

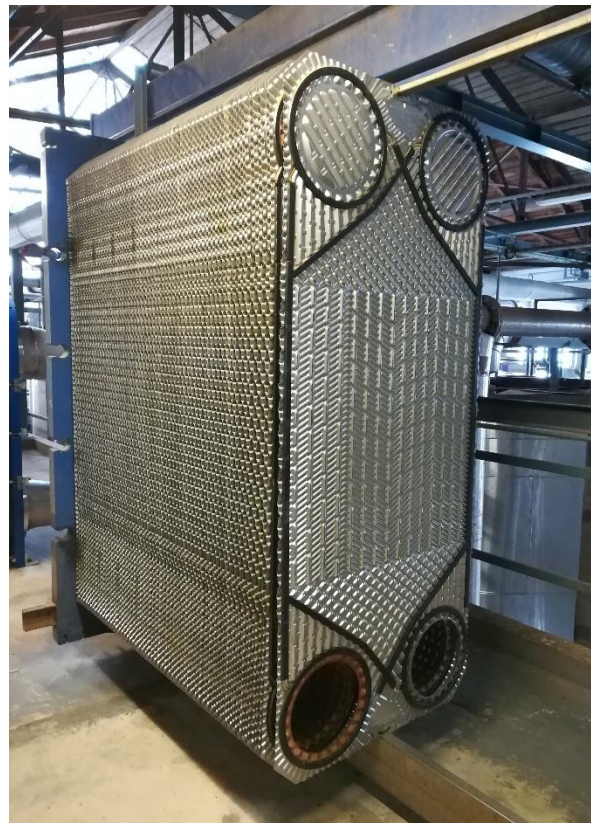


ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

---

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**Ανάλυση και αξιολόγηση της αποδοτικότητας ενός  
πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας σε βιομηχανικό  
σύστημα ψύξης**



ΓΑΙΤΑΝΙΔΗΣ ΕΥΣΤΡΑΤΙΟΣ

A.M.: 51204288

Επιβλέπων καθηγητής: Νάζος Αντώνιος

ΑΘΗΝΑ 2021



ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**Ανάλυση και αξιολόγηση της αποδοτικότητας ενός  
πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας σε βιομηχανικό  
σύστημα ψύξης**

ΓΑΙΤΑΝΙΔΗΣ ΕΥΣΤΡΑΤΙΟΣ

A.M.: 51204288

Επιβλέπων Καθηγητής: Νάζος Αντώνιος

Εγκρίθηκε από την τριμελή εξεταστική επιτροπή την 07/10/2021

(Υπογραφή)  
Όνοματεπώνυμο  
**ΝΙΚΑΣ ΚΩΝ/ΝΟΣ- ΣΤΕΦ.  
ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ**

(Υπογραφή)  
Όνοματεπώνυμο  
**ΝΑΖΟΣ ΑΝΤ.  
ΛΕΚΤΟΡΑΣ  
ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ**

(Υπογραφή)  
Όνοματεπώνυμο  
**ΤΣΙΤΣΗΣ ΧΡΗΣΤΟΣ  
ΕΔΙΠ**

## ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο/η κάτωθι υπογεγραμμένος/η Γαϊτανίδης Ευστράτιος του Νικολάου, με αριθμό μητρώου 51204288 φοιτητής/τρια του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής της Σχολής Μηχανικών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών, δηλώνω υπεύθυνα ότι:

«Είμαι συγγραφέας αυτής της διπλωματικής εργασίας και ότι κάθε βοήθεια την οποία είχα για την προετοιμασία της είναι πλήρως αναγνωρισμένη και αναφέρεται στην εργασία. Επίσης, οι όποιες πηγές από τις οποίες έκανα χρήση δεδομένων, ιδεών ή λέξεων, είτε ακριβώς είτε παραφρασμένες, αναφέρονται στο σύνολό τους, με πλήρη αναφορά στους συγγραφείς, τον εκδοτικό οίκο ή το περιοδικό, συμπεριλαμβανομένων και των πηγών που ενδεχομένως χρησιμοποιήθηκαν από το διαδίκτυο. Επίσης, βεβαιώνω ότι αυτή η εργασία έχει συγγραφεί από μένα αποκλειστικά και αποτελεί προϊόν πνευματικής ιδιοκτησίας τόσο δικής μου, όσο και του Ιδρύματος.

Παράβαση της ανωτέρω ακαδημαϊκής μου ευθύνης αποτελεί ουσιώδη λόγο για την ανάκληση του πτυχίου μου».

Ο/Η Δηλών/ούσα

Γαϊτανίδης Ευστράτιος



## **Περιεχόμενα**

- Εισαγωγή .....	7
- Περίληψη .....	8
- Abstract.....	9
Κεφάλαιο 1 Εισαγωγή στους πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας.....	10
1.1 Ορισμός - Αρχή λειτουργίας .....	10
1.2 Εφαρμογές στη βιομηχανία.....	12
1.3 Πλεονεκτήματα .....	13
Κεφάλαιο 2 Επιλογή πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας.....	14
2.1 Βασικές παράμετροι επιλογής.....	14
2.2 Ανάλυση εναλλακτών - Μέθοδος LMTD .....	15
2.3 Ανάλυση εναλλακτών - Μέθοδος NTU .....	17
2.4 Επίδραση της πτώσης πίεσης - Επιλογή μέγιστης πτώσης πίεσης.....	18
2.5 Ροή ρευστού .....	20
2.5.1 Αρχές Ροής .....	20
2.5.2 Επιλογή ροής - Ομορορή και Αντιρορή .....	20
2.6 Επιλογή πλακών .....	21
2.6.1 Επιλογή υλικού πλακών .....	21
2.6.2 Επιλογή πάχους πλακών .....	22
2.6.3 Επιλογή τύπου πλακών.....	22
2.6.4 Επιλογή μοτίβου πλακών.....	25
2.7 Επιλογή συνδέσεων.....	26
2.8 Επιλογή με βάση το εποχικό και μεταβλητό φορτίο.....	26
2.9 Επιλογή ψυκτικού μέσου .....	27
2.10 Επιλογή με βάση τον συντελεστή ρύπανσης .....	28
2.11 Επιλογή με βάση τον συντελεστή μετάδοσης θερμότητας και τον συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης .....	31
Κεφάλαιο 3 Διαδικασία μελέτης πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας .....	33
3.1 Εισαγωγή στη διαδικασία μελέτης - Ορισμός ψυκτικής εγκατάστασης και γενικών χαρακτηριστικών πλακοειδών εναλλακτών υπό μελέτη .....	33
3.2 Διαστάσεις εναλλακτών .....	35
3.3 Διεξαγωγή πειραματικής διαδικασίας.....	39
3.3.1 Πειραματική διαδικασία μελέτης της επίδρασης της μεταβολής παροχής του ψυχρού ρευστού.....	39

3.3.2 Πειραματική διαδικασία μελέτης της επίδρασης της μεταβολής παροχής του θερμού ρευστού .....	41
3.3.3 Πειραματική διαδικασία μελέτης της επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού .....	43
3.3.4 Πειραματική διαδικασία μελέτης της επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού.....	44
3.3.5 Πειραματική διαδικασία μελέτης της συσχέτισης θερμικής ισχύος και θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού με τις παροχές των δύο εργαζόμενων μέσων.....	45
Κεφάλαιο 4 Αποτελέσματα και σχολιασμοί πειραμάτων.....	47
4.1 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στη θερμική ισχύ.....	47
4.2 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στη θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού .....	49
4.3 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στον συντελεστή μετάδοσης θερμότητας .....	51
4.4 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στο συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης.....	54
4.5 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στην συνολική πτώση πίεσης του ψυχρού κυκλώματος.....	56
4.6 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στην συνολική πτώση πίεσης του θερμού κυκλώματος .....	59
4.7 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στον βέλτιστο / ελάχιστο αριθμό πλακών.....	62
4.8 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής θερμού ρευστού στη θερμοκρασία εξόδου του.....	65
4.9 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής θερμού ρευστού στον συντελεστή μετάδοσης θερμότητας .....	67
4.10 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής θερμού ρευστού στον συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης.....	70
4.11 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής θερμού ρευστού στη συνολική πτώση πίεσης του ψυχρού κυκλώματος.....	73
4.12 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής θερμού ρευστού στη συνολική πτώση πίεσης του θερμού κυκλώματος .....	75
4.13 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής θερμού ρευστού στον βέλτιστο / ελάχιστο αριθμό πλακών.....	78
4.14 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εισόδου ψυχρού ρευστού στη θερμική ισχύ.....	80
4.15 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εισόδου ψυχρού ρευστού στη θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού .....	82

4.16 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εισόδου ψυχρού ρευστού στην παροχή του .....	84
4.17 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης θερμοκρασίας εξόδου ψυχρού ρευστού στη θερμική ισχύ.....	86
4.18 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εξόδου ψυχρού ρευστού στη θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού .....	88
4.19 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εξόδου ψυχρού ρευστού στην παροχή του .....	90
4.20 Αποτελέσματα και σχολιασμός συσχέτισης θερμικής ισχύος και θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού με τις παροχές των δύο εργαζόμενων μέσων .....	92
Κεφάλαιο 5 Συμπεράσματα .....	97
5.1 Συμπεράσματα του πειράματος επίδρασης της μεταβολής παροχής του ψυχρού ρευστού .....	97
5.2 Συμπεράσματα του πειράματος επίδρασης της μεταβολής παροχής του θερμού ρευστού .....	99
5.3 Συμπεράσματα του πειράματος επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού.....	101
5.4 Συμπεράσματα του πειράματος επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού.....	102
5.5 Συμπεράσματα του πειράματος συσχέτισης θερμικής ισχύος και θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού με τις παροχές των δύο εργαζόμενων μέσων .....	103
5.6 Συγκεντρωτικά στοιχεία της τελικής και βέλτιστης επιλογής πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας.....	104
5.7 Γενικά και τελικά συμπεράσματα .....	106
Βιβλιογραφία .....	108

## - Εισαγωγή

Από την αρχή της ύπαρξης της βιομηχανικής ψύξης τον 19<sup>ο</sup> αιώνα, κατά τον οποίο δημιουργήθηκαν τα πρώτα ψυκτικά συστήματα κυρίως στη βιομηχανία τροφίμων, μέχρι και σήμερα σε ευρύ πλέον φάσμα εφαρμογών διατηρείται ένας κοινός στόχος, η παροχή του κατάλληλου ψυκτικού φορτίου για την μεταφορά θερμότητας μεταξύ δύο ρευστών (πρωτεύον και δευτερεύον) με τον πιο αποδοτικό και ενεργειακά οικονομικό τρόπο.

