλάκτη διπλού σωλήνα – Πρόβλημα 1. ....	28
4.3 Σχεδιασμός ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα – Πρόβλημα 2. ....	36
4.4 Σύνοψη & συμπεράσματα. ....	47
<b>Κεφάλαιο 5.Σχεδιασμός πλακοειδούς εναλλάκτη για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης .</b>	<b>49</b>
5.1 Περιγραφή μεθόδου σχεδιασμού του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας .....	49
5.2 Σχεδιασμός πλακοειδούς εναλλάκτη– Πρόβλημα 1. ....	51
5.3 Σχεδιασμός πλακοειδούς εναλλάκτη– Πρόβλημα 2. ....	59
5.4 Σύνοψη & συμπεράσματα .....	67
<b>Κεφάλαιο 6.Συμπεράσματα- Προτάσεις</b> .....	<b>68</b>
6.1 Επιλογή υλικών στην κατασκευή εναλλακτών παραγωγής ζεστού νερού χρήσης. ....	68
6.2 Επιλογή γεωμετρίας εναλλακτών θερμότητας .....	69
6.3 Προτάσεις εξέλιξης της εργασίας .....	77
<b>Βιβλιογραφία</b> .....	<b>78</b>



## Κατάλογος Πινάκων

<b>Πίνακας 2-1</b> Συμβολισμοί.....	4
<b>Πίνακας 2-2</b> Τιμές των παραμέτρων A και B σε σχέση με την κλίση των αυλακώσεων στις πλάκες.....	11
<b>Πίνακας 2-3</b> Τιμές συντελεστών $C_{PT}$ και $C_L$ .....	12
<b>Πίνακας 2-4</b> Κατάταξη υλικών ως προς τη διάθεσή τους σε γαλβανική διάβρωση σε περιβάλλον θαλασσινού νερού.....	14
<b>Πίνακας 2-5</b> Σύσταση κράματος CW511L.....	15
<b>Πίνακας 3-1</b> Συμβολισμοί Κεφαλαίου 3.....	19
<b>Πίνακας 4-1</b> Τυποποιημένες διαστάσεις για ανοξείδωτους σωλήνες για διάφορα πάχη τοιχωμάτων του σωλήνα.....	26
<b>Πίνακας 4-2</b> Μέση μηνιαία θερμοκρασία νερού δικτύου ανά κλιματική ζώνη TOTEE_20701-1_TEE_1 <sup>st</sup> Edition.....	28
<b>Πίνακας 4-3</b> Θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού ρευστού στην είσοδο.....	33
<b>Πίνακας 4-4</b> Αδιάστατοι αριθμοί για συνθήκες λειτουργίας του προβλήματος 1 εναλλάκτη παροχής εισόδου εσωτερικού σωλήνα 0,8 [m <sup>3</sup> /hr]. Κατά κατιούσα σειρά δίνεται ο αριθμός Prandtl, η ταχύτητα που ρέει το ρευστό στη διατομή, ο αριθμός Reynolds, ο αριθμός Dean και ο αριθμός Nusselt.....	40
<b>Πίνακας 4-5</b> Αδιάστατοι αριθμοί για συνθήκες λειτουργίας του προβλήματος 2 εναλλάκτη παροχής εισόδου εσωτερικού σωλήνα 3 [m <sup>3</sup> /hr]. Κατά κατιούσα σειρά δίνεται ο αριθμός Prandtl, η ταχύτητα που ρέει το ρευστό στη διατομή, ο αριθμός Reynolds, ο αριθμός Dean και ο αριθμός Nusselt.....	40
<b>Πίνακας 4-6</b> Αδιάστατοι αριθμοί για συνθήκες λειτουργίας του προβλήματος 1 εναλλάκτη παροχής εισόδου εσωτερικού σωλήνα 0,5 [m <sup>3</sup> /hr]. Κατά κατιούσα σειρά δίνεται ο αριθμός Prandtl, η ταχύτητα που ρέει το ρευστό στη διατομή, ο αριθμός Reynolds, ο αριθμός Dean και ο αριθμός Nusselt.....	41
<b>Πίνακας 4-7</b> Θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού ρευστού στην είσοδο.....	44
<b>Πίνακα 5-1</b> Συμβολισμοί.....	49
<b>Πίνακας 5-2</b> Θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού ρευστού στην είσοδο.....	56
<b>Πίνακας 5-3</b> Θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού ρευστού στην είσοδο.....	63

## Κατάλογος Σχημάτων

<b>Σχήμα 2-1</b> Εναλλάκτης διπλού σωλήνα.....	9
<b>Σχήμα 2-2</b> Πλακοειδής λυόμενος εναλλάκτης.....	11
<b>Σχήμα 2-3</b> Εναλλάκτης αυλών Κελύφους.....	12
<b>Σχήμα 3-1</b> Απεικόνιση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του ελικοειδή εναλλάκτη διπλού σωλήνα.....	20
<b>Σχήμα 3-2</b> Ροϊκές γραμμές για ροή σε σωλήνα κυκλικής διατομής με παρουσία δευτερευουσών ροών που προκαλούνται από τις φυγοκεντρικές δυνάμεις.....	21
<b>Σχήμα 4-1</b> Διαστασιολόγηση του ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης με παροχή σχεδιασμού εσωτερικού σωλήνα $0,8 \text{ m}^3/\text{ht}$ .....	29
<b>Σχήμα 4-2</b> Πτώση πίεσης εσωτερικού σωλήνα κρύου νερού.....	30
<b>Σχήμα 4-3</b> Πτώση πίεσης δακτυλιοειδούς διατομής θερμού ρευστού.....	31
<b>Σχήμα 4-4</b> Συντελεστής συναγωγής συνάρτηση παροχής για τον εσωτερικό σωλήνα .....	32
<b>Σχήμα 4-5</b> Συντελεστής συναγωγής συνάρτηση της παροχής για τη δακτυλιοειδή διατομή.....	32
<b>Σχήμα 4-6</b> Θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού ρευστού στην είσοδο.....	33
<b>Σχήμα 4-7</b> Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για διαφορετικά υλικά κατασκευής του εναλλάκτη.....	34
<b>Σχήμα 4-8</b> Θεωρητικό μήκος εναλλάκτη για διαφορετικά υλικά κατασκευής του εναλλάκτη.....	35
<b>Σχήμα 4-9</b> Διαστασιολόγηση του ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης με παροχή σχεδιασμού εσωτερικού σωλήνα $3 \text{ m}^3/\text{ht}$ .....	37
<b>Σχήμα 4-10</b> Πτώση πίεσης εσωτερικού σωλήνα κρύου νερού.....	38
<b>Σχήμα 4-11</b> Πτώση πίεσης εσωτερικού σωλήνα κρύου νερού Calpak, ταχυεναλλάκτη παροχής $3 \text{ [m}^3/\text{hr]}$ .....	39
<b>Σχήμα 4-12</b> Πτώση πίεσης εσωτερικού σωλήνα κρύου νερού Calpak, ταχυεναλλάκτη παροχής $0,8 \text{ [m}^3/\text{hr]}$ .....	39
<b>Σχήμα 4-13</b> Πτώση πίεσης δακτυλιοειδούς διατομής θερμού ρευστού.....	42
<b>Σχήμα 4-14</b> Συντελεστής συναγωγής συνάρτηση παροχής για τον εσωτερικό σωλήνα.....	43

<b>Σχήμα 4-15</b> Συντελεστής συναγωγής συνάρτηση της παροχής για τη δακτυλιοειδή διατομή	43
<b>Σχήμα 4-16</b> Θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού ρευστού στην είσοδο	44
<b>Σχήμα 4-17</b> Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για διαφορετικά υλικά κατασκευής του εναλλάκτη	46
<b>Σχήμα 4-18</b> Θεωρητικό μήκος εναλλάκτη για διαφορετικά υλικά κατασκευής του εναλλάκτη	46
<b>Σχήμα 5-1</b> Διαστασιολόγηση του πλακοειδούς εναλλάκτη για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης με παροχή σχεδιασμού εσωτερικού σωλήνα $0,8 \text{ m}^3/\text{hr}$	52
<b>Σχήμα 5-2</b> Πτώση πίεσης θερμού ρευστού στον πλακοειδή εναλλάκτη παροχής κρύου ρευστού $[0,8 \text{ m}^3/\text{hr}]$	53
<b>Σχήμα 5-3</b> Πτώση πίεσης κρύου ρευστού στον πλακοειδή εναλλάκτη παροχής κρύου ρευστού $[0,8 \text{ m}^3/\text{hr}]$	53
<b>Σχήμα 5-4</b> Συντελεστές συναγωγής θερμού ρευστού πλακοειδούς εναλλάκτη παροχής κρύου ρευστού $[0,8 \text{ m}^3/\text{hr}]$	54
<b>Σχήμα 5-5</b> Συντελεστές συναγωγής κρύου ρευστού πλακοειδούς εναλλάκτη παροχής κρύου ρευστού $[0,8 \text{ m}^3/\text{hr}]$	55
<b>Σχήμα 5-6</b> Θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού ρευστού στην είσοδο	56
<b>Σχήμα 5-7</b> Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για διαφορετικά υλικά κατασκευής του εναλλάκτη	57
<b>Σχήμα 5-8</b> Επιθυμητή επιφάνεια εναλλάκτη για διαφορετικό υλικό κατασκευής	58
<b>Σχήμα 5-9</b> Διαστασιολόγηση του πλακοειδούς εναλλάκτη για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης με παροχή σχεδιασμού εσωτερικού σωλήνα $3 \text{ m}^3/\text{hr}$	60
<b>Σχήμα 5-10</b> Πτώση πίεσης θερμού ρευστού στον πλακοειδή εναλλάκτη παροχής κρύου ρευστού $[3 \text{ m}^3/\text{hr}]$	60
<b>Σχήμα 5-11</b> Πτώση πίεσης κρύου ρευστού στον πλακοειδή εναλλάκτη παροχής κρύου ρευστού $[3 \text{ m}^3/\text{hr}]$	61
<b>Σχήμα 5-12</b> Συντελεστές συναγωγής θερμού ρευστού πλακοειδούς εναλλάκτη παροχής κρύου ρευστού $[3 \text{ m}^3/\text{hr}]$	61
<b>Σχήμα 5-13</b> Συντελεστές συναγωγής κρύου ρευστού πλακοειδούς εναλλάκτη παροχής κρύου ρευστού $[3 \text{ m}^3/\text{hr}]$	62

<b>Σχήμα 5-14</b> Θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού ρευστού στην είσοδο.....	63
<b>Σχήμα 5-15</b> Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για διαφορετικά υλικά κατασκευής του εναλλάκτη.....	64
<b>Σχήμα 5-16</b> Διαστασιολόγηση του πλακοειδούς εναλλάκτη για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης με παροχή σχεδιασμού εσωτερικού σωλήνα $3 \text{ m}^3/\text{hr}$ κατασκευασμένος από χαλκό..	65
<b>Σχήμα 5-17</b> Επιθυμητή επιφάνεια εναλλάκτη για διαφορετικό υλικό κατασκευής και αλλαγή της γεωμετρίας.....	66
<b>Σχήμα 6-1</b> Πτώση πίεσης κρύου ρευστού προβλήματος 1 για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν.....	70
<b>Σχήμα 6-2</b> Πτώση πίεσης θερμού ρευστού προβλήματος 1 για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν.....	70
<b>Σχήμα 6-3</b> Συντελεστές συναγωγής κρύου ρευστού προβλήματος 1 για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν.....	71
<b>Σχήμα 6-4</b> Συντελεστές συναγωγής θερμού ρευστού προβλήματος 1 για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν.....	72
<b>Σχήμα 6-5</b> Πτώση πίεσης κρύου ρευστού προβλήματος 2 για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν.....	73
<b>Σχήμα 6-6</b> Πτώση πίεσης θερμού ρευστού προβλήματος 2 για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν.....	74
<b>Σχήμα 6-7</b> Συντελεστές συναγωγής κρύου ρευστού προβλήματος 2 για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν.....	75
<b>Σχήμα 6-8</b> Συντελεστές συναγωγής θερμού ρευστού προβλήματος 2 για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν.....	75

## **Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή**

---

### **1.1 Κίνητρο και υπόβαθρο**

Το ζεστό νερό χρήσης είναι ένα αγαθό το οποίο συναντάται σε κάθε σύγχρονο κτήριο ή εγκατάσταση. Η πρόσβαση σε καθαρό ζεστό νερό αποτελεί πλέον βασική ανάγκη για την καθημερινότητα όλων. Έτσι για την επίτευξη καλών συνθηκών υγιεινής και παράλληλα τη μέγιστη δυνατή εξοικονόμηση ενέργειας, αναπτύσσονται συστήματα αποθήκευσης θερμότητας με χρήση ενδιάμεσου ρευστού. Το ρευστό αυτό μπορεί να θερμανθεί από πολλαπλές πηγές ενέργειας, όπως με τη χρήση ηλιακών συλλεκτών, χρήση λέβητα με την αντίστοιχη παροχή καυσίμου, ή και μέσω χρήσης αντλιών θερμότητας. Έτσι το θερμό ρευστό χρησιμοποιείται για να ζεστάνει το νερό προς χρήση από τον καταναλωτή χρησιμοποιώντας έναν εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος έχει τη δυνατότητα να ζεσταίνει το νερό προς χρήση αρκετά γρήγορα, ανάλογα με τις ανάγκες του καταναλωτή.

Η αποθήκευση του ενδιάμεσου ρευστού έχει πολλαπλά οφέλη σε σχέση με την αποθήκευση του ζεστού νερού χρήσης σε μία δεξαμενή. Αρχικά γίνεται αποφυγή της ανάπτυξης παθογόνων μικροοργανισμών στην παροχή του ζεστού νερού χρήσης, καθώς δεν αποθηκεύεται στάσιμο νερό σε θερμοκρασίες που ευνοούν την ανάπτυξη των παθογόνων μικροοργανισμών. Επίσης η χρήση ενδιάμεσου ρευστού επιτρέπει τη χρήση χαμηλότερων θερμοκρασιών θέρμανσης του νερού, σε σχέση με αρκετές συμβατικές τεχνολογίες παραγωγής ζεστού νερού χρήσης, επιτρέποντας τη μεγαλύτερη εξοικονόμηση ενέργειας.

Η παρούσα διπλωματική εργασία εξετάζει τη χρήση των ελικοειδών εναλλακτών διπλού σωλήνα και των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας για εφαρμογές παραγωγής ζεστού νερού χρήσης. Η εξέταση αυτή αφορά τόσο το θερμοϋδραυλικό σχεδιασμό αλλά και την κατασκευή των εναλλακτών.

### **1.2 Βιβλιογραφική Ανασκόπηση**

Στη μελέτη των συντελεστών συναγωγής και πτώσης πίεσης για τους ελικοειδείς εναλλάκτες διπλού σωλήνα, μελετήθηκαν οι πηγές [2], [3], [4], [5], [6], [9], [11], [12], [13], [14],[15] και [21]. Οι εναλλάκτες αυτοί αποτελούν μία ιδιαίτερη γεωμετρία η οποία

δεν περιλαμβάνεται στη λίστα των συμβατικών γεωμετριών εναλλακτών. Τελικά από τις παραπάνω βιβλιογραφίες για τις συνθήκες τύρβης που αναμένονται να επικρατούν στους ελικοειδής εναλλάκτες διπλού σωλήνα χρησιμοποιήθηκαν οι πηγές [4], [5],[9] και [12] στους υπολογισμούς που έγιναν.

Η πηγή [1] και η πηγή [22] αποτελούν δύο εισαγωγικά βιβλία για την κατανόηση των συμβατικών γεωμετριών του εναλλάκτη και των μεθόδων θερμοϋδραυλικού υπολογισμού του όπως αναλύεται το κεφάλαιο 2 αυτής της εργασίας.

Οι πηγές [7], [10] και [16] αφορούν τη νομοθεσία και τους κανονισμούς που προβλέπει η Ελληνική κυβέρνηση και το Τεχνικό Επιμελητήριο Ελλάδος, όσον αφορά τη σύσταση των νερών των δικτύων άρδευσης, των θερμοκρασιών των νερών στα δίκτυα άρδευσης και της ανάπτυξης του παθογόνου μικροοργανισμού της Legionella.

Η πηγή [8] αφορά τους μηχανισμούς οξείδωσης των ωστενιτικών χαλύβων που μελετώνται. Στην περίπτωση που χρειαστεί η εξέταση συγκολλήσεων ή κολλήσεων υλικών προτείνεται η πηγή [19].

Για τη μελέτη ελικοειδών εναλλακτών και η αλληλεπίδραση με τη δεξαμενή αποθήκευσης μπορεί ο μηχανικός να ανατρέξει στις πηγές [17], [18] και [20].

### **1.3 Οργάνωση διπλωματικής εργασίας**

Η δομή που ακολουθείται στη συνέχεια αυτής της διπλωματικής εργασίας περιλαμβάνει πέντε κεφάλαια 2-6.

Στο κεφάλαιο 2 αναφέρονται αρκετές μεθοδολογίες θερμοϋδραυλικών υπολογισμών για τη διαστασιολόγηση των εναλλακτών. Επίσης γίνεται ανάλυση μερικών συμβατικών γεωμετριών και επίσης περιγράφεται μία προκαταρκτική μελέτη στην επιλογή υλικού κατασκευής του εναλλάκτη παραγωγής ζεστού νερού χρήσης.

Στο κεφάλαιο 3 αναπτύσσεται η γεωμετρία των ελικοειδών εναλλακτών διπλού σωλήνα, όπου περιγράφεται αναλυτικά η γεωμετρία, οι εξισώσεις του θερμοϋδραυλικού σχεδιασμού και γίνεται και μία συνοπτική περιγραφή για τον τρόπο κατασκευής τους.

Στο κεφάλαιο 4 εξετάζονται δύο προβλήματα σχεδιασμού ελικοειδών εναλλακτών διπλού σωλήνα για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης. Επίσης γίνεται σύγκριση των αποτελεσμάτων με μία πραγματική συσκευή, τη δεξαμενή Calpak X-Flow Ultratank.

Στο κεφάλαιο 5 γίνεται εξέταση των δύο προβλημάτων που έγιναν και στο κεφάλαιο 4 με τη διαφορά ότι στο κεφάλαιο 5 εξετάζεται η γεωμετρία των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης.

Τέλος στο κεφάλαιο 6 γίνεται η σύγκριση των εναλλακτών που σχεδιάστηκαν στα κεφάλαια 4 και 5, όπου προκύπτουν κάποιες γενικές παρατηρήσεις σχετικά με τις δύο γεωμετρίες.

## Κεφάλαιο 2. Βιβλιογραφική ανασκόπηση – Εναλλάκτες Θερμότητας

Στο παρόν κεφάλαιο γίνεται περιγραφή των συνηθέστερων μεθοδολογιών διαστασιολόγησης και του θερμοϋδραυλικού υπολογισμού στους εναλλάκτες θερμότητας. Στη συνέχεια ακολουθεί αναφορά στις πιο συμβατικές γεωμετρίες εναλλακτών θερμότητας που εναλλάσσουν θερμότητα μεταξύ δύο ρευμάτων ρευστών. Στο τέλος του κεφαλαίου εμφανίζεται η επιλογή των υλικών στο σχεδιασμό των εναλλακτών θερμότητας για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης.

Πίνακας 2-1 Συμβολισμοί

Συμβολά	
$u$	ταχύτητα ρευστού
$\rho$	πυκνότητα ρευστού
$D$	διάμετρος αγωγού
$\mu$	δυναμικό ιξώδες
$Q$	θερμοροή
$h$	συντελεστής συναγωγής
$A$	εμβαδόν επιφάνειας
$\Delta x$	πάχος υλικού
$T$	θερμοκρασία
$k$	συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας
$r$	ακτίνα
$m$	μαζική παροχή
$C_p$	Ειδική θερμότητα υπό σταθερή πίεση
$\epsilon$	αποτελεσματικότητα
$C$	θερμοχωρητικότητα
$NTU$	αριθμός μονάδων μεταφοράς
$Q_{max}$	μέγιστη θεωρική θερμοροή εναλλάκτη αντιρροής και άπειρης επιφάνειας
$U$	ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας
$\Delta T$	διαφορά θερμοκρασιών
$P$	πίεση
$\Delta P$	διαφορά πίεσης
$Re$	αριθμός Reynolds
$Pr$	αριθμός Prandtl
$Nu$	αριθμός Nusselt
$Eu$	αριθμός Euler
$f$	συντελεστής τριβής
$L$	μήκος
$b$	πλάτος καναλιού
$\beta$	κλίση αυλακώσεων πλακών
$A$	παράμετρος A
$B$	παράμετρος B
$Nt$	Αριθμός αυλών



CPT	συντελεστής περασμάτων αυλών
CL	συντελεστής διάταξης αυλών
Pt	απόσταση μεταξύ των κέντρων δύο αυλών
Ds	διάμετρος κελύφους
G	μαζική ταχύτητα
NB	αριθμός ανακλαστήρων
<b>Δείκτης</b>	
i	εσωτερικό / είσοδος
w	τοιχώμα
o	εξωτερικό / έξοδος
h	θερμό ρευστό
c	ψυχρό ρευστό
1	πλευρά 1 εναλλάκτη
2	πλευρά 2 εναλλάκτη
LM	μέση λογαριθμική διαφορά
min	ελάχιστο
max	μέγιστο
R	
e	συναγωγή/ ισοδύναμη
p	πτώση πίεσης
r	

## 2.1 Υπολογισμός ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας

Ο υπολογισμός του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας αποτελεί σημαντικό βήμα στη διαστασιολόγηση των εναλλακτών καθώς συγκεντρώνει τους συντελεστές των διαφορετικών μηχανισμών μετάδοσης θερμότητας υπό την εξίσωση ενός συντελεστή, απλοποιώντας τους υπολογισμούς του μηχανικού. Αρχικά ένας από τους μηχανισμούς μετάδοσης θερμότητας που λαμβάνουν μέρος είναι η αγωγή. Εμφανίζεται στο πάχος των επιφανειών που παρεμβάλλονται εκατέρωθεν από τα δύο θερμοκρασιακά ρεύματα που ανταλλάσσουν θερμότητα. Ο δεύτερος μηχανισμός μετάδοσης είναι η συναγωγή στο κάθε ρευστό ξεχωριστά και επηρεάζεται από τη ροή κάθε ρευστού. Υπό την υπόθεση αδιαβατικής διεργασίας, οι απώλειες προς το περιβάλλον θεωρούνται μηδενικές και έτσι μπορεί να γραφεί το ακόλουθο ισοζύγιο ενέργειας.

$$Q = h_i \cdot A \cdot (T_i - T_{wi}) = k \cdot \frac{A}{\Delta x} \cdot (T_{wi} - T_{wo}) = h_o A (T_{wo} - T_o) \quad (2.1)$$

Έτσι ορίζεται ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας από τις ακόλουθες σχέσεις

$$Q = U \cdot A \cdot (T_i - T_o) \quad (2.2)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (2.3)$$

Στην περίπτωση σωληνώσεων κυκλικής διατομής οι εξισώσεις (2.1) και (2.3) αναπτύσσονται στις ακόλουθες εξισώσεις

$$Q = k \cdot \frac{A_o}{r_o \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \cdot (T_{wi} - T_{wo}) \quad (2.4)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{A_o}{A_i \cdot h_i} + r_o \cdot \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (2.5)$$

## 2.2 Ομοροή – αντιροή

Κατά τη λειτουργία ενός εναλλάκτη θερμότητας η κατεύθυνση της ροής κάθε ρευστού επηρεάζει σημαντικά στον υπολογισμό και διαστασιολόγησή του, διακρίνοντας δύο διατάξεις. Αρχικά η διάταξη της ομοροής στην οποία τα δύο υγρά ρέουν παράλληλα το ένα με το άλλο προς την ίδια κατεύθυνση. Αντίθετα αντιροή ονομάζεται η διάταξη στην οποία τα δύο ρευστά ρέουν προς αντίθετες κατευθύνσεις. Στην πράξη η διαφορά των δύο διατάξεων επηρεάζει σε μεγάλο βαθμό την διαστασιολόγηση των εναλλακτών θερμότητας με τη διάταξη της αντιροής να οδηγεί σε μικρότερες διαστάσεις, καθώς επιβάλλει μεγαλύτερη θερμοκρασιακή διαφορά στο μήκος της επιφάνειας εναλλαγής θερμότητας. Στους εναλλάκτες χαρακτηρίζουμε πάντα τα δύο ρευστά. Το ένα ρευστό είναι το ψυχρό, το οποίο θα θερμανθεί διερχόμενο μέσα από τον εναλλάκτη, ενώ το άλλο ρευστό είναι το θερμό το οποίο θα ψυχθεί καθώς διέρχεται μέσα από τον εναλλάκτη.

## 2.3 Μέθοδος μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμοκρασίας

Με στόχο την απλοποίηση των υπολογισμών από τις διαφορικές εξισώσεις στο ισοζύγιο ενέργειας έχει προταθεί η μέθοδος της μέσης λογαριθμικής διαφοράς για έναν προκαταρτικό σχεδιασμό εναλλακτών, εξαιτίας της μεταβολής της θερμοκρασιακής διαφοράς των δύο ρευμάτων στο μήκος της επιφάνειας εναλλαγής. Έτσι ορίζεται η ακόλουθη εξίσωση για τη θερμότητα

$$Q = U \cdot A \cdot (\Delta T)_{LM} = U \cdot A \cdot \left( \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \right) \quad (2.6)$$

Όπου  $\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c1}$  και  $\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c2}$

## 2.4 Μέθοδος $\epsilon$ -NTU

Η μέθοδος  $\epsilon$ -NTU καλείται για να υπολογίσει την αποδοτικότητα ενός εναλλάκτη δεδομένης γεωμετρίας και δεδομένων παροχών, υπολογίζοντας τις θερμοκρασίες εξόδου των ρευστών. Στο πλαίσιο της εφαρμογής παραγωγής ζεστού νερού χρήσης δεν εμφανίζεται αλλαγή φάσης κάποιου ρευστού, έτσι η μεθοδολογία που περιγράφεται ενσωματώνει αυτό το χαρακτηριστικό.

Αρχικά γίνεται ο υπολογισμός των θερμικών φορτίων κάθε ρεύματος από τις παρακάτω εξισώσεις

$$C_h = m_h \cdot C_{p_h} \quad (2.7)$$

$$C_c = m_c \cdot C_{p_c} \quad (2.8)$$

$$C_{min} = \min(C_h, C_c) \quad (2.9)$$

$$C_{max} = \max(C_h, C_c) \quad (2.10)$$

$$C_R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.11)$$

Στη συνέχεια ακολουθεί ο υπολογισμός της αποτελεσματικότητας και του αριθμού μονάδων

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (2.12)$$

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-(1 + CR) \cdot NTU]}{1 + CR} \quad (\text{ομορροή}) \quad (2.13)$$

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-(1 + CR) \cdot NTU]}{1 - CR \cdot \exp[-(1 + CR) \cdot NTU]} \quad (\text{αντιρροή}) \quad (2.14)$$

Τέλος οι θερμοκρασίες εξόδου προκύπτουν από την ακόλουθη σχέση

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_h \cdot (T_{hi} - T_{ho})}{C_{min} \cdot (T_{hi} - T_{ci})} = \frac{C_c \cdot (T_{co} - T_{ci})}{C_{min} \cdot (T_{hi} - T_{ci})} \quad (2.15)$$

## 2.5 Αδιάστατοι αριθμοί

Για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης αλλά και των συντελεστών συναγωγής γίνεται χρήση αρκετών αδιάστατων αριθμών. Η χρήση των αδιάστατων αριθμών βοηθάει τον ερευνητή μηχανικό να υπολογίσει τους συντελεστές συναγωγής και την πτώση πίεσης από

εμπειρικές σχέσεις που υπάρχουν στη βιβλιογραφία, χωρίς να χρειαστεί ο προσδιορισμός άλλων δεδομένων παρά μόνο των αδιάστατων αριθμών.

#### Αριθμός Reynolds

Ο αριθμός Reynolds δίνεται από την παρακάτω σχέση και βοηθάει το μηχανικό να εκτιμήσει αν η ροή μέσα στον αγωγό που κινείται το ρευστό είναι στρωτή, μεταβατική ή τυρβώδη. Στη σχεδίαση εναλλακτών συνηθίζεται να παραβλέπεται η μεταβατική ροή, έτσι ώστε τα μοντέλα υπολογισμών πτώσης πίεσης και συναγωγής μελετούνται για στρωτή και τυρβώδη ροή.

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu} \quad (2.16)$$

#### Αριθμός Prandtl

Ο αριθμός Prandtl δείχνει την αναλογία του μηχανισμού διάχυσης της ορμής προς την αντίστοιχη διάχυση της θερμότητας.

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{k} \quad (2.17)$$

#### Αριθμός Nusselt

Ο αριθμός Nusselt, είναι ο αριθμός που συγκρίνει τους δύο βασικούς μηχανισμούς μετάδοσης θερμότητας, της συναγωγής και της αγωγής και δίνεται από την παρακάτω εξίσωση

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} \quad (2.18)$$

Ο αριθμός Nusselt έχει ιδιαίτερο ρόλο στο σχεδιασμό εναλλακτών θερμότητας και στα πλαίσια της εργασίας θα εμφανιστούν αρκετές εμπειρικές σχέσεις υπολογισμού του ανάλογα με την εφαρμογή του προβλήματος.

#### Αριθμός Euler

Ο αριθμός Euler συναντάται για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης των δύο ρευμάτων.

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho \cdot u^2} \quad (2.19)$$

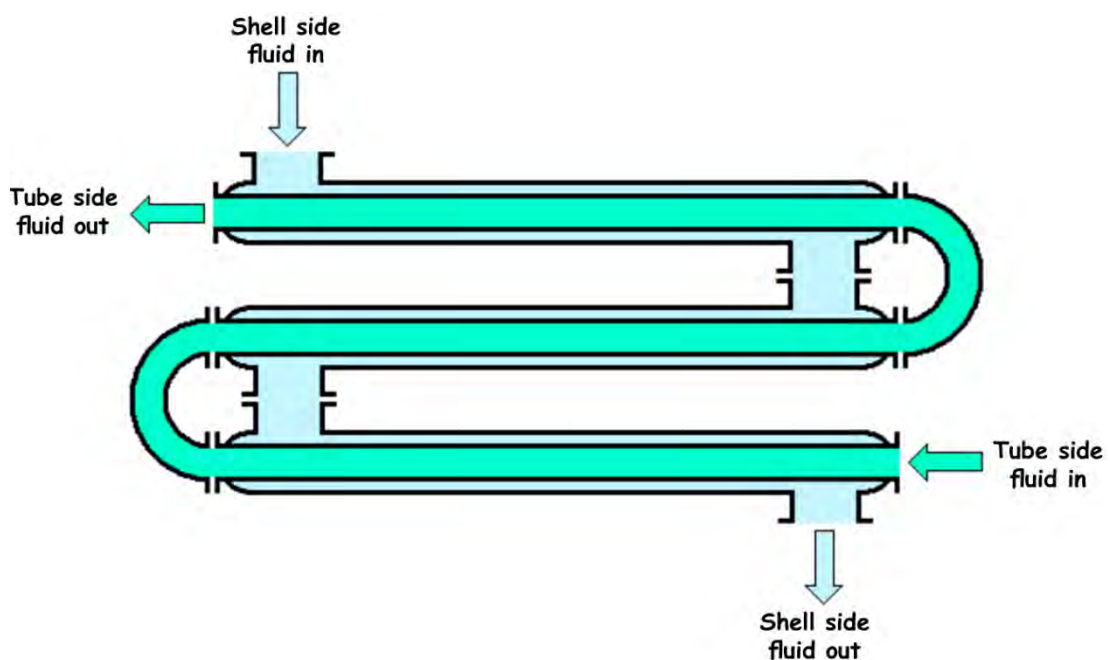
## 2.6 Εναλλάκτες Θερμότητας

Οι εναλλάκτες θερμότητας είναι συσκευές οι οποίες μεταφέρουν τη θερμότητα ενός ρευστού σε ένα άλλο χωρίς να χρειάζεται η ανάμειξη των δύο ρευστών. Για αυτό το λόγο έχουν προταθεί αρκετές διαφορετικές γεωμετρίες με στόχο την εξασφάλιση της καλής απόδοσης,

υψηλής διάρκειας ζωής και του χαμηλού κόστους κατασκευής και λειτουργίας. Οι πιο χαρακτηριστικές γεωμετρίες είναι οι εναλλάκτες αυλών-κελύφους, οι εναλλάκτες διπλού σωλήνα και οι πλακοειδείς εναλλάκτες.

### Εναλλάκτες διπλού σωλήνα

Οι εναλλάκτες διπλού σωλήνα αποτελούνται από την ακόλουθη συστοιχία . Δύο σωλήνες, διαφορετικών διατομών, ο ένας μέσα στον άλλο, όπου το ένα ρευστό ρέει στον εσωτερικό σωλήνα, ενώ το άλλο ρευστό ρέει στη δακτυλιοειδή γεωμετρία που ορίζεται από τη διαφορά των διαμέτρων των δύο σωλήνων.