Ειδικά τις τελευταίες δεκαετίες υπάρχει μία αυξημένη ανάγκη για μείωση της καταναλισκόμενης ενέργειας, κάτι που οδήγησε στην ανάπτυξη και την επινόηση νέων τεχνολογιών για την αποτελεσματικότερη αξιοποίησή της. Σημαντική επίδραση στην επίτευξη του προαναφερόμενου στόχου είχε η χρήση εναλλακτών θερμότητας στη βιομηχανία. Ένας από τους τύπους αυτών των μονάδων που θεωρείται από τους πιο ασφαλείς, οικονομικούς και αποδοτικούς τρόπους μετάδοσης θερμότητας μεταξύ δύο (ή και περισσότερων) ρευστών είναι οι πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας.

Πλέον, μετά την επινόηση αλλά και τη χρήση των συγκεκριμένων μονάδων, για την σωστή χρήση τους στην εκάστοτε ψυκτική εγκατάσταση είναι αναγκαία η ορθή επιλογή διαφόρων παραγόντων για την πιο αποδοτική και οικονομική λειτουργία τους. Αυτοί οι παράγοντες έχουν να κάνουν είτε με την αρχική κατασκευή του εναλλάκτη η οποία πρέπει να καλύπτει τις ανάγκες που θα προκύψουν κατά τη ζωή της λειτουργίας του, είτε με τις συνθήκες λειτουργίας που βασίζονται στα κύρια στοιχεία εισαγωγής του.

## - Περίληψη

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής, είναι η πειραματική μελέτη της λειτουργίας των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας μέσω μεταβολών των στοιχείων εισαγωγής τους για την κατάληξη στη βέλτιστη επιλογή αντίστοιχης μονάδας για χρήση σε βιομηχανική εγκατάσταση ψύξης. Με αυτό τον τρόπο δίνεται έμφαση στο γεγονός πως η σωστή μελέτη και επιλογή ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας έχουν σημαντική επίδραση στην αποδοτικότητα και ενεργειακή οικονομία του συστήματος που λαμβάνει μέρος.

Το πρώτο κεφάλαιο έχει σκοπό την κατανόηση του τι εστί ένας πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας με μία γενική εισαγωγή στον ορισμό του, την αρχή λειτουργίας του και ποιες οι σύγχρονες εφαρμογές του στο χώρο της βιομηχανίας.

Εν συνεχεία, στο δεύτερο κεφάλαιο θα γίνει αναφορά στις βασικές παραμέτρους επιλογής ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας και η ανάλυση των κυριότερων μεγεθών που διέπουν τη λειτουργία του, όπως είναι οι θερμοκρασίες των ρευστών, η συνολική πτώση πίεσης στο εκάστοτε κύκλωμα του και η καταναλισκόμενη θερμική ισχύς. Σκοπός του κεφαλαίου είναι η καλύτερη κατανόηση της μελέτης που θα ακολουθήσει.

Το τρίτο κεφάλαιο περιλαμβάνει την πειραματική διαδικασία που θα ακολουθήσει για το εκάστοτε πείραμα όπως και τον ορισμό της βιομηχανικής εγκατάστασης κατά την οποία θα χρησιμοποιηθεί ο τελικός πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας.

Εν συνεχεία, το τέταρτο κεφάλαιο αποτελείται από τη παρουσίαση των αποτελεσμάτων μέσω διαγραμμάτων και πινάκων όπως και από τον επικείμενο σχολιασμό τους.

Στο πέμπτο και τελευταίο κεφάλαιο βρίσκονται τα συμπεράσματα των πειραμάτων όπως και η τελική βέλτιστη επιλογή του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας που θα χρησιμοποιηθεί.



## **- Abstract**

The purpose of this dissertation is the experimental study of the operation of plate heat exchangers through changes of their inlet elements in order to conclude to the optimal selection of a corresponding unit for use in an industrial refrigeration plant. In this way it is presented that the correct study and selection of a plate heat exchanger greatly affects the efficiency and energy economy of the system that it takes place.

The first chapter aims to make easier to understand what a plate heat exchanger is with a general introduction to its definition, its principle of operation and what are its modern applications in the industry.

Next, the second chapter will refer to the basic parameters for selecting a plate heat exchanger and the analysis of the main quantities that set its operation, such as fluid temperatures, the total pressure drop in each of its circuits and the thermal capacity consumed. The purpose of the chapter is to make the reader better understand the study that will follow.

The third chapter includes the procedure of the experiments that will follow as well as the definition of the industrial plant in which the final plate heat exchanger will be used.

Then, the fourth chapter consists of the presentation of the results through diagrams and tables as well as their forthcoming commentary.

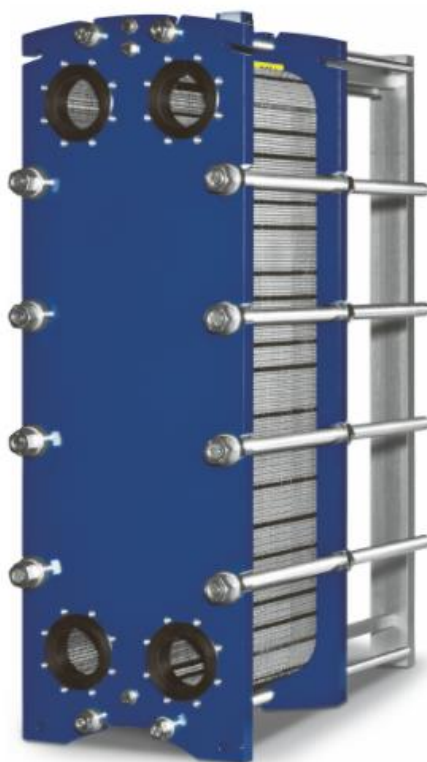
In the fifth and last chapter are the conclusions of the experiments as well as the final optimal choice of the plate heat exchanger to be used.

## Κεφάλαιο 1 Εισαγωγή στους πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας

### 1.1 Ορισμός - Αρχή λειτουργίας

Ο πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας (Plate heat exchanger - PHE) είναι ένα είδος εναλλάκτη ο οποίος χρησιμοποιεί μεταλλικές πλάκες (ειδικά διαμορφωμένα ελάσματα) για την μετάδοση θερμότητας μεταξύ δύο ρευστών, κατασκευάστηκε για πρώτη φορά το 1920.

Ο σχεδιασμός ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας περιλαμβάνει παράλληλες μεταλλικές πλάκες οι οποίες συγκρατούνται από μία σταθερή πλάκα (Frame plate) και την πλάκα πίεσης (Pressure plate) για να σχηματιστεί μια πλήρη συστοιχία πλακών. Στηρίζονται από δύο παράλληλες δοκούς, η μία στο πάνω μέρος των πλακών και η μία στο κάτω οι οποίες διευκολύνουν τόσο την αποσυναρμολόγησή του εναλλάκτη όσο και την συναρμολόγησή του, επιπλέον η σύσφιξη των πλακών πραγματοποιείται με κοχλίες σύσφιξης (ντίζες). Κάθε πλάκα μετάδοσης θερμότητας διαμορφώνει μία διάταξη στεγανοποίησης παρέχοντας δύο ξεχωριστά συστήματα καναλιών στα οποία ρέουν τα ρευστά (πρωτεύον και δευτερεύον) εναλλάξ. Το θερμό ρευστό μεταδίδει θερμότητα στην πλάκα με αγωγή και στη συνέχεια αυτή η θερμότητα απορροφάται από το ψυχρό ρευστό στην άλλη πλευρά της πλάκας ξανά με αγωγή, με αποτέλεσμα την μεταβολή στις θερμοκρασίες τους (μείωση θερμοκρασίας του θερμού ρευστού και αύξηση της τιμής της για το ψυχρό ρευστό). Συνεπώς το θερμό ρευστό μεταδίδει θερμότητα στο ψυχρό με μεταφορά.

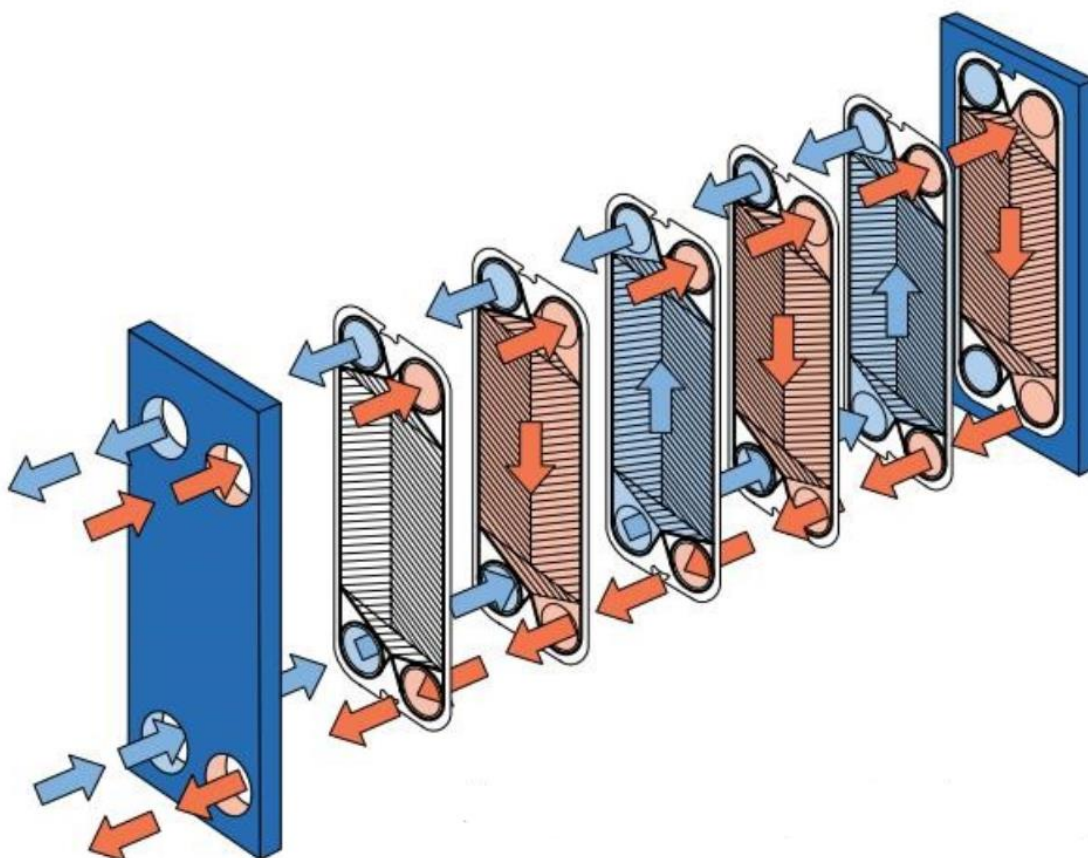


*Εικόνα 1.1: Φωτογραφία ενός λυόμενου πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας. (Carrier, 2021)*

Στην πιο ευρέως διαδεδομένη μορφή του, ο πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας δύναται να διαθέτει ελαστικά παρεμβύσματα μεταξύ των πλακών (λυόμενος πλακοειδής εναλλάκτης - Gasketed plate heat exchanger - GPHE), των οποίων η διάταξη επιτρέπει τη ροή σε μεμονωμένα κανάλια ώστε τα εργαζόμενα μέσα να μην αναμιγνύονται μεταξύ τους. Το υλικό κατασκευής αυτών των παρεμβυσμάτων συνήθως είναι από Νιτρίλιο-Βουταδιένιο (NBR) και για πιο απαιτητικές εφαρμογές υψηλότερων θερμοκρασιών από Αιθυλένιο-Προπυλένιο (EPDM). Η παρούσα μελέτη θα επικεντρωθεί στο συγκεκριμένο τύπο πλακοειδή εναλλάκτη.

Σε άλλες περιπτώσεις για τον διαχωρισμό των καναλιών και τον ορισμό της ροής, οι πλάκες δύναται να είναι συγκολλημένες μεταξύ τους στα σημεία όπου θα υπήρχαν ελαστικά παρεμβύσματα (συγκολλητός πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας - Brazed plate heat exchanger - BHE).

Στην παρακάτω εικόνα παρουσιάζεται η αρχή ροής του ρευστού σε έναν πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας, με τα κόκκινα βέλη να συμβολίζουν το θερμό ρευστό και τα μπλε το ψυχρό. Το θερμό ρευστό συνηθίζεται να εισέρχεται από την άνω είσοδο του εναλλάκτη και να εξέρχεται από την κάτω καθώς η πυκνότητά του αυξάνεται κατά τη λειτουργία, ενώ το ψυχρό εισέρχεται και εξέρχεται αντίστροφα λόγω της μείωσης της πυκνότητάς του. Αυτό συμβαίνει προφανώς για την διευκόλυνση της διεργασίας αυτής.



**Εικόνα 1.2:** Απεικόνιση της αρχής ροής του ρευστού σε έναν πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας. (AEL Heating Solutions Ltd, 2018)

Οι “κυματοειδείς” πλάκες δημιουργούν στροβιλισμό στα ρευστά καθώς ρέουν στη μονάδα, αυτή η τυρβώδης ροή προσδίδει έναν αποτελεσματικό συντελεστή μετάδοσης θερμότητας. Συνήθως το μέγεθος των πλακών κυμαίνεται από μερικά τετραγωνικά εκατοστά έως 3 τετραγωνικά μέτρα, το πάχος τους από 0,3mm ως 1mm (συνήθως 0,4mm ως 0,7mm) και τα πιο συνήθη υλικά κατασκευής τους είναι το ανοξείδωτο ατσάλι και το τιτάνιο (κυρίως σε ναυτιλιακές εφαρμογές).

## 1.2 Εφαρμογές στη βιομηχανία

Οι πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας χρησιμοποιούνται ευρέως σε πληθώρα βιομηχανιών και εφαρμογών. Κάποια από τα είδη βιομηχανιών στις οποίες μπορεί να υφίσταται μία αντίστοιχη μονάδα είναι τα παρακάτω.

- Ψύξη
- Θέρμανση, εξαερισμός και κλιματισμός (HVAC)
- Χημική βιομηχανία
- Μεταλλουργική βιομηχανία
- Βιομηχανία μηχανών
- Βιομηχανία ενέργειας
- Βιομηχανία χαρτιού
- Βιομηχανία φαγητού και ποτού
- Φαρμακευτική βιομηχανία
- Κεντρική θέρμανση σε σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής

Σε ένα σύστημα βιομηχανικής ψύξης, κάποιοι από τους πιο διαδεδομένους “ρόλους” που μπορεί να αναλάβει ένας πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας παρουσιάζονται παρακάτω.

Ατμοποιητής ή Εξατμιστής (Evaporator): Ο ατμοποιητής είναι ένα από τα πέντε βασικά μέρη ενός συστήματος ψύξης μαζί με τον συμπυκνωτή, τον συμπιεστή, την εκτονωτική βαλβίδα και το ψυκτικό μέσο. Στον ατμοποιητή, το ψυκτικό μέσο εισέρχεται με τη μορφή μείγματος υγρού και ατμού χαμηλής πίεσης και εξέρχεται με τη μορφή ξηρού κεκορεσμένου ατμού της αυτής πίεσης. Η διεργασία αυτή επιτυγχάνεται καθώς το ψυχρό ψυκτικό μέσο απορροφά θερμότητα από το θερμότερο ρευστό, έτσι το πρώτο εξατμίζεται και μειώνεται η θερμοκρασία του δεύτερου.

Συμπυκνωτής (Condenser): Ο συμπυκνωτής όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, αποτελεί και αυτός ένα από τα βασικά στοιχεία ενός συστήματος ψύξης. Το ψυκτικό μέσο εισέρχεται στον συμπιεστή με τη μορφή υπέρθερμου ατμού υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας και εξέρχεται με τη μορφή κεκορεσμένου υγρού της αυτής πίεσης. Αυτό συμβαίνει καθώς μεταφέρεται θερμότητα από το θερμό στο ψυχρό ρευστό με αποτέλεσμα το πρώτο να συμπυκνώνεται και να αυξάνεται η θερμοκρασία του δεύτερου.

Υποψύκτης (Subcooler): Ο υποψύκτης είναι ένα είδος συμπυκνωτή και μπορεί να τοποθετηθεί μετά από αυτόν σε ένα σύστημα. Σιγουρεύει να μην δημιουργηθεί αέριο

στην υγρή φάση του ρευστού, αυξάνει την επίδοση του συστήματος όπως και την μετάδοση θερμότητας.

Εξοικονομητής (Economizer): Ο εξοικονομητής είναι ένα είδος υποψύκτη στον οποίο μέρος του ψυκτικού μέσου, συνήθως 10-20%, εξατμίζεται σε υψηλότερη θερμοκρασία εξάτμισης από ότι στον κύριο ατμοποιητή ενώ υποψύχεται ουσιαστικά η υπόλοιπη ροή του ψυκτικού.

Θερμαντήρας (Desuperheater): Οι θερμαντήρες λειτουργούν εκμεταλλεύοντας την υψηλή πίεση και θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού που προέρχεται από τον συμπιεστή για τη θέρμανση νερού. Με αυτή τη διαδικασία η βιομηχανία μπορεί να εξασφαλίσει θερμό νερό για άλλες χρήσεις (π.χ. ζεστό νερό χρήσης).

### 1.3 Πλεονεκτήματα

Κάποια από τα βασικά πλεονεκτήματα των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας σε σχέση με άλλα είδη εναλλακτών (όπως του είδους κελύφους-αυλών) παρουσιάζονται παρακάτω.

- Υψηλός ρυθμός μετάδοσης θερμότητας
- Λιγότερη απώλεια θερμότητας
- Εξοικονόμηση χώρου
- Εύκολη αλλαγή επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας με την πρόσθεση ή την αφαίρεση πλακών
- Εύκολος καθαρισμός και επισκευή
- Ευρύ φάσμα εφαρμογών
- Μεγάλος χρόνος ζωής και συντήρησης (συνήθως 10-15 χρόνια)

Τα παραπάνω πλεονεκτήματα αποτελούν και τους λόγους για τους οποίους όλο και περισσότερες εγκαταστάσεις πλέον διαθέτουν από έναν ή και περισσότερους πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας στα ψυκτικά τους κυκλώματα. Με την ανάπτυξη της τεχνολογίας και τεχνογνωσίας αναμένεται ακόμα μεγαλύτερη αύξηση στη χρήση τους στο άμεσο μέλλον.

## Κεφάλαιο 2 Επιλογή πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας

### 2.1 Βασικές παράμετροι επιλογής

Για να λυθεί ένα θερμικό πρόβλημα πρέπει να είναι γνωστές κάποιες παράμετροι, εν συνεχεία είναι δυνατό να προσδιοριστούν περαιτέρω δεδομένα. Έξι από τις πιο σημαντικές παραμέτρους για τη διαστασιολόγηση και επιλογή ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας για κάθε εφαρμογή είναι οι εξής:

- Η θερμική ισχύς  $\rightarrow Q$  (kW)
- Οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου στο πρωτεύον και στο δευτερεύον κύκλωμα  $\rightarrow T_{h_{in}}, T_{h_{out}}, T_{c_{in}}, T_{c_{out}}$  (°C)
- Η μέγιστη επιτρεπόμενη πτώση πίεσης στο πρωτεύον και το δευτερεύον κύκλωμα (Pressure drop max)  $\rightarrow P_{drop_{h_{max}}}, P_{drop_{c_{max}}}$  (kPa)
- Η μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας  $\rightarrow T_{max}$  (°C)
- Η μέγιστη πίεση λειτουργίας  $\rightarrow P_{max}$  (kPa)
- Οι παροχές του ρευστού σε πρωτεύον και δευτερεύον κύκλωμα  $\rightarrow \dot{m}$  (kg/h),  $\dot{v}$  (m<sup>3</sup>/h)

Εάν είναι γνωστές οι παροχές του ρευστού, η ειδική διαφορά θερμότητας και θερμοκρασίας στο ένα κύκλωμα μπορεί να υπολογιστεί η καταναλισκόμενη θερμική ισχύς. Παρακάτω παρουσιάζονται κάποιοι βασικοί τύποι που αφορούν την μετάδοση θερμότητας σε έναν πλακοειδή εναλλάκτη οι οποίες προκύπτουν από την αρχή της διατήρησης της ενέργειας.