Σχήμα 2-3 Εναλλάκτης διπλού σωλήνα

### Υπολογισμός πτώσης πίεσης

Για τον υπολογισμό πτώσης πίεσης έχει γίνει ξεχωριστή μελέτη για τον εσωτερικό σωλήνα, όπως και για τον εξωτερικό δακτυλιοειδή σωλήνα. Η διαφορά στην γεωμετρία των σωληνώσεων επηρεάζει τη ροή των διερχόμενων ρευστών επηρεάζοντας τόσο την πτώση πίεσης, όσο και τον υπολογισμό του αριθμού Nusselt. Για τυπικούς χαλύβδινους εναλλάκτες διπλού σωλήνα ισχύουν οι παρακάτω σχέσεις υπολογισμού

$$\Delta P = 4 \cdot f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2} \quad (2.20)$$

$$f = \frac{16}{Re}, Re < 2300 \quad (2.21)$$

$$f = 0,0035 + 0,264 \cdot Re^{-0,42}, 2,3 \cdot 10^3 < Re < 10^5 \quad (2.22)$$

Για τους υπολογισμούς στο δακτυλιοειδή σωλήνα ορίζεται μία ισοδύναμη διάμετρος η οποία ονομάζεται υδραυλική διάμετρος και υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση

$$d_p = 4 \frac{\text{Εμβαδόν ροής}}{\text{διαβρεχόμενη περιοχή}} = d_2 - d_1 \quad (2.23)$$

Η συνήθης διάταξη των εναλλακτών διπλού σωλήνα περιλαμβάνει αρκετές στροφές 180° με αποτέλεσμα να παρατηρείται επιπλέον πτώση πίεσης λόγω της απότομης στροφής. Έτσι υπολογίζεται επιπλέον πτώση πίεσης λόγω των στροφών αυτών από την ακόλουθη εξίσωση

$$\Delta P_r = 1,1 \frac{\rho \cdot u^2}{2} \quad (2.24)$$

Υπολογισμός συντελεστή συναγωγής

Στον υπολογισμό του συντελεστή συναγωγής μελετώνται τα χαρακτηριστικά της ροής του ρευστού. Το πρώτο βήμα είναι ο χαρακτηρισμός της ροής σε τυρβώδη και στρωτή. Στη περίπτωση της τυρβώδους ροής ο αριθμός Nusselt υπολογίζεται από τις ακόλουθες σχέσεις

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad (2.25)$$

$$Nu = \frac{\left[ \left( \frac{f}{2} \right) \cdot Re \cdot Pr \right]}{\left[ 1,07 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f}{2}} \cdot \left( Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \right]} \quad (2.26)$$

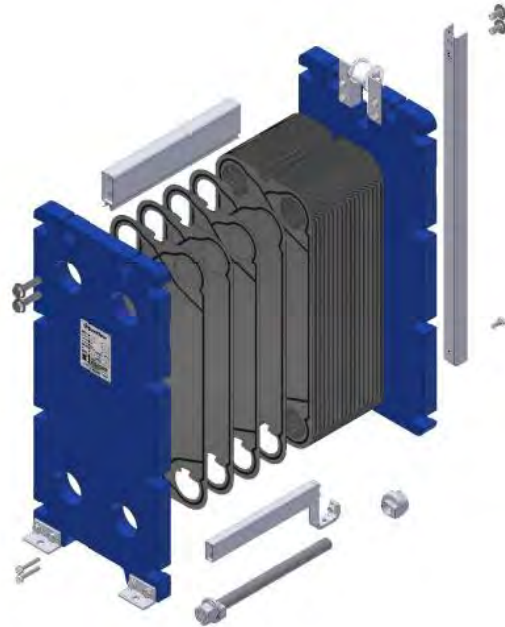
Για τον υπολογισμό του δακτυλιοειδούς σωλήνα ορίζεται ξανά μία αντίστοιχη υδραυλική διάμετρος η οποία διαφέρει από αυτή που αναφέρθηκε στην εξίσωση (2.23) και αποκαλείται υδραυλική διάμετρος συναγωγής

$$d_e = \frac{d_2^2 - d_1^2}{d_1} \quad (2.27)$$

Πλακοειδείς εναλλάκτες

Οι πλακοειδείς εναλλάκτες είναι επίσης μία κατηγορία εναλλακτών η οποία είναι αρκετά διευρυμένη, με ένα τεράστιο πλήθος εφαρμογών στη σύγχρονη βιομηχανία. Η συγκεκριμένη κατηγορία εναλλακτών χαρακτηρίζεται από την απλότητα του σχεδιασμού, τη μεγάλη απόδοση εναλλαγής θερμότητας, το μικρό όγκο και την ευκολία καθαρισμού. Αποτελούνται από χαραγμένες πλάκες οι οποίες συστοιχίζονται η μία πάνω στην άλλη και συνδέονται συνήθως από λυόμενες συνδέσεις με ταυτόχρονη χρήση φλαντζών μεταξύ των πλακών, αλλά μπορούν να συνδέονται και με κολλήσεις τύπου soldering. Στην περίπτωση που χρησιμοποιηθούν φλάντζες για το σχεδιασμό λυόμενου πλακοειδούς εναλλάκτη για παραγωγή

ζεστού νερού χρήσης, υπάρχουν φλάντζες με προδιαγραφές για εφαρμογές τροφίμων. Το πιο διαδεδομένο υλικό αυτής της κατηγορίας είναι οι φλάντζες από PTFE & PTFE τεφλόν το οποίο υλικό είναι εγκεκριμένο από τον Αμερικάνικο Οργανισμό Τροφίμων και Φαρμάκων.



Σχήμα 2-4 Πλακοειδής λυόμενος εναλλάκτης

Από τη βιβλιογραφία έχουν προταθεί οι ακόλουθες σχέσεις για το θερμοϋδραυλικό σχεδιασμό των πλακοειδών εναλλακτών .

Αρχικά υπολογίζοντας την υδραυλική διάμετρο

$$De = 2 \cdot b \quad (2.28)$$

Στη συνέχεια υπολογίζεται ο συντελεστής συναγωγής από τη σχέση

$$\frac{h \cdot De}{k} = A\{\beta\} \cdot \left( \frac{\rho \cdot u_e \cdot De}{\mu} \right)^{0,64} \cdot Pr^{0,4} \quad (2.29)$$

Η πτώση πίεσης και ο συντελεστής τριβών

$$\Delta P = 4 \cdot f \cdot \left( \frac{L}{De} \right) \cdot \frac{\rho \cdot u_e^2}{2} \quad (2.30)$$

$$f = B\{\beta\} \cdot \left( \frac{\rho \cdot u_e \cdot De}{\mu} \right)^{-0,18} \quad (2.31)$$

Οι τιμές του  $\beta$  δίνονται από τον παρακάτω πίνακα

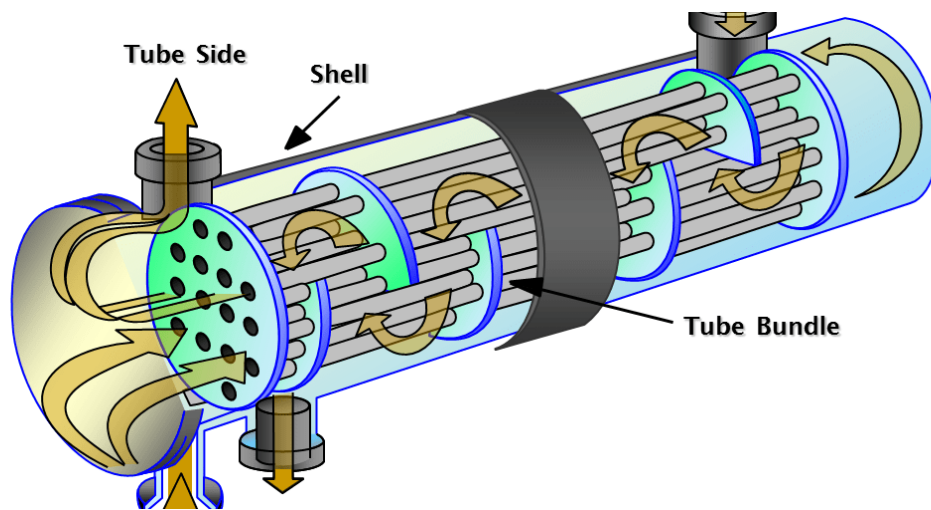
Πίνακας 2-2 Τιμές των παραμέτρων A και B σε σχέση με την κλίση των αυλακώσεων στις πλάκες

$\beta$	A	B
---------	---	---

30°	0,4	2,78
45°	0,56	8,9

### Εναλλάκτες Αυλών κελύφους

Οι εναλλάκτες αυλών κελύφους είναι επίσης μία από τις πιο συνηθισμένες γεωμετρίες εναλλακτών στην σύγχρονη βιομηχανία και έχουν ένα μεγάλο εύρος εφαρμογών. Αποτελούνται από αυλούς οι οποίοι είναι ενωμένοι πάνω στην αυλοφόρο πλάκα και το κέλυφος, μία δεξαμενή, όπου είναι βυθισμένη η συστοιχία των αυλών. Λόγω της ευρείας εφαρμογής τους, πλέον οι εναλλάκτες αυλών κελύφους ακολουθούν πρότυπα προδιαγραφών διευκολύνοντας την επιλογή τους.



Σχήμα 2-3 Εναλλάκτης αυλών Κελύφους

Αρχικά γίνεται ένας προκαταρκτικός υπολογισμός γεωμετρικών χαρακτηριστικών, πριν από τον θερμοϋδραυλικό υπολογισμό του εναλλάκτη. Αρχικά διευκρινίζεται ο αριθμός των αυλών ο αριθμός περασμάτων κάθε αυλού και η διάταξη των αυλών .

$$N_t = \frac{C_{PT}}{C_L} \cdot \frac{\pi \cdot D_s^2}{4 \cdot P_f^2} \quad (2.31)$$

Όπου οι συντελεστές  $C_{PT}$  και  $C_L$  παίρνουν τιμές από τον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 2-3 Τιμές συντελεστών  $C_{PT}$  και  $C_L$

$C_{PT}$	Δύο	Τρία	Τέσσερα
/Περάσματα αυλών	0,93	0,9	0,85
$C_L$	Τετραγωνική διάταξη	Τριγωνική διάταξη	
	1	0,87	



Λόγω του μεγάλου πλήθους γεωμετριών των εναλλακτών αυλού κελύφους παρακάτω αναφέρονται υπολογιστικές σχέσεις για εναλλάκτες τύπου ΤΕΜΑ Ε.

Συντελεστής διόρθωσης μέσης λογαριθμικής διαφοράς

Για το κέλυφος

$$A_S = D_S \cdot B \cdot \frac{C}{P_T} \quad (2.32)$$

$$G = \frac{m}{A_S} \quad (2.33)$$

$$\frac{h_o D_h}{k} = 0,36 \cdot \left[ \frac{D_h \cdot G}{\mu} \right]^{0,55} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.34)$$

$$D_h = \frac{4 \cdot \left( P_T^2 - \pi \cdot \left( \frac{d^2}{4} \right) \right)}{\pi \cdot d}, \text{ τετραγωνική διάταξη} \quad (2.35)$$

$$D_h = \frac{4 \cdot \left( \frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \pi \cdot \frac{d^2}{8} \right)}{\pi \cdot \frac{d}{2}}, \text{ τριγωνική διάταξη} \quad (2.36)$$

$$\Delta P_h = f \cdot \frac{D_S \cdot (N_B + 1) \cdot G^2}{D_h \cdot 2 \cdot \rho} \quad (2.37)$$

$$f = 1,779 \cdot \left[ \frac{D_h \cdot G}{\mu} \right]^{-0,19} \quad (2.38)$$

Επιπλέον πτώση πίεσης λόγω πολλαπλών περασμάτων

$$\Delta P_r = 4 \cdot n_{pass} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \right) \quad (2.39)$$

## 2.7 Επιλογή των υλικών στους εναλλάκτες θερμότητας για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης

Η επιλογή των υλικών αποτελεί κρίσιμο παράγοντα στο σχεδιασμό των εναλλακτών, καθώς πρέπει να συμπεριλαμβάνει τις φυσικές ιδιότητες του υλικού, να επιτρέπει την κατασκευή της πολύπλοκης γεωμετρίας και των πολλαπλών συνδέσεων, να ευνοεί τη μετάδοση της θερμότητας μεταξύ του θερμού και του ψυχρού ρεύματος, αλλά ταυτόχρονα πρέπει να περιλάβει και την εκάστοτε ειδική προδιαγραφή της εφαρμογής που προορίζεται να χρησιμοποιηθεί.

Στην εφαρμογή της παραγωγής ζεστού νερού χρήσης ένας ειδικός παράγοντας που πρέπει να ληφθεί υπόψη στο σχεδιασμό και στην επιλογή του υλικού κατασκευής, είναι η

παρουσία παθογόνων μικροοργανισμών που αναπτύσσονται στο νερό, καθώς οι θερμοκρασίες του ζεστού νερού διευκολύνουν την αναπαραγωγή τους.

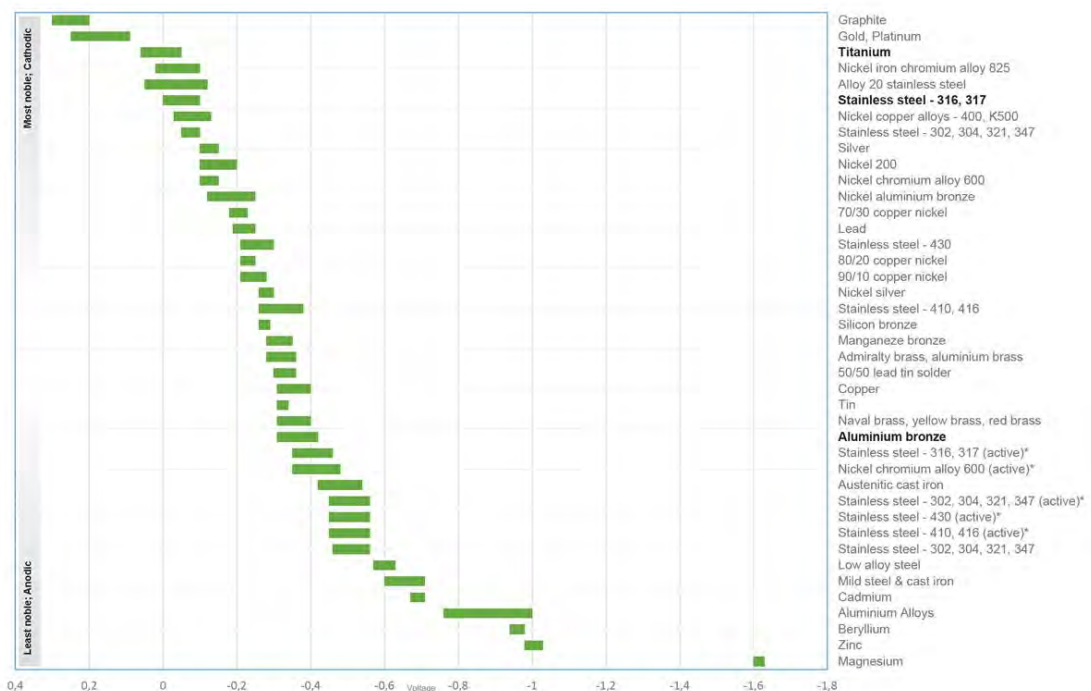
Στις εγκαταστάσεις ζεστού νερού χρησιμοποιείται ένα μεγάλο εύρος υλικών στο δίκτυο σωληνώσεων. Η λίστα των υλικών περιλαμβάνει τα κράματα χαλκού, κράματα ωστενιτικών ανοξειδωτων χαλύβων, γαλβανισμένους χάλυβες και πλαστικά με εξωτερικό περίβλημα αλουμινίου. Ωστόσο ο χαλκός και ο ανοξειδωτος χάλυβας έχουν το πλεονέκτημα ότι εκτός από τις καλύτερες μηχανικές ιδιότητες που φέρουν σε σχέση με τα άλλα υλικά, περιλαμβάνονται στη κατηγορία όπου τα καθιστά ιδανικά για εφαρμογές, με την υγιεινή να είναι σημαντικό κριτήριο σχεδιασμού.

Όμως ο συνδυασμός διαφορετικών υλικών σε εφαρμογές με διαβρωτικό περιβάλλον, όπως αποτελεί το ζεστό νερό, οδηγεί σε διάβρωση των υλικών και μπορεί να οδηγήσει την κατασκευή σε αστοχία. Η αστοχία αυτής της μορφής ονομάζεται γαλβανική διάβρωση ή ηλεκτρόλυση.

### Γαλβανική διάβρωση – Ηλεκτρόλυση

Κατά την παρουσία διαφορετικών μετάλλων σε περιβάλλον με κάποιο ηλεκτρολύτη παρατηρείται το φαινόμενο της γαλβανικής διάβρωσης, το οποίο επηρεάζει αρκετά τη μικροδομή των υλικών. Συγκεκριμένα το ένα από τα δύο μέταλλα διαβρώνεται. Ο παρακάτω πίνακας παρουσιάζει τα συνηθέστερα υλικά που συναντώνται στις κατασκευές .

Πίνακας 2-4 Κατάταξη υλικών ως προς τη διάθεσή τους σε γαλβανική διάβρωση σε περιβάλλον θαλασσινού νερού.



Όταν δύο διαφορετικά μέταλλα διαβρέχονται από έναν ηλεκτρολύτη, όπως είναι το θαλασσινό νερό, το μέταλλο που βρίσκεται χαμηλότερα στον πίνακα 2-4 οξειδώνεται, λόγω ηλεκτροχημικής αντίδρασης της γαλβανικής διάβρωσης. Κατά το σχεδιασμό συστημάτων παραγωγής ζεστού νερού χρήσης είναι σημαντικό να ληφθεί υπόψη στην επιλογή υλικού το παραπάνω είδος διάβρωσης, καθώς το νερό της βρύσης με τις προσμείξεις του μπορεί να αποτελέσει ένα αρκετά διαβρωτικό περιβάλλον.

Για την αντιμετώπιση του διαβρωτικού φαινομένου η καλύτερη μέθοδος είναι να εξαλειφθεί η παρουσία διαφορετικών μετάλλων στην κατασκευή και να προτιμηθεί η επιλογή ενός υλικού κατασκευής. Εντούτοις η επιλογή αυτή δεν είναι πάντα δυνατή, καθώς τα δίκτυα σωληνώσεων και οι εγκαταστάσεις του ζεστού νερού ποικίλουν σε χρήση υλικών. Για την αντιμετώπιση του παραπάνω φαινομένου διάβρωσης, γίνεται χρήση ανοδίων, υλικών που παρεμβάλλονται μεταξύ των ενώσεων των διαφορετικών μετάλλων. Τα ανόδια είναι κατασκευασμένα από υλικά που βρίσκονται χαμηλότερα στον γαλβανικό πίνακα από τα άλλα δύο υλικά της σύνδεσης, με αποτέλεσμα να διαβρώνονται τα ίδια. Έτσι μπορεί να γίνεται επίβλεψη της κατασκευής στα σημεία όπου υπάρχουν τα ανόδια και αν χρειάζεται να αντικαθίστανται μόνο αυτά.

#### Χαλκός

Ο χαλκός είναι ένα από τα συνηθισμένα υλικά σε εφαρμογές δικτύων σωληνώσεων ζεστού νερού. Διαθέτει πάρα πολύ καλά χαρακτηριστικά μετάδοσης θερμότητας καθώς έχει συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας  $k=398 \text{ W/(m.K)}$ . Αντίστοιχα ο ανοξείδωτος χάλυβας έχει συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας μόλις  $k=15 \text{ W/(m.K)}$ . Επίσης ο χαλκός θεωρείται ένα υλικό κατάλληλο για εφαρμογές, όπου η υγιεινή αποτελεί κριτήριο του σχεδιασμού. Ένα από τα πιο κοινά κράματα χαλκού που χρησιμοποιείται σε εφαρμογές πόσιμου νερού είναι το CW511L. Είναι ένα κράμα ορείχαλκου το οποίο δεν περιέχει καθόλου μόλυβδο, το οποίο το κάνει ιδανικό για εφαρμογές με υγειονομικές απαιτήσεις. Η σύσταση του κράματος φαίνεται στον παρακάτω πίνακα 2-5. Το κράμα CW511L έχει συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας ίσο με  $117 \text{ [W/m/K]}$ .

Πίνακας 2-5 Σύσταση κράματος CW511L

Στοιχεία	Min (%)	Max (%)
Cu	61,5	63,5
Pb	-	0,2
Fe	-	0,1

Sn	-	0,1
Ni	-	0,3
Al	-	0,05
As	0,02	0,15
Άλλα	-	0,2
Zn	Υπόλοιπο	

Ωστόσο, ο χαλκός αποτελεί ένα αρκετά ακριβό υλικό με την τιμή του ανά κιλό να είναι αρκετά πάνω από του ανοξείδωτου χάλυβα, σε τιμές της αγοράς Σεπτέμβριος 2022.

#### Ανοξείδωτοι Χάλυβες

Οι ανοξείδωτοι χάλυβες και κυρίως οι ωστενιτικοί αποτελούν μία ευρέως διαδεδομένη κατηγορία υλικών η οποία συμμετέχει σε αρκετές εφαρμογές, όπως και στους εναλλάκτες θερμότητας, αλλά και σε δίκτυα σωληνώσεων. Οι ανοξείδωτοι χάλυβες αποκτούν τις ανοξείδωτες ιδιότητές τους λόγω του χρωμίου το οποίο δημιουργεί ένα επιφανειακό στρώμα οξειδίου στην εκτεθειμένη επιφάνεια του μετάλλου. Εκεί το οξείδιο του χρωμίου που δημιουργείται εμποδίζει την περαιτέρω οξείδωση του κράματος, καθιστώντας το ιδανικό για περιβάλλοντα με κίνδυνο στην αστοχία από οξείδωση.

Μελετώντας τη χρήση τέτοιων κραμάτων στην κατασκευή εναλλακτών για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης πρέπει να εξετασθεί η καταλληλότητα του υλικού κατασκευής, λόγω της διάβρωσης των ωστενιτικών ανοξείδωτων χαλύβων από παρουσία χλωρίου στη παροχή του νερού. Η σύσταση των νερών των δικτύων ύδρευσης περιέχουν μία συγκέντρωση χλωρίου 250ppm η οποία ορίζεται από τη σημερινή νομοθεσία στη πηγή [7]. Εφαρμογές που χρησιμοποιούν υφάλμυρο νερό επίσης περιέχουν συγκεντρώσεις χλωρίου οι οποίες μπορούν να διαβρώσουν εξίσου τους ανοξείδωτους χάλυβες.

Οι ανοξείδωτοι ωστενιτικοί χάλυβες χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές στις οποίες η αντιοξειδωτική τους ικανότητα, αλλά και οι προδιαγραφές υγιεινής αποτελούν κρίσιμους παράγοντες σχεδιασμού. Για εφαρμογές σε υδάτινα περιβάλλοντα συνήθως επιλέγεται ο ανοξείδωτος χάλυβα SS-316, ο οποίος έχει τις καλύτερες αντιδιαβρωτικές ιδιότητες από την κατηγορία των ωστενιτικών χαλύβων.

#### **Διάβρωση ωστενιτικών ανοξείδωτων χαλύβων από παρουσία χλωρίου**

Οι ωστενιτικοί ανοξείδωτοι χάλυβες παρόλο που εμφανίζουν καλές αντιοξειδωτικές ιδιότητες σε υγρά περιβάλλοντα, κινδυνεύουν από τη συγκέντρωση του χλωρίου άλλων

οξειδωτικών ουσιών και από διαλύματα με χαμηλό Ph (πεχά). Στα δίκτυα υδρεύσεων είναι συχνή η πρόσμιξη χλωρίου σε μικρές ποσότητες με στόχο την απολύμανση των δικτύων ύδρευσης από παθογόνους μικροοργανισμούς. Το γεγονός αυτό θέτει το πρόβλημα διάβρωσης των οστενιτικών χαλύβων από την παρουσία του χλωρίου, όπου η θεωρία διάβρωσης αναλύεται στη συνέχεια του κεφαλαίου.

Το χλώριο δηλητηριάζει το επιφανειακό στρώμα του οξειδίου του χρωμίου προκαλώντας αποκόλληση. Η αποκόλληση αυτή δημιουργείται από τρεις βασικούς μηχανισμούς διάβρωσης. Συγκεκριμένα της τρηματικής διάβρωσης, της διάβρωσης εσοχών και της εργοδιάβρωσης.

### ***Τρηματική διάβρωση – Pitting***

Ο μηχανισμός τρηματικής διάβρωσης ξεκινάει από την απόσπαση του στρώματος του οξειδίου του χρωμίου λόγω της παρουσίας του χλωρίου. Η απόσπαση αυτή οδηγεί σε τοπική διάβρωση του μετάλλου και ακολούθως στη δημιουργία μικρών λάκκων στην επιφάνεια του μετάλλου. Ο κίνδυνος της τρηματικής διάβρωσης είναι ακόμα πιο ανησυχητικός όταν το διαβρωτικό ρευστό βρίσκεται σε στάσιμη κατάσταση, γιατί σε αυτές τις συνθήκες είναι που αναπτύσσεται αυτός ο μηχανισμός διάβρωσης. Επίσης είναι δύσκολη η ανίχνευση των λάκκων που δημιουργούνται καθώς η γεωμετρία τους είναι ακανόνιστη και το ίδιο η τοποθεσία που θα εμφανιστούν. Πολλοί μικροί λάκκοι μπορούν να δημιουργήσουν ρωγμές στην εκτεθειμένη επιφάνεια του μετάλλου και τελικά να οδηγήσουν στην αστοχία της κατασκευής.

### ***Διάβρωση εσοχών- Crevice***

Ο μηχανισμός διάβρωσης εσοχών, όπως προδίδει και το όνομα, εμφανίζεται σε κοιλότητες ή σε διάκενα-εσοχές που δημιουργούνται σε διεπιφάνειες υλικών. Τα ιόντα χλωρίου ή άλλων οξειδωτικών ουσιών, μπορεί να συσσωρευτούν σε τέτοιες γεωμετρίες με αποτέλεσμα να επιταχύνεται η αποκόλληση του προστατευτικού στρώματος του χρωμίου. Το φαινόμενο αυτό μπορεί να εμφανιστεί και σε σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες και αντιμετωπίζεται με την κατάλληλη χρήση φλαντζών και επικαλύψεων, όπως και με την αποφυγή ή ελαχιστοποίηση των κοιλοτήτων αυτών.

### ***Εργοδιάβρωση-Stress Corrosion Cracking***

Η εργοδιάβρωση είναι ένας ακόμα μηχανισμός διάβρωσης των ανοξειδωτων οστενιτικών χαλύβων. Εμφανίζεται με την παρουσία κάποιας μηχανικής καταπόνησης σε διαβρωτικό περιβάλλον και έχει ως αποτέλεσμα την ανάπτυξη ρωγμών στην επιφάνεια του μετάλλου. Συχνό παράδειγμα εργοδιάβρωσης αποτελούν οι παραμένουσες τάσεις οι οποίες μπορεί να έχουν δημιουργηθεί από κάποια κατεργασία στο υλικό. Έτσι είναι σημαντικό οι

κατασκευές πριν την λειτουργία τους να περνούν από τη θερμική κατεργασία της ανόπτησης, για να εξαφανίζονται όσο το δυνατό περισσότερο φαινόμενα παραμενουσών τάσεων. Οι πιέσεις των δικτύων των σωληνώσεων του ζεστού νερού όπως και του νερού σε δεξαμενές πρέπει να εξετάζονται, καθώς και αυτές μπορούν να αποδώσουν το κατάλληλο φορτίο για τη δημιουργία συνθηκών εργοδιάβρωσης. Η εργοδιάβρωση ενισχύεται αρκετά στις περιπτώσεις που οι θερμοκρασίες του διαβρωτικού ρευστού υπερβαίνει τους 50°C.

Για περισσότερες πληροφορίες για την διάβρωση των οστενιτικών χαλύβων ο αναγνώστης μπορεί να ανατρέξει στη βιβλιογραφία [8].

Οι παραπάνω μηχανισμοί αστοχίας των οστενιτικών ανοξειδωτων χαλύβων πρέπει να λαμβάνονται πολύ σοβαρά υπόψη κατά το σχεδιασμό εναλλακτών από αυτά τα υλικά, καθώς ο κίνδυνος διάβρωσης μπορεί να παραμένει υψηλός ακόμα και με την χρήση υλικών με καλές αντιδιαβρωτικές ιδιότητες.

### Κεφάλαιο 3. Ελικοειδείς εναλλάκτες διπλού σωλήνα

---

Σε αυτό το κεφάλαιο αναλύεται η μελέτη του ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα, μία κατηγορία εναλλακτών που διαφέρει όπως θα αναφερθεί παρακάτω, από τις συμβατικές γεωμετρίες εναλλακτών που αναφέρθηκαν στο κεφάλαιο 2.

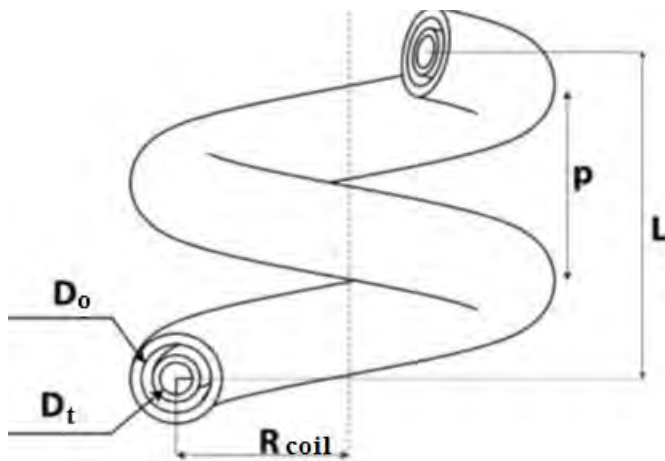
Πίνακας 3-1 Συμβολισμοί Κεφαλαίου 3

Σύμβολα	
D	διάμετρος
p	βήμα έλικας
N <sub>loops</sub>	αριθμός περασμάτων έλικας
L	μήκος
D <sub>t</sub>	διάμετρος εσωτερικού σωλήνα
D <sub>r</sub>	διάμετρος δακτυλιοειδούς σωλήνα
De	αριθμός Dean
Re	αριθμός Reynolds
ΔP	πτώση πίεσης
Pr	αριθμός Prandtl
π	αριθμός π=3,141592654
d	υδραυλική διάμετρος
ρ	πυκνότητα ρευστού
f	συντελεστής τριβών
u	ταχύτητα ρευστού
h	συντελεστής συναγωγής
Nu	αριθμός Nusselt
R	ακτίνα
k	συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας
Δείκτης	
coil	έλικας
o	εξωτερικός σωλήνας
t	εσωτερικός σωλήνας
c	ελικοειδής σωλήνας
s	ευθύς σωλήνας
p	πτώσης πίεσης
e	συναγωγής
l	ρευστού

### 3.1 Γεωμετρία ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα

Οι ελικοειδείς εναλλάκτες διπλού σωλήνα φέρουν τα χαρακτηριστικά των εναλλακτών διπλού σωλήνα σε μία ελικοειδή γεωμετρία. Όπως και στους εναλλάκτες διπλού σωλήνα, η διάταξη του ενός σωλήνα μέσα στον άλλο δημιουργεί δύο κανάλια ροής των δύο ρευστών. Το κανάλι του εσωτερικού σωλήνα και το κανάλι της δακτυλιοειδούς διατομής που προκύπτει από την διαφορά των διαμέτρων του εξωτερικού και του εσωτερικού σωλήνα. Αξίζει να σημειωθεί ότι υπάρχει μεγάλο πλήθος διαφορετικών γεωμετριών ελικοειδών εναλλακτών διπλού σωλήνα, με χαρακτηριστικό παράδειγμα τη χρήση ανακλαστήρων-πτερυγίων μέσα στα κανάλια ροής της δακτυλιοειδούς διατομής.

Η γεωμετρία της έλικας περιγράφεται από τέσσερις γεωμετρικές παραμέτρους. Η πρώτη παράμετρος είναι η ακτίνα της έλικας όπως φαίνεται και στην Εικόνα 3.1 με το σύμβολο  $R_{coil}$ . Ακολουθεί το βήμα της έλικας ( $p$ ) που ορίζεται ως η απόσταση μεταξύ δύο ολόκληρων στροφών της έλικας και ο συνολικός αριθμός των ολόκληρων στροφών της έλικας. Τέλος το συνολικό μήκος της έλικας είναι το συνολικό μήκος των δύο σωλήνων.