Θερμότητα που απελευθερώνεται από το θερμό μέσο:

$$Q_h = \dot{m}_h * (T_{h_{in}} - T_{h_{out}}) \quad (2.1)$$

Θερμότητα που απορροφάται από το ψυχρό μέσο:

$$Q_c = \dot{m}_c * (T_{c_{out}} - T_{c_{in}}) \quad (2.2)$$

Όπου:

$Q \rightarrow$  Θερμική ισχύς (Watt)

$\dot{m} \rightarrow$  Παροχή μάζας (kg/s)

$h \rightarrow$  Ειδική ενθαλπία

Εάν τα ρευστά δεν αλλάζουν φάση κατά τη ροή τους μέσα στον εναλλάκτη και υποθέτοντας πως οι ειδικές θερμοχωρητικότητές τους παραμένουν σταθερές οι παραπάνω σχέσεις διαμορφώνονται ως εξής.

Θερμότητα που απελευθερώνεται από το θερμό μέσο:

$$Q_h = \dot{m}_h * C_{p_h} * (T_{hin} - T_{hout}) \quad (2.3)$$

Θερμότητα που απορροφάται από το ψυχρό μέσο:

$$Q_c = \dot{m}_c * C_{p_c} * (T_{cout} - T_{cin}) \quad (2.4)$$

Όπου:

$C_p \rightarrow$  Ειδική θερμοχωρητικότητα (J/(kg\*°C))

Σημειώνεται πώς ο δείκτης “h” αναφέρεται στα μεγέθη του θερμού ρευστού, ενώ ο δείκτης “c” σε εκείνα του ψυχρού. Επιπλέον οι θερμοκρασίες αναφέρονται στις μέσες τιμές τους στην εκάστοτε εξεταζόμενη θέση.

Στη συνέχεια θα αναλυθεί η επίδραση που έχει η επιλογή διαφόρων παραγόντων και μεγεθών στην λειτουργία ενός πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας.

## 2.2 Ανάλυση εναλλακτών - Μέθοδος LMTD

Η λογαριθμική μέση διαφορά θερμοκρασίας (LMTD - Logarithmic mean temperature difference) χρησιμοποιείται για τον προσδιορισμό της μετάδοσης θερμότητας σε συστήματα ροής και κυρίως σε εναλλάκτες θερμότητας. Το LMTD είναι ένας λογαριθμικός μέσος όρος της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ των θερμών και ψυχρών παροχών σε κάθε άκρο του εναλλάκτη. Για έναν δεδομένο εναλλάκτη θερμότητας με σταθερή παροχή και συντελεστή μετάδοσης θερμότητας, όσο μεγαλύτερο είναι το LMTD τόσο περισσότερη θερμότητα μεταφέρεται.

Για να προκύψει η γενική σχέση υπολογισμού πραγματοποιούνται οι παρακάτω υποθέσεις.

- Ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας - k είναι σταθερός κατά μήκος όλου του εναλλάκτη
- Το σύστημα παρουσιάζει αδιαβατική συμπεριφορά. Η μετάδοση θερμότητας γίνεται μόνο μεταξύ των δύο ρευστών (τέλεια μόνωση των εξωτερικών τοιχωμάτων του εναλλάκτη)
- Οι θερμοκρασίες και των δύο ρευστών είναι σταθερές σε κάθε δεδομένη διατομή και αντιπροσωπεύονται από τις μέσες θερμοκρασίες των ρευστών
- Οι ειδικές θερμότητες των ρευστών είναι σταθερές
- Έχουμε αμελητέα θερμική αγωγή κατά μήκος των σωληνώσεων
- Έχουμε αμελητέες μεταβολές της δυναμικής και κινητικής ενέργειας

Με βάση τις υποθέσεις προκύπτουν τα παρακάτω.

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.5)$$

Όπου:

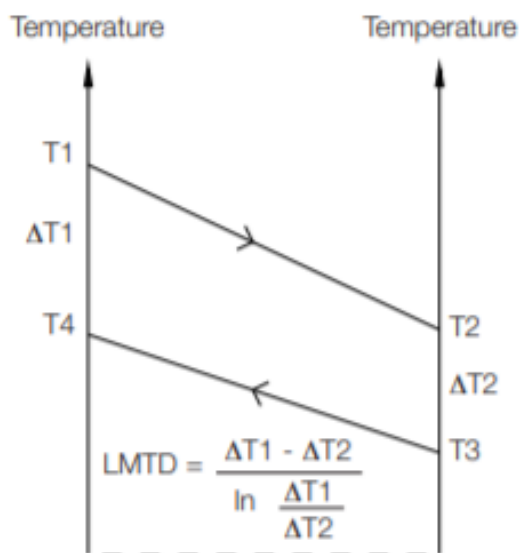
$\Delta T_1 \rightarrow$  Η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ του θερμού και του ψυχρού ρευστού στο ένα άκρο του εναλλάκτη ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$\Delta T_2 \rightarrow$  Η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ του θερμού και του ψυχρού ρευστού στο άλλο άκρο του εναλλάκτη ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Για τους εναλλάκτες ομορροής:  $\Delta T_1 = T_{h_{in}} - T_{c_{in}}$ ,  $\Delta T_2 = T_{h_{out}} - T_{c_{out}}$  (2.6)

Για τους εναλλάκτες αντιρροής:  $\Delta T_1 = T_{h_{in}} - T_{c_{out}}$ ,  $\Delta T_2 = T_{h_{out}} - T_{c_{in}}$  (2.7)

Ο ορισμός των εναλλακτών ομορροής και αντιρροής θα αναλυθεί σε παρακάτω κεφάλαιο, ακολουθεί το διάγραμμα κατά το οποίο παρουσιάζεται ένα θερμικό πρόγραμμα και το πως εκφράζεται ο LMTD σε αυτό.



**Διάγραμμα 2.1:** Θερμικό πρόγραμμα πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας αντιρροής. (Alfa Laval, 2004)



Με τη χρήση του LMTD υπολογίζεται η συνολική μετάδοση θερμότητας με την παρακάτω εξίσωση:

$$Q = k * A * LMTD \quad (2.8)$$

Όπου:

- $Q \rightarrow$  Θερμική ισχύς (Watt)
- $k \rightarrow$  Συνολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του εναλλάκτη
- $A \rightarrow$  Η μέση ενεργή επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας μεταξύ των θερμών και ψυχρών πλευρών του εναλλάκτη ( $m^2$ )

Με βάση την παραπάνω εξίσωση, ανάλογα τις προδιαγραφές λειτουργίας της μονάδας, η ύπαρξη μεγαλύτερων θερμοκρασιακών διαφορών μεταξύ του θερμού και του ψυχρού ρευστού οδηγεί σε υψηλότερο και ταχύτερο ρυθμό μετάδοσης θερμότητας. Στην περίπτωση λοιπόν υψηλού LMTD χρειάζεται μικρότερη ενεργή επιφάνεια για την επιθυμητή μετάδοση θερμότητας δίνοντας την δυνατότητα επιλογής μίας οικονομικότερης, μικρότερης και απλούστερης μονάδας η οποία συντηρείται πιο εύκολα. Συνεπώς συνιστάται η επιλογή ενός ρευστού με μεγάλη θερμοκρασιακή διαφορά σε σχέση με το επεξεργαζόμενο ρευστό.

### 2.3 Ανάλυση εναλλακτών - Μέθοδος NTU

Η μέθοδος NTU (αριθμός μονάδων μεταφοράς - number of transfer units) είναι μία εναλλακτική προσέγγιση και μέθοδος ανάλυσης εναλλακτών θερμότητας ιδιαίτερα χρήσιμη όταν γνωρίζουμε τις θερμοκρασίες εισόδου των δύο εργαζόμενων μέσων.

Ο αριθμός μονάδων μεταφοράς NTU είναι μία αδιάστατη παράμετρος με μεγάλη χρησιμότητα στην ανάλυση εναλλακτών θερμότητας και εκφράζεται από την εξής σχέση.

$$NTU = \frac{k * A}{(m * c_p)_{min}} \quad (2.9)$$

Εάν η λογαριθμική μέση διαφορά θερμοκρασίας (LMTD) του εναλλάκτη είναι γνωστή τότε ο αριθμός μονάδων μεταφοράς NTU μπορεί να υπολογιστεί με την παρακάτω σχέση.

$$NTU = \frac{|T_{h_{in}} - T_{h_{out}}|}{LMTD} \quad (2.10)$$

## 2.4 Επίδραση της πτώσης πίεσης - Επιλογή μέγιστης πτώσης πίεσης

Η πτώση πίεσης σε έναν εναλλάκτη θερμότητας, είναι η πίεση που χάνεται από την είσοδο του ρευστού στον εναλλάκτη μέχρι την έξοδο του από αυτόν. Η συνολική πτώση πίεσης υπολογίζεται αθροίζοντας δύο επιμέρους πιέσεις, αυτή που οφείλεται στην τριβή που δημιουργείται μεταξύ των πλακών και του ρευστού καθώς αυτό διέρχεται μέσα από ένα κανάλι ( $\Delta P_f$ ) και αυτή που οφείλεται στην αλλαγή κατεύθυνσής του στην είσοδο και την έξοδο της πλάκας από τους αγωγούς εισόδου και εξόδου αντιστοίχως ( $\Delta P_p$ ). Παρακάτω παρουσιάζεται ο υπολογισμός της πτώσης πίεσης σε έναν εναλλάκτη χρησιμοποιώντας τις σχετικές εξισώσεις.