Σχήμα 3-1 Απεικόνιση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του ελικοειδή εναλλάκτη διπλού σωλήνα

Η σχέση μεταξύ των γεωμετρικών χαρακτηριστικών ακολουθεί την παρακάτω εξίσωση

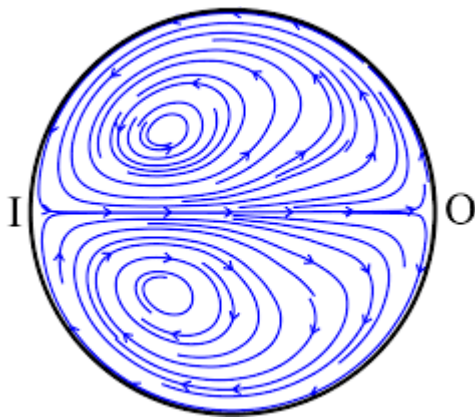
$$L_{coil} = \sqrt{\pi \cdot D_{coil}^2 + p^2} \cdot N_{loops} \quad (3.1)$$

Τα παραπάνω γεωμετρικά χαρακτηριστικά επηρεάζουν τόσο τη ροή των δύο ρευστών που εναλλάσσουν θερμοκρασία μεταξύ τους, αλλά και την επιφάνεια εναλλαγής του εναλλάκτη.



### 3.2 Ροή σε ελικοειδείς σωλήνες

Η ροή σε ελικοειδείς σωλήνες εμφανίζει κάποια ιδιαίτερα χαρακτηριστικά και χρήζει ιδιαίτερη μελέτη. Αρχικά η ελικοειδής γεωμετρία αναγκάζει το ρευστό να ακολουθήσει μία ελικοειδή κατεύθυνση η οποία εφαρμόζει στα μόρια του νερού φυγοκεντρικές δυνάμεις. Οι δυνάμεις αυτές επηρεάζουν τις συνθήκες της ροής μέσα στον ελικοειδή σωλήνα με αποτέλεσμα να αναπτύσσονται δευτερεύουσες ροές που ενισχύουν την ανάπτυξη του πεδίου μεταβατικής ροής καθυστερώντας κατά κάποιο τρόπο την εμφάνιση της τύρβης. Ωστόσο αυτό το φαινόμενο οδηγεί σε έντονη τυρβώδη ροή, εφόσον οι συνθήκες το ορίζουν, με αποτέλεσμα να ευνοείται η μετάδοση της θερμότητας στους εναλλάκτες.



Σχήμα 3-2 Ροϊκές γραμμές για ροή σε σωλήνα κυκλικής διατομής με παρουσία δευτερευουσών ροών που προκαλούνται από τις φυγοκεντρικές δυνάμεις

Για τη μελέτη της ροής σε καμπύλες σωλήνες που εμφανίζονται δευτερεύουσες ροές ορίζεται ένας ακόμα αδιάστατος αριθμός που είναι παρόμοιος με τον αριθμό Reynolds και ονομάζεται αριθμός Dean, ο οποίος υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση.

$$De = Re \cdot \sqrt{\frac{d_e}{D_{coil}}} \quad (3.2)$$

### 3.3 Υδραυλική διάμετρος

Η υδραυλική διάμετρος ορίζεται ως μία ισοδύναμη διάμετρος για το δακτυλιοειδή σωλήνα με σκοπό την απλοποίηση των υπολογισμών. Είναι σημαντικό να αναφερθεί πως η υδραυλική διάμετρος ορίζεται από διαφορετικές εξισώσεις για την πτώση πίεσης και για τις εξισώσεις υπολογισμού του συντελεστή συναγωγής, σε σχέση με αυτές που αναφέρθηκαν στο κεφάλαιο 2 για τον εναλλάκτη διπλού σωλήνα. Οι εξισώσεις για τον υπολογισμό της υδραυλικής διαμέτρου πτώσης πίεσης και συναγωγής είναι αντίστοιχα οι

(2.23) και (2.24) όπου έχουν αναφερθεί στην ενότητα 2.5 του κεφαλαίου 2. Στον υπολογισμό του αδιάστατου αριθμού Reynolds στην δακτυλιοειδή διατομή χρησιμοποιείται η υδραυλική διάμετρος του συντελεστή συναγωγής. Στον εσωτερικό σωλήνα η υδραυλική διάμετρος είναι η εσωτερική διάμετρος του εσωτερικού σωλήνα.

### 3.4 Υπολογισμός πτώσης πίεσης

Για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης σε ελικοειδείς εναλλάκτες διπλού σωλήνα υπάρχει ένα μεγάλο πλήθος υπολογιστικών σχέσεων από αρκετές πειραματικές μελέτες που καλύπτουν αντίστοιχα ένα μεγάλο πλήθος εφαρμογών. Πιο συγκεκριμένα έπρεπε να επιλεγθούν οι καταλληλότερες εξισώσεις για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης, με κριτήριο επιλογής την βέλτιστη ακρίβεια των αποτελεσμάτων στις συνθήκες των προβλημάτων παραγωγής ζεστού νερού χρήσης. Σε αυτό το σημείο πρέπει να αναφερθεί ότι στις εφαρμογές αυτές επικρατεί η τυρβώδης ροή μέσα στους εναλλάκτες, ακολούθως οι εξισώσεις που παρουσιάζονται είναι για συνθήκες τυρβώδους ροής. Στην περίπτωση που κάποιος επιθυμεί να μελετήσει τη στρωτή ή τη μεταβατική ροή θα πρέπει να ανατρέξει στη σχετική βιβλιογραφία.

Αρχικά υπολογίζεται ο συντελεστής τριβής του ίσιου σωλήνα από την παρακάτω εξίσωση

$$f_s = \frac{0,079}{Re^{0,25}} \quad (\text{τυρβώδης ροή}) \quad (3.3)$$

Στη συνέχεια γίνεται η επιλογή της εξίσωσης των Mishra και Gupta (1979) όπως ορίζεται στην βιβλιογραφία [5], για τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής για την καμπύλη γεωμετρία του συντελεστή τριβών.

$$f_c = f_s + \frac{0,0075}{\sqrt{\frac{d_p}{D_{coil}}}} \quad (3.4)$$

Η παραπάνω εξίσωση ισχύει για ελικοειδείς σωλήνες και για τυρβώδη ροή με  $4500 < Re < 10^5$ ,  $6,7 < d_p/D_{coil} < 346$ ,  $0 < p/D_{coil} < 25,4$ .

Οι υπολογισμοί στον εξωτερικό δακτυλιοειδή σωλήνα ακολουθούν την χρήση των ίδιων εξισώσεων με την προϋπόθεση ότι οι υπολογισμοί θα λαμβάνουν υπόψη την ισοδύναμη υδραυλική διάμετρο για την πτώση πίεσης, όπως περιγράφηκε στην ενότητα 3.3 του κεφαλαίου 3 και 2.5 του κεφαλαίου 2.

Η επιλογή της παραπάνω εξίσωσης προτείνεται καθώς προσφέρεται για τυρβώδη ροή σε ελικοειδείς σωλήνες και καλύπτει το πεδίο της εφαρμογής του εναλλάκτη θερμότητας για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης. Όπως αναφέρθηκε και στην αρχή του Κεφαλαίου, στην παράγραφο 3.1, υπάρχουν πολλαπλές γεωμετρίες στην κατασκευή εναλλακτών διπλού σωλήνα με εμπόδια, όπως ανακλαστήρες και πτερύγια να παρεμβάλλονται στα κανάλια ροής επηρεάζοντας τόσο τους συντελεστών συναγωγής, αλλά και την πτώση πίεσης. Για το λόγο αυτό στην παρούσα εργασία μελετάται η απλή μορφή αυτών των εναλλακτών χωρίς την παρουσία ανακλαστήρων ή πτερυγίων στα κανάλια της ροής των ρευστών.

Τέλος η πτώση πίεσης υπολογίζεται βάση της παρακάτω εξίσωσης

$$\Delta P = \frac{2 \cdot f_c \cdot \rho \cdot u^2 \cdot L_{coil}}{d_p} \quad (3.5)$$

Είναι εμφανές το συμπέρασμα ότι η πτώση πίεσης σε ελικοειδείς σωλήνες είναι μεγαλύτερη από αυτή σε ίσιο σωλήνα, δεδομένου ότι είναι από το ίδιο υλικό και με την ίδια διατομή.

Στους παραπάνω υπολογισμούς δεν λαμβάνεται υπόψη η τραχύτητα των υλικών καθώς η μελέτη που θα ακολουθήσει αφορά σωλήνες από ανοξείδωτο χάλυβα και χαλκό, υπό την υπόθεση ότι είναι αμελητέα τραχύτητα στην πτώση πίεσης σε αυτά τα υλικά.

### 3.5 Υπολογισμός συντελεστών συναγωγής

Ο υπολογισμός των συντελεστών συναγωγής αποτελεί όπως και η πτώση πίεσης ξεχωριστό πεδίο που χρειάζεται επιπλέον μελέτη. Αρχικά ξανά η γεωμετρία του εναλλάκτη καθιστά απαραίτητη τη ξεχωριστή μελέτη του εσωτερικού και του εξωτερικού δακτυλιοειδούς σωλήνα.

Αρχικά για τον υπολογισμό του συντελεστή συναγωγής για τα δύο κανάλια ροής προηγείται ο υπολογισμός του αριθμού Nusselt. Σύμφωνα με τη βιβλιογραφική πηγή [9] η εξίσωση υπολογισμού του αριθμού Nusselt που προτείνεται για έναν πρακτικό υπολογισμό είναι η ακόλουθη των Yasuo Mori και Wataru Nakayama (1966)

$$Nu = \frac{1}{41} \cdot Re^{\left(\frac{5}{6}\right)} \cdot \left(\frac{d_e}{D_{coil}}\right) \cdot \left(1 + \frac{0,061}{\left(Re \cdot \left(\frac{d_e}{D_{coil}}\right)^{2,5}\right)^{\frac{1}{6}}}\right) \cdot Pr^{0,4} \quad (3.6)$$

Η παραπάνω εξίσωση δίνεται για τυρβώδεις συνθήκες ροής για  $Pr > 1$  και  $Re \cdot (d_e/D_{coil})^{2,5} > 0,4$ .

Για τους υπολογισμούς που θα ακολουθήσουν στα επόμενα κεφάλαια της εργασίας χρησιμοποιείται η παραπάνω εξίσωση για τον εσωτερικό ελικοειδή σωλήνα αλλά και για την εξωτερική ελικοειδή δακτυλιοειδή διατομή, εφαρμόζοντας αντίστοιχα την ισοδύναμη υδραυλική διάμετρο.

Έτσι υπολογίζεται στη συνέχεια ο συντελεστής συναγωγής με τη χρήση της εξίσωσης (3.7) που ακολουθεί

$$h = Nu \cdot \frac{k_l}{d_e} \quad (3.7)$$

### **3.6 Κατασκευή ελικοειδούς εναλλάκτη θερμότητας διπλού σωλήνα**

Με στόχο την περιγραφή της κατασκευής των ελικοειδών εναλλακτών θερμότητας διπλού σωλήνα για εφαρμογές ζεστού νερού χρήσης, ακολουθεί η επόμενη παράγραφος που περιγράφει περιληπτικά την διαδικασία παραγωγής των συγκεκριμένων εναλλακτών.

Η κατασκευή ελικοειδών εναλλακτών θερμότητας διπλού σωλήνα ακολουθεί μία σειρά κατεργασιών η οποία μοιάζει με αυτή των ελικοειδών εναλλακτών μονού σωλήνα. Το αρχικό τεμάχιο είναι ένας σωλήνας χωρίς ραφές κατασκευασμένος από το υλικό που επιλέχθηκε κατά τον σχεδιασμό. Ο σωλήνας συνήθως προμηθεύεται στη μορφή καρουλιού, καθώς πολλές φορές χρειάζονται πολλά μέτρα σωλήνα για την κατασκευή του εναλλάκτη. Στη συνέχεια ο σωλήνας περνάει από έναν κουρμπαδόρο-ραουλιέρα, ένα μηχάνημα το οποίο με τη χρήση ειδικών ράουλων μπορεί να δώσει την ελικοειδή γεωμετρία στο σωλήνα.

## **Κεφάλαιο 4. Σχεδιασμός ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης.**

---

Στο παρόν κεφάλαιο γίνεται υπολογιστική μελέτη και σχεδιασμός ενός ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης. Η λειτουργία του εναλλάκτη στη συγκεκριμένη εφαρμογή προορίζεται να εναλλάσσει θερμότητα μεταξύ δύο διαφορετικών ρευστών. Το κρύο ρευστό είναι η παροχή του νερού του δικτύου ύδρευσης το οποίο ρέει στον εσωτερικό σωλήνα του εναλλάκτη το οποίο ζητείται να θερμανθεί . Στον εξωτερικό δακτυλιοειδή σωλήνα ρέει, σε διάταξη αντιρροής, το θερμό υγρό που υπάρχει αποθηκευμένο στη δεξαμενή αποθήκευσής του. Για την επαλήθευση των υπολογιστικών εξισώσεων και αποτελεσμάτων του σχεδιασμού του εναλλάκτη χρησιμοποιήθηκε η συσκευή Ultratank Calpak X-FLOW της εταιρίας Calpak. Για την πλήρη αποτύπωση των αποτελεσμάτων θα ακολουθήσουν διαγράμματα και επιμέρους επεξηγήσεις για να διατυπωθούν τελικά συμπεράσματα της χρήσης τέτοιων εναλλακτών στην παραγωγή ζεστού νερού χρήσης.

Η συσκευή Calpak X-Flow UltraTank αποτελείται από δύο κύρια μέρη. Τη δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού ρευστού, η οποία έχει την ικανότητα αποθήκευσης θερμού ρευστού, το οποίο θα χρησιμοποιείται για την θέρμανση του κρύου νερού του δικτύου μέσω του ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα που βρίσκεται στο εσωτερικό της δεξαμενής. Η κίνηση του ζεστού ρευστού γίνεται στη δακτυλιοειδή διατομή του εναλλάκτη, με τη βοήθεια ενός κυκλοφορητή του ζεστού ρευστού. Στον εσωτερικό σωλήνα του εναλλάκτη και σε σύνδεση αντιρροής κυκλοφορεί το νερό που έρχεται από το δίκτυο ύδρευσης. Σύμφωνα με τον κατασκευαστή, η διάταξη αυτή βοηθάει την εξοικονόμηση ενέργειας καθώς το ζεστό ρευστό στη δεξαμενή μπορεί να αποθηκευτεί σε χαμηλότερες θερμοκρασίες από τις θερμοκρασίες που αποθηκεύεται το ζεστό νερό χρήσης στις συμβατικές δεξαμενές , πληρώντας ταυτόχρονα όλους κανόνες υγιεινής .

### **4.1 Περιγραφή μεθόδου σχεδιασμού του ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα**

Η μέθοδος σχεδιασμού του ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα, ακολουθεί κατά σειρά τις παρακάτω επιμέρους μεθοδολογίες, οι οποίες έχουν αναλυθεί στα κεφάλαια δύο και τρία. Σαν παρατήρηση πριν αρχίσει η περιγραφή της μεθοδολογίας που ακολουθήθηκε, είναι πως οι μεθοδολογίες σχεδιασμού εναλλακτών γενικά φέρουν έναν προκαταρκτικό χαρακτήρα, καθώς οι υποθέσεις και οι εξισώσεις που προτείνονται φέρουν εμπειρικές

παραμέτρους στον σχεδιασμό και σίγουρα εισάγουν απόκλιση σε σχέση με πειραματικές μετρήσεις σε πραγματικούς εναλλάκτες.

Αρχικά ο σχεδιασμός του εναλλάκτη έγινε με τη χρήση του λογισμικού προγράμματος Microsoft Excel. Στο υπολογιστικό φύλλο που συνοδεύει την παρούσα εργασία ακολουθείται μία σειρά υπολογισμών όπως περιγράφονται ακολούθως.

Ξεκινώντας τη διαδικασία της θερμοϋδραυλικής σχεδίασης του ελικοειδούς εναλλάκτη, ο σχεδιαστής-μηχανικός καλείται να δώσει κάποια εμπειρικά δεδομένα όσον αφορά μία πρώτη εκτίμηση της γεωμετρίας των σωληνώσεων του εναλλάκτη. Συγκεκριμένα με την βοήθεια πινάκων με προδιαγραφές σωληνώσεων, θα πρέπει να επιλέξει την κατάλληλη διατομή του εσωτερικού σωλήνα και την αντίστοιχα κατάλληλη διατομή του εξωτερικού σωλήνα, όπως θα έκανε και για έναν εναλλάκτη διπλού σωλήνα. Στη συνέχεια θα πρέπει να δώσει μερικά εμπειρικά δεδομένα για τη γεωμετρία της ελικοειδούς γεωμετρίας του εναλλάκτη. Συγκεκριμένα θα πρέπει να επιλέξει την διάμετρο της έλικας, το βήμα μεταξύ των διαδοχικών στροφών και το συνολικό αριθμό περιστροφών της έλικας. Στο στάδιο αυτό εισάγεται και η σταθερά θερμικής αγωγιμότητας του υλικού όπου έχουν κατασκευαστεί οι σωλήνες που χρησιμοποιήθηκαν.

Πίνακας 4-1 Τυποποιημένες διαστάσεις για ανοξείδωτους σωλήνες για διάφορα πάχη τοιχωμάτων του σωλήνα

Nominal Pipe Size (inches)	Outside Diameter		Schedule							
			5S		10S		40S		80S	
	(mm)	(inches)	mm (in)	kg/m	mm (in)	kg/m	mm (in)	kg/m	mm (in)	kg/m
1/8	10.3	0.405	-	-	1.25 (0.049)	0.28	1.73 (0.068)	0.37	2.42 (0.095)	0.47
1/4	13.7	0.540	-	-	1.66 (0.065)	0.49	2.24 (0.088)	0.63	3.03 (0.119)	0.80
3/8	17.2	0.675	-	-	1.66 (0.065)	0.63	2.32 (0.091)	0.85	3.20 (0.126)	1.10
1/2	21.3	0.840	1.65 (0.065)	0.81	2.11 (0.083)	1.00	2.77 (0.109)	1.27	3.74 (0.147)	1.62
3/4	26.7	1.050	1.65 (0.065)	1.02	2.11 (0.083)	1.28	2.87 (0.113)	1.68	3.92 (0.154)	2.20
1	33.4	1.315	1.65 (0.065)	1.30	2.77 (0.109)	2.09	3.38 (0.133)	2.50	4.55 (0.179)	3.24
1 1/4	42.2	1.660	1.65 (0.065)	1.66	2.77 (0.109)	2.69	3.56 (0.140)	3.39	4.86 (0.191)	4.47
1 1/2	48.3	1.900	1.65 (0.065)	1.91	2.77 (0.109)	3.11	3.69 (0.145)	4.06	5.08 (0.200)	5.41
2	60.3	2.375	1.65 (0.065)	2.40	2.77 (0.109)	3.93	3.92 (0.154)	5.45	5.54 (0.218)	7.49
2 1/2	73.0	2.875	2.11 (0.083)	3.69	3.05 (0.120)	5.26	5.16 (0.203)	8.64	7.01 (0.276)	11.4
3	88.9	3.500	2.11 (0.083)	4.52	3.05 (0.120)	6.46	5.49 (0.216)	11.3	7.62 (0.300)	15.3
3 1/2	101.6	4.000	2.11 (0.083)	5.18	3.05 (0.120)	7.41	5.74 (0.226)	13.6	8.08 (0.318)	18.6
4	114.3	4.500	2.11 (0.083)	5.84	3.05 (0.120)	8.37	6.02 (0.237)	16.1	8.56 (0.337)	22.3
5	141.3	5.563	2.77 (0.109)	9.46	3.41 (0.134)	11.6	6.56 (0.258)	21.8	9.53 (0.375)	31.0
6	168.3	6.625	2.77 (0.109)	11.3	3.41 (0.134)	13.9	7.12 (0.280)	28.3	10.98 (0.432)	42.6
8	219.1	8.625	2.77 (0.109)	14.8	3.76 (0.148)	20.0	8.18 (0.322)	42.5	12.70 (0.500)	64.6
10	273.1	10.750	3.41 (0.134)	22.7	4.20 (0.165)	27.8	9.28 (0.365)	60.4	12.70 (0.500)	81.5
12	323.9	12.750	3.97 (0.156)	31.3	4.58 (0.180)	36.1	9.53 (0.375)	73.9	12.70 (0.500)	97.4

Στη συνέχεια δίνονται δεδομένα για τα ρευστά που κυκλοφορούν μέσα στα δύο κανάλια ροής που σχηματίζονται στον εναλλάκτη. Ειδικότερα τα δύο ρευστά χωρίζονται στο

κρύο ρευστό και το ζεστό ρευστό. Για το κάθε ρευστό ο μηχανικός καλείται να δώσει την παροχή που θα σχεδιαστεί ο εναλλάκτης, τη θερμοκρασία εισόδου και εξόδου για κάθε ρευστό από τον εναλλάκτη, την πυκνότητά του, τη θερμική αγωγιμότητά του, την ειδική θερμοχωρητικότητα και το δυναμικό ιξώδες. Καθώς η μεθοδολογία του σχεδιασμού λαμβάνει ως σταθερές τις παραπάνω παραμέτρους, προτείνεται η επιλογή τους να γίνει για τη μέση θερμοκρασία κάθε ρευστού για την καλύτερη εκτίμηση των αποτελεσμάτων.

Σημαντικό είναι να τονισθεί πως το υπολογιστικό φύλλο μελετάει την διάταξη της αντιρροής για τον ελικοειδή εναλλάκτη διπλού σωλήνα.

Ξεκινώντας τους υπολογισμούς υπολογίζεται το θερμικό φορτίο του κρύου ρεύματος, καθώς ο στόχος του προβλήματος είναι η θέρμανση του κρύου ρευστού. Ο υπολογισμός αυτός γίνεται από την σχέση

$$q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (4.1)$$

Ακολουθώντας υπολογίζεται η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας όπως περιγράφεται στην παράγραφο 2.3 του κεφαλαίου 2. Παράλληλα υπολογίζεται ο αριθμός Prandtl για κάθε ρεύμα ροής από την εξίσωση (2.17). Βάση της δεδομένης γεωμετρίας και της παροχής του κάθε καναλιού ροής, μπορεί να υπολογισθεί η ταχύτητα της ροής των ρευστών στις δύο διατομές, την δακτυλιοειδή και την διατομή του εσωτερικού σωλήνα. Με τον υπολογισμό της ταχύτητας ροής του ρευστού, υπολογίζονται οι υδραυλικοί διάμετροι όπως αναλύθηκαν στις ενότητες 2.6 και 3.3 των κεφαλαίων 2 και 3 αντίστοιχα. Πλέον μπορεί να υπολογισθεί ο αριθμός Reynolds (2.16) και ακολούθως ο αριθμός Dean (3.2).

Όπως αναλύθηκε και στην ενότητα 3.5 του κεφαλαίου 3, ο υπολογισμός των αριθμών Nusselt για το κάθε ρεύμα ροής γίνεται από την εξίσωση (3.6) και ο συντελεστής συναγωγής από την εξίσωση (3.7). Ο συντελεστής τριβών υπολογίζεται αρχικά για ευθύ σωλήνα (3.3) και ακολουθεί ο υπολογισμός για τον συντελεστή τριβών ελικοειδή σωλήνα από την (3.4). Τέλος η πτώση πίεσης υπολογίζεται μέσω της (3.5).

Πλέον έχουν υπολογισθεί οι συντελεστές συναγωγής του ζεστού και του κρύου ρευστού, ακολουθεί ο υπολογισμός του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας όπως περιγράφηκε στην ενότητα 2.1 του κεφαλαίου 2. Με τη χρήση του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, του θερμικού φορτίου του κρύου ρευστού και την μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας εκτιμάται η θεωρητική επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας που πρέπει να έχει ο εναλλάκτης που σχεδιάσαμε. Εδώ πρέπει να προσεχθεί ότι η επιφάνεια αυτή μπορεί να διαφέρει από την γεωμετρική επιφάνεια που έχει δώσει ο μηχανικός στην αρχική εκτίμηση των γεωμετρικών μεγεθών του εναλλάκτη, οπότε ίσως χρειαστεί να κάνει κατάλληλες αλλαγές για να επιτευχθεί η εξίσωση των δύο επιφανειών. Βάσει της θεωρητικής επιφάνειας του εναλλάκτη



και της δεδομένης διαμέτρου του εσωτερικού σωλήνα που έχει επιλέξει ο μηχανικός, υπολογίζεται το μήκος L του ελικοειδή εναλλάκτη, το οποίο αναφέρθηκε σε μεγαλύτερο βάθος στην ενότητα 3.1 του κεφαλαίου 3. Με γνωστό το μήκος του εναλλάκτη υπολογίζεται ο αντίστοιχος αριθμός των ολόκληρων στροφών που πρέπει να έχει ο εναλλάκτης βάσει την αρχική γεωμετρία που έχει θεωρηθεί από τον μηχανικό για τις σωληνώσεις και την γεωμετρία της έλικας. Οι υπολογισμοί ολοκληρώνονται με έναν επαναληπτικό υπολογισμό των θερμοκρασιών εξόδου των ρευστών από τον πλέον γεωμετρικά ολοκληρωμένο εναλλάκτη με την χρήση της μεθόδου ε-NTU, η οποία αναλύθηκε στην παράγραφο 2.4 του κεφαλαίου 2.

## 4.2 Σχεδιασμός ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα – Πρόβλημα 1.

Στην παρούσα ενότητα θα γίνει εφαρμογή της παραπάνω μεθόδου θερμοϋδραυλικού σχεδιασμού για έναν ελικοειδή εναλλάκτη διπλού σωλήνα για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης. Θα ακολουθήσουν σχήματα του συντελεστή συναγωγής, της πτώσης πίεσης, των θερμοκρασιών, της απόδοσης και η βέλτιστη γεωμετρία για τις συνθήκες λειτουργίας του προβλήματος 1 που ορίζονται στην συνέχεια της παρούσας ενότητας.

### Πρόβλημα 1

Ζητείται ο σχεδιασμός ενός ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης με χρήση ζεστού νερού ως μέσω αποθήκευσης στην δεξαμενή, δηλαδή ο σχεδιασμός αφορά έναν εναλλάκτη νερού-νερού. Η παροχή κρύου νερού που καλείται να θερμάνει ο εναλλάκτης είναι 0,8 κυβικά μέτρα ανά ώρα. Η θερμοκρασία εισόδου του νερού στον εναλλάκτη επιλέχθηκε να είναι 15 °C, η οποία σύμφωνα με τον πίνακα 4-2 είναι μία ενδιάμεση τιμή των θερμοκρασιών του νερού στα δίκτυα ύδρευσης βάση το τεχνικό επιμελητήριο Ελλάδος TEE.

Πίνακας 4-2 Μέση μηνιαία θερμοκρασία νερού δικτύου ανά κλιματική ζώνη TOTEE\_20701-1\_TEE\_1<sup>st</sup> Edition

Κλιματική Ζώνη	Ι	Φ	Μ	Α	Μ	Ι	Ι	Α	Σ	Ο	Ν	Δ
A	13,0	12,8	13,8	16,3	19,9	23,8	26,2	26,6	24,9	21,7	18,1	14,8
B	10,4	10,1	11,7	14,8	18,9	23,1	25,6	25,8	23,5	19,7	15,5	12,2
Γ	6,5	7,3	9,4	13,2	17,6	21,9	24,3	24,6	22,0	17,7	12,7	8,6
Δ	4,2	5,0	7,5	11,5	15,7	19,8	22,2	22,7	20,2	15,9	10,8	6,6

Η θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού που τροφοδοτείται από την δεξαμενή αποθήκευσης, με τη βοήθεια συστήματος κυκλοφορητή, είναι στους 65°C και η επιθυμητή θερμοκρασία εξόδου του κρύου νερού από τον εναλλάκτη ορίζεται από την συνθήκη  $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$ , δηλαδή 1 βαθμό κελσίου κάτω από την θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού. Η είσοδος του θερμού ρευστού στους 65°C δικαιολογείται, καθώς είναι στο εύρος των



θερμοκρασιών που έχουν τα συστήματα θέρμανσης, με την αιτιολογία ότι θέλουμε το ζεστό νερό χρήσης να είναι πάνω από τους 50 °C σύμφωνα με το ΤΕΕ, αλλά ταυτόχρονα για λόγους εξοικονόμησης ενέργειας επιλέγεται το θερμαινόμενο μέσο να θερμαίνεται σε θερμοκρασίες κοντά στους 65°C. Η διαφορά θερμοκρασίας  $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$  αποτελεί ζητούμενο κατά τον σχεδιασμό καθώς η συσκευή Calpak X-Flow Ultratank που μελετήθηκε, θέτει αυτό το χαρακτηριστικό στο σχεδιασμό του. Για αυτό το λόγο, τα τελικά αποτελέσματα τις μεθόδου σχεδιασμού θα μπορούν να συγκριθούν με αυτά της εταιρίας Calpak.

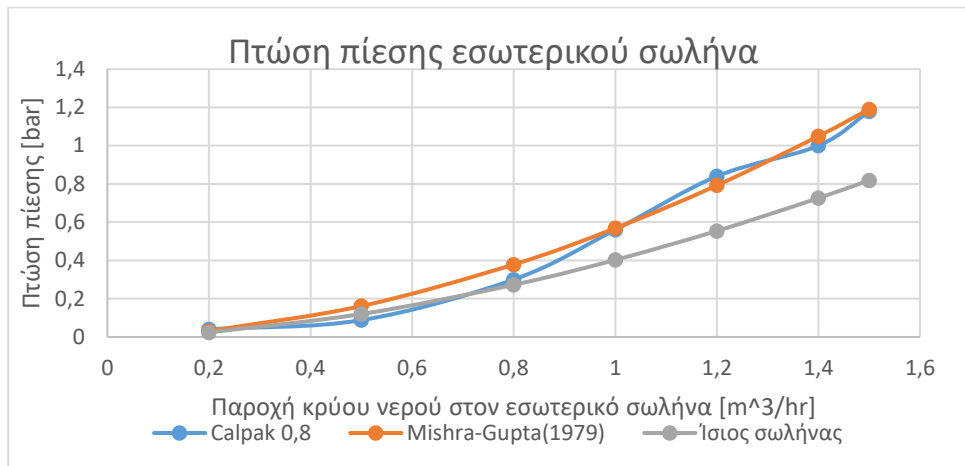
Στο παρακάτω σχήμα 4-1 αναφέρονται οι βέλτιστες διαστάσεις όπως υπολογίστηκαν από το υπολογιστικό φύλλο επιλύοντας το πρόβλημα 1. Το υλικό κατασκευής του εναλλάκτη επιλέχθηκε να είναι ωστενιτικός χάλυβας AISI 316, ο οποίος φέρει ικανές αντιδιαβρωτικές ιδιότητες και ταυτόχρονα προσφέρει τα επίπεδα υγιεινής που απαιτεί η εφαρμογή. Ο ανοξειδωτος χάλυβας (SS) 316 έχει συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας 16,3 Watt/(m.K).

CONSTRUCTION		
Inner tube OD, dto[=]mm	21,3	0,5
Inner tube ID, dti[=]mm	18	
inner thickness, eps[=]mm	1,65	
Outer tube OD [=]mm	42,2	1,25
Outer tube ID, dsi[=]mm	38,9	
Outer tube thickness [=]mm	1,65	
Coil Diameter[=]mm	450	
Pitch of Coil [=]mm	7	
Number of loops	36	
Tube thermal cond[=]W/mK	16,3	
Length of tube[=]m	50,89442487	
Height of Exchanger[=]m	1,7712	

Σχήμα 4-1 Διαστασιολόγηση του ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης με παροχή σχεδιασμού εσωτερικού σωλήνα 0,8 m<sup>3</sup>/hr

Αρχικά όπως και περιγράφηκε στην αρχή της ενότητας 4.1 του κεφαλαίου 4, επιλέχθηκαν οι σωλήνες με τη βοήθεια του Πίνακα 4.1. Για τον εσωτερικό σωλήνα επιλέχθηκε η διατομή ½ με πάχος σωλήνα 5s. Για τον εξωτερικό σωλήνα επιλέχθηκε η διατομή 1 ¼ με πάχος σωλήνα 5s. Όσον αφορά την ελικοειδή γεωμετρία του εναλλάκτη επιλέχθηκε να έχει διάμετρο 450 χιλιοστά με βήμα 7 χιλιοστά. Με τη βοήθεια της επαναληπτικής μεθόδου που εκτελεί η παραπάνω μεθοδολογία διαστασιολόγησης, υπολογίστηκε ότι χρειάζονται 36 πλήρεις στροφές, ή τυλίγματα, του εναλλάκτη. Επίσης υπολογίζεται το συνολικό μήκος του εναλλάκτη όπως περιεγράφηκε στην ενότητα 3.1 του κεφαλαίου 3 και υπολογίζεται επίσης το ύψος που έχει η τελική κατασκευή.