Η πτώση πίεσης σε έναν εναλλάκτη λόγω της τριβής μεταξύ ρευστού και πλακών υπολογίζεται ως εξής:

$$\Delta P_f = \frac{G^2}{2\rho} * \frac{4f*L}{D_h} \quad (2.11)$$

Όπου:

$\Delta P \rightarrow$  Πτώση πίεσης (Pa)

$G \rightarrow$  Παροχή μάζας ( $\text{kg}/\text{m}^2*\text{s}$ )

$\rho \rightarrow$  Πυκνότητα ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$D_h \rightarrow$  Υδραυλική διάμετρος (m)

$L \rightarrow$  Μήκος (m)

$f \rightarrow$  Συντελεστής τριβής,  $f = K_p * Re^{-m} \quad (2.12)$

Όπου:

$K_p, m \rightarrow$  Χαρακτηριστικοί συντελεστές της πλάκας, η τιμή είναι άγνωστη εκ των προτέρων, προσδιορισμός της γίνεται πειραματικά ή υπολογιστικά

Η πτώση πίεσης λόγω της αλλαγής κατεύθυνσης του ρευστού στην είσοδο και την έξοδο της πλάκας από τους αγωγούς εισόδου και εξόδου αντιστοίχως υπολογίζεται ως εξής.

$$\Delta p_p = \frac{G_p^2}{2\rho} \quad (2.13)$$

Όπου:

$$G_p = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi \cdot D_f^2}{4}} \quad (2.14)$$

Όπου:

$\dot{m} \rightarrow$  Η συνολική παροχή μάζας του ρεύματος υπό ανάλυση (kg/s)

Άρα για τη συνολική πτώση πίεσης σε έναν πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας ισχύει η εξής σχέση.

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_p \quad (2.15)$$

Η πτώση πίεσης έχει μεγάλη επίδραση στην λειτουργία ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας όπως και στο κόστος του, για την ακρίβεια η υψηλή της τιμή προσδίδει τα χαρακτηριστικά τα οποία παρουσιάζονται παρακάτω.

- Υψηλότερη τυρβώδης ροή (αναγκαία για να μην δημιουργούνται επικαθήσεις στις πλάκες του εναλλάκτη σε βάθος χρόνου)
- Υψηλότερη μετάδοση θερμότητας
- Υψηλότερα κόστη αγωγών

Καθώς η αυξημένη πτώση πίεσης συνεπάγεται και σε αυξημένο κόστος, γίνεται η προσπάθεια να μένει σε χαμηλές τιμές. Παρόλα αυτά το γεγονός αυτό εξαρτάται και από τη ταχύτητα ροής του ρευστού, η οποία είναι ανάλογη της πτώσης πίεσης.

Συνεπώς η επιλογή της μέγιστης πτώσης πίεσης βασίζεται στην ταχύτητα με την οποία το ρευστό ρέει στον εναλλάκτη, ο παρακάτω πίνακας έχει δημιουργηθεί εμπειρικά και χρησιμοποιείται σε αντίστοιχες διαστοσιολογήσεις.  $m^3$

**Πίνακας 2.1:** Αντιστοιχία ταχύτητας ροής ρευστού με μέγιστη πτώση πίεσης του εναλλάκτη.

Ταχύτητα ροής ρευστού ( $m^3/h$ )	Μέγιστη πτώση πίεσης (kPa)
0 ως 6	$\approx 30$
6 ως 30	$\approx 45$
30 ως 60	$\approx 60$
60 ως 100	$\approx 80$
Μεγαλύτερη από 100	$\approx 100$

## 2.5 Ροή ρευστού

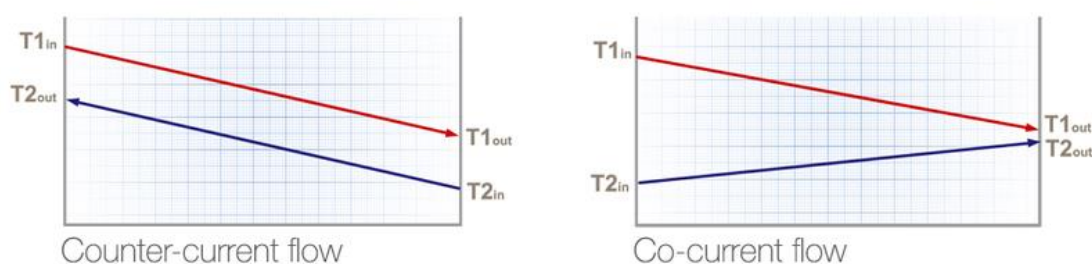
### 2.5.1 Αρχές Ροής

Όταν μια ροή διέρχεται από ένα κλειστό κανάλι, όπως έναν σωλήνα ή μεταξύ δύο επίπεδων πλακών στην περίπτωση του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας, μπορεί να υπάρξει ένας από τους δύο τύπους ροής ανάλογα με την ταχύτητα του ρευστού, αυτοί οι τύποι είναι η γραμμική και η τυρβώδης ροή.

Στην περίπτωση του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας επιθυμητή είναι η τυρβώδης ροή καθώς αυτή αυξάνει την μετάδοση θερμότητας που πραγματοποιείται μεταξύ των δύο εργαζόμενων μέσων μειώνοντας την αναγκαία ενεργή επιφάνεια πλακών -  $A$  ( $m^2$ ). Επιπλέον η τύρβη λειτουργεί και ως σύστημα αυτόματου καθαρισμού στον εναλλάκτη καθώς κατά αυτή τη ροή του ρευστού δυσκολεύεται η δημιουργία επικαθίσεων μεταξύ των πλακών. Αυτοί είναι και οι λόγοι που οι πλάκες έχουν τη συγκεκριμένη αυλακωτή διαμόρφωση, ώστε να αυξάνεται η τύρβη των δύο ρευστών.

### 2.5.2 Επιλογή ροής - Ομοροή και Αντιροή

Υπάρχουν δύο τρόποι ροής με τους οποίους τα ρευστά εισέρχονται και εξέρχονται από έναν πλακοειδή εναλλάκτη, αυτοί είναι η ομοροή και η αντιροή. Για την κατανόηση του πως δέχονται επίδραση οι θερμοκρασίες των ρευστών σε έναν πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας ανάλογα τον τρόπο που εισέρχονται και εξέρχονται τα ρευστά από αυτόν θα χρησιμοποιηθούν τα παρακάτω διαγράμματα.



*Διαγράμματα 2.2, 2.3: Απεικόνιση θερμοκρασιών των ρευστών σε ομοροή και αντιροή κατά μήκος του εναλλάκτη. (Alfa Laval, 2018)*

Η άνω γραμμή (κόκκινη) αντιπροσωπεύει την αλλαγή θερμοκρασίας για το θερμό ρευστό καθώς διέρχεται από τον εναλλάκτη θερμότητας και η κάτω γραμμή (μπλε) αντιπροσωπεύει την αλλαγή θερμοκρασίας του ψυχρού ρευστού.

Το αριστερό διάγραμμα παρουσιάζει την αντιροή κατά την οποία τα δύο ρευστά εισέρχονται και εξέρχονται σε διαφορετικά άκρα του εναλλάκτη θερμότητας, ενώ το δεξί την ομοροή όπου αντιθέτως τα δύο ρευστά εισέρχονται και παρομοίως εξέρχονται από το ίδιο άκρο. Κατά την αντιροή, δύναται η θερμοκρασία εξόδου της

θερμής πλευράς να είναι χαμηλότερη από την θερμοκρασία εξόδου της ψυχρής πλευράς ( $T_{h_{out}} < T_{c_{out}}$ ).

Συνήθως στους πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας χρησιμοποιείται η αντιρροή, καθώς έχουμε αυξημένη μετάδοση θερμότητας σε αντίθεση με την ομορροή η οποία χρησιμοποιείται σπανίως και όταν δύο ρευστά χρειάζεται να εξέρχονται σε κοντινές μεταξύ τους θερμοκρασίες. Δύο βασικά μειονεκτήματα της ομορροής παρουσιάζονται παρακάτω.

- Η μεγάλη θερμοκρασιακή διαφορά στις εξόδους του εναλλάκτη δημιουργούν καταπονήσεις στο υλικό
- Η θερμοκρασία εξόδου του θερμού μέσου δεν προσεγγίζει ποτέ τη χαμηλότερη θερμοκρασία του ψυχρού ρευστού

## 2.6 Επιλογή πλακών

### 2.6.1 Επιλογή υλικού πλακών

Η κατάλληλη επιλογή του υλικού πλακών σε έναν πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας καθίσταται πολύ σημαντική για την μακροζωία του και τη μη διάβρωσή του σε βάθος χρόνου. Τα χαρακτηριστικά κατά τα οποία πρέπει να γίνει έλεγχος πριν την τελική επιλογή υλικού είναι τα παρακάτω.

- Η θερμική αγωγιμότητα
- Η αντοχή στη διάβρωση
- Το κόστος
- Η διαθεσιμότητά

Ακολουθούν κάποια από τα πιο διαδεδομένα σε χρήση υλικά κατασκευής πλακών.

- *Alloy 304 (Ανοξείδωτο ατσάλι - Stainless steel)* → Αποτελείται από 18% χρώμιο και 8% νικέλιο, ιδανικό για θερμοκρασίες ρευστού κατώτερες των 60°C.
- *Alloy 316 (Ανοξείδωτο ατσάλι - Stainless steel)* → Πιο ακριβό και με μεγαλύτερες αντοχές από το Alloy 304, χρησιμοποιείται στις περισσότερες εφαρμογές.
- *Alloy 254 (Ανοξείδωτο ατσάλι - Stainless steel)* → Πιο ισχυρό και ακριβό από το Alloy 316, ιδανικό για πιο απαιτητικές εφαρμογές.
- *Τιτάνιο* → Το πιο ισχυρό υλικό κατασκευής πλακών ενός πλακοειδούς εναλλάκτη, χρησιμοποιείται ακόμη και όταν το εργαζόμενο μέσο είναι θαλασσινό νερό.

Ο παρακάτω πίνακας παρουσιάζει την επιλογή του κατάλληλου υλικού κατασκευής των πλακών σε συνδυασμό αυτή του υλικού των παρεμβυσμάτων ανάλογα με την μέγιστη θερμοκρασία ρευστού και την περιεκτικότητα χλωριδίου σε αυτό.

**Πίνακας 2.2:** Επιλογή υλικού πλακών και υλικού παρεμβυσμάτων εναλλάκτη ανάλογα με τη μέγιστη θερμοκρασία ρευστού και την περιεκτικότητά του σε χλωρίδιο. (Alfa Laval, 2004)

Περιεκτικότητα σε χλωρίδιο - Chloride content (ppm)	Υλικό πλάκας - Plate material	Μέγιστη θερμοκρασία - Maximum temperature °C			
		60°C	80°C	100°C	120°C
10 ppm		304	304	304	316
25 ppm		304	304	316	316
50 ppm		316	316	316	Ti
80 ppm		316	316	316	Ti
150 ppm		316	Ti	Ti	Ti
300 ppm		Ti	Ti	Ti	Ti
<b>Υλικό παρεμβυσμάτων - Gasket material</b>		Nitrile			
		EPDM			

## 2.6.2 Επιλογή πάχους πλακών

Η κατάλληλη επιλογή πάχους σε έναν εναλλάκτη θερμότητας επιδρά κατά πολύ στην λειτουργία και το κόστος του. Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως το πάχος των πλακών μπορεί να κυμαίνεται από 0,3mm έως 1mm, συνήθως όμως χρησιμοποιούνται τα πάχη των 0,4mm έως 0,7mm.

Ο λόγος που οι πλάκες είναι τόσο λεπτές οφείλεται στο ότι με αυτόν τον τρόπο κατασκευής επιτρέπουν την ταχύτερη και αποδοτικότερη μετάδοση θερμότητας μεταξύ των δύο ρευστών. Δεν συνιστάται μικρότερο πάχος καθώς αυτό καθιστά την πλάκα πιο ευάλωτη σε διάβρωση και κατ' επέκταση σε δημιουργία ρωγμών σε βάθος χρόνου. Αξίζει να σημειωθεί πως όσο μειώνεται το πάχος της πλάκας, τόσο ελαχιστοποιείται και το κόστος της, άρα σε λιγότερο διαβρωτικές εφαρμογές χρησιμοποιείται το ελάχιστο δυνατό πάχος.

## 2.6.3 Επιλογή τύπου πλακών

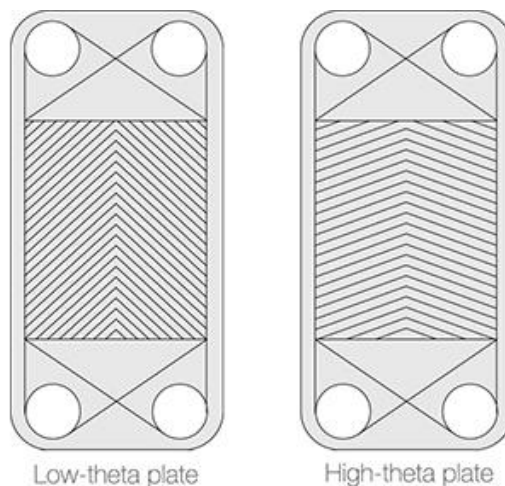
Οι πλάκες σε έναν πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας αποτελούνται από αυλακώσεις με το συνηθέστερο τύπο να είναι αυτός του “ψαροκόκκαλου” (chevron) το οποίο έχει προσανατολισμό ως προς την διεύθυνση της ροής του εκάστοτε ρευστού. Ο λόγος της ύπαρξής τους είναι για να κατευθύνουν το ρευστό ευκολότερα και να δημιουργείται τυρβώδης ροή για να μην δημιουργούνται επικαθίσεις μεταξύ των πλακών. Στο πάνω και κάτω μέρος της πλάκας υπάρχει η περιοχή διαμοιρασμού (distribution area) η οποία κατευθύνει τη ροή ομοιόμορφα στην πλάκα.

Για να δημιουργηθεί ένα κανάλι, οι πλάκες τοποθετούνται με αντίθετο προσανατολισμό εναλλάξ ώστε όταν παρατηρούνται από το πλάι να δημιουργούνται οι λεγόμενες “κυψέλες” (η ονομασία οφείλεται στην κυψελωτή τους εμφάνιση) διαφορετικά η διάταξή τους είναι λανθασμένη και δεν υπάρχει η απαραίτητη στεγανοποίηση της μονάδας με αποτέλεσμα να υπάρξει διαρροή.

Η επιλογή του κατάλληλου τύπου πλάκας εξαρτάται από το λεγόμενο θερμικό μήκος (θήτα - thermal length -  $\Theta$ ) το οποίο εκφράζει το πόσο δύσκολο είναι να πραγματοποιηθεί ένα θερμικό πρόγραμμα από θερμικής άποψης. Ισούται με τη διαφορά θερμοκρασιών στη μία πλευρά του εναλλάκτη προς το LMTD και υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο.

$$\Theta = \frac{\Delta T}{LMTD} \quad (2.16)$$

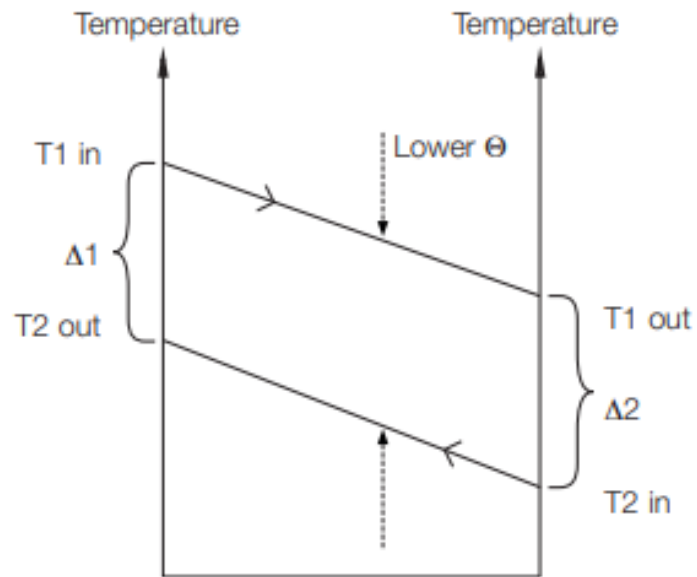
Οι περισσότερες μονάδες πλακοειδών εναλλακτών έχουν τουλάχιστον δύο τύπους αυλακώσεων, αυτές με υψηλό θήτα - high theta ( $\Theta > 1$ ) ή με χαμηλό θήτα - low theta ( $\Theta < 1$ ) όπως φαίνεται παρακάτω.



**Εικόνα 2.1:** Απεικόνιση πλακών με χαμηλό θήτα (αριστερά) και υψηλό θήτα (δεξιά) (Alfa Laval, 2018)

Μία πλάκα με χαμηλό θήτα έχει τα εξής χαρακτηριστικά:

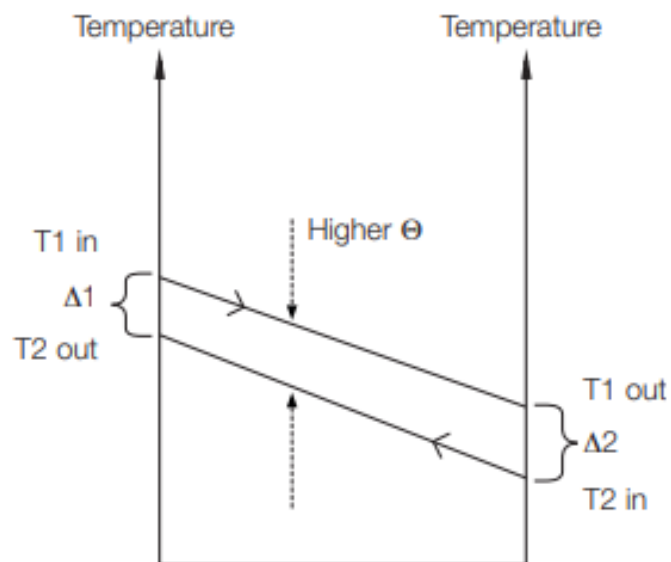
- Μικρότερη γωνία αυλακώσεων (chevron angle)
- Χαμηλότερη αντίσταση στη ροή
- Χαμηλότερη πτώση πίεσης
- Λιγότερη μετάδοση θερμότητας



*Διάγραμμα 2.4: Διάγραμμα θερμότητας για πλάκα εναλλάκτη με χαμηλό θήτα. (Alfa Laval, 2004)*

Εν αντιθέσει, μία πλάκα με υψηλό θήτα χαρακτηρίζεται από τα εξής:

- Μεγαλύτερη γωνία αυλακώσεων (chevron angle)
- Υψηλότερη αντίσταση στη ροή
- Υψηλότερη πτώση πίεσης
- Περισσότερη μετάδοση θερμότητας



*Διάγραμμα 2.5: Διάγραμμα θερμότητας για πλάκα εναλλάκτη με υψηλό θήτα. (Alfa Laval, 2004)*



## 2.6.4 Επιλογή μοτίβου πλακών

Με βάση τους δύο τύπους αυλακώσεων πλάκας που αναφέρθηκαν γίνεται να δημιουργηθούν τρία είδη καναλιών μεταξύ των πλακών, αυτά τα κανάλια ονομάζονται L (χαμηλό - low), M (μεσαίο - medium) και H (υψηλό - high). Τα κανάλια L δημιουργούνται από δύο πλάκες χαμηλού θήτα, τα M από το συνδυασμό μίας πλάκας χαμηλού θήτα και μίας υψηλού θήτα, ενώ τα κανάλια H σχηματίζονται από δύο πλάκες με υψηλό θήτα.