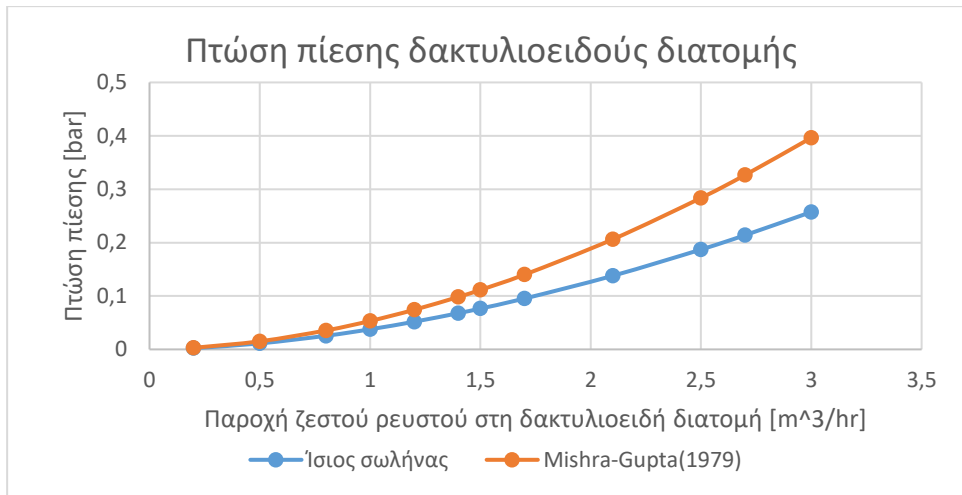
## Πτώση πίεσης εσωτερικού σωλήνα



Σχήμα 4-2 Πτώση πίεσης εσωτερικού σωλήνα κρύου νερού

Στο παραπάνω σχήμα απεικονίζεται η πτώση πίεσης του εσωτερικού σωλήνα για διαφορετικές τιμές της παροχής του κρύου νερού στην είσοδο. Συγκεκριμένα με μπλε χρώμα απεικονίζονται οι μετρήσεις που συλλέχτηκαν από την Calpak, με πορτοκαλί χρώμα ακολουθεί το μοντέλο Mishra Gupta (1979) (3.4) που προτείνεται για ελικοειδείς εναλλάκτες σε τυρβώδεις συνθήκες και τέλος με γκρι χρώμα εμφανίζονται οι υπολογισμοί πτώσης πίεσης αν ο εναλλάκτης ήταν ευθύς σωλήνας. Παρατηρείται πως η πτώση πίεσης, όπως προβλέπεται από την (3.4) είναι πιο συντηρητική για τις χαμηλές παροχές, προβλέποντας μεγαλύτερη πτώση πίεσης. Το μοντέλο του ίσιου σωλήνα υπολογίζεται από τις εξισώσεις (3.3) και (3.5). Γίνεται εμφανές ότι η εξίσωση του ευθύ σωλήνα για μικρές παροχές έχει καλή συμφωνία με τις τιμές πτώσης πίεσης της Calpak από τις αντίστοιχες τιμές της εξίσωσης (3.4) του ελικοειδούς σωλήνα. Ωστόσο, για τιμές παροχής πάνω από 0,8 κυβικά μέτρα ανά ώρα το σφάλμα υπολογισμού της εξίσωσης ίσιου σωλήνα αυξάνεται δραματικά, σε σύγκριση με τις τιμές της Calpak. Η εξίσωση (3.4) σε αυτό το εύρος παροχών δίνει αποτελέσματα τα οποία ακολουθούν με ένα μικρό αλλά αποδεκτό σφάλμα σε σχέση με τις τιμές πτώσης πίεσης που δίνει η Calpak.

## Πτώση πίεσης δακτυλιοειδούς διατομής

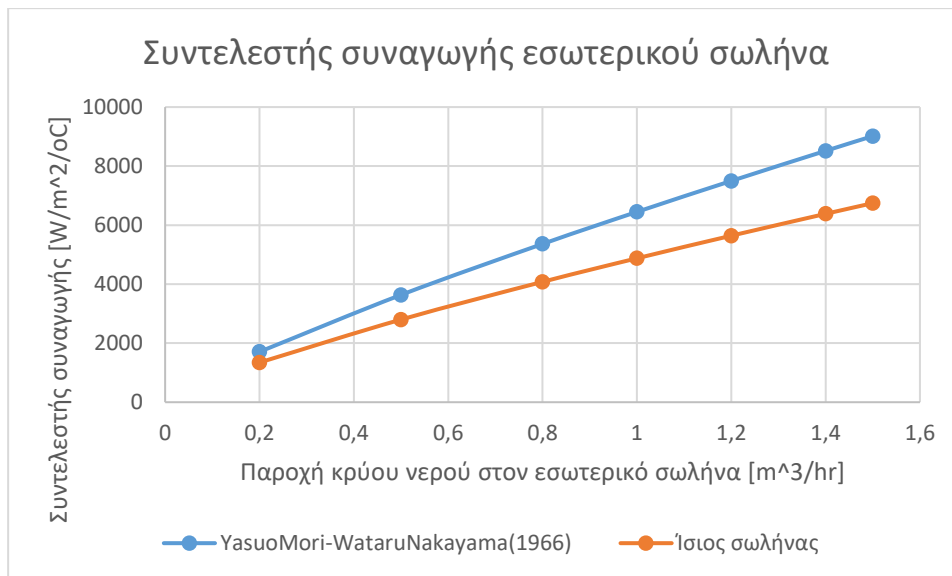


Σχήμα 4-3 Πτώση πίεσης δακτυλιοειδούς διατομής θερμού ρευστού

Στην περίπτωση της δακτυλιοειδούς διατομής δεν υπάρχουν στοιχεία από την Calpak όσο αφορά την πτώση πίεσης. Το παραπάνω σχήμα όπως συνέβη με τον εσωτερικό σωλήνα χρησιμοποιεί τις ίδιες εξισώσεις χρησιμοποιώντας επιπλέον την ισοδύναμη υδραυλική διάμετρο πτώσης πίεσης. Η εξίσωση [3.3] του ευθύ σωλήνα έχει μικρή διαφορά για μικρές παροχές σε σχέση με την [3.4] στον υπολογισμό τις πτώσης πίεσης. Ωστόσο εμφανίζει μεγάλη διαφορά όσο αυξάνεται η παροχή και ξεπερνάει το 1 κυβικό μέτρο ανά ώρα.

Να γίνει η υπενθύμιση ότι το ρευστό στη δακτυλιοειδή διατομή κινείται με τη βοήθεια κυκλοφορητή. Αυτό καθιστά κρίσιμη την διαστασιολόγηση του εναλλάκτη καθώς η μεγάλη πτώση πίεσης στη δακτυλιοειδή διατομή θα οδηγήσει σε ανάγκη μεγαλύτερης αντλίας κυκλοφορητή και συνάμα σε μεγαλύτερη κατανάλωση στη λειτουργία του εναλλάκτη. Επίσης να σημειωθεί ότι ο εναλλάκτης σχεδιάστηκε για παροχή στη δακτυλιοειδή διατομή ίση με 1,7 κυβικά μέτρα ανά ώρα και αντίστοιχη πτώση πίεσης κοντά στα 0,14 bar.

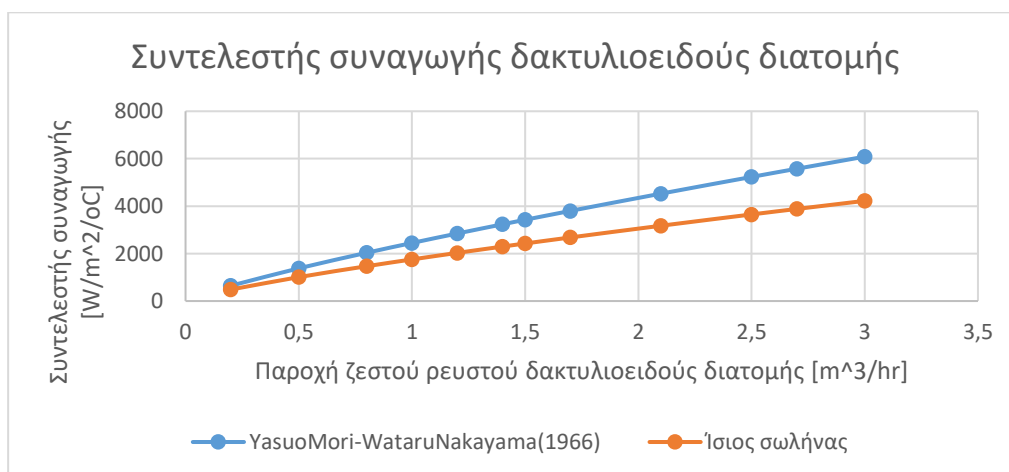
Συντελεστής συναγωγής εσωτερικού σωλήνα



Σχήμα 4-4 Συντελεστής συναγωγής συνάρτηση παροχής για τον εσωτερικό σωλήνα

Στη μελέτη του συντελεστή συναγωγής ο αριθμός Nusselt υπολογίζεται με την εξίσωση (3.6) των Yasuo Mori και Wataru Nakayama(1966) και στη συνέχεια γίνεται ο υπολογισμός του συντελεστή συναγωγής. Οι αριθμοί Reynolds και Dean υποδεικνύουν ότι και από τις μικρότερες παροχές η ροή στο σωλήνα είναι τυρβώδης. Επίσης από το παραπάνω σχήμα φαίνεται η αισθητή ενίσχυση του συντελεστή συναγωγής από την ελικοειδή γεωμετρία του εναλλάκτη σε σύγκριση με ένα ευθύ εναλλάκτη διπλού σωλήνα. Για τον υπολογισμό του αριθμού Nusselt στην ευθύ σωλήνα χρησιμοποιήθηκε η εξίσωση [2.25].

Συντελεστής συναγωγής δακτυλιοειδούς διατομής

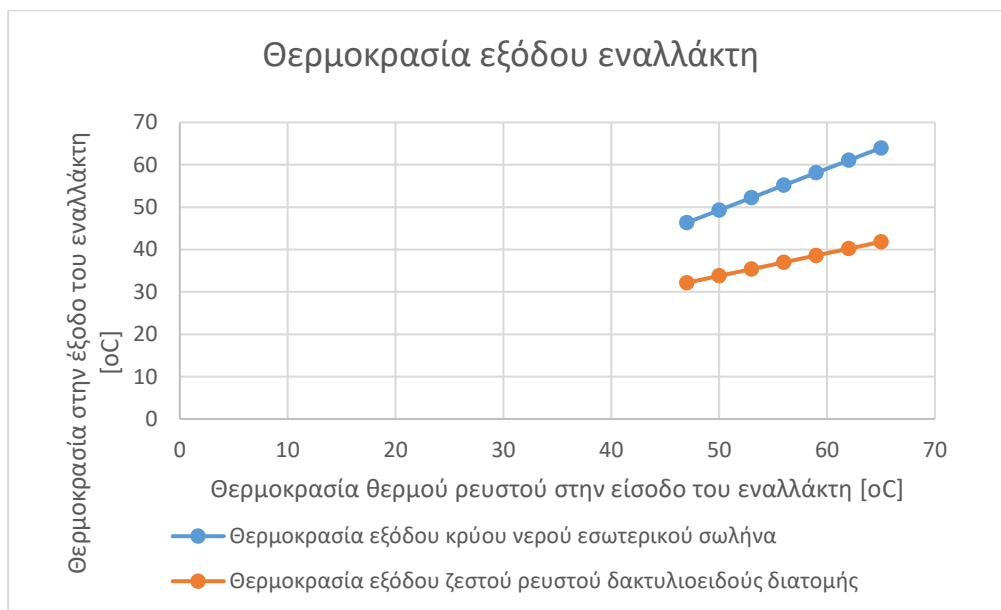


Σχήμα 4-5 Συντελεστής συναγωγής συνάρτηση της παροχής για τη δακτυλιοειδή διατομή

Παρόμοια με τον εσωτερικό σωλήνα γίνεται η χρήση της εξίσωσης (3.6) με τη διαφορά ότι οι υπολογισμοί που προηγούνται χρησιμοποιούν την ισοδύναμη υδραυλική διάμετρο συναγωγής. Όπως και στο σχήμα 4-4 έτσι και στο 4-5 γίνεται αντιληπτή η χρήση της ελικοειδούς γεωμετρίας σε σχέση με τον ίσιο σωλήνα. Η διαφορά είναι αντίστοιχη και στην

πτώση πίεσης, όμως η γεωμετρία της έλικας λόγω των δευτερευουσών ροών φαίνεται να ενισχύει τους συντελεστές συναγωγής και ταυτόχρονα την πτώση πίεσης. Για τον υπολογισμό του αριθμού Nusselt στον ευθύ σωλήνα χρησιμοποιήθηκε η εξίσωση [2.25], με τη χρήση υδραυλικής διαμέτρου συναγωγής.

Υπό την υπόθεση ότι το ζεστό υγρό που είναι αποθηκευμένο στην δεξαμενή και για σταθερές τις παροχές του προβλήματος, γίνεται υπολογισμός των θερμοκρασιών εξόδου των δύο ρευστών του εναλλάκτη. Εδώ η συνθήκη  $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$  που θεωρήσαμε στον σχεδιασμό δεν εφαρμόζεται καθώς η γεωμετρία και οι διαστάσεις του εναλλάκτη έχουν καθοριστεί. Ο υπολογισμός αυτός γίνεται με την μεθοδολογία  $\varepsilon$ -NTU, η οποία έχει αναλυθεί στο κεφάλαιο 2 στην ενότητα 2.4.



Σχήμα 4-6 Θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού ρευστού στην είσοδο

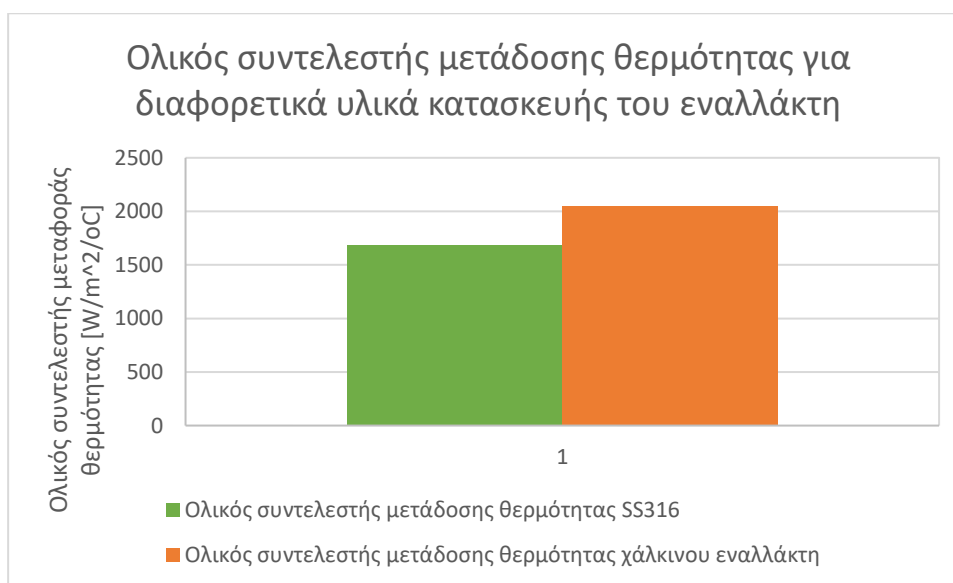
Πίνακας 4-3 Θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού ρευστού στην είσοδο

Θερμό Ρευστό στην είσοδο [oC]	Κρύο ρευστό στην έξοδο του εναλλάκτη [oC]	Θερμό ρευστό στην έξοδο του εναλλάκτη [oC]
65	63,98534839	41,8078528
62	61,04622748	40,19938164
59	58,10710658	38,59091047
56	55,16798568	36,9824393
53	52,22886477	35,37396813
50	49,28974387	33,76549696

47	46,35062297	32,15702579
44	43,41150206	30,54855463

Όπως μπορεί να γίνει αντιληπτό από το σχήμα 4-5 και τον πίνακα 4-3, η θερμοκρασία εξόδου του κρύου ρευστού (νερού) από τον εναλλάκτη εξακολουθεί να απέχει κατά  $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$  για τιμές του θερμού ρευστού στην είσοδο από  $47^{\circ}\text{C}$ - $65^{\circ}\text{C}$ . Σύμφωνα με τη TOTE\_20701-1\_2017\_TEE\_1st\_Edition το ζεστό νερό χρήσης προδιαγράφεται ανάλογα με το χώρο εφαρμογής με μία χαρακτηριστική τιμή των  $45^{\circ}\text{C}$ , για αυτό και στα παραπάνω αποτελέσματα εξετάζεται η πτώση της θερμοκρασίας του θερμού ρευστού στην είσοδο έως ότου να πέσει κάτω από τους  $45^{\circ}\text{C}$ .

Για τις συνθήκες σχεδιασμού του προβλήματος 1 έγινε η μελέτη της επιλογής του υλικού κατασκευής του εναλλάκτη. Τα παραπάνω αποτελέσματα αφορούσαν το σχεδιασμό με χρήση ανοξειδωτού ωστενιτικού χάλυβα 316. Στη συνέχεια δοκιμάστηκε χαλκός σαν υλικό κατασκευής του εναλλάκτη καθώς συναντάται συχνά σε συστήματα θέρμανσης και μετάδοσης θερμότητας τόσο για τις αντιδιαβρωτικές του ιδιότητες αλλά και αυτές της μετάδοσης θερμότητάς καθώς έχει συντελεστή αγωγής της θερμότητας κοντά στα  $398 [\text{W}/\text{m}^2/\text{K}]$ , μία τιμή αρκετά ανώτερη του ανοξειδωτού χάλυβα 316 με συντελεστή αγωγιμότητας  $16,3 [\text{W}/\text{m}^2/\text{K}]$ . Στα παρακάτω σχήματα 4-7 και 4-8, φαίνεται πόσο επηρεάζεται ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας από την αλλαγή του υλικού και αντίστοιχα το θεωρητικό μήκος του εναλλάκτη, διατηρώντας τις συνθήκες σχεδιασμού του προβλήματος 1.



Σχήμα 4-7 Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για διαφορετικά υλικά κατασκευής του εναλλάκτη



#### Σχήμα 4-8 Θεωρητικό μήκος εναλλάκτη για διαφορετικά υλικά κατασκευής του εναλλάκτη

Τα σχήματα 4-8 και 4-9 υποδεικνύουν την καλύτερη ικανότητα αγωγής της θερμότητας που έχει ο χαλκός από τον ανοξείδωτο χάλυβα με τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας να διαφέρει κατά  $363,6976 \text{ [W/m}^2\text{/K]}$  και το μήκος του εναλλάκτη να είναι μικρότερο κατά  $9,03 \text{ [m]}$ . Ωστόσο οι παραπάνω διαφορές δεν είναι πολύ μεγάλες για μία κατασκευή σε αυτό το μέγεθος. Με το κόστος του χαλκού να είναι περίπου δύο φορές το κόστος του ανοξείδωτου χάλυβα, όπως είναι οι τιμές Σεπτέμβριου 2022, η επιλογή του ανοξείδωτου χάλυβα φαίνεται να έχει ένα σημαντικό οικονομικό πλεονέκτημα που τον καθιστά το υλικό που εμφανίζεται στις περισσότερες αντίστοιχες εφαρμογές. Περισσότερες πληροφορίες για την επιλογή των υλικών στον σχεδιασμό εναλλακτών για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης, θα βρείτε στην ενότητα 2.7 του κεφαλαίου 2.

Επίσης με την μέθοδο  $\epsilon$ -NTU, υπολογίζεται η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη. Με τα δεδομένα του προβλήματος 1 και τη γεωμετρία του εναλλάκτη όπως προτείνεται στο σχήμα 4-1, υπολογίζεται η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη ίση με 0,98. Με τη μέγιστη τιμή της αποτελεσματικότητας του εναλλάκτη να είναι η μονάδα, φαίνεται ότι ο εναλλάκτης έχει αρκετά μεγάλη αποτελεσματικότητα. Επίσης στη παραπάνω μελέτη έχει αγνοηθεί η μετάδοση θερμότητας από την δεξαμενή αποθήκευσης του θερμού ρευστού προς το σύνολο του εναλλάκτη, αφού ο εναλλάκτης είναι βυθισμένος στο ζεστό ρευστό. Με τη παρουσία και του κυκλοφορητή υπάρχει μία πολύ μικρή εξαναγκασμένη συναγωγή όπου αναμένεται να βελτιώσει την συνολική αποτελεσματικότητα, ωστόσο σε πολύ μικρό βαθμό.

Όσο αφορά τη διαστασιολόγηση του κυκλοφορητή για την εξαναγκασμένη ροή του θερμού ρευστού στο δακτυλιοειδή σωλήνα θα πρέπει να ληφθούν υπόψη η πτώση πίεσης στη δακτυλιοειδή διατομή και την αντίστοιχη παροχή του θερμού ρευστού. Με βάση ενός

διαγράμματος λειτουργίας των αντλιών μπορεί να επιλεγθεί κατάλληλος κυκλοφορητής ο οποίος λειτουργεί στο εύρος των τιμών του σχεδιασμού. Από τις καμπύλες των διαγραμμάτων μπορεί να υπολογισθεί η κατανάλωση και η απόδοση του κυκλοφορητή, οπότε ο μηχανικός μπορεί να έχει πλήρη εικόνα για τη λειτουργία του κυκλοφορητή.

### 4.3 Σχεδιασμός ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα – Πρόβλημα 2.

Στην παρούσα ενότητα θα εφαρμοστεί ξανά η παραπάνω μέθοδος θερμοϋδραυλικού σχεδιασμού ελικοειδή εναλλάκτη διπλού σωλήνα για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης. Θα ακολουθήσουν σχήματα του συντελεστή συναγωγής, της πτώσης πίεσης, των θερμοκρασιών, της απόδοσης και η βέλτιστη γεωμετρία για τις συνθήκες λειτουργίας του προβλήματος 2 που ορίζονται στην συνέχεια της παρούσας ενότητας.

#### Πρόβλημα 2

Ζητείται ο σχεδιασμός ενός ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης με χρήση ζεστού νερού ως μέσω αποθήκευσης στην δεξαμενή, δηλαδή ο σχεδιασμός αφορά έναν εναλλάκτη νερού-νερού. Η παροχή κρύου νερού που καλείται να θερμάνει ο εναλλάκτης είναι 3 κυβικά μέτρα ανά ώρα. Η θερμοκρασία εισόδου του νερού στον εναλλάκτη επιλέχθηκε να είναι 15 °C, η οποία σύμφωνα με τον πίνακα 4-2 είναι μία ενδιάμεση τιμή των θερμοκρασιών του νερού στα δίκτυα ύδρευσης βάση το τεχνικό επιμελητήριο Ελλάδος ΤΕΕ.

Η θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού που τροφοδοτείται από την δεξαμενή αποθήκευσης, με τη βοήθεια συστήματος κυκλοφορητή, είναι στους 65°C και η επιθυμητή θερμοκρασία εξόδου του κρύου νερού από τον εναλλάκτη ορίζεται από την συνθήκη  $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$ , δηλαδή 1 βαθμό κελσίου κάτω από την θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού. Η είσοδος του θερμού ρευστού στους 65°C δικαιολογείται καθώς είναι στο εύρος των θερμοκρασιών που έχουν τα συστήματα θέρμανσης με την αιτιολογία ότι θέλουμε το ζεστό νερό χρήσης να είναι πάνω από τους 50°C σύμφωνα με το ΤΕΕ, αλλά ταυτόχρονα για λόγους εξοικονόμησης ενέργειας επιλέγεται το θερμαινόμενο μέσο να θερμαίνεται σε θερμοκρασίες κοντά στους 65 °C. Η διαφορά θερμοκρασίας  $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$  αποτελεί ζητούμενο κατά τον σχεδιασμό καθώς η συσκευή Calpak X-Flow Ultratank που μελετήθηκε, θέτει αυτό το χαρακτηριστικό στο σχεδιασμό του. Για αυτό το λόγο, τα τελικά αποτελέσματα τις μεθόδου σχεδιασμού θα μπορούν να συγκριθούν με αυτά της εταιρίας Calpak.

Στον παρακάτω πίνακα αναφέρονται οι βέλτιστες διαστάσεις όπως υπολογίστηκαν από το υπολογιστικό φύλλο επιλύοντας το πρόβλημα 2. Το υλικό κατασκευής του εναλλάκτη



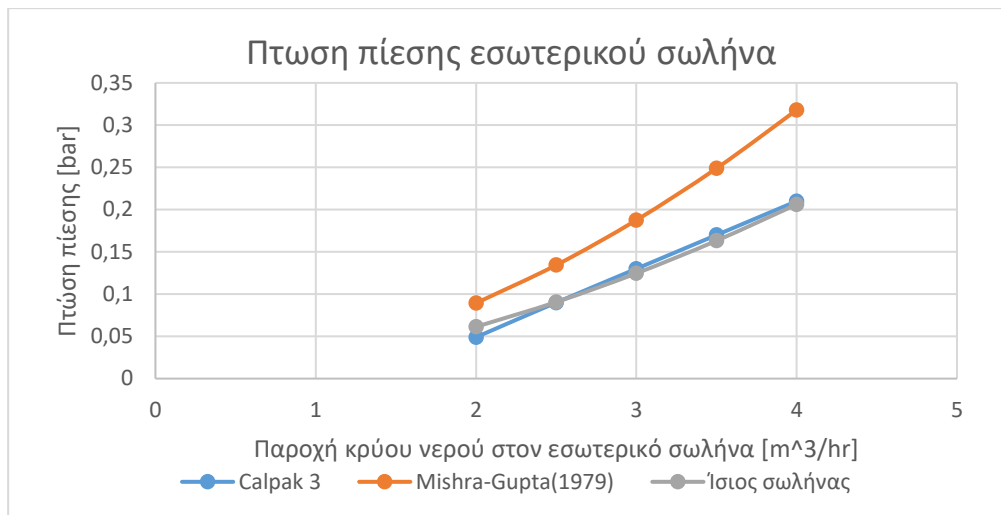
επιλέχθηκε να είναι ωστενιτικός χάλυβας AISI 316, ο οποίος φέρει ικανές αντιδιαβρωτικές ιδιότητες και ταυτόχρονα προσφέρει τα επίπεδα υγιεινής που απαιτεί η εφαρμογή. Ο ανοξείδωτος χάλυβας (SS) 316 έχει συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας 16,3 Watt/(m.K).

CONSTRUCTION		
Inner tube OD, dto[=]mm	42,2	1,25
Inner tube ID, dti[=]mm	38,9	
inner thickness, eps[=]mm	1,65	
Outer tube OD [=]mm	60,3	2
Outer tube ID, dsi[=]mm	57	
Outer tube thickness [=]mm	1,65	
Coil Diameter[=]mm	750	
Pitch of Coil [=]mm	7	
Number of loops	38	
Tube thermal cond[=]W/mK	16,3	
Length of tube[=]m	89,53578576	
Height of Exchanger[=]m	2,5574	

Σχήμα 4-9 Διαστασιολόγηση του ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης με παροχή σχεδιασμού εσωτερικού σωλήνα 3 m<sup>3</sup>/ht

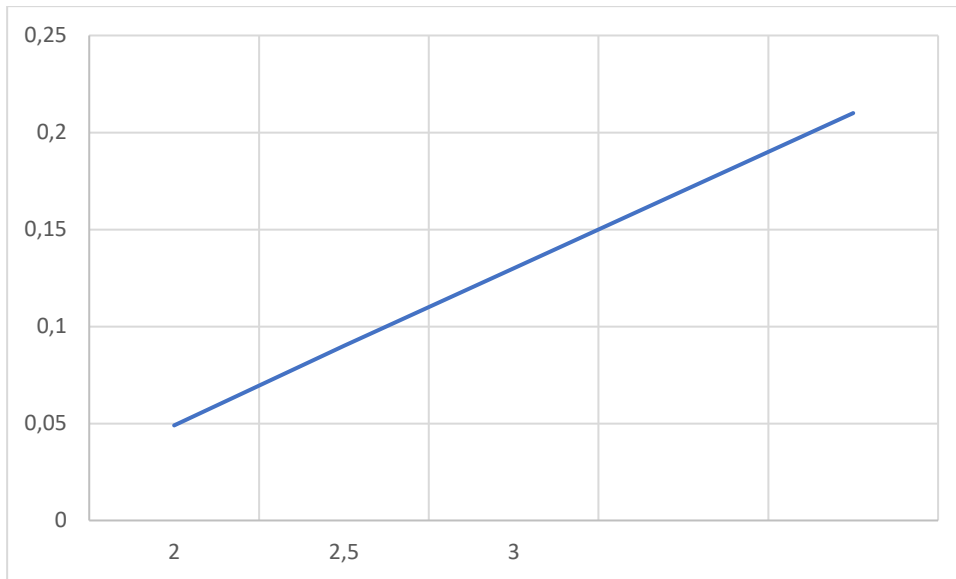
Ο παραπάνω εναλλάκτης σχεδιάστηκε, όπως και αυτός του προβλήματος 1, με τη βοήθεια του Πίνακα 4.1. Για τον εσωτερικό σωλήνα επιλέχθηκε η διατομή 1 ¼ ίντσες με πάχος σωλήνα 5s. Για τον εξωτερικό σωλήνα επιλέχθηκε η διατομή 2 ίντσες με πάχος σωλήνα 5s. Όσο αφορά την ελικοειδή γεωμετρία του εναλλάκτη επιλέχθηκε να έχει διάμετρο 750 χιλιοστά με βήμα 7 χιλιοστά. Με τη βοήθεια της επαναληπτικής μεθόδου που εκτελεί η παραπάνω μεθοδολογία διαστασιολόγησης, υπολογίστηκε ότι χρειάζονται 38 πλήρεις στροφές, ή τυλίγματα, του εναλλάκτη. Επίσης υπολογίζεται το συνολικό μήκος του εναλλάκτη όπως περιεγράφηκε στην ενότητα 3.1 του κεφαλαίου 3 και υπολογίζεται επίσης το ύψος που έχει η τελική κατασκευή. Στη συγκεκριμένη περίπτωση το ύψος του εναλλάκτη φτάνει τα 2,5574 μέτρα, θέτοντας το χωροταξικό πρόβλημα αν χωράει ο εναλλάκτης μέσα στην δεξαμενή αποθήκευσης του ζεστού ρευστού. Ωστόσο καθώς δεν βρέθηκαν δεδομένα για τη σύγκριση του εναλλάκτη με τα μεγέθη ενός πραγματικού εναλλάκτη, γίνεται η υπόθεση ότι το ύψος του εναλλάκτη στα 2,5574 μέτρα είναι αποδεκτό.

Πτώση πίεσης εσωτερικού σωλήνα

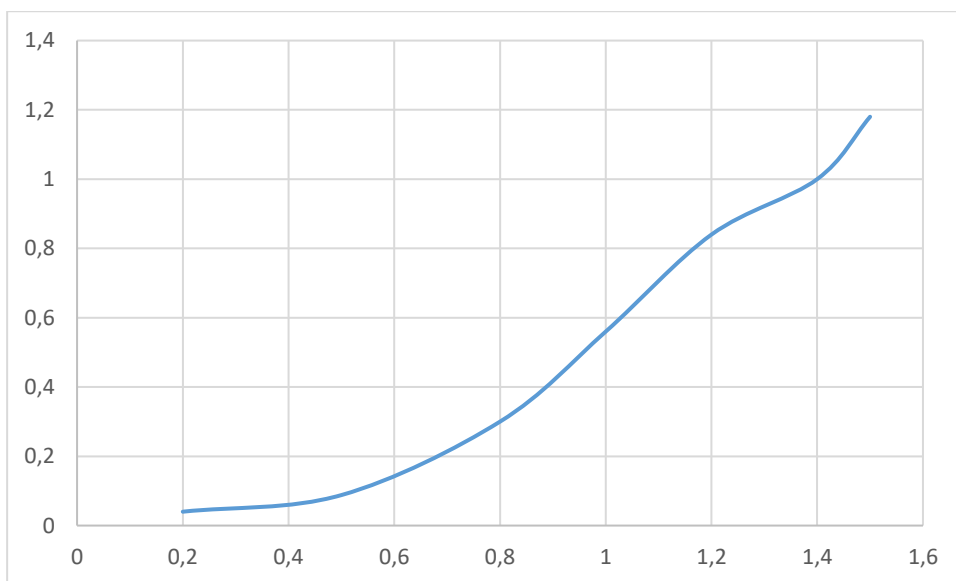


Σχήμα 4-10 Πτώση πίεσης εσωτερικού σωλήνα κρύου νερού

Στο παραπάνω σχήμα παρουσιάζεται ο υπολογισμός της πτώσης πίεσης του εσωτερικού σωλήνα, όπου ρέει το κρύο ρευστό. Τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται με μπλε χρώμα είναι αυτά που δίνει η Calpak για την πτώση πίεσης του εσωτερικού σωλήνα για τον ταχυεναλλάκτη παροχής 3 [ $m^3/hr$ ]. Με πορτοκαλί χρώμα φαίνεται η πρόβλεψη της πτώσης πίεσης με την εξίσωση [3.4] των Mishra-Gupta(1979) η οποία αναπτύχθηκε για ελικοειδείς σωλήνες και για συνθήκες τυρβώδους ροής. Με γκρι χρώμα αποτυπώνονται τα αποτελέσματα για ίσιο σωλήνα από την εξίσωση [3.3] η οποία εξίσωση εφαρμόζεται για συνθήκες τυρβώδους ροής. Με την παρατήρηση των αποτελεσμάτων είναι αρκετά ενδιαφέρον το γεγονός ότι στις συγκεκριμένες διαστάσεις η εξίσωση [3.4] δίνει αρκετά μεγαλύτερες τιμές για την πτώση πίεσης σε σχέση με αυτές που δίνει ο κατασκευαστής. Αντίθετα η εξίσωση [3.3] καταφέρνει να βρίσκεται αρκετά κοντά στην πτώση πίεσης που προβλέπεται και από τον κατασκευαστή. Ο σχεδιασμός του ελικοειδούς εναλλάκτη διπλού σωλήνα που έχει προηγηθεί στο πρόβλημα 1 έρχεται σε αντίφαση καθώς όπως φαίνεται στο σχήμα 4-2, η πτώση πίεσης βάση του μοντέλου της εξίσωσης [3.4] είναι αρκετά ακριβής σε σχέση με την εξίσωση [3.3]. Αντίθετα στο πρόβλημα 2 ο σχεδιασμός που προέκυψε ανέδειξε την εξίσωση [3.3] ακριβέστερη για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης του εσωτερικού σωλήνα. Παρακολουθώντας το σχήμα 4-11 της Calpak, φαίνεται μία γραμμική αύξηση της πτώσης πίεσης σε σχέση με την παροχή, αντίστοιχη γραμμική αύξηση δίνει η εξίσωση [3.3]. Μπορεί να παρακολουθεί η γραμμική αύξηση της [3.3] από τα αποτελέσματα των σχημάτων 4-2, 4-3 και 4-10.



Σχήμα 4-11 Πτώση πίεσης εσωτερικού σωλήνα κρύου νερού Calpak, ταχυεναλλάκτη παροχής 3 [m<sup>3</sup>/hr]



Σχήμα 4-12 Πτώση πίεσης εσωτερικού σωλήνα κρύου νερού Calpak, ταχυεναλλάκτη παροχής 0,8 [m<sup>3</sup>/hr]

Στο σχήμα 4-12 απεικονίζεται η πτώση πίεσης του εσωτερικού σωλήνα σε συνάρτηση με την παροχή στον εσωτερικό σωλήνα, το οποίο προέρχεται από το αντίστοιχο φυλλάδιο με το σχήμα 4-11 της Calpak. Στο σχήμα 4-12 είναι εμφανές ότι η εξίσωση της πτώσης πίεσης στον εσωτερικό σωλήνα συνάρτηση της παροχής δεν ακολουθεί γραμμική αύξηση.

Όλες οι παραπάνω παρατηρήσεις οδηγούν σε ένα πλήθος ερωτημάτων το οποίο είναι δύσκολο να απαντηθεί χωρίς να γνωρίζουμε παραπάνω στοιχεία για την κατασκευή του εναλλάκτη από τον κατασκευαστή.

Αρχικά εξετάστηκαν οι αδιάστατοι αριθμοί Reynolds, Prandtl και Dean που χρησιμοποιούνται στους υπολογισμούς του προβλήματος 1 και για τον εσωτερικό σωλήνα με στόχο την εκτίμηση των συνθηκών ροής που επικρατούν.

Πίνακας 4-4 Αδιάστατοι αριθμοί για συνθήκες λειτουργίας του προβλήματος 1 εναλλάκτη παροχής εισόδου εσωτερικού σωλήνα 0,8 [m<sup>3</sup>/hr]. Κατά κατιούσα σειρά δίνεται ο αριθμός Prandtl, η ταχύτητα που ρέει το ρευστό στη διατομή, ο αριθμός Reynolds, ο αριθμός Dean και ο αριθμός Nusselt.

Pr_t[=]	4,468661157
u_t[=]m/s	0,873278151
Re_t[=]	23657,17663
De_t[=]	4731,435327
Nu_t [=]	156,4109226

Αντίστοιχα για τον εναλλάκτη και για τις συνθήκες του προβλήματος 2 στον εσωτερικό σωλήνα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των αδιάστατων αριθμών Reynolds, Prandtl και Dean.

Πίνακας 4-5 Αδιάστατοι αριθμοί για συνθήκες λειτουργίας του προβλήματος 2 εναλλάκτη παροχής εισόδου εσωτερικού σωλήνα 3 [m<sup>3</sup>/hr]. Κατά κατιούσα σειρά δίνεται ο αριθμός Prandtl, η ταχύτητα που ρέει το ρευστό στη διατομή, ο αριθμός Reynolds, ο αριθμός Dean και ο αριθμός Nusselt.

Pr_t[=]	4,468661157
u_t[=]m/s	0,701180242
Re_t[=]	41050,37076
De_t[=]	9348,915899
Nu_t[=]	251,0921483

Ανατρέχοντας στη βιβλιογραφική πηγή [4] η εξίσωση Mishra-Gupta εμφανίζεται να χρησιμοποιείται με ικανοποιητική πρόβλεψη στο εύρος του αριθμού Dean από 2000 έως 10000, άρα επιβεβαιώνεται η χρήση της εξίσωσης [3.4].

Καταλήγοντας, υπάρχει δυσκολία να δοθεί απάντηση γιατί στις συνθήκες του προβλήματος 2 η πτώση πίεσης του εσωτερικού σωλήνα περιγράφεται καλύτερα από την εξίσωση ίσιου σωλήνα [3.3] και όχι από την εξίσωση [3.4] για ελικοειδή σωλήνα. Η πιο εμφανής θεωρία που συμβαδίζει με τα παραπάνω αποτελέσματα και σχήματα είναι πως ο

σχεδιασμός που δίνεται στο σχήμα 4-9, του προβλήματος 2 διαφέρει κατά πολύ του σχεδιασμού που δίνει η εμπορική λύση της Calpak. Επιπλέον στα αποτελέσματα του προβλήματος 1 στο σχήμα 4-2, για χαμηλές παροχές μικρότερες των  $0,8 \text{ [m}^3/\text{hr}]$  ,η εξίσωση [3.3] έδωσε καλή ακρίβεια με τις τιμές που δίνει η Calpak ενώ η εξίσωση [3.4] ήταν ελαφρός υψηλότερη.

Πίνακας 4-6 Αδιάστατοι αριθμοί για συνθήκες λειτουργίας του προβλήματος 1 εναλλάκτη παροχής εισόδου εσωτερικού σωλήνα  $0,5 \text{ [m}^3/\text{hr}]$ . Κατά κατιούσα σειρά δίνεται ο αριθμός Prandtl, η ταχύτητα που ρέει το ρευστό στη διατομή, ο αριθμός Reynolds, ο αριθμός Dean και ο αριθμός Nusselt.

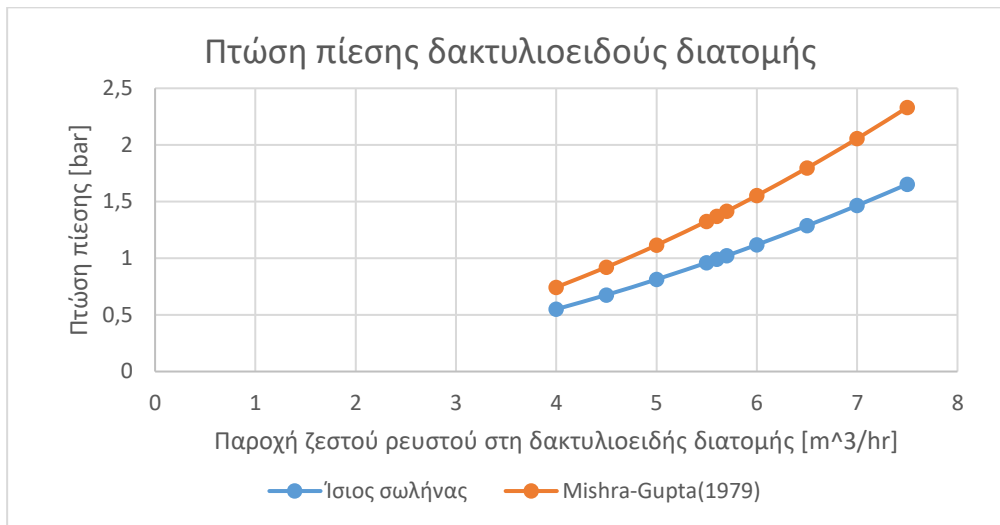
Pr_t[=]	4,468661157
u_t[=]m/s	0,545798845
Re_t[=]	14785,7354
De_t[=]	2957,147079
Nu_t[=]	106,0817903

Στον πίνακα 4-6 βρίσκονται οι αριθμοί Reynolds, Prandtl και Dean που χρησιμοποιούνται στους υπολογισμούς του προβλήματος 1 με την αλλαγή της παροχής του εσωτερικού σωλήνα να έχει μειωθεί στην τιμή  $0,5 \text{ [m}^3/\text{hr}]$  από την τιμή  $0,8 \text{ [m}^3/\text{hr}]$ . Ανατρέχοντας στο σχήμα 4-2 για παροχή στον εσωτερικό σωλήνα  $0,5 \text{ [m}^3/\text{hr}]$  η εξίσωση [3.3] υπολογίζει πτώση πίεσης κοντά στα νούμερα του σχήματος 4-12 της πτώσης πίεσης της Calpak. Ταυτόχρονα η εξίσωση [3.4] στο σχήμα 4-2 δίνει μεγαλύτερα αποτελέσματα πτώσης πίεσης. Οι συνθήκες αυτές μοιάζουν να απαντούν στο πρόβλημα γιατί στο Σχήμα 4-10 η εξίσωση [3.3] πλησιάζει καλύτερα τις τιμές του σχήματος 4-11.

Οπότε βάσει των παραπάνω υποθέσεων και παρατηρήσεων ο εναλλάκτης που προτείνεται στο σχήμα 4-9, διαφέρει αρκετά από τον αντίστοιχο της Calpak. Πιθανώς μία γεωμετρία όπου πλησιάζει τις συνθήκες ροής του εσωτερικού σωλήνα με τον πίνακα 4-6 είναι οι συνθήκες που λειτουργεί και η Calpak τον εσωτερικό σωλήνα του εναλλάκτη της.

Στο πλαίσιο του σχεδιασμού εναλλάκτη για το πρόβλημα 2 και με τη χρήση του πίνακα 4-1 για την διαστασιολόγηση των σωλήνων, συνεχίζεται να μελετάται η πρόταση σχεδιασμού του σχήματος 4-9. Η επιλογή αυτή έγινε, καθώς στην περίπτωση που επιχειρηθεί να αλλάξουν οι διαστάσεις της εσωτερικής σωλήνας, θα αυξηθούν εντυπωσιακά οι διαστάσεις του εναλλάκτη. Να υπενθυμισθεί ότι η γεωμετρία που προτείνεται στον σχήμα 4-9 αποδέχεται το ύψος του εναλλάκτη στα  $2,5574$  μέτρα το οποίο μπορεί να προβληματίσει τον μηχανικό για χωροταξικούς λόγους, καθώς προβλέπεται η τοποθέτηση του εναλλάκτη μέσα στην δεξαμενή αποθήκευσης του θερμού ρευστού.

## Πτώση πίεσης δακτυλιοειδούς διατομής

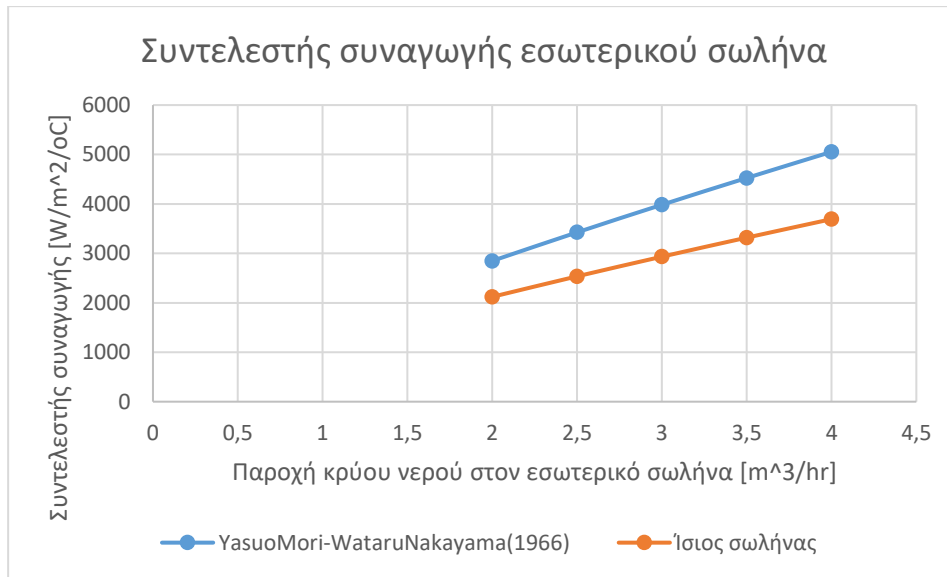


Σχήμα 4-13 Πτώση πίεσης δακτυλιοειδούς διατομής θερμού ρευστού

Στην περίπτωση της δακτυλιοειδούς διατομής δεν υπάρχουν στοιχεία από την Calpak όσο αφορά την πτώση πίεσης. Το παραπάνω σχήμα όπως συνέβη με τον εσωτερικό σωλήνα χρησιμοποιεί τις ίδιες εξισώσεις χρησιμοποιώντας επιπλέον την ισοδύναμη υδραυλική διάμετρο πτώσης πίεσης. Η εξίσωση [3.3] του ευθύ σωλήνα έχει μικρότερες διαφορές για μικρές παροχές σε σχέση με την [3.4]. Ωστόσο εμφανίζεται μεγαλύτερη αύξηση στη διαφορά όσο αυξάνει η παροχή και ξεπερνάει τα 4,5 κυβικά μέτρα ανά ώρα.

Να γίνει η υπενθύμιση ότι το ρευστό στη δακτυλιοειδή διατομή κινείται με τη βοήθεια κυκλοφορητή. Αυτό καθιστά κρίσιμη τη διαστασιολόγηση του εναλλάκτη καθώς η μεγάλη πτώση πίεσης στη δακτυλιοειδή διατομή θα οδηγήσει σε ανάγκη μεγαλύτερης αντλίας κυκλοφορητή και συνάμα σε μεγαλύτερη κατανάλωση στη λειτουργία του εναλλάκτη. Επίσης να σημειωθεί ότι ο εναλλάκτης σχεδιάστηκε για παροχή στη δακτυλιοειδή διατομή ίση με 5,6 κυβικά μέτρα ανά ώρα και αντίστοιχη πτώση πίεσης κοντά στα 1,37 bar.

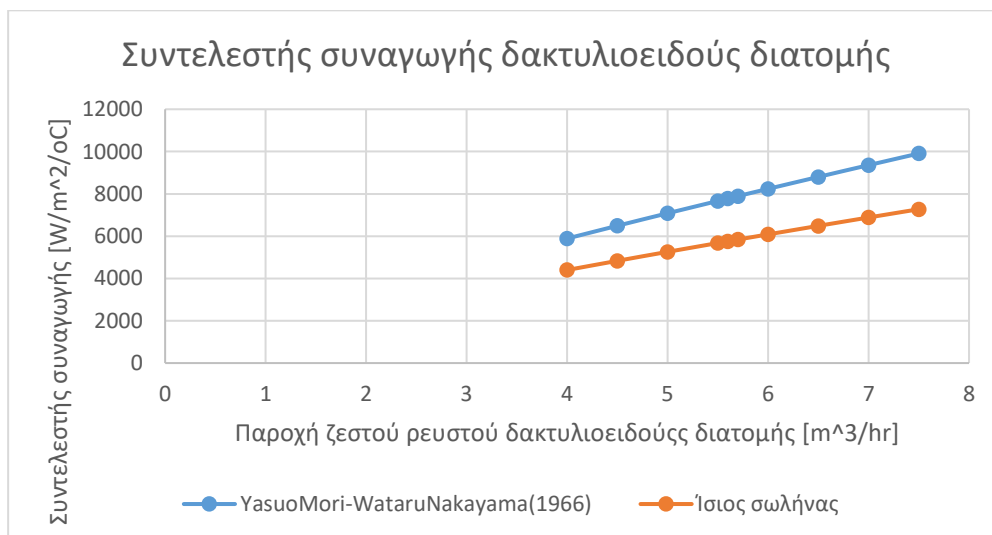
Συντελεστής συναγωγής εσωτερικού σωλήνα



Σχήμα 4-14 Συντελεστής συναγωγής συνάρτηση παροχής για τον εσωτερικό σωλήνα

Στη μελέτη του συντελεστή συναγωγής ο αριθμός Nusselt υπολογίζεται με την εξίσωση (3.6) των Yasuo Mori και Wataru Nakayama(1966) και στη συνέχεια γίνεται ο υπολογισμός του συντελεστή συναγωγής. Οι αριθμοί Reynolds και Dean υποδεικνύουν ότι και από τις μικρότερες παροχές η ροή στο σωλήνα είναι τυρβώδης. Επίσης από το παραπάνω σχήμα φαίνεται η αισθητή ενίσχυση του συντελεστή συναγωγής από την ελικοειδή γεωμετρία του εναλλάκτη σε σύγκριση με ένα ευθύ εναλλάκτη διπλού σωλήνα. Για τον υπολογισμό του αριθμού Nusselt στην ευθύ σωλήνα χρησιμοποιήθηκε η εξίσωση [2.25].

Συντελεστής συναγωγής δακτυλιοειδούς διατομής

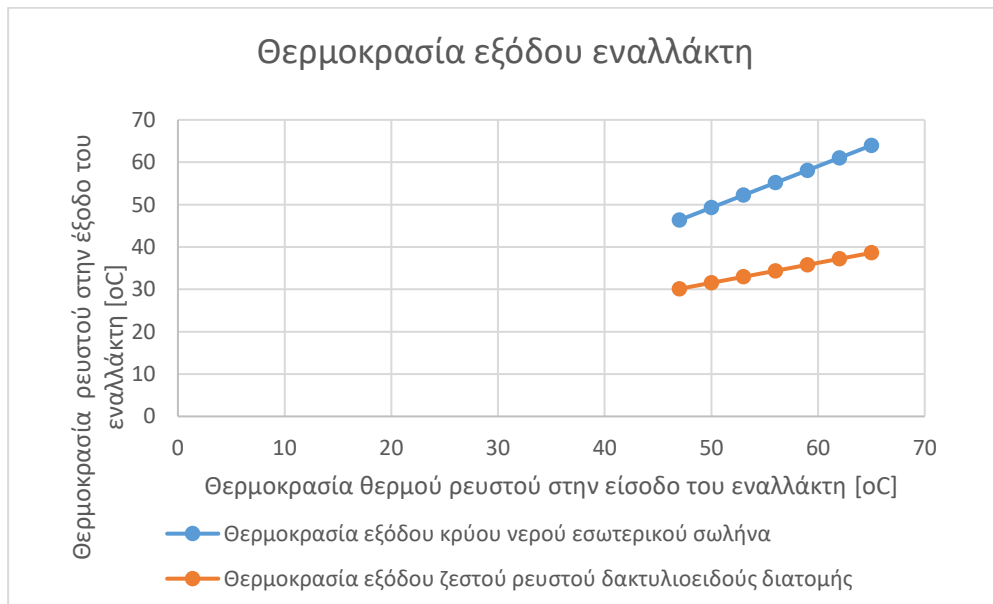


Σχήμα 4-15 Συντελεστής συναγωγής συνάρτηση της παροχής για τη δακτυλιοειδή διατομή

Παρόμοια με τον εσωτερικό σωλήνα γίνεται η χρήση της εξίσωσης (3.6) με τη διαφορά ότι οι υπολογισμοί που προηγούνται χρησιμοποιούν την ισοδύναμη υδραυλική

διάμετρο συναγωγής. Όπως και στο σχήμα 4-14 έτσι και στο 4-15 γίνεται αντιληπτή η χρήση της ελικοειδούς γεωμετρίας σε σχέση με τον ίσιο σωλήνα. Η διαφορά είναι αντίστοιχη και στην πτώση πίεσης όμως η γεωμετρία της έλικας λόγω των δευτερευουσών ροών φαίνεται να ενισχύει τους συντελεστές συναγωγής και ταυτόχρονα την πτώση πίεσης. Για τον υπολογισμό του αριθμού Nusselt στον ευθύ σωλήνα χρησιμοποιήθηκε η εξίσωση [2.25], με τη χρήση υδραυλικής διαμέτρου συναγωγής.

Υπό την υπόθεση ότι το ζεστό υγρό που είναι αποθηκευμένο στην δεξαμενή και για σταθερές τις παροχές του προβλήματος, γίνεται υπολογισμός των θερμοκρασιών εξόδου των δύο ρευστών του εναλλάκτη. Εδώ η συνθήκη  $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$  που θεωρήσαμε στο σχεδιασμό δεν εφαρμόζεται καθώς η γεωμετρία και οι διαστάσεις του εναλλάκτη έχουν καθοριστεί. Ο υπολογισμός αυτός γίνεται με την μεθοδολογία  $\varepsilon\text{-NTU}$ , η οποία έχει αναλυθεί στο κεφάλαιο 2 στην ενότητα 2.4.



Σχήμα 4-16 Θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού ρευστού στην είσοδο

Πίνακας 4-7 Θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού ρευστού στην είσοδο

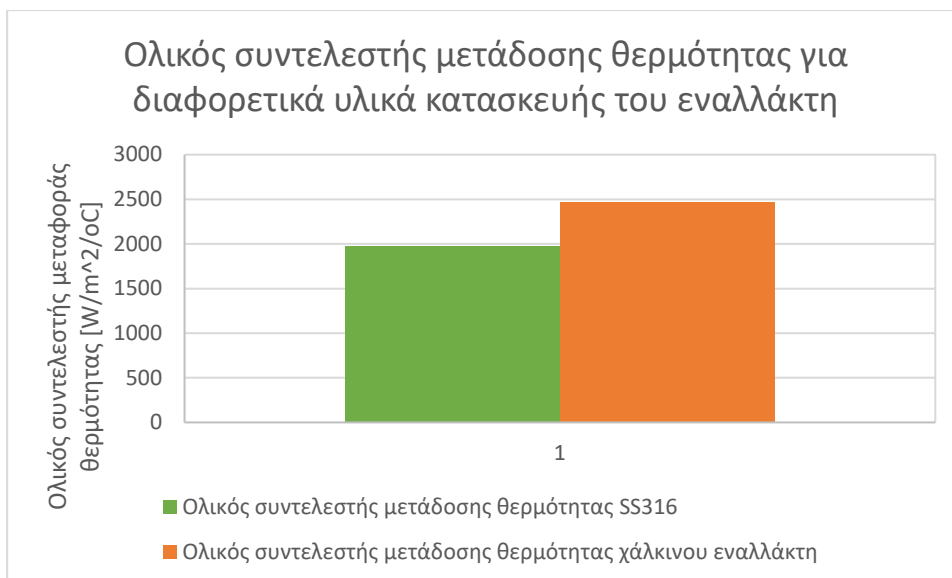
Θερμό Ρευστό στην είσοδο [oC]	Κρύο ρευστό στην έξοδο του εναλλάκτη [oC]	Θερμό ρευστό στην έξοδο του εναλλάκτη [oC]
65	63,96288961	38,61032996
62	61,02511624	37,19371016
59	58,08734286	35,77709036



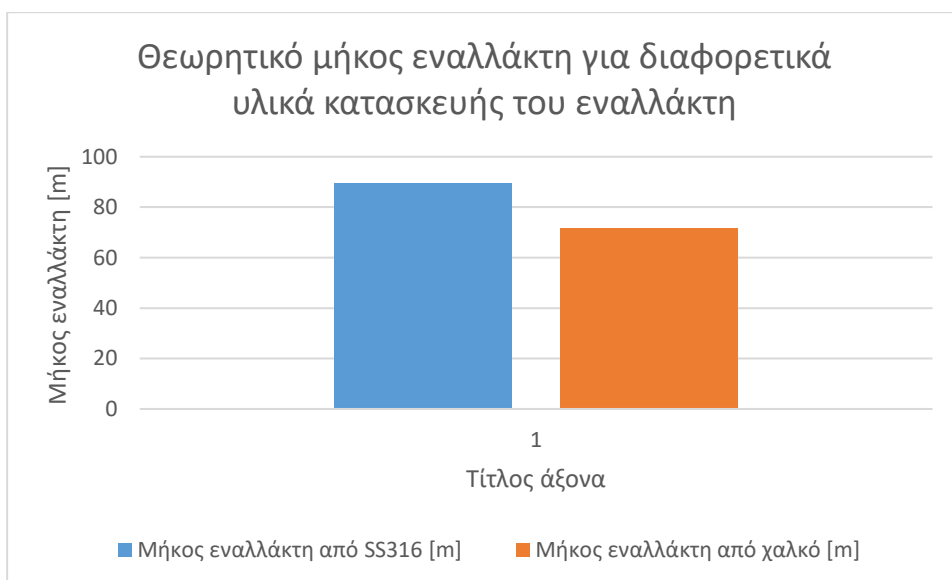
56	55,14956948	34,36047057
53	52,21179611	32,94385077
50	49,27402273	31,52723097
47	46,33624935	30,11061117
44	43,39847598	28,69399138

Όπως μπορεί να γίνει αντιληπτό από το σχήμα 4-16 και τον πίνακα 4-7, η θερμοκρασία εξόδου του κρύου ρευστού (νερού) από τον εναλλάκτη εξακολουθεί να απέχει κατά  $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$  για τιμές του θερμού ρευστού στην είσοδο από  $47^{\circ}\text{C}$ - $65^{\circ}\text{C}$ . Σύμφωνα με τη TOTE\_20701-1\_2017\_TEE\_1st\_Edition το ζεστό νερό χρήσης προδιαγράφεται ανάλογα με το χώρο εφαρμογής με μία χαρακτηριστική τιμή των  $45^{\circ}\text{C}$ , για αυτό και στα παραπάνω αποτελέσματα εξετάζεται η πτώση της θερμοκρασίας του θερμού ρευστού στην είσοδο έως ότου να πέσει κάτω από τους  $45^{\circ}\text{C}$ .

Για τις συνθήκες σχεδιασμού του προβλήματος 1 έγινε η μελέτη της επιλογής του υλικού κατασκευής του εναλλάκτη. Τα παραπάνω αποτελέσματα αφορούσαν το σχεδιασμό με χρήση ανοξείδωτου ωστενιτικού χάλυβα 316. Στη συνέχεια δοκιμάστηκε χαλκός σαν υλικό κατασκευής του εναλλάκτη καθώς συναντάται συχνά σε συστήματα θέρμανσης και μετάδοσης θερμότητας τόσο για τις αντιδιαβρωτικές του ιδιότητες αλλά και αυτές της μετάδοσης θερμότητας καθώς έχει συντελεστή αγωγής της θερμότητας κοντά στα  $398 \text{ [W/m}^2\text{/K]}$ , μία τιμή αρκετά ανώτερη του ανοξείδωτου χάλυβα 316 με συντελεστή αγωγιμότητας  $16,3 \text{ [W/m}^2\text{/K]}$ . Στα παρακάτω σχήματα 4-17 και 4-18, φαίνεται πόσο επηρεάζεται ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας από την αλλαγή του υλικού και αντίστοιχα το θεωρητικό μήκος του εναλλάκτη, διατηρώντας τις συνθήκες σχεδιασμού του προβλήματος 1.



Σχήμα 4-17 Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για διαφορετικά υλικά κατασκευής του εναλλάκτη



Σχήμα 4-18 Θεωρητικό μήκος εναλλάκτη για διαφορετικά υλικά κατασκευής του εναλλάκτη

Τα σχήματα 4-18 και 4-19 υποδεικνύουν την καλύτερη ικανότητα αγωγής της θερμότητας που έχει ο χαλκός από τον ανοξείδωτο χάλυβα με τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας να διαφέρει κατά  $492,717 [W/m^2/K]$  και το μήκος του εναλλάκτη να είναι μικρότερο κατά  $17,86 [m]$ . Ωστόσο οι παραπάνω διαφορές δεν είναι πολύ μεγάλες για μία κατασκευή σε αυτό το μέγεθος. Όπως συνέβη και στο πρόβλημα 1, το κόστος του χαλκού να είναι περίπου δύο φορές το κόστος του ανοξείδωτου χάλυβα, όπως είναι οι τιμές Σεπτέμβριου 2022, η επιλογή του ανοξείδωτου χάλυβα φαίνεται να έχει ένα σημαντικό οικονομικό πλεονέκτημα που τον καθιστά το υλικό που εμφανίζεται στις περισσότερες αντίστοιχες

εφαρμογές. Περισσότερες πληροφορίες για την επιλογή των υλικών στον σχεδιασμό εναλλακτών για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης, θα βρείτε στην ενότητα 2.7 του κεφαλαίου 2.

Επίσης με την μέθοδο ε-NTU, υπολογίζεται η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη. Με τα δεδομένα του προβλήματος 2 και τη γεωμετρία του εναλλάκτη όπως προτείνεται στο σχήμα 4-9, υπολογίζεται η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη ίση με 0,98. Με τη μέγιστη τιμή της αποτελεσματικότητας του εναλλάκτη να είναι η μονάδα, φαίνεται ότι ο εναλλάκτης έχει αρκετά μεγάλη αποτελεσματικότητα. Επίσης στη παραπάνω μελέτη έχει αγνοηθεί η μετάδοση θερμότητας από την δεξαμενή αποθήκευσης του θερμού ρευστού προς το σύνολο του εναλλάκτη, αφού ο εναλλάκτης είναι βυθισμένος στο ζεστό ρευστό. Με τη παρουσία και του κυκλοφορητή υπάρχει μία πολύ μικρή εξαναγκασμένη συναγωγή όπου αναμένεται να βελτιώσει την συνολική αποτελεσματικότητα, ωστόσο σε πολύ μικρό βαθμό.

Όσο αφορά την διαστασιολόγηση του κυκλοφορητή για την εξαναγκασμένη ροή του θερμού ρευστού στο δακτυλιοειδή σωλήνα θα πρέπει να ληφθούν υπόψη η πτώση πίεσης στη δακτυλιοειδή διατομή και την αντίστοιχη παροχή του θερμού ρευστού. Με βάση ενός διαγράμματος λειτουργίας των αντλιών μπορεί να επιλεγθεί κατάλληλος κυκλοφορητής ο οποίος λειτουργεί στο εύρος των τιμών του σχεδιασμού. Από τις καμπύλες των διαγραμμάτων μπορεί να υπολογισθεί η κατανάλωση και η απόδοση του κυκλοφορητή, οπότε ο μηχανικός μπορεί να έχει πλήρη εικόνα για τη λειτουργία του κυκλοφορητή.

#### **4.4 Σύνοψη & συμπεράσματα.**

Συνοψίζοντας, η χρήση ελικοειδών εναλλακτών θερμότητας διπλού σωλήνα για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης εξετάστηκε σε 2 προβλήματα. Φαίνεται πως οι εναλλάκτες αυτοί έχουν αρκετά καλή απόδοση και σε συνδυασμό με αρκετά καλές συνθήκες υγιεινής τους καθιστά ικανούς για την εφαρμογή. Ωστόσο η μελέτη των ελικοειδών εναλλακτών που έγινε, δεν αποκλείει άλλες πιθανές γεωμετρίες εναλλακτών για την εφαρμογή. Για αυτό το λόγο το κεφάλαιο 5 που ακολουθεί, εξετάζει μία άλλη αρκετά υποσχόμενη γεωμετρία, αυτή των πλακοειδών εναλλακτών.



## Κεφάλαιο 5. Σχεδιασμός πλακοειδούς εναλλάκτη για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης

Στο παρόν κεφάλαιο γίνεται ο σχεδιασμός ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης. Συγκεκριμένα θα γίνει περιγραφή της μεθόδου που γίνεται ο σχεδιασμός του εναλλάκτη, θα ακολουθήσουν διαγράμματα και επιμέρους επεξηγήσεις για να διατυπωθούν τελικά συμπεράσματα της χρήσης τέτοιων εναλλακτών στην παραγωγή ζεστού νερού χρήσης.

Πίνακα 5-1 Συμβολισμοί

Συμβολισμοί	
w	πλάτος πλάκας
L	μήκος πλάκας
b	απόσταση μεταξύ πλακών
De	υδραυλική διάμετρος εναλλάκτη πλακών
$\kappa$	συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας
A	εμβαδόν πλάκας εναλλάκτη

### 5.1 Περιγραφή μεθόδου σχεδιασμού του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας

Η μέθοδος σχεδιασμού του πλακοειδούς εναλλάκτη, ακολουθεί κατά σειρά τις παρακάτω επιμέρους μεθοδολογίες, οι οποίες έχουν αναλυθεί στο κεφάλαιο 2. Σαν παρατήρηση πριν αρχίσει η περιγραφή της μεθοδολογίας που ακολουθήθηκε, είναι πως οι μεθοδολογίες σχεδιασμού εναλλακτών γενικά, φέρουν έναν προκαταρκτικό χαρακτήρα, καθώς οι υποθέσεις και οι εξισώσεις που προτείνονται φέρουν εμπειρικές παραμέτρους στο σχεδιασμό και σίγουρα εισάγουν απόκλιση σε σχέση με πειραματικές μετρήσεις σε πραγματικούς εναλλάκτες.