*Εικόνα 2.2: Απεικόνιση τύπων καναλιών L (αριστερά), M (στη μέση) και H (δεξιά). (Alfa Laval, 2018)*

Με βάση ότι αναφέρθηκε και προηγουμένως, τα κανάλια L χαρακτηρίζονται από τυρβώδης ροή με χαμηλότερο  $Re$  (αριθμός Reynolds) και χαμηλή πτώση πίεσης, τα M από ροή με υψηλότερο  $Re$  και πτώση πίεσης, ενώ τα κανάλια H έχουν την υψηλότερη δυνατή τυρβώδης ροή και πτώση πίεσης από τις 3 επιλογές. Ανάλογα με την εφαρμογή επιλέγονται τα απαραίτητα κανάλια ή συνδυασμός καναλιών.

Ο αδιάστατος αριθμός Reynolds της ροής σε ένα κανάλι που ορίζει την τύρβη της υπολογίζεται ως εξής.

$$Re = \frac{G \cdot De}{\mu} \quad (2.17)$$

Όπου:

$Re \rightarrow$  Ο αδιάστατος αριθμός Reynolds

$G \rightarrow$  Η παροχή μάζας του καναλιού προς διατομή του καναλιού ( $\text{kg/s} \cdot \text{m}^2$ )

$De \rightarrow$  Υδραυλική διάμετρος του καναλιού

$\mu \rightarrow$  Δυναμική συνεκτικότητα του ρευστού ( $\text{kg/ms}$ )

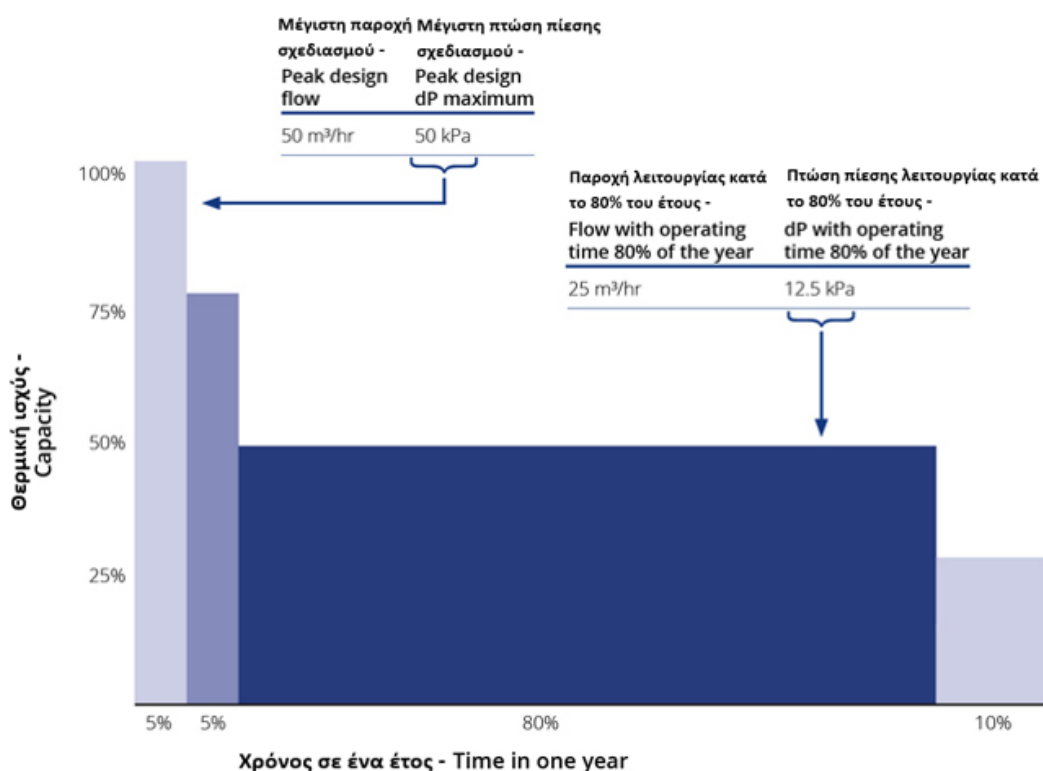
## 2.7 Επιλογή συνδέσεων

Κατά την κατασκευή ενός εναλλάκτη καθίσταται σημαντική η επιλογή του σωστού τύπου συνδέσεων. Στην περίπτωση της βιομηχανική ψύξης κατά την οποία χρησιμοποιείται διφασικό ψυκτικό μέσο χρειάζονται συγκολλητές (soldering) συνδέσεις για να μην υπάρχει καμία περίπτωση διαρροής κυρίως στην αέρια φάση. Εν αντιθέσει, όταν χρησιμοποιείται μονοφασικό ρευστό σε άλλες περιπτώσεις (συνήθως ως δευτερεύον ρευστό) όπως διάλυμα προπυλενογλυκόλης ή νερό, η κατάλληλη σύνδεση είναι το εξωτερικό σπείρωμα (external threaded) και συνήθως αρσενικό (male).

Ως εναλλακτική επιλογή δύναται να χρησιμοποιηθούν παρεμβύσματα στις συνδέσεις.

## 2.8 Επιλογή με βάση το εποχικό και μεταβλητό φορτίο

Ένα από τα προβλήματα στη βιομηχανία των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας, είναι το γεγονός πως οι προδιαγραφές αγοράς βασίζονται στην μέγιστη προβλεπόμενη ανάγκη απόδοσης και στις χειρότερες ιστορικά συνθήκες περιβάλλοντος, όμως η λειτουργία τους γίνεται σε πολύ χαμηλότερη απόδοση καθ' όλη τη διάρκεια του έτους. Αυτό το γεγονός οδηγεί στην υπερδιαστοσιολόγηση και το υψηλότερο ενεργειακά κόστος από το απαραίτητο. Παρακάτω παρατηρείται η εμφάνιση του ποσοστού της μέγιστης απόδοσης ενός εναλλάκτη κατά τη διάρκεια ενός έτους.



Διάγραμμα 2.6: Θερμική ισχύς (%) / Εμφάνιση θερμικής ισχύος σε ένα έτος (%) (Alfa Laval, 2018)

Στο παραπάνω διάγραμμα που αφορά την διαστασιολόγηση του εναλλάκτη έχει γίνει η υπόθεση πως το 50% της συνολικής χωρητικότητας εμφανίζεται κατά το 80% της λειτουργίας του μέσα σε ένα έτος. Με το εποχικό ή μεταβλητό φορτίο οι προτεινόμενες πτώσεις πίεσης για την μέγιστη αποδοτικότητα και την αποφυγή υπερδιαστασιολόγησης είναι:

- 50kPa, για κλειστό κύκλωμα νερού ψύξης
- 100kPa, για ανοιχτό κύκλωμα νερού από πύργο ψύξης

Με αυτά τα δεδομένα παρέχεται ένα καλό κόστος κατά τη ζωή της εγκατάστασης, όπως και ισορροπία μεταξύ της μέσης πτώσης πίεσης, της κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας και τη μείωση του ρίσκου καθαλάτωσης. Βεβαίως η κατάλληλη τιμή της πτώσης πίεσης σε ένα κύκλωμα δεν εκφράζεται μόνο από τη συγκεκριμένη αναφορά αλλά δίδεται μία γενική εικόνα για το που ιδανικά θα πρέπει να κυμαίνεται.

## 2.9 Επιλογή ψυκτικού μέσου

Κατά τη βιομηχανική ψύξη, για να πραγματοποιηθεί η μεταφορά θερμότητας σε έναν εναλλάκτη χρειαζόμαστε 2 ρευστά. Το πρωτεύον ρευστό στο οποίο βασίζεται η διεργασία και γίνονται εκμεταλλεύσιμες οι ιδιότητές του δύναται να είναι ένα ψυκτικό μέσο.

Ως ψυκτικά μέσα χαρακτηρίζονται εκείνα τα ρευστά τα οποία μεταφέρουν τη θερμότητα εντός των ψυκτικών εγκαταστάσεων και συγκεκριμένα απορροφούν θερμότητα από τον προς ψύξη χώρο και την απορρίπτουν στο περιβάλλον. Η θερμοκρασία ατμοποίησης των ψυκτικών μέσων σε κανονική ατμοσφαιρική πίεση είναι χαμηλότερη από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος και γενικώς οι ιδιότητές τους είναι έτσι, ώστε να είναι εκμεταλλεύσιμη η χαμηλή τους θερμοκρασία στις ψυκτικές εγκαταστάσεις. (Αλέξης Γ., 2007).

Στην περίπτωση του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας τα ψυκτικά μέσα είτε χρησιμοποιούνται ως το ψυχρό ρευστό και απορροφούν θερμότητα από το θερμό, είτε ως θερμό και προσδίδουν θερμότητα στο ψυχρό ρευστό.

Οι ιδιότητες αυτές που πρέπει να διαθέτει ένα ρευστό για να χρησιμοποιηθεί ως ψυκτικό μέσο είναι οι εξής:

### Χημικές ιδιότητες:

- Χημική ευστάθεια
- Χημική αδράνεια με τα υλικά που έρχεται σε επαφή
- Μη αναφλέξιμο
- Μη εκρηκτικό
- Μη τοξικό
- Ανιχνεύσιμο σε διαρροές
- Φιλικό προς το περιβάλλον
- Να μην αντιδρά με το λιπαντικό του συμπιεστή

### Φυσικές ιδιότητες:

- Χαμηλή θερμοκρασία συμπύκνωσης
- Χαμηλή θερμοκρασία ατμοποίησης σε πιέσεις μεγαλύτερες της ατμοσφαιρικής
- Υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία
- Χαμηλή θερμοκρασία πήξης
- Μεγάλη λανθάνουσα θερμότητα
- Χαμηλή τιμή ειδικού όγκου

Στην σήμερον εποχή τα επικρατέστερα είδη ψυκτικών μέσων που χρησιμοποιούνται σε εγκαταστάσεις βιομηχανικής ψύξης παρουσιάζονται παρακάτω.

Υδρογονοφθοράνθρακας (HFC) → Ο πιο συνηθισμένος τύπος ψυκτικού μέσου λόγω των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του. Αναφορικά κάποιοι από τους πιο διαδεδομένους υδρογονοφθοράνθρακες είναι το R134a, το R404a, το R407C και το R507a.