Αρχικά ο σχεδιασμός του εναλλάκτη έγινε με τη χρήση του λογισμικού προγράμματος Microsoft Excel. Στο υπολογιστικό φύλλο που συνοδεύει την παρούσα εργασία ακολουθείται μία σειρά υπολογισμών όπως περιγράφονται ακολούθως.

Ξεκινώντας τη διαδικασία της θερμοϋδραυλικής σχεδίασης του πλακοειδούς εναλλάκτη, ο σχεδιαστής-μηχανικός καλείται να δώσει κάποια εμπειρικά δεδομένα όσον αφορά μία πρώτη εκτίμηση της γεωμετρίας των πλακών του εναλλάκτη. Συγκεκριμένα θα πρέπει να επιλέξει το κατάλληλο μήκος και πλάτος των πλακών του εναλλάκτη, την απόσταση

μεταξύ των πλακών που θα δημιουργούν το κανάλι ροής, όπως και το συνολικό αριθμό των πλακών. Στη συνέχεια θα πρέπει να δώσει το συντελεστή αγωγιμότητας του υλικού του εναλλάκτη, το πάχος των πλακών και την κλίση της χάραξης που φέρουν οι πλάκες.

Στη συνέχεια δίνονται δεδομένα για τα ρευστά που κυκλοφορούν μέσα στα δύο κανάλια ροής που σχηματίζονται στον εναλλάκτη. Ειδικότερα τα δύο ρευστά χωρίζονται στο κρύο ρευστό και το θερμό ρευστό. Για το κάθε ρευστό ο μηχανικός καλείται να δώσει την παροχή που θα σχεδιαστεί ο εναλλάκτης, τη θερμοκρασία εισόδου και εξόδου για κάθε ρευστό από τον εναλλάκτη, την πυκνότητά του, τη θερμική αγωγιμότητά του, την ειδική θερμοχωρητικότητα και το δυναμικό ιξώδες. Καθώς η μεθοδολογία του σχεδιασμού λαμβάνει ως σταθερές τις παραπάνω παραμέτρους, προτείνεται η επιλογή τους να γίνει για τη μέση θερμοκρασία κάθε ρευστού για την καλύτερη εκτίμηση των αποτελεσμάτων.

Σημαντικό είναι να τονισθεί πως το υπολογιστικό φύλλο μελετάει τη διάταξη της αντιρροής για το πλακοειδή εναλλάκτη.

Ξεκινώντας τους υπολογισμούς, υπολογίζεται το θερμικό φορτίο του κρύου ρεύματος, καθώς ο στόχος του προβλήματος είναι η θέρμανση του κρύου ρευστού. Ο υπολογισμός αυτός γίνεται από την σχέση (4.1).

Ακολούθως υπολογίζεται η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας όπως περιγράφεται στην παράγραφο 2.3 του κεφαλαίου 2. Παράλληλα υπολογίζεται ο αριθμός Prandtl για κάθε ρεύμα ροής από την εξίσωση (2.17) και η υδραυλική διάμετρος όπως αναλύθηκε στην ενότητα 2.6 του κεφαλαίου 2 στη παράγραφο πλακοειδών εναλλακτών. Επίσης υπολογίζονται τα κανάλια ροής ανά ρευστό, οι παροχές σε κάθε κανάλι ροής ανά ρευστό, η μέση ταχύτητα του καναλιού ανά ρευστό από τις αντίστοιχες κατά σειρά εξισώσεις

$$\text{Κανάλια ροής ανά ρευστό} = \frac{(\text{Αριθμός πλακών εναλλάκτη} - 1)}{2} \quad (5.1)$$

$$\text{Μαζική παροχή ανά κανάλι} = \frac{\text{Μαζική παροχή ρευστού}}{\text{Κανάλια ροής ανά ρευστό}} \quad (5.2)$$

Μέση ταχύτητα ρευστού ανά κανάλι

$$= \frac{\text{Μαζική παροχή ανά κανάλι}}{(\text{Πλάτος της πλάκας}) \cdot (\text{Απόσταση μεταξύ πλακών}) \cdot (\text{Πυκνότητα του ρευστού})} \quad (5.3)$$

Όπως αναλύθηκε και στην ενότητα 2.6 του κεφαλαίου 2, ο υπολογισμός των συντελεστών συναγωγής για το κάθε ρεύμα ροής γίνεται από την εξίσωση (2.29). Ο συντελεστής τριβών υπολογίζεται από την εξίσωση (2.31) και ακολουθεί ο υπολογισμός της πτώσης πίεσης που υπολογίζεται μέσω της (2.30).

Πλέον έχουν υπολογισθεί οι συντελεστές συναγωγής του θερμού και του κρύου ρευστού, ακολουθεί ο υπολογισμός του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας όπως περιγράφηκε στην ενότητα 2.1 του κεφαλαίου 2. Με τη χρήση του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, του θερμικού φορτίου του κρύου ρευστού και τη μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας, εκτιμάται η θεωρητική επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας που πρέπει να έχει ο εναλλάκτης που σχεδιάσαμε.

Εδώ πρέπει να προσεχθεί ότι η επιφάνεια αυτή μπορεί να διαφέρει από τη γεωμετρική επιφάνεια που έχει δώσει ο μηχανικός στην αρχική εκτίμηση των γεωμετρικών μεγεθών του εναλλάκτη, οπότε ίσως χρειαστεί να κάνει κατάλληλες αλλαγές για να επιτευχθεί η εξίσωση των δύο επιφανειών. Οι υπολογισμοί ολοκληρώνονται με έναν επαναληπτικό υπολογισμό των θερμοκρασιών εξόδου των ρευστών από τον πλέον γεωμετρικά ολοκληρωμένο εναλλάκτη με την χρήση της μεθόδου ε-NTU, η οποία αναλύθηκε στην παράγραφο 2.4 του κεφαλαίου 2.

Να υπενθυμισθεί ότι στην επίλυση των εξισώσεων (2.31) και (2.29) έχει χρησιμοποιηθεί ο πίνακας 2-1.

## **5.2 Σχεδιασμός πλακοειδούς εναλλάκτη– Πρόβλημα 1.**

Όπως επιλύθηκε στην ενότητα 4.2 το πρόβλημα 1 για ελικοειδή εναλλάκτη διπλού σωλήνα, έτσι και σε αυτή την ενότητα θα γίνει επίλυση των ίδιων συνθηκών του προβλήματος με τη διαφορά ότι θα σχεδιαστεί ένας πλακοειδής εναλλάκτης. Συγκεκριμένα θα γίνει εφαρμογή της παραπάνω μεθόδου θερμοϋδραυλικού σχεδιασμού ενός πλακοειδούς εναλλάκτη για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης. Θα ακολουθήσουν σχήματα του συντελεστή συναγωγής, της πτώσης πίεσης, των θερμοκρασιών, της απόδοσης και η βέλτιστη γεωμετρία για τις συνθήκες λειτουργίας του προβλήματος 1 που ορίζονται στη συνέχεια της παρούσας ενότητας.

### **Πρόβλημα 1**

Ζητείται ο σχεδιασμός ενός πλακοειδούς εναλλάκτη για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης με χρήση ζεστού νερού ως μέσο αποθήκευσης στη δεξαμενή, δηλαδή ο σχεδιασμός αφορά έναν εναλλάκτη νερού-νερού. Η παροχή κρύου νερού που καλείται να θερμάνει ο εναλλάκτης είναι 0,8 κυβικά μέτρα ανά ώρα. Η θερμοκρασία εισόδου του νερού στον εναλλάκτη επιλέχθηκε να είναι 15 °C, η οποία σύμφωνα με τον πίνακα 4-2 είναι μία ενδιάμεση τιμή των θερμοκρασιών του νερού στα δίκτυα ύδρευσης βάσει το τεχνικό επιμελητήριο Ελλάδος ΤΕΕ.

Η θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού που τροφοδοτείται από τη δεξαμενή αποθήκευσης, με τη βοήθεια συστήματος κυκλοφορητή, είναι στους 65°C και η

επιθυμητή θερμοκρασία εξόδου του κρύου νερού από τον εναλλάκτη ορίζεται από την συνθήκη  $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$  , δηλαδή 1 βαθμό κελσίου κάτω από την θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού. Η είσοδος του θερμού ρευστού στους  $65^{\circ}\text{C}$  δικαιολογείται, καθώς είναι στο εύρος των θερμοκρασιών που έχουν τα συστήματα θέρμανσης, με την αιτιολογία ότι θέλουμε το ζεστό νερό χρήσης να είναι πάνω από τους  $50^{\circ}\text{C}$  σύμφωνα με το ΤΕΕ, αλλά ταυτόχρονα για λόγους εξοικονόμησης ενέργειας επιλέγεται το θερμαινόμενο μέσο να θερμαίνεται σε θερμοκρασίες κοντά στους  $65^{\circ}\text{C}$ . Η διαφορά θερμοκρασίας  $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$  αποτελεί ζητούμενο κατά τον σχεδιασμό καθώς η συσκευή Calpak X-Flow Ultratank που μελετήθηκε, θέτει αυτό το χαρακτηριστικό στο σχεδιασμό του. Έτσι θα μπορέσει να γίνει και μία σύγκριση ανάμεσα στις διαφορές των πλακοειδών και των ελικοειδών εναλλακτών.

Στον παρακάτω σχήμα 5-1 αναφέρονται οι βέλτιστες διαστάσεις όπως υπολογίστηκαν από το υπολογιστικό φύλλο επιλύοντας το πρόβλημα 1. Το υλικό κατασκευής του εναλλάκτη επιλέχθηκε να είναι ωστενιτικός χάλυβας AISI 316, ο οποίος φέρει ικανές αντιδιαβρωτικές ιδιότητες και ταυτόχρονα προσφέρει τα επίπεδα υγιεινής που απαιτεί η εφαρμογή. Ο ανοξειδωτος χάλυβας (SS) 316 έχει συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας  $16,3 \text{ Watt}/(\text{m}\cdot\text{K})$ .

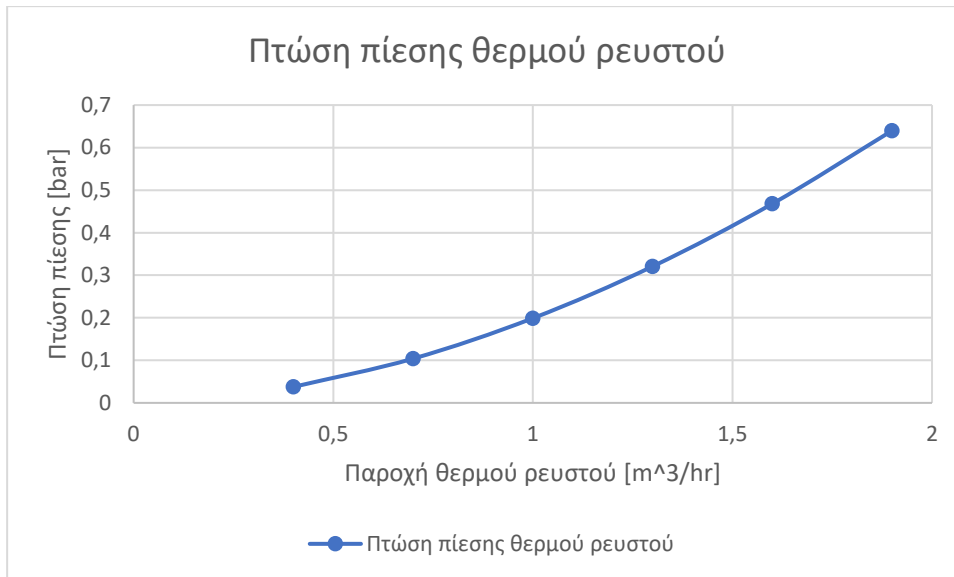
CONSTRUCTION	
w[=]mm	300
L[=]mm	900
b[=]mm	2
De[=]mm	4
Αριθμός πλακών[=] τεμαχια	8
Κανάλια ροής ανά ρευστό	3,5
πάχος ελασμάτων[=]mm	0,4
k [=] W/(m*K)	16,3
κλίση[=] ο	45
A[=]m <sup>2</sup>	0,27

Σχήμα 5-1 Διαστασιολόγηση του πλακοειδούς εναλλάκτη για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης με παροχή σχεδιασμού εσωτερικού σωλήνα  $0,8 \text{ m}^3/\text{hr}$

Όπως φαίνεται στο σχήμα 5-1 επιλέχθηκε το πλάτος της πλάκας να είναι 300 χιλιοστά, το μήκος της πλάκας να είναι 900 χιλιοστά και η απόσταση μεταξύ πλακών να είναι ίση με δύο χιλιοστά. Ο συνολικός αριθμός πλακών είναι 8 με το πάχος των ελασμάτων να είναι 0,4mm. Επίσης η κλίση της χάραξης των πλακών που επιλέχθηκε είναι 45 μοίρες.

Πτώση πίεσης θερμού ρευστού

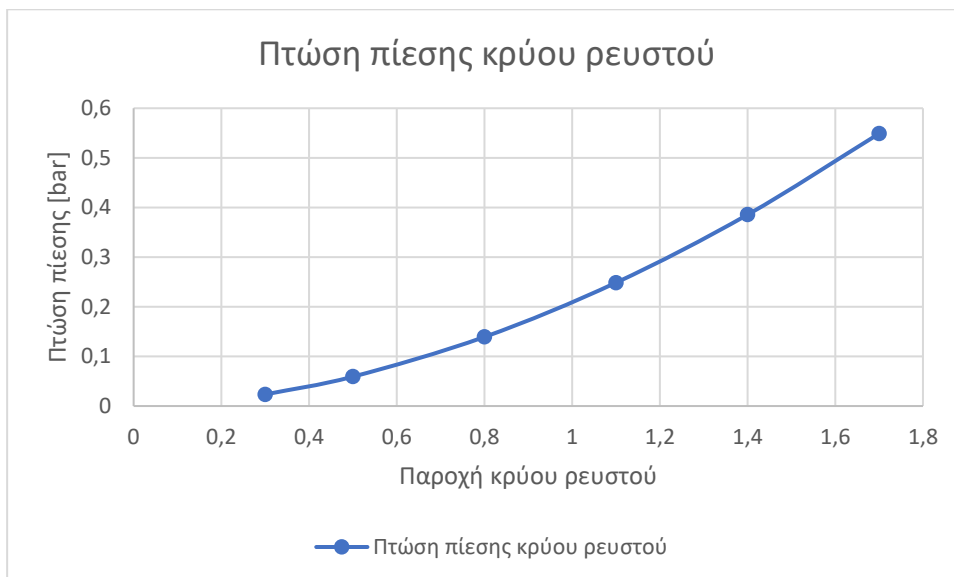




Σχήμα 5-2 Πτώση πίεσης θερμού ρευστού στον πλακοειδή εναλλάκτη παροχής κρύου ρευστού [0,8 m<sup>3</sup>/hr]

Στο παραπάνω σχήμα παρουσιάζεται η πτώση πίεσης του θερμού ρευστού στον πλακοειδή εναλλάκτη. Να σημειωθεί ότι ο εναλλάκτης σχεδιάστηκε να δουλεύει με την παροχή του θερμού ρευστού ίση με 1 [m<sup>3</sup>/hr]. Για τη συγκεκριμένη παροχή αντιστοιχεί πτώση πίεσης ίση με 0,199 [bar].

Πτώση πίεσης κρύου ρευστού

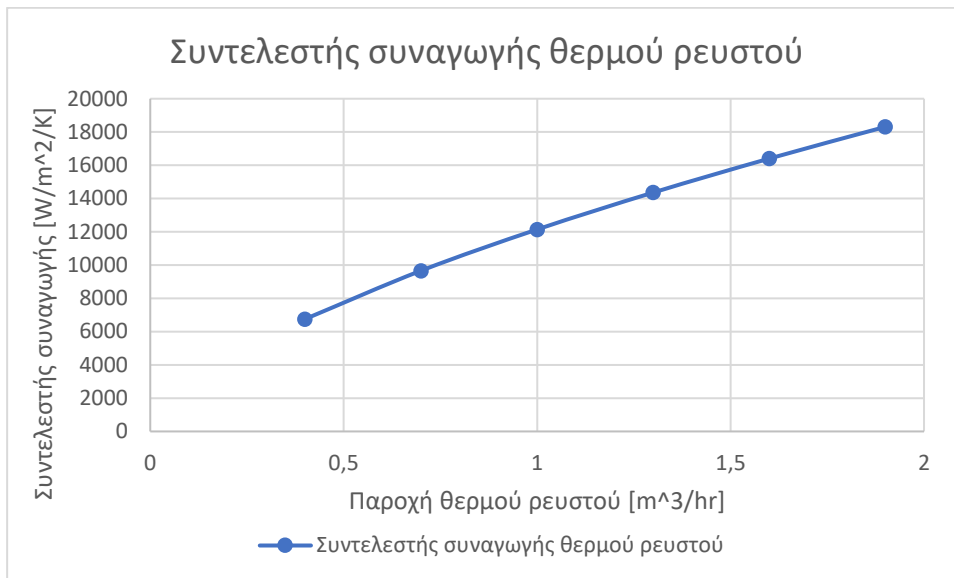


Σχήμα 5-3 Πτώση πίεσης κρύου ρευστού στον πλακοειδή εναλλάκτη παροχής κρύου ρευστού [0,8 m<sup>3</sup>/hr]

Στο παραπάνω σχήμα παρουσιάζεται η πτώση πίεσης του θερμού ρευστού στον πλακοειδή εναλλάκτη. Να σημειωθεί ότι ο εναλλάκτης σχεδιάστηκε να δουλεύει με την παροχή

του κρύου ρευστού ίση με  $0,8 \text{ [m}^3/\text{hr]}$ . Για τη συγκεκριμένη παροχή αντιστοιχεί πτώση πίεσης ίση με  $0,139 \text{ [bar]}$ .

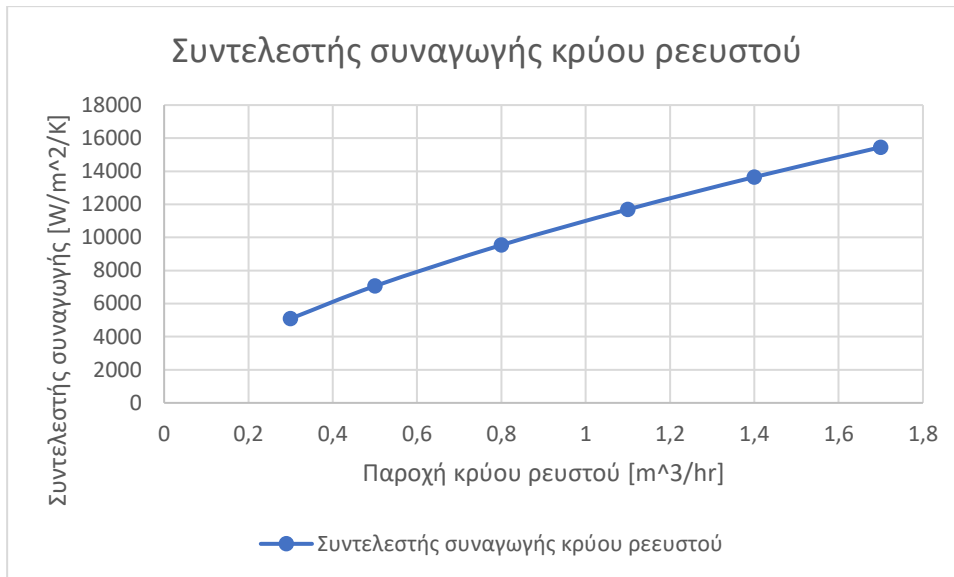
Συντελεστής συναγωγής θερμού ρευστού



Σχήμα 5-4 Συντελεστές συναγωγής θερμού ρευστού πλακοειδούς εναλλάκτη παροχής κρύου ρευστού [ $0,8 \text{ m}^3/\text{hr}$ ]

Στο παραπάνω σχήμα φαίνεται η αύξηση του συντελεστή συναγωγής που αναπτύσσεται σε κάθε κανάλι ροής του θερμού ρευστού αναλογικά με την αύξηση της παροχής του θερμού ρευστού του πλακοειδούς εναλλάκτη. Στις συνθήκες σχεδιασμού η τιμή του συντελεστή συναγωγής του θερμού ρευστού είναι  $12140,63 \text{ [W}/\text{m}^2/\text{K}]$  με την παροχή του ρευστού στο  $1 \text{ [m}^3/\text{hr}]$ .

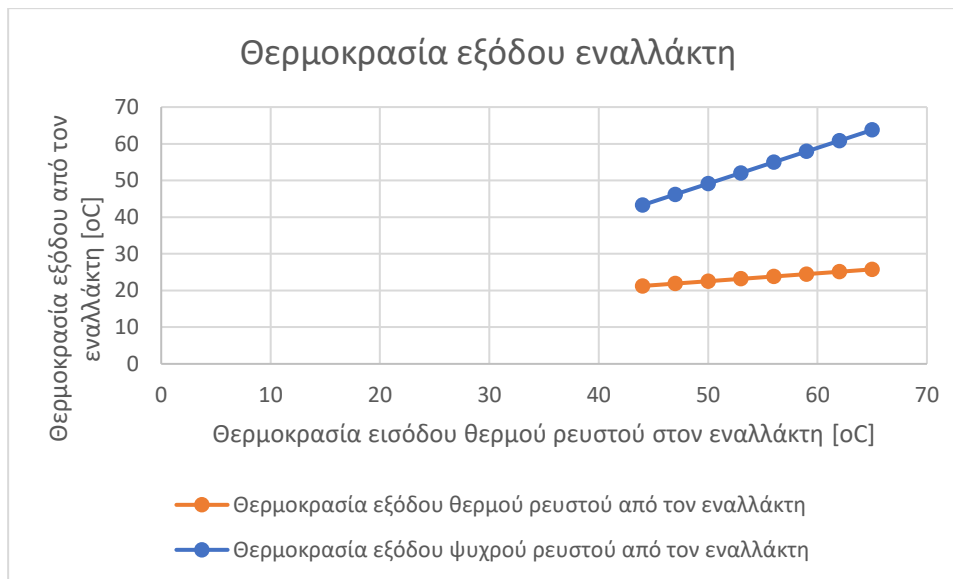
Συντελεστής συναγωγής κρύου ρευστού



Σχήμα 5-5 Συντελεστές συναγωγής κρύου ρευστού πλακοειδούς εναλλάκτη παροχής κρύου ρευστού [0,8 m<sup>3</sup>/hr]

Όπως και στο θερμό ρευστό, έτσι και στο κρύο υπάρχει μία αντίστοιχη αύξηση του συντελεστή συναγωγής που αναπτύσσεται σε κάθε κανάλι ροής του κρύου ρευστού αναλογικά με την αύξηση της παροχής του. Στις συνθήκες σχεδιασμού η τιμή του συντελεστή συναγωγής του κρύου ρευστού είναι 9539,35 [W/m<sup>2</sup>/K] με την παροχή του ρευστού στο 0,8 [m<sup>3</sup>/hr].

Υπό την υπόθεση ότι το ζεστό υγρό που είναι αποθηκευμένο στη δεξαμενή και για σταθερές τις παροχές του προβλήματος, γίνεται υπολογισμός των θερμοκρασιών εξόδου των δύο ρευστών του εναλλάκτη. Εδώ η συνθήκη  $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$  που θεωρήσαμε στον σχεδιασμό δεν εφαρμόζεται, καθώς η γεωμετρία και οι διαστάσεις του εναλλάκτη έχουν καθοριστεί. Ο υπολογισμός αυτός γίνεται με την μεθοδολογία ε-NTU, η οποία έχει αναλυθεί στο κεφάλαιο 2 στην ενότητα 2.4.



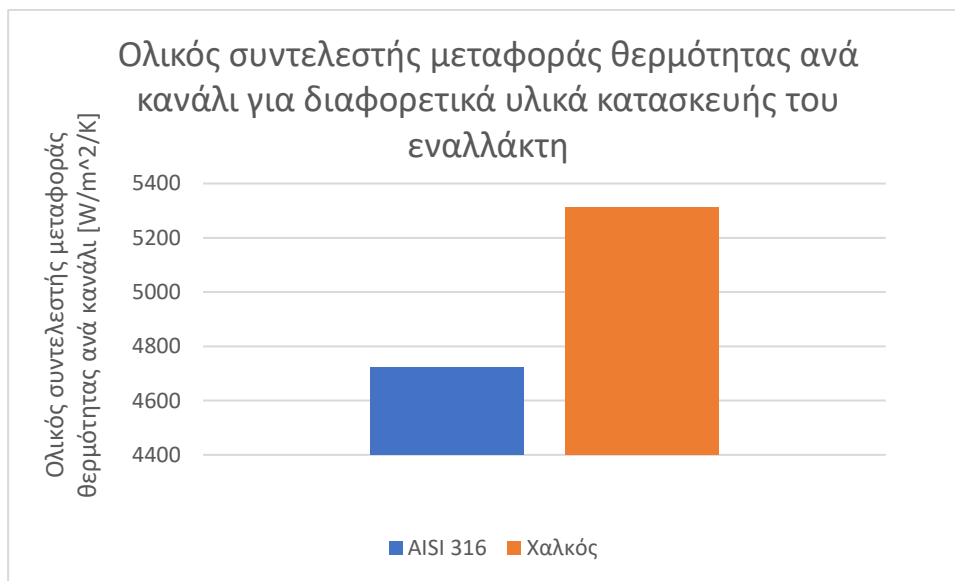
Σχήμα 5-6 Θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού ρευστού στην είσοδο

Πίνακας 5-2 Θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού ρευστού στην είσοδο

Θερμό Ρευστό στην είσοδο [oC]	Θερμό ρευστό στην έξοδο του εναλλάκτη [oC]	Κρύο ρευστό στην έξοδο του εναλλάκτη [oC]
65	25,75675	63,75749
62	25,11134	60,83204
59	24,46594	57,90659
56	23,82053	54,98114
53	23,17513	52,05569
50	22,52972	49,13024
47	21,88432	46,20479
44	21,23891	43,27934

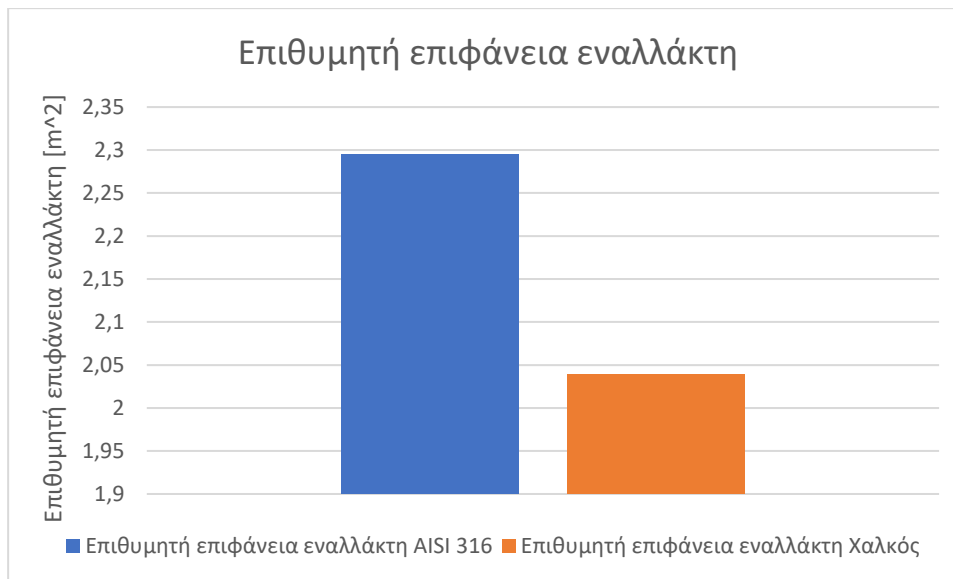
Όπως μπορεί να γίνει αντιληπτό από το σχήμα 5-6 και τον πίνακα 5-2, η θερμοκρασία εξόδου του κρύου ρευστού (νερού) από τον εναλλάκτη εξακολουθεί να απέχει κατά  $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$  για τιμές του θερμού ρευστού στην είσοδο από  $47^{\circ}\text{C}$ - $65^{\circ}\text{C}$ . Σύμφωνα με τη TOTEE\_20701-1\_2017\_TEE\_1st\_Edition το ζεστό νερό χρήσης προδιαγράφεται ανάλογα με το χώρο εφαρμογής με μία χαρακτηριστική τιμή των  $45^{\circ}\text{C}$ , για αυτό και στα παραπάνω αποτελέσματα εξετάζεται η πτώση της θερμοκρασίας του θερμού ρευστού στην είσοδο έως ότου να πέσει κάτω από τους  $45^{\circ}\text{C}$ .

Για τις συνθήκες σχεδιασμού του προβλήματος 1 έγινε η μελέτη της επιλογής του υλικού κατασκευής του εναλλάκτη. Τα παραπάνω αποτελέσματα αφορούσαν το σχεδιασμό με χρήση ανοξείδωτου ωστενιτικού χάλυβα 316. Στη συνέχεια δοκιμάστηκε χαλκός σαν υλικό κατασκευής του εναλλάκτη, καθώς συναντάται συχνά σε συστήματα θέρμανσης και μετάδοσης θερμότητας, τόσο για τις αντιδιαβρωτικές του ιδιότητες, αλλά και αυτές της μετάδοσης θερμότητάς, καθώς έχει συντελεστή αγωγής της θερμότητας κοντά στα 398 [W/m<sup>2</sup>/K], μία τιμή αρκετά ανώτερη του ανοξείδωτου χάλυβα 316 με συντελεστή αγωγιμότητας 16,3 [W/m<sup>2</sup>/K].



Σχήμα 5-7 Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για διαφορετικά υλικά κατασκευής του εναλλάκτη

Στο παραπάνω σχήμα φαίνεται πως αν ο πλακοειδής εναλλάκτης κατασκευαζόταν από χαλκό, ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας θα ήταν αρκετά μεγαλύτερος από ότι αν κατασκευαστεί από ανοξείδωτο χάλυβα 316. Ωστόσο όπως θα φανεί στο επόμενο σχήμα αυτή η μεγάλη διαφορά θα δώσει μικρή διαφορά στις απαιτούμενες επιφάνειες που πρέπει να έχουν οι εναλλάκτες.



Σχήμα 5-8 Επιθυμητή επιφάνεια εναλλάκτη για διαφορετικό υλικό κατασκευής

Η διαφορά των επιφανειών είναι μόλις 0,25 [m<sup>2</sup>], ενώ θα μπορούσε η διαφορά αυτή να οδηγήσει στην αλλαγή της γεωμετρίας του εναλλάκτη προσθέτοντας ή αφαιρώντας μία πλάκα ή και αλλάζοντας τη γεωμετρία των πλακών, οι υπολογισμοί βάσει των παραδοχών και του σφάλματος που εμπεριέχουν, δεν κρίνουν πως χρειάζεται αλλαγή στη γεωμετρία του εναλλάκτη, είτε κατασκευαστεί από χαλκό είτε από ανοξείδωτο χάλυβα 316.

Επίσης με την μέθοδο ε-NTU, υπολογίζεται η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη. Με τα δεδομένα του προβλήματος 1 και τη γεωμετρία του εναλλάκτη όπως προτείνεται στο σχήμα 5-1, υπολογίζεται η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη ίση με 0,98. Με τη μέγιστη τιμή της αποτελεσματικότητας του εναλλάκτη να είναι η μονάδα, φαίνεται ότι ο εναλλάκτης έχει αρκετά μεγάλη αποτελεσματικότητα. Επίσης στην παραπάνω μελέτη έχει αγνοηθεί η μετάδοση θερμότητας από τη δεξαμενή αποθήκευσης του θερμού ρευστού προς το σύνολο του εναλλάκτη, αφού ο εναλλάκτης είναι βυθισμένος στο ζεστό ρευστό. Με τη παρουσία και του κυκλοφορητή υπάρχει μία πολύ μικρή εξαναγκασμένη συναγωγή όπου αναμένεται να βελτιώσει την συνολική αποτελεσματικότητα, ωστόσο σε πολύ μικρό βαθμό.

Όσον αφορά την διαστασιολόγηση του κυκλοφορητή για την εξαναγκασμένη ροή του θερμού ρευστού στα κανάλια ροής, θα πρέπει να ληφθούν υπόψη η πτώση πίεσης στα κανάλια ροής του θερμού ρευστού και η αντίστοιχη παροχή του θερμού ρευστού. Με βάση ενός διαγράμματος λειτουργίας των αντλιών, μπορεί να επιλεγθεί κατάλληλος κυκλοφορητής ο οποίος λειτουργεί στο εύρος των τιμών του σχεδιασμού. Από τις καμπύλες των διαγραμμάτων μπορεί να υπολογισθεί η κατανάλωση και η απόδοση του κυκλοφορητή, οπότε ο μηχανικός μπορεί να έχει πλήρη εικόνα για τη λειτουργία του κυκλοφορητή.