Αμμωνία (NH<sub>3</sub> - R717) → Θεωρείται υψηλής ποιότητας ψυκτικό μέσο λόγω των ιδιοτήτων του. Χρησιμοποιείται πιο σπάνια από τους υδρογονοφθοράνθρακες λόγω της επικινδυνότητάς της προς τον άνθρωπο ακόμα και σε μικρές περιεκτικότητες αν τυχόν υπάρξει κάποια διαρροή στο σύστημα.

## **2.10 Επιλογή με βάση τον συντελεστή ρύπανσης**

Η απόδοση των εναλλακτών θερμότητας προϋποθέτει πως οι επιφάνειες εναλλαγής θερμότητας είναι καθαρές δίχως αποθέσεις και σκουριά. Όταν υπάρχουν επιφανειακές αποθέσεις παρατηρείται αύξηση της θερμικής αντίστασης, με συνακόλουθο αποτέλεσμα την ελάττωση της απόδοσης. Αυτή η επιπρόσθετη αντίσταση συχνά εκφράζεται με την μορφή κάποιου συντελεστή ρύπανσης  $R_f$  (fouling factor), ο οποίος πρέπει να συμπεριλαμβάνεται μαζί με τις λοιπές θερμικές αντιστάσεις στον υπολογισμό του ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας. Οι συντελεστές ρύπανσης υπολογίζονται πειραματικά, δοκιμάζοντας τον εναλλάκτη κάτω από διάφορες συνθήκες (καθαρές επιφάνειες και επιφάνειες με αποθέσεις), και ορίζονται από την παρακάτω σχέση.

$$R_f = \frac{1}{U_{dirty}} - \frac{1}{U_{clean}} \quad (2.18)$$

Επίσης,

$$U_{dirty} = \frac{U_{clean}}{1.10} \quad (2.19)$$

Όπου:

$R_f \rightarrow$  Συντελεστής ρύπανσης ( $m^2\text{C}/W$ )

$U_{\text{dirty}} \rightarrow$  Θερμική αγωγιμότητα μετά τις καθαλατώσεις ( $W/m^2\text{C}$ )

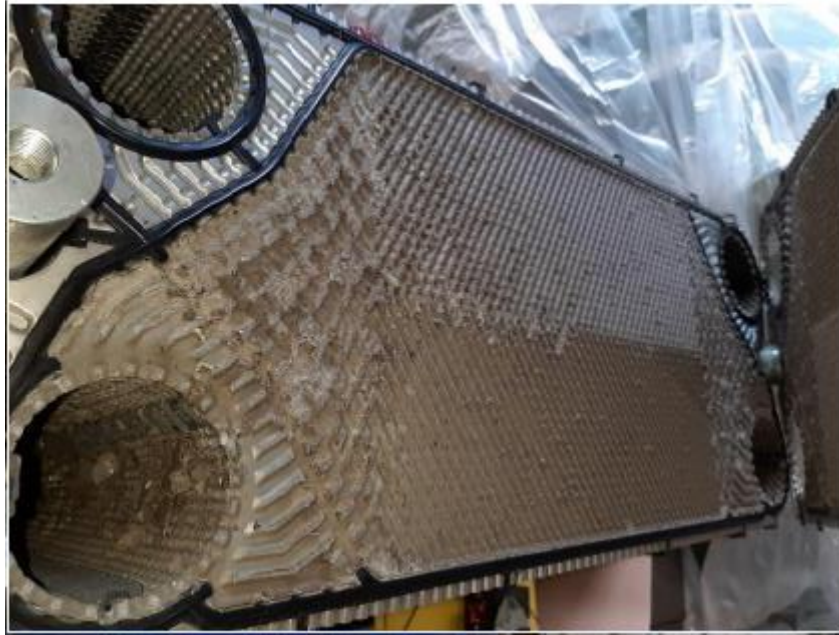
$U_{\text{clean}} \rightarrow$  Θερμική αγωγιμότητα πριν τις καθαλατώσεις ( $W/m^2\text{C}$ )

Κάποιες από τις τυπικές τιμές συντελεστή ρύπανσης παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

**Πίνακας 2.3:** Τυπικές τιμές ρύπανσης ρευστών. (Αριστοτέλειο Πανεπιστήμιο Θεσσαλονίκης, 2018)

Ρευστό	$R_f$	
	$hr\cdot ft^2\cdot ^\circ F / Btu$	$m^2\cdot K / W$
Νερό θαλάσσης (< 52 <sup>0</sup> C, 125 <sup>0</sup> F)	0.0005	0.00009
Νερό θαλάσσης (> 52 <sup>0</sup> C, 125 <sup>0</sup> F)	0.001	0.0002
Επεξεργασμένο νερό πλήρωσης βραστήρα (> 52 <sup>0</sup> C, 125 <sup>0</sup> F)	0.001	0.0002
Ορυκτέλαιο	0.005	0.0009
Λάδι βαφής (ψύξης)	0.004	0.0007
Ατμοί αλκοολών	0.0005	0.00009
Ατμός	0.0005	0.00009
Βιομηχανικός αέρας	0.002	0.0004
Ψυκτικό Υγρό	0.001	0.0002

Ο παράγοντας ρύπανσης αντιπροσωπεύει τη θεωρητική αντίσταση στη ροή θερμότητας λόγω συσσώρευσης ενός στρώματος επικαθίσεων στις επιφάνειες των πλακών του εναλλάκτη θερμότητας, αλλά συχνά παραλείπεται από τον τελικό χρήστη σε μια προσπάθεια ελαχιστοποίησης της συχνότητας καθαρισμού. Στην πραγματικότητα αυτό οδηγεί στο ακριβώς αντίθετο αποτέλεσμα.



*Εικόνα 2.3: Πλάκα με στρώμα επικαθίσεων το οποίο οφείλεται σε άλατα εντός του ρευστού.*

Η καθαλάτωση μπορεί να οφείλεται σε διαφορετικούς παράγοντες ανάλογα με την εκάστοτε εφαρμογή, όμως μπορούν διαχωριστούν σε 4 συνήθεις και ευδιάκριτες κατηγορίες οι οποίες παρουσιάζονται παρακάτω.

Χημική καθαλάτωση: Συμβαίνει όταν χημικές αλλαγές συμβαίνουν μέσα στο ρευστό. Συνήθως συμβαίνει σε υψηλές θερμοκρασίες και όταν αυτό προέρχεται από κάποιον λέβητα (boiler), λόγω των υψηλών αυτών θερμοκρασιών η διαλυτότητα των υπαρχόντων αλάτων μειώνεται και έτσι δημιουργούνται επικαθίσεις κατά μήκος του εναλλάκτη.

Βιολογική καθαλάτωση: Προκαλείται από την ανάπτυξη μικροοργανισμών μέσα στο ρευστό τα οποία δημιουργούν επικαθίσεις.

Καθαλάτωση εναπόθεσης: Προκαλείται όταν η ταχύτητα του ρευστού πέφτει κάτω από ένα συγκεκριμένο κρίσιμο σημείο και σωματίδια εντός αυτού δημιουργούν επικαθίσεις στην πλάκα λόγω της χαμηλής ταχύτητας και κατά συνέπεια τύρβης (όπως αναφέρθηκε και σε προηγούμενο κεφάλαιο η τύρβη λειτουργεί ως σύστημα αυτόματου καθαρισμού εντός του εναλλάκτη).

Καθαλάτωση διάβρωσης: Συμβαίνει όταν ένα στρώμα διάβρωσης υψηλής θερμικής αντίστασης δημιουργείται πάνω στην πλάκα. Λόγω της υψηλής διαβρωτικής αντοχής των υλικών που κατασκευάζονται πλέον οι πλάκες ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας, αυτό το πρόβλημα δεν παρουσιάζεται συχνά.

Αν το εισαγόμενο ρευστό στον εναλλάκτη εμπεριέχει σωματίδια, για το κατάλληλο φιλτράρισμα και την αποφυγή επικαθίσεων ή βουλώματος, συνιστάται να επιτρέπεται η είσοδος σωματιδίων στον εναλλάκτη με μέγεθος ως το μισό πάχος καναλιού του (free channel).

## 2.11 Επιλογή με βάση τον συντελεστή μετάδοσης θερμότητας και τον συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης

Ο συνολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας -  $k$  ( $\text{W}/\text{m}^2\text{C}$ ) είναι ένα μέτρο της αντίστασης στη ροή θερμότητας, αποτελείται από τις αντιστάσεις που προκαλούνται από το υλικό της πλάκας, το συντελεστή ρύπανσης και το είδος των ρευστών. Υπολογίζεται από τις σχέσεις που παρουσιάζονται παρακάτω.

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda} + R_f \quad (2.20)$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_c} + R_f \quad (2.21)$$

Ο συντελεστής υπερδιαστασιολόγησης - design margin (%) ενός εναλλάκτη ορίζεται ως η επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας (επιφάνεια πλάκας) η οποία ξεπερνάει την απαραίτητη επιφάνεια για να βγει εις πέρας ένα θερμικό πρόγραμμα με επιτυχία, λαμβάνοντας υπόψιν ότι ο εναλλάκτης θερμότητας είναι καθαρός. Ο συντελεστής υπερδιαστασιολόγησης υπολογίζεται με την παρακάτω σχέση.

$$M = \frac{k_c - k}{k} \quad (2.22)$$

Συνδυάζοντας τις σχέσεις που προηγήθηκαν προκύπτει ο παρακάτω τύπος.

$$M = k_c * R_f \quad (2.23)$$

Όπου:

$\alpha_1 \rightarrow$  Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας μεταξύ του θερμού ρευστού και της πλάκας ( $\text{W}/\text{m}^2\text{C}$ )

$\alpha_2 \rightarrow$  Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας μεταξύ της πλάκας και του ψυχρού ρευστού ( $\text{W}/\text{m}^2\text{C}$ )

$\delta \rightarrow$  Το πάχος της πλάκας (m)

$R_f \rightarrow$  Συντελεστής ρύπανσης ( $\text{m}^2\text{C}/\text{W}$ )

$\lambda \rightarrow$  Θερμική αγωγιμότητα του υλικού της πλάκας ( $\text{m}^2\text{C}/\text{W}$ )

$k_c \rightarrow$  Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας πριν