### 5.3 Σχεδιασμός πλακοειδούς εναλλάκτη– Πρόβλημα 2.

Όπως επιλύθηκε στην ενότητα 4.3 το πρόβλημα 2 για ελικοειδή εναλλάκτη διπλού σωλήνα, έτσι και σε αυτή την ενότητα θα γίνει επίλυση των ίδιων συνθηκών του προβλήματος με τη διαφορά ότι θα σχεδιαστεί ένας πλακοειδής εναλλάκτης. Συγκεκριμένα θα γίνει εφαρμογή της παραπάνω μεθόδου θερμοϋδραυλικού σχεδιασμού ενός πλακοειδούς εναλλάκτη για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης. Θα ακολουθήσουν σχήματα του συντελεστή συναγωγής, της πτώσης πίεσης, των θερμοκρασιών, της απόδοσης και η βέλτιστη γεωμετρία για τις συνθήκες λειτουργίας του προβλήματος 2 που ορίζονται στην συνέχεια της παρούσας ενότητας.

#### Πρόβλημα 2

Ζητείται ο σχεδιασμός ενός πλακοειδούς εναλλάκτη για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης με χρήση ζεστού νερού ως μέσω αποθήκευσης στη δεξαμενή, δηλαδή ο σχεδιασμός αφορά έναν εναλλάκτη νερού-νερού. Η παροχή κρύου νερού που καλείται να θερμάνει ο εναλλάκτης είναι 3 κυβικά μέτρα ανά ώρα. Η θερμοκρασία εισόδου του νερού στον εναλλάκτη επιλέχθηκε να είναι 15 °C, η οποία σύμφωνα με τον πίνακα 4-2 είναι μία ενδιάμεση τιμή των θερμοκρασιών του νερού στα δίκτυα ύδρευσης βάσει το τεχνικό επιμελητήριο Ελλάδος TEE.

Η θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού που τροφοδοτείται από τη δεξαμενή αποθήκευσης, με τη βοήθεια συστήματος κυκλοφορητή, είναι στους 65°C και η επιθυμητή θερμοκρασία εξόδου του κρύου νερού από τον εναλλάκτη ορίζεται από την συνθήκη  $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$ , δηλαδή 1 βαθμό κελσίου κάτω από την θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού. Η είσοδος του θερμού ρευστού στους 65°C δικαιολογείται, καθώς είναι στο εύρος των θερμοκρασιών που έχουν τα συστήματα θέρμανσης, με την αιτιολογία ότι θέλουμε το ζεστό νερό χρήσης να είναι πάνω από τους 50 °C σύμφωνα με το TEE, αλλά ταυτόχρονα για λόγους εξοικονόμησης ενέργειας επιλέγεται το θερμαινόμενο μέσο να θερμαίνεται σε θερμοκρασίες κοντά στους 65°C. Η διαφορά θερμοκρασίας  $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$  αποτελεί ζητούμενο κατά τον σχεδιασμό καθώς η συσκευή Calpak X-Flow Ultratank που μελετήθηκε, θέτει αυτό το χαρακτηριστικό στο σχεδιασμό του. Έτσι θα μπορέσει να γίνει και μία σύγκριση ανάμεσα στις διαφορές των πλακοειδών και των ελικοειδών εναλλακτών.

Στον παρακάτω σχήμα 5-9 αναφέρονται οι βέλτιστες διαστάσεις όπως υπολογίστηκαν από το υπολογιστικό φύλλο επιλύοντας το πρόβλημα 1. Το υλικό κατασκευής του εναλλάκτη επιλέχθηκε να είναι ωστενιτικός χάλυβας AISI 316, ο οποίος φέρει ικανές αντιδιαβρωτικές

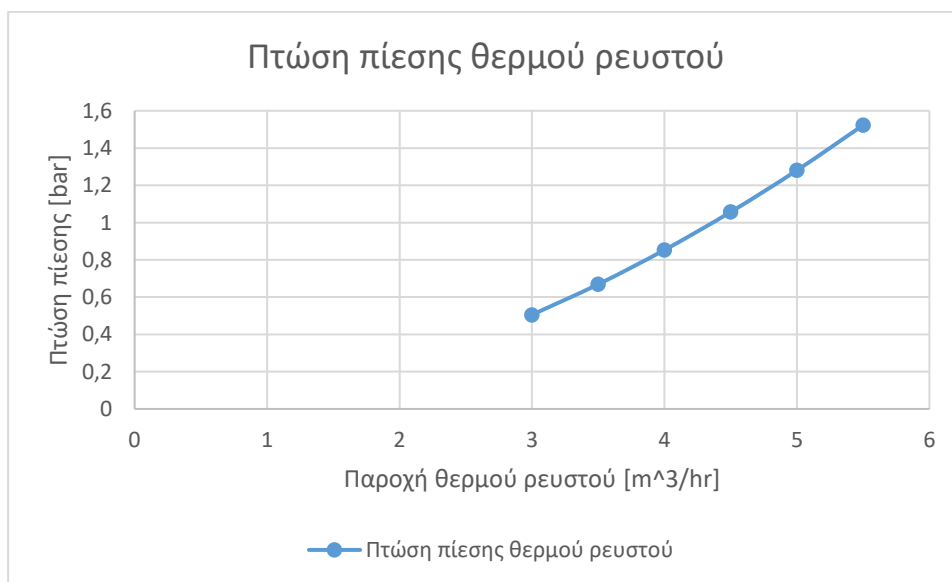
ιδιότητες και ταυτόχρονα προσφέρει τα επίπεδα υγιεινής που απαιτεί η εφαρμογή. Ο ανοξείδωτος χάλυβας (SS) 316 έχει συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας 16,3 Watt/(m.K).

CONSTRUCTION	
w[=]mm	400
L[=]mm	1000
b[=]mm	2
De[=]mm	4
Αριθμός πλακών[=] τεμαχια	11
Κανάλια ροής ανά ρευστό	5
πάχος ελασμάτων[=]mm	0,4
k [=] W/(m*K)	16,3
κλίση[=] ο	45
A[=]m <sup>2</sup>	0,4

Σχήμα 5-9 Διαστασιολόγηση του πλακοειδούς εναλλάκτη για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης με παροχή σχεδιασμού εσωτερικού σωλήνα 3 m<sup>3</sup>/hr

Όπως φαίνεται στο σχήμα 5-9 επιλέχθηκε το πλάτος της πλάκας να είναι 400 χιλιοστά, το μήκος της πλάκας να είναι 1000 χιλιοστά και η απόσταση μεταξύ πλακών να είναι ίση με 2 χιλιοστά. Ο συνολικός αριθμός πλακών είναι 11 με το πάχος των ελασμάτων να είναι 0,4 χιλιοστά. Επίσης η κλίση της χάραξης των πλακών που επιλέχθηκε είναι 45 μοίρες.

Πτώση πίεσης θερμού ρευστού

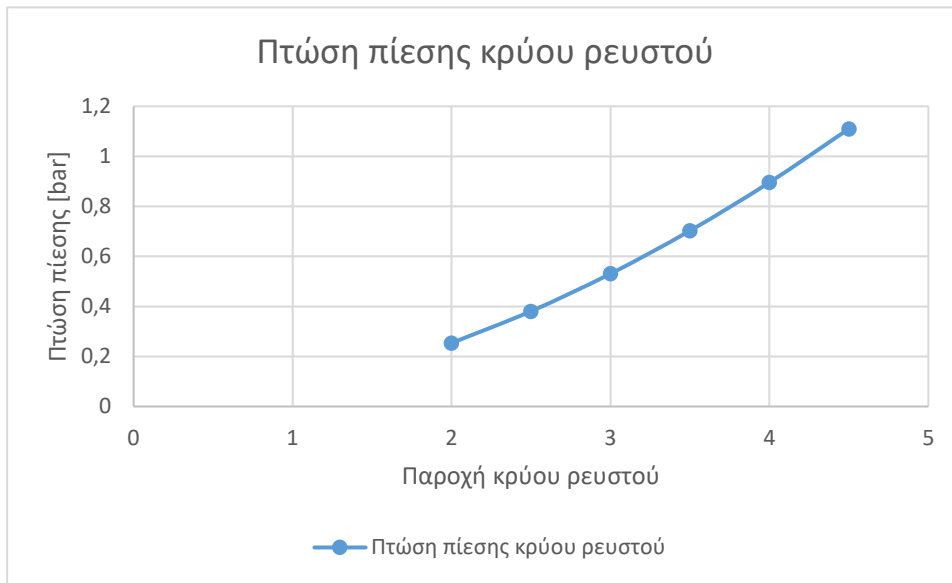


Σχήμα 5-10 Πτώση πίεσης θερμού ρευστού στον πλακοειδή εναλλάκτη παροχής κρύου ρευστού [3 m<sup>3</sup>/hr]

Στο παραπάνω σχήμα παρουσιάζεται η πτώση πίεσης του θερμού ρευστού στον πλακοειδή εναλλάκτη. Να σημειωθεί ότι ο εναλλάκτης σχεδιάστηκε να δουλεύει με την παροχή του θερμού ρευστού ίση με 4,5[m<sup>3</sup>/hr]. Για τη συγκεκριμένη παροχή αντιστοιχεί πτώση πίεσης ίση με 1,057[bar].



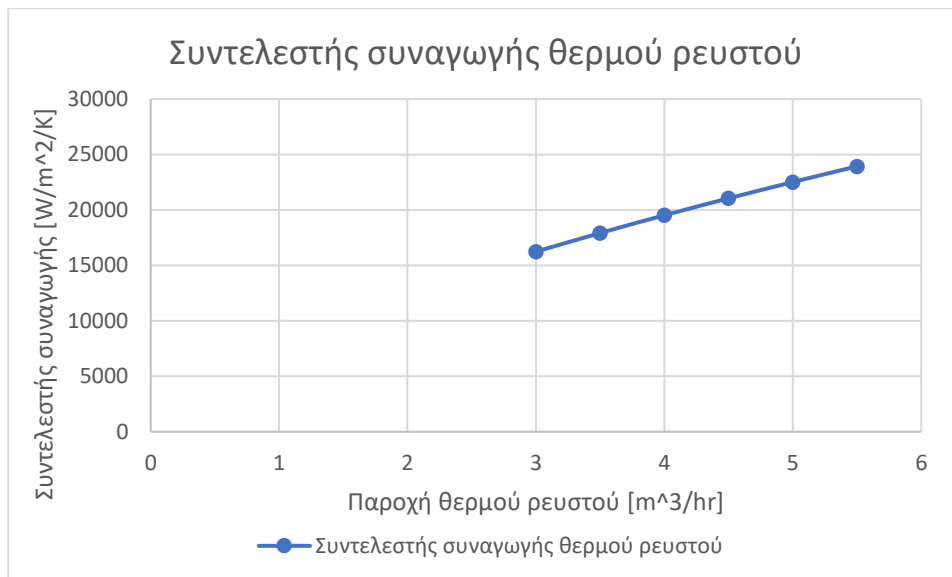
### Πτώση πίεσης κρύου ρευστού



Σχήμα 5-11 Πτώση πίεσης κρύου ρευστού στον πλακοειδή εναλλάκτη παροχής κρύου ρευστού [3 m<sup>3</sup>/hr]

Στο παραπάνω σχήμα παρουσιάζεται η πτώση πίεσης του θερμού ρευστού στον πλακοειδή εναλλάκτη. Να σημειωθεί ότι ο εναλλάκτης σχεδιάστηκε να δουλεύει με την παροχή του κρύου ρευστού ίση με 3[m<sup>3</sup>/hr]. Για τη συγκεκριμένη παροχή αντιστοιχεί πτώση πίεσης ίση με 0,530[bar].

### Συντελεστής συναγωγής θερμού ρευστού

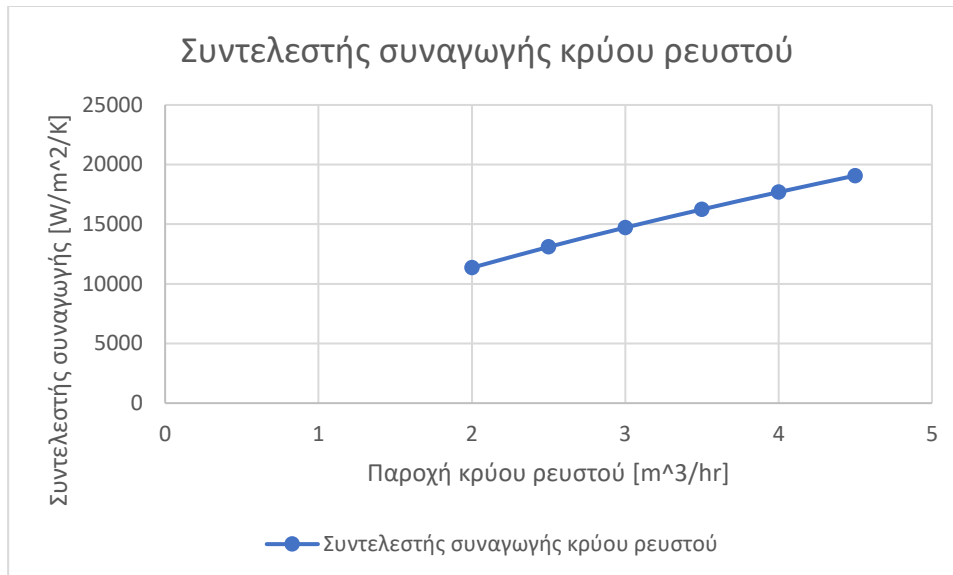


Σχήμα 5-12 Συντελεστές συναγωγής θερμού ρευστού πλακοειδούς εναλλάκτη παροχής κρύου ρευστού [3 m<sup>3</sup>/hr]

Στο παραπάνω σχήμα φαίνεται η αύξηση του συντελεστή συναγωγής που αναπτύσσεται σε κάθε κανάλι ροής του θερμού ρευστού αναλογικά με την αύξηση της παροχής

του θερμού ρευστού του πλακοειδούς εναλλάκτη. Στις συνθήκες σχεδιασμού η τιμή του συντελεστή συναγωγής του θερμού ρευστού είναι  $19519,18 [W/m^2/K]$  με την παροχή του ρευστού στο  $4,5 [m^3/hr]$ .

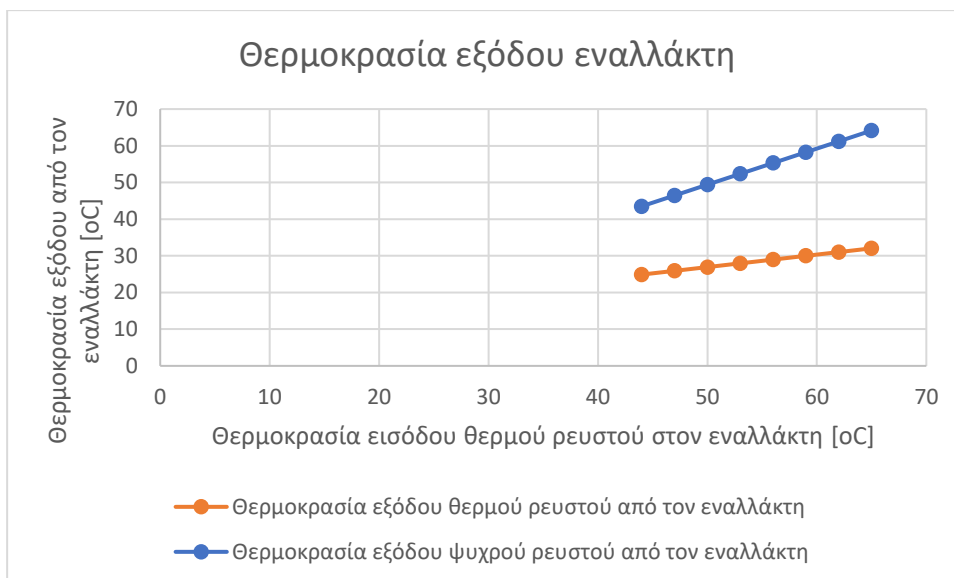
Συντελεστής συναγωγής κρύου ρευστού



Σχήμα 5-13 Συντελεστές συναγωγής κρύου ρευστού πλακοειδούς εναλλάκτη παροχής κρύου ρευστού [ $3 m^3/hr$ ]

Όπως και στο θερμό ρευστό έτσι και στο κρύο υπάρχει μία αντίστοιχη αύξηση του συντελεστή συναγωγής που αναπτύσσεται σε κάθε κανάλι ροής του κρύου ρευστού αναλογικά με την αύξηση της παροχής του. Στις συνθήκες σχεδιασμού η τιμή του συντελεστή συναγωγής του κρύου ρευστού είναι  $14716,38 [W/m^2/K]$  με την παροχή του ρευστού στο  $3 [m^3/hr]$ .

Υπό την υπόθεση ότι το ζεστό υγρό που είναι αποθηκευμένο στη δεξαμενή και για σταθερές τις παροχές του προβλήματος, γίνεται υπολογισμός των θερμοκρασιών εξόδου των δύο ρευστών του εναλλάκτη. Εδώ η συνθήκη  $\Delta T=1^\circ C$  που θεωρήσαμε στο σχεδιασμό δεν εφαρμόζεται, καθώς η γεωμετρία και οι διαστάσεις του εναλλάκτη έχουν καθοριστεί. Ο υπολογισμός αυτός γίνεται με την μεθοδολογία  $\epsilon$ -NTU, η οποία έχει αναλυθεί στο κεφάλαιο 2 στην ενότητα 2.4.



Σχήμα 5-14 Θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού ρευστού στην είσοδο

Πίνακας 5-3 Θερμοκρασίες εξόδου του εναλλάκτη καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού ρευστού στην είσοδο

Θερμό ρευστό στην είσοδο [oC]	Θερμό ρευστό στην έξοδο του εναλλάκτη [oC]	Κρύο ρευστό στην έξοδο του εναλλάκτη [oC]
65	32,0373	64,14511
62	31,01507	61,1964
59	29,99283	58,24769
56	28,97059	55,29899
53	27,94835	52,35028
50	26,92611	49,40157
47	25,90388	46,45287
44	24,88164	43,50416

Όπως μπορεί να γίνει αντιληπτό από το σχήμα 5-14 και τον πίνακα 5-3, η θερμοκρασία εξόδου του κρύου ρευστού (νερού) από τον εναλλάκτη εξακολουθεί να απέχει κατά  $\Delta T=1^{\circ}\text{C}$  για τιμές του θερμού ρευστού στην είσοδο από  $47^{\circ}\text{C}$ - $65^{\circ}\text{C}$ . Σύμφωνα με τη TOTEE\_20701-1\_2017\_TEE\_1st\_Edition το ζεστό νερό χρήσης προδιαγράφεται ανάλογα με το χώρο εφαρμογής με μία χαρακτηριστική τιμή των  $45^{\circ}\text{C}$ , για αυτό και στα παραπάνω

αποτελέσματα εξετάζεται η πτώση της θερμοκρασίας του θερμού ρευστού στην είσοδο έως ότου να πέσει κάτω από τους 45 °C.

Για τις συνθήκες σχεδιασμού του προβλήματος 2 έγινε η μελέτη της επιλογής του υλικού κατασκευής του εναλλάκτη. Τα παραπάνω αποτελέσματα αφορούσαν το σχεδιασμό με χρήση ανοξείδωτου ωστενιτικού χάλυβα 316. Στη συνέχεια δοκιμάστηκε χαλκός σαν υλικό κατασκευής του εναλλάκτη καθώς συναντάται συχνά σε συστήματα θέρμανσης και μετάδοσης θερμότητας, τόσο για τις αντιδιαβρωτικές του ιδιότητες, αλλά και αυτές της μετάδοσης θερμότητας, καθώς έχει συντελεστή αγωγής της θερμότητας κοντά στα 398 [W/m<sup>2</sup>/K], μία τιμή αρκετά ανώτερη του ανοξείδωτου χάλυβα 316 με συντελεστή αγωγιμότητας 16,3 [W/m<sup>2</sup>/K].



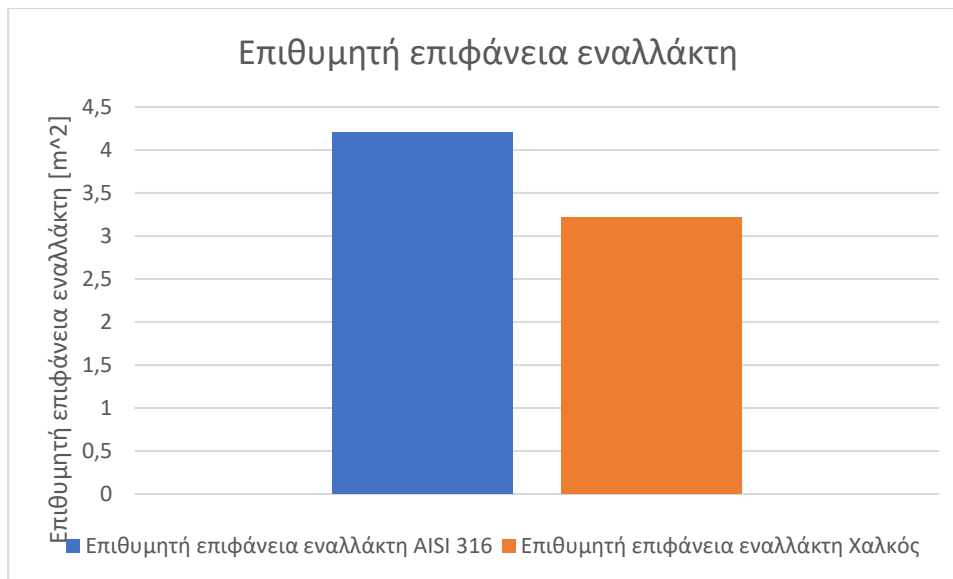
Σχήμα 5-15 Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για διαφορετικά υλικά κατασκευής του εναλλάκτη

Στο παραπάνω σχήμα φαίνεται πως αν ο πλακοειδής εναλλάκτης κατασκευαζόταν από χαλκό, ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας θα ήταν αρκετά μεγαλύτερος από ότι αν κατασκευαστεί από ανοξείδωτο χάλυβα 316. Η διαφορά αυτή θα αλλάξει αρκετά την γεωμετρία του εναλλάκτη με τη νέα γεωμετρία να παρατηρείται στο επόμενο σχήμα.

CONSTRUCTION	
w[=]mm	500
L[=]mm	800
b[=]mm	2
De[=]mm	4
Αριθμός πλακών[=] τεμάχια	8
Κανάλια ροής ανά ρευστό	3,5
πάχος ελασμάτων[=]mm	0,4
k [=] W/(m*K)	398
κλίση[=] ο	45
A[=]m <sup>2</sup>	0,4

Σχήμα 5-16 Διαστασιολόγηση του πλακοειδούς εναλλάκτη για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης με παροχή σχεδιασμού εσωτερικού σωλήνα 3 m<sup>3</sup>/hr κατασκευασμένος από χαλκό.

Στην περίπτωση του προβλήματος 2 οι μεγαλύτερες ανάγκες παραγωγής ζεστού νερού χρήσης αποδεικνύουν την διαφορά στη γεωμετρία που θα είχαν οι δύο εναλλάκτες αν ήταν κατασκευασμένοι από χαλκό ή ανοξείδωτο χάλυβα 316. Στην περίπτωση όπου οι πλάκες ήταν κατασκευασμένες από χαλκό οι διαστάσεις του εναλλάκτη θα άλλαζαν, όπως φαίνεται και στο σχήμα 5-16 σε σύγκριση με το σχήμα 5-9. Η πτώση πίεσης στο κρύο ρεύμα και στο ζεστό πάλι θα αλλάξει, αλλά η διαφορά θα είναι μικρή. Επίσης φαίνεται πως θα υπάρχει μεγάλη διαφορά στο συνολικό όγκο του εναλλάκτη, αφού οι πλάκες μειώθηκαν όπως και το μήκος των πλακών.



Σχήμα 5-17 Επιθυμητή επιφάνεια εναλλάκτη για διαφορετικό υλικό κατασκευής και αλλαγή της γεωμετρίας

Η διαφορά των επιφανειών είναι περίπου  $1\text{[m}^2\text{]}$ , η οποία οφείλεται στην αλλαγή της γεωμετρίας του εναλλάκτη προσθέτοντας και το υλικό κατασκευής του.

Συνεχίζοντας για τον πλακοειδή εναλλάκτη από ανοξείδωτο χάλυβα 316 με γεωμετρία του σχήματος 5-9, η μελέτη συνεχίζει με την μέθοδο  $\epsilon\text{-NTU}$ . Έτσι, υπολογίζεται η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη. Με τα δεδομένα του προβλήματος 2 και τη γεωμετρία του εναλλάκτη όπως προτείνεται στο σχήμα 5-9, υπολογίζεται η αποτελεσματικότητά του ίση με 0,98. Με τη μέγιστη τιμή της αποτελεσματικότητας του εναλλάκτη να είναι η μονάδα, φαίνεται ότι ο εναλλάκτης έχει αρκετά μεγάλη αποτελεσματικότητα. Επίσης στην παραπάνω μελέτη έχει αγνοηθεί η μετάδοση θερμότητας από τη δεξαμενή αποθήκευσης του θερμού ρευστού προς το σύνολο του εναλλάκτη, αφού ο εναλλάκτης είναι βυθισμένος στο ζεστό ρευστό. Με την παρουσία και του κυκλοφορητή υπάρχει μία πολύ μικρή εξαναγκασμένη συναγωγή, όπου αναμένεται να βελτιώσει την συνολική αποτελεσματικότητα, ωστόσο σε πολύ μικρό βαθμό.

Όσον αφορά τη διαστασιολόγηση του κυκλοφορητή για την εξαναγκασμένη ροή του θερμού ρευστού στα κανάλια ροής, θα πρέπει να ληφθούν υπόψη η πτώση πίεσης στα κανάλια ροής του θερμού ρευστού και η αντίστοιχη παροχή του θερμού ρευστού. Με βάση ενός διαγράμματος λειτουργίας των αντλιών μπορεί να επιλεγθεί κατάλληλος κυκλοφορητής ο οποίος λειτουργεί στο εύρος των τιμών του σχεδιασμού. Από τις καμπύλες των διαγραμμάτων μπορεί να υπολογισθεί η κατανάλωση και η απόδοση του κυκλοφορητή, οπότε ο μηχανικός μπορεί να έχει πλήρη εικόνα για τη λειτουργία του κυκλοφορητή.

## 5.4 Σύνοψη & συμπεράσματα

Συνοψίζοντας, η χρήση πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης εξετάστηκε σε 2 προβλήματα. Φαίνεται πως οι εναλλάκτες αυτοί έχουν αρκετά καλή απόδοση και μπορούν να συνδυαστούν με υλικά κατασκευής που πληρούν τις απαιτούμενες συνθήκες υγιεινής, καθιστώντας τους ικανούς για την εφαρμογή.

Ωστόσο η μελέτη των πλακοειδών εναλλακτών που έγινε, θα πρέπει να συγκριθεί με την ελικοειδή γεωμετρία. Για αυτό το λόγο το κεφάλαιο 6 που ακολουθεί, περιγράφει τις διαφορές μεταξύ των ελικοειδών εναλλακτών διπλού σωλήνα και των πλακοειδών εναλλακτών σε εφαρμογές παραγωγής ζεστού νερού χρήσης .

## Κεφάλαιο 6. Συμπεράσματα- Προτάσεις

---

Το παρόν κεφάλαιο έρχεται να ολοκληρώσει τις μελέτες σχεδιασμού εναλλακτών θερμότητας για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης που αναπτύχθηκαν στα προηγούμενα κεφάλαια. Συγκεκριμένα έπειτα από τη μελέτη των ελικοειδών εναλλακτών θερμότητας για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης στο κεφάλαιο 4, ακολούθησε η μελέτη πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης στο κεφάλαιο 5. Έτσι το κεφάλαιο 6 έρχεται να συγκρίνει τα αποτελέσματα των κεφαλαίων 4 και 5, όπως και την παράγραφο 2.7 του κεφαλαίου 2, με στόχο να προκύψουν κάποια συμπεράσματα όσον αφορά τα υλικά κατασκευής των εναλλακτών, τον τρόπο κατασκευής τους και τις θερμοϋδραυλικές τους ιδιότητες.

### 6.1 Επιλογή υλικών στην κατασκευή εναλλακτών παραγωγής ζεστού νερού χρήσης

Όπως έχει αναλυθεί και στα προηγούμενα κεφάλαια, η επιλογή του υλικού κατασκευής ενός εναλλάκτη αποτελεί ένα κρίσιμο στάδιο του σχεδιασμού. Το κόστος του τελικού προϊόντος, η αντοχή του στα μηχανικά φορτία και στα διαβρωτικά περιβάλλοντα, όπως και οι γεωμετρικές διαστάσεις, αποτελούν κριτήρια στην επιλογή του υλικού κατασκευής, αλλά και του είδους του εναλλάκτη. Στην κατηγορία των υλικών εξετάστηκαν ο χαλκός και τα κράματά του και οι ανοξείδωτοι ωστενιτικοί χάλυβες, δύο κατηγορίες υλικών που συνδυάζουν όλα τα παραπάνω κριτήρια σχεδιασμού.

Ξεκινώντας από τα κράματα χαλκού και κυρίως του ορείχαλκου CW511L, όπου όπως αναφέρθηκε στην παράγραφο 2.7 του κεφαλαίου 2, είναι από τα κράματα που χρησιμοποιείται σε εφαρμογές για πόσιμο νερό. Με καλύτερο συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας από τους ανοξείδωτους χάλυβες το παραπάνω κράμα μπορεί να προσφέρει υγιεινή και παράλληλα να ενισχύει την μετάδοση θερμότητας. Αυτό οδηγεί σε μικρότερες διαστάσεις στους εναλλάκτες ή και μικρότερες ανάγκες στην παροχή του θερμού ρευστού, το οποίο να υπενθυμισθεί ότι κινείται με βοήθεια κυκλοφορητή. Επίσης το υλικό είναι αρκετά ανθεκτικό στη διάβρωση με πλήθος εφαρμογών να το αποδεικνύουν.

Ωστόσο η εκτίμηση του κόστους της προμήθειας του CW511L, αν και δύσκολο να προσδιορισθεί, αναμένεται να είναι αρκετά υψηλότερο του ανοξείδωτου χάλυβα. Αυτό διότι περιέχει μεγάλο ποσοστό χαλκού, βλ. σύσταση παράγραφο 2.7 κεφάλαιο 2, με το χαλκό να βλέπει ραγδαία αύξηση της τιμής του τα τελευταία χρόνια (Σεπτέμβριος 2022). Επίσης τα υλικά



από χαλκό έχουν υποδεέστερες μηχανικές ιδιότητες από τους ανοξειδωτους ωστενιτικός χάλυβες όσον αφορά τις πιέσεις ή και άλλες μηχανικές ιδιότητες που μπορεί να επιδρούν στους εναλλάκτες. Ο μηχανισμός γαλβανικής διάβρωσης πρέπει να μελετάται με ιδιαίτερη προσοχή στα κράματα του χαλκού, καθώς τα περισσότερα σύγχρονα δίκτυα σωληνώσεων κατασκευάζονται από άλλα υλικά, λόγω του ακριβού κόστους των χάλκινων κραμάτων.

Συνεχίζοντας με τους ωστενιτικούς ανοξειδωτους χάλυβες είναι επίσης μία μεγάλη κατηγορία υλικών που εξετάστηκε ως προς τους μηχανισμούς διάβρωσης στην ενότητα 2.7 του κεφαλαίου 2. Οι μηχανισμοί οξειδωσης γαλβανικής διάβρωσης, τριμμηματικής διάβρωσης, διάβρωσης εσοχών και εργοδιάβρωσης, περιγράφηκαν με σκοπό την κατανόησή τους στο πως επιδρούν πάνω στους ωστενιτικούς ανοξειδωτους χάλυβες.

Πρωταγωνιστής της κατηγορίας αποτελεί ο AISI 316, καθώς είναι ένα από τα πιο ανθεκτικά κράματα ωστενιτικών ανοξειδωτων χάλυβων λόγω της πλούσιας σύστασής του. Αντιμετωπίζοντας αυτούς μηχανισμούς, η κατηγορία αυτή των υλικών είναι αρκετά οικονομικότερη από τα κράματα χαλκού κάνοντάς την την επικρατέστερη στην σημερινή αγορά (Σεπτέμβριος 2022). Επίσης οι αρκετά καλές μηχανικές ιδιότητες είναι ένας ακόμη λόγος όπου προτιμάται αυτή η κατηγορία υλικών.

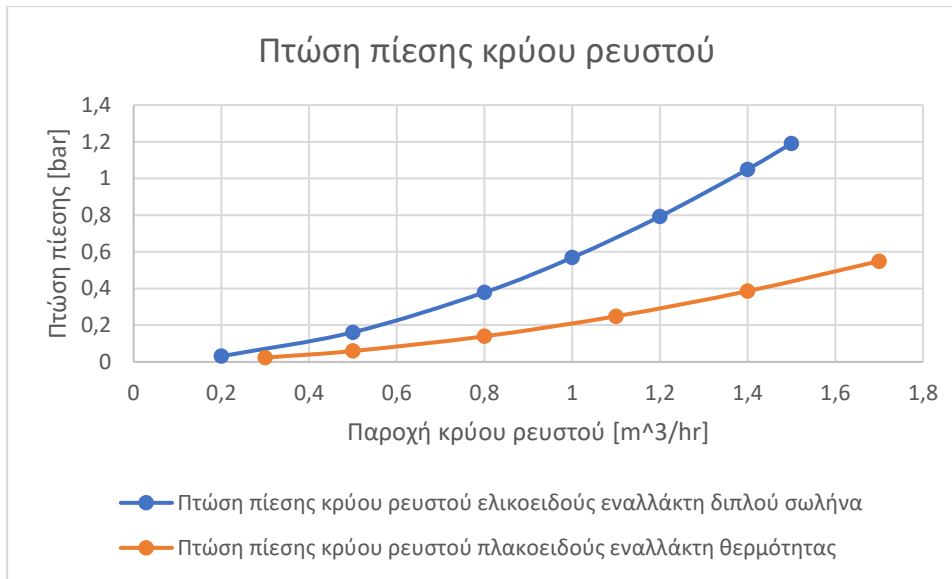
Σχετικά με τις κατεργασίες των υλικών και ανάλογα με τη γεωμετρία και το είδος του εναλλάκτη, θα πρέπει να προσεχθούν τα επιμέρους στάδια κατασκευής. Ενδεικτικά αναφέρεται πως η προθέρμανση και η ανόπτηση των μετάλλων πριν και μετά την διαμόρφωσή τους, αποτελούν βασικά στάδια κατά το σχεδιασμό και την κατασκευή, ώστε να αποφευχθούν οι σχετικοί μηχανισμοί αστοχίας του εναλλάκτη.

Η έρευνα και η δοκιμή νέων υλικών φυσικά μπορεί να αποτελέσει μία ενότητα εξέλιξης της παρούσας εργασίας με στόχο την βέλτιστη επιλογή υλικού κατασκευής για την επίτευξη των κριτηρίων που τέθηκαν στην αρχή της ενότητας 6.1 του κεφαλαίου 6.

## **6.2 Επιλογή γεωμετρίας εναλλακτών θερμότητας**

Στα κεφάλαια 4 και 5 εξετάστηκαν οι γεωμετρίες των ελικοειδών εναλλακτών διπλού σωλήνα και των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας σε δύο προβλήματα παραγωγής ζεστού νερού χρήσης.

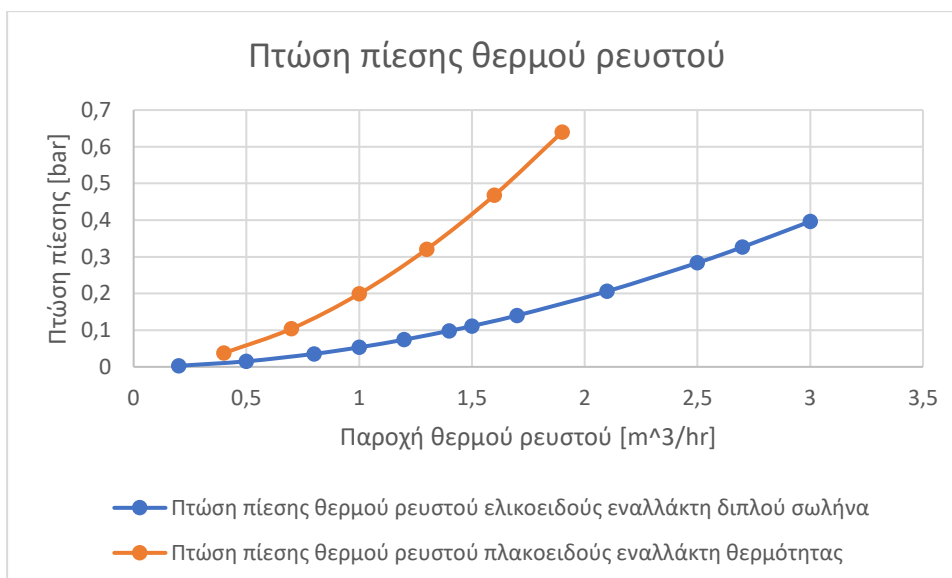
Όσον αφορά το πρόβλημα 1 αναλύθηκαν οι υπολογισμοί της πτώσης πίεσης και των συντελεστών συναγωγής και για τα δύο ρευστά και για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών.



Σχήμα 6-1 Πτώση πίεσης κρύου ρευστού προβλήματος 1 για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν

Όπως φαίνεται στο παραπάνω σχήμα η πτώση πίεσης του ελικοειδούς σωλήνα σύμφωνα με την εξίσωση (3.4) εμφανίζει μεγαλύτερη πτώση πίεσης από τη γεωμετρία του πλακοειδούς εναλλάκτη για όλες τις παροχές κρύου νερού που εξετάστηκαν. Η παροχή κρύου νερού για το σχεδιασμό των εναλλακτών θεωρήθηκε 0,8[m<sup>3</sup>/hr]. Στο σχήμα 6-1 φαίνεται πως η ελικοειδής γεωμετρία φέρει μεγαλύτερη πτώση πίεσης σε σχέση με τον πλακοειδή εναλλάκτη για αυτή τη παροχή.

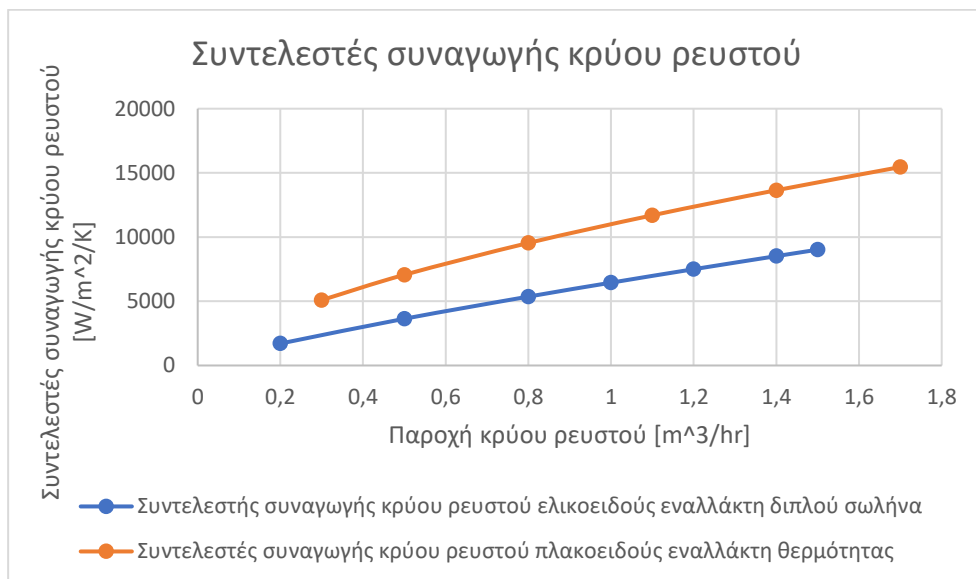
Για το θερμό ρευστό υπολογίζεται πάλι η πτώση πίεσης για τους δύο εναλλάκτες.



Σχήμα 6-2 Πτώση πίεσης θερμού ρευστού προβλήματος 1 για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν

Στο σχήμα 6-2 είναι χαρακτηριστικό πως η πτώση πίεσης είναι μεγαλύτερη στην περίπτωση του πλακοειδούς εναλλάκτη. Όμως θα πρέπει να ληφθεί υπόψη ότι οι εναλλάκτες σχεδιάστηκαν για διαφορετική παροχή θερμού ρευστού, παρόλο που εξετάστηκαν στο ίδιο πρόβλημα 1 παραγωγής ζεστού νερού. Συγκεκριμένα η παροχή σχεδιασμού για το θερμό ρευστό στον ελικοειδή εναλλάκτη διπλού σωλήνα είναι  $1,7[m^3/hr]$ , ενώ για το πλακοειδή εναλλάκτη η παροχή θερμού ρευστού είναι  $1[m^3/hr]$ . Έτσι στις συνθήκες λειτουργίας κάθε εναλλάκτη η ακριβής πτώση πίεσης αντίστοιχα είναι  $0,14[bar]$  και  $0,199[bar]$ . Για να εξετασθεί η απαιτούμενη ισχύς και απόδοση του κυκλοφορητή, θα πρέπει ο μελετητής μηχανικός να ανατρέξει στα αντίστοιχα διαγράμματα πτώσης πίεσης-παροχής και να δει σε ποια καμπύλη απόδοσης λειτουργεί ο κυκλοφορητής στις έκαστες συνθήκες λειτουργίας.

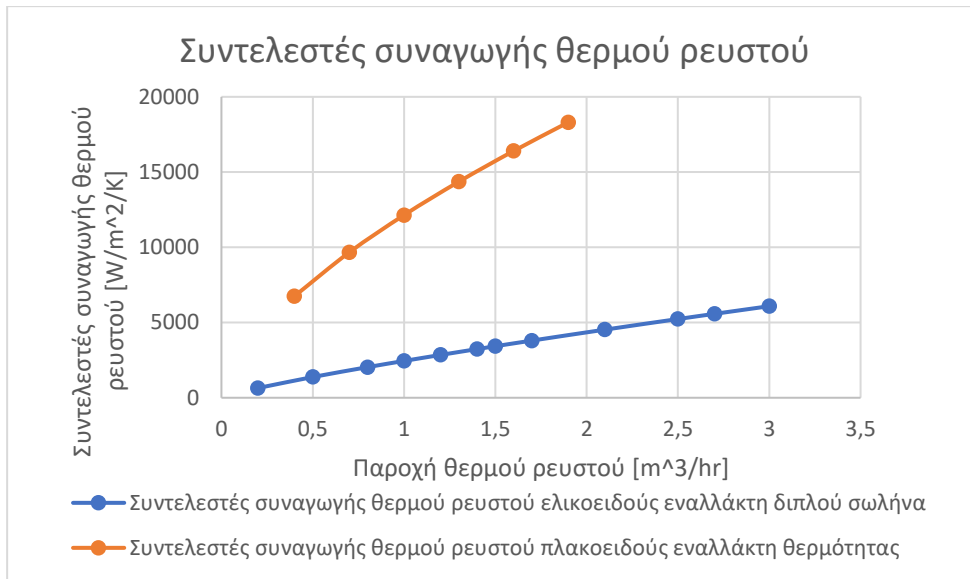
Όσον αφορά τους συντελεστές συναγωγής για το κρύο ρευστό του κάθε εναλλάκτη στο πρόβλημα 1 παρατηρούνται στο σχήμα 6-3 οι συντελεστές συναγωγής.



Σχήμα 6-3 Συντελεστές συναγωγής κρύου ρευστού προβλήματος 1 για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν

Από το σχήμα 6-3 φαίνεται πως οι συντελεστές συναγωγής για τον πλακοειδή εναλλάκτη είναι μεγαλύτεροι από τους αντίστοιχους συντελεστές στους ελικοειδείς εναλλάκτες.

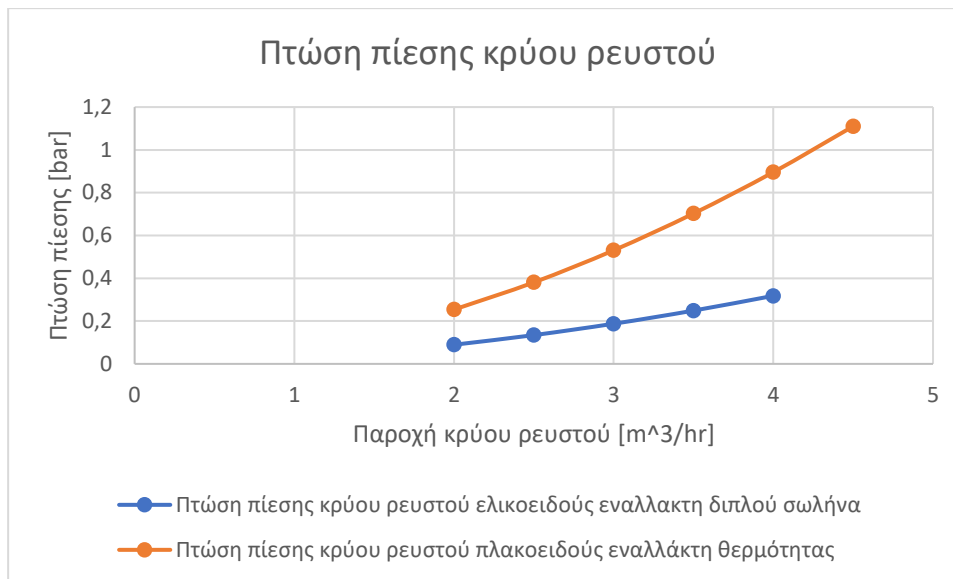
Αντίστοιχα για το θερμό ρευστό δίνεται το παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 6-4 Συντελεστές συναγωγής θερμού ρευστού προβλήματος 1 για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν

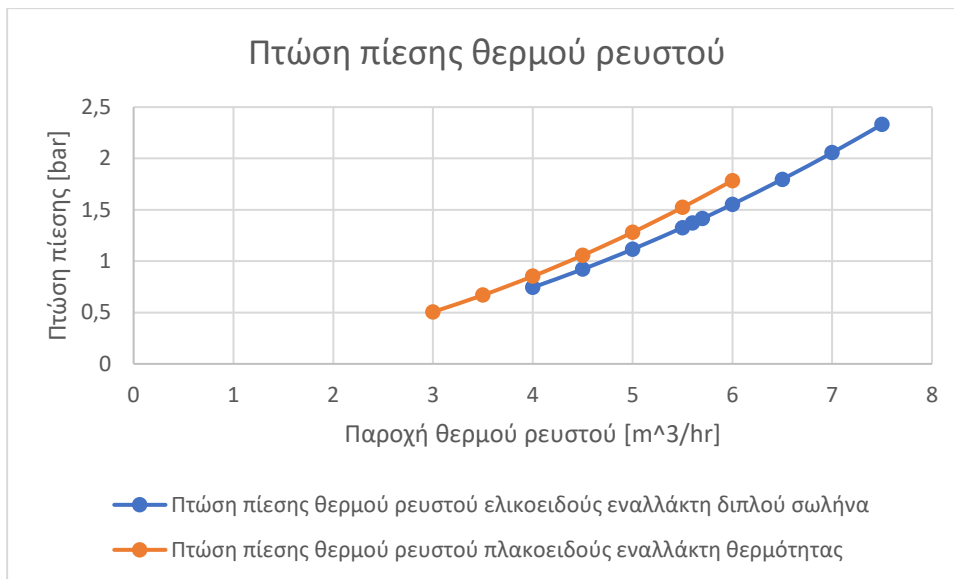
Σύμφωνα με τα σχήματα 6-3 και 6-4 οι συντελεστές συναγωγής τόσο του κρύου όσο και του θερμού ρευστού είναι αρκετά μεγαλύτεροι στους πλακοειδείς εναλλάκτες από τους αντίστοιχους ελικοειδείς εναλλάκτες διπλού σωλήνα. Οι μεγαλύτεροι συντελεστές συναγωγής αναμένεται να ενισχύουν τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας οδηγώντας σε μικρότερες ανάγκες, τόσο στην επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας του εναλλάκτη, αλλά και μικρότερες παροχές κυρίως του θερμού ρευστού, καθώς η παροχή του θερμού ρευστού είναι που παραμετροποιείται στην παρούσα εφαρμογή.

Συνεχίζοντας με το πρόβλημα 2 παραγωγής ζεστού νερού χρήσης που αναλύθηκε στα κεφάλαια 4 και 5 για πλακοειδείς εναλλάκτες και ελικοειδείς εναλλάκτες διπλού σωλήνα, εξετάζονται οι διαφορές των αποτελεσμάτων.



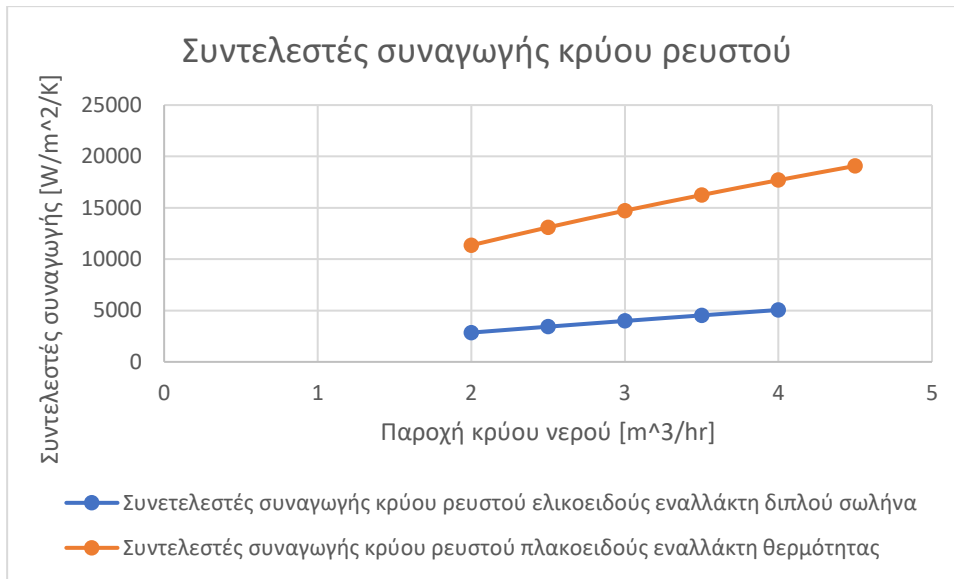
Σχήμα 6-5 Πτώση πίεσης κρύου ρευστού προβλήματος 2 για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν

Όπως φαίνεται στο παραπάνω σχήμα η πτώση πίεσης του ελικοειδούς σωλήνα σύμφωνα με την εξίσωση (3.4) εμφανίζει μικρότερη πτώση πίεσης από τη γεωμετρία του πλακοειδούς εναλλάκτη για όλες τις παροχές κρύου νερού που εξετάστηκαν. Η παροχή κρύου νερού για το σχεδιασμό των εναλλακτών θεωρήθηκε 3[m<sup>3</sup>/hr]. Στο σχήμα 6-5 φαίνεται πως η ελικοειδής γεωμετρία φέρει μικρότερη πτώση πίεσης σε σχέση με τον πλακοειδή εναλλάκτη για αυτή τη παροχή. Στο πρόβλημα 2 επιλέχθηκε να σχεδιαστεί ο ελικοειδής εναλλάκτης διπλού σωλήνα για μικρή πτώση πίεσης ώστε να συγκριθεί με το διάγραμμα της Calapak, όπως εξηγήθηκε στο κεφάλαιο 4.



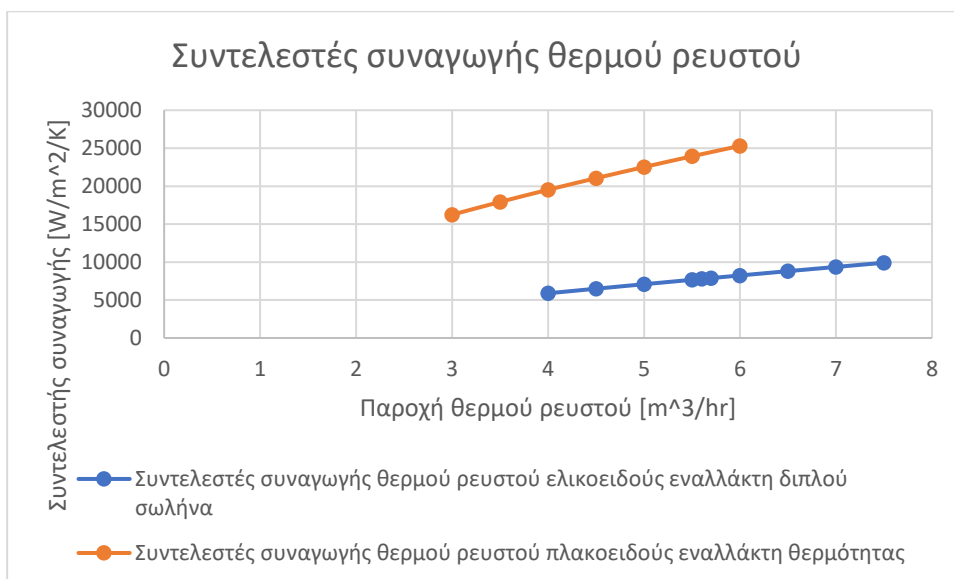
Σχήμα 6-6 Πτώση πίεσης θερμού ρευστού προβλήματος 2 για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν

Στο σχήμα 6-6 είναι χαρακτηριστικό πως η πτώση πίεσης είναι μεγαλύτερη στην περίπτωση του πλακοειδούς εναλλάκτη. Όμως θα πρέπει να ληφθεί υπόψη ότι οι εναλλάκτες σχεδιάστηκαν για διαφορετική παροχή θερμού ρευστού, παρόλο που εξετάστηκαν στο ίδιο πρόβλημα 2 παραγωγής ζεστού νερού. Συγκεκριμένα η παροχή σχεδιασμού για το θερμό ρευστό στον ελικοειδή εναλλάκτη διπλού σωλήνα είναι 5,6[m<sup>3</sup>/hr], ενώ για το πλακοειδή εναλλάκτη η παροχή θερμού ρευστού είναι 4,5[m<sup>3</sup>/hr]. Έτσι στις συνθήκες λειτουργίας κάθε εναλλάκτη η ακριβής πτώση πίεσης αντίστοιχα είναι 1,37[bar] και 1,057[bar]. Για να εξετασθεί η απαιτούμενη ισχύς και απόδοση του κυκλοφορητή, θα πρέπει ο μελετητής μηχανικός να ανατρέξει στα αντίστοιχα διαγράμματα πτώσης πίεσης-παροχής και να δει σε ποια καμπύλη απόδοσης λειτουργεί ο κυκλοφορητής στις έκαστες συνθήκες λειτουργίας. Ωστόσο και η πτώση πίεσης αλλά και η χρήση μικρότερης παροχής στη περίπτωση του θερμού ρευστού στο πλακοειδή σωλήνα, θα οδηγήσουν σε μικρότερες απαιτήσεις από τον κυκλοφορητή.



Σχήμα 6-7 Συντελεστές συναγωγής κρύου ρευστού προβλήματος 2 για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν

Από το σχήμα 6-7 φαίνεται πως οι συντελεστές συναγωγής για τον πλακοειδή εναλλάκτη είναι μεγαλύτεροι από τους αντίστοιχους συντελεστές στους ελικοειδείς εναλλάκτες.



Σχήμα 6-8 Συντελεστές συναγωγής θερμού ρευστού προβλήματος 2 για τις δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν

Σύμφωνα με τα σχήματα 6-7 και 6-8 οι συντελεστές συναγωγής τόσο του κρύου όσο και του θερμού ρευστού είναι αρκετά μεγαλύτεροι στους πλακοειδείς εναλλάκτες από τους αντίστοιχους ελικοειδείς εναλλάκτες διπλού σωλήνα. Οι μεγαλύτεροι συντελεστές συναγωγής αναμένεται να ενισχύουν τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας οδηγώντας σε

μικρότερες ανάγκες, τόσο στην επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας του εναλλάκτη, αλλά και μικρότερες παροχές κυρίως του θερμού ρευστού, καθώς η παροχή του θερμού ρευστού είναι που παραμετροποιείται στην παρούσα εφαρμογή.

Έχοντας αναλύσει τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά των δύο γεωμετριών εναλλακτών προκύπτουν οι ακόλουθες παρατηρήσεις. Αρχικά η γεωμετρία των ελικοειδών εναλλακτών διπλού σωλήνα, όπως έχει είδη αναφερθεί στα προηγούμενα κεφάλαια, θα πρέπει να ακολουθεί μία προσεκτική κατασκευαστική ακολουθία. Στην περίπτωση που επιλεγθεί ανοξειδωτος ωστενιτικός χάλυβας για την κατασκευή, θα πρέπει να τονισθεί η ανάγκη να γίνει ανόπτηση στο τέλος του κύκλου των κατεργασιών. Αυτό γίνεται για τη μείωση των παραμενουσών τάσεων στο υλικό και την αποφυγή της εργοδιάβρωσης. Επίσης η γαλβανική διάβρωση πρέπει να εξετασθεί, καθώς αναμένεται να έχει και αυτή πρωταγωνιστικό ρόλο στη διάβρωση αυτής της γεωμετρίας. Η διάβρωση εσοχών ή η τρηματική διάβρωση αναμένεται να έχουν δευτερεύουσα επίδραση στους συγκεκριμένους εναλλάκτες, καθώς η γεωμετρία πολλών εσοχών απουσιάζει και ο όγκος του νερού είναι μικρός όσο είναι στάσιμο μέσα στον εναλλάκτη. Στην περίπτωση όμως των πλακοειδών εναλλακτών η διάβρωση εσοχών αναμένεται να έχει μεγαλύτερη επίδραση σε σχέση με τους ελικοειδείς εναλλάκτες διπλού σωλήνα, καθώς εμφανίζονται πολλαπλές εσοχές στις διεπιφάνειες των πλακών και των φλαντζών. Οι μηχανισμοί εργοδιάβρωσης και γαλβανικής διάβρωσης επίσης αποτελούν σημαντικό κίνδυνο αστοχίας του εναλλάκτη, ενώ ξανά η τρηματική διάβρωση αναμένεται να έχει ασθενέστερη επιρροή λόγω του μικρού όγκου νερού που βρίσκεται μέσα στον εναλλάκτη κατά τη διάρκεια που το νερό είναι στάσιμο.

Συνοψίζοντας, οι δύο γεωμετρίες εναλλακτών που μελετήθηκαν είναι ικανές να χρησιμοποιηθούν για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης με αρκετά μεγάλους συντελεστές αποτελεσματικότητας μεγαλύτερους από 97%. Η χρήση λυόμενων πλακοειδών εναλλακτών μπορεί να αποτελέσει μία εύελικτη και αποδοτική λύση, καθώς επιτρέπει τον εύκολο καθαρισμό, την ικανότητα μελλοντικής επέκτασης του εναλλάκτη με την αύξηση του αριθμού των πλακών. Ωστόσο εμφανίζουν μεγαλύτερο κίνδυνο εμφάνισης του μηχανισμού διάβρωσης των εσοχών όπως και κίνδυνο να δημιουργηθούν διαρροές από τις φλάντζες. Η χρήση ελικοειδών εναλλακτών διπλού σωλήνα ελαττώνει το κίνδυνο διαρροών και της ανάπτυξης του μηχανισμού της διάβρωσης εσοχών με το κόστος να ανέρχεται στην ανάγκη για μεγαλύτερη επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας.



### 6.3 Προτάσεις εξέλιξης της εργασίας

Βάσει των παραπάνω αποτελεσμάτων και συμπερασμάτων, θα πρέπει να ακολουθήσει μία σύντομη αναφορά σχετικά με προτάσεις εξέλιξης της έρευνας των εναλλακτών θερμότητας παραγωγής ζεστού νερού χρήσης.

Αρχικά, να επαναληφθεί ότι η παραπάνω μελέτη σχεδιασμού χρησιμοποιεί εμπειρικές σχέσεις για τους υπολογισμούς. Έτσι για να μπορέσουν να συγκριθούν οι παραπάνω υπολογισμοί με πραγματικές πειραματικές μετρήσεις θα μπορούσε να γίνει η κατασκευή ενός μοντέλου εναλλάκτη και γίνουν πειραματικές μετρήσεις, με στόχο να εξετασθεί η ακρίβεια των παραπάνω υπολογιστικών αποτελεσμάτων.

Επίσης, η εξέταση διαφορετικών γεωμετριών εναλλακτών ή η χρήση διαφορετικών υλικών αποτελεί ένα συνεχές πεδίο έρευνας και ανάπτυξης των εναλλακτών. Η αναζήτηση ακριβέστερων υπολογιστικών εξισώσεων που περιγράφουν τους συντελεστές τριβής και του αριθμού Nusselt, αντίστοιχα θα οδηγήσουν σε πιο ακριβείς υπολογισμούς πτώσης πίεσης και των συντελεστών συναγωγής.

Τέλος, όσον αφορά τους μηχανισμούς διάβρωσης, θα μπορούσε να αναπτυχθούν κάποια μοντέλα που προβλέπουν την ταχύτητα εξάπλωσης της διάβρωσης.

- [1] Κωνσταντίνος Γ. Πασπαλάς, *Εναλλάκτες Θερμότητας*, ΕΚΔΟΣΕΙΣ ΤΖΙΟΛΑ, Θεσσαλονίκη, 2013.
- [2] Rogers G. F. C. and Mayhew Y.R., (1964), Heat transfer and pressure loss in helically turbulent flow. *Int.H. Heat Mass Transfer*, Vol. 7, pp 1207-1216
- [3] Vimal Kumar, Supreet Saini, Manish Sharma and Nigam K.D.P., (2006), Pressure drop and heat transfer study in tube-in tube helical heat exchanger, *Chemical Engineering Science*, 61, pp 4403-4416.
- [4] Monisha Mridha Mandal and Nigam K.D.P., (2009), Experimental study on pressure drop and heat transfer of turbulent flow in tube in tube helical heat exchanger, *Ind. Eng. Chem. Res.*, 48, 9318-9324.
- [5] Shaukat Ali, (2000), Pressure drop correlations for flow through regular helical coil tubes, *Fluid Dynamics Research*, 28, 295-310.
- [6] Timothy J. Rennie and Vijaya G.S. Raghavan, (2005), Experimental studies of a double-pipe helical heat exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29, pp 919-924.
- [7] Εφημερίδα της κυβερνήσεως, 19 Σεπτεμβρίου 2017, Τεύχος δεύτερο Αρ. Φύλλου 3282.
- [8] R Parrott BSc PhD MIMMM CEng and H Pitts Meng Phd, (2011), Chloride stress corrosion cracking in austenitic stainless steel, Health and Safety Executive.
- [9] Yasuo Mori and Wataru Nakayama, (1966), Study on forced convective heat transfer in curved pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 10, pp 681-695.
- [10] Τεχνικό Επιμελητήριο Ελλάδας, 8 Μαΐου 2006, Προστασία ύδατος από τη Legionella, Τεύχος 2390, pp 57-58.
- [11] Dravid A.N., Smith K.A., Merrill E.W. and Brian P.L.T., (1971), Effect of secondary fluid motion on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes, *AIChE Journal*, Vol. 17, No. 5, pp 1114-1122.
- [12] Mishra P. and Gupta S.N., (1979), Momentum transfer in Curved Pipes. 1. Newtonian Fluids, *Ind. Eng. Chem. Process Des.*, Vol. 18, No. 1, pp 130-137.
- [13] Kalb C.E. and Seader J.D., (1972), Heat and mass transfer phenomena for viscous flow in curved circular tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp 801-817.
- [14] Timothy J. Rennie, (2004), Numerical and experimental studies of a double-pipe helical heat exchanger, Thesis, Department of Bioresource Engineering, McGill University, Montreal.
- [15] Mukesh Kumar P.C. and Chandrasekar M., (2019), CFD analysis on heat and flow characteristics of double helically coiled tube heat exchanger handling MWCNT/water nanofluids, *Heliyon* 5.
- [16] Τεχνικό επιμελητήριο Ελλάδας, (2017), Τεχνική Οδηγία Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-1/2017, Α' έκδοση.
- [17] Kewin Titus. A, Khaja Fareedudeen Ahmed. K.S, Sabarish Kumar. P, Santhosh. D, Arun Vasantha Geerhan. K, (2020), Design and analysis of helical coil heat exchanger, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* **923** 012016.

- [18] Ashkan Alimoradi and Farzad Veysi, (2017), Optimal and critical values of geometrical parameters of shell and helically coil tube heat exchanger, *Case Studies on Thermal Engineering*, 10, pp 73-78.
- [19] Rafael Menezes Nunes, Bruno L. Alia, Richard L. Alley, William R. Apblett Jr., William a. Baeslack III, *Welding brazing and soldering*, ASM Handbook, Volume 6, *ASM INTERNATIONAL*, 1993.
- [20] Rajkamal Dhavamani, Kaliappan Seeniappan and Mothilal Thulasiraman, (2018), Thermal analysis of shell and tube heat exchanger, *International Journal of Pure and Applied Mathematics*, Vol.119, No. 12, pp 14299-14306.
- [21] Timothy J.Rennie and Vijaya G.S. Raghavan, (2006), Effect of fluid thermal properties on the heat transfer characteristics in a double-pipe helical heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 45, pp 1158-1165.
- [22] Nitsche M. and Gbadamosi R.O., *Heat exchanger design guide*, Butterworth Heinemann, 2016.
- [23] Μποντόζογλου Β., *ΣΥΣΚΕΥΕΣ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΔΙΕΡΓΑΣΙΩΝ (Διδακτικές Σημειώσεις)*, 2019.
- [24] Calpak, *τεχνικό εγχειρίδιο Ultratank Calpack X-FLOW*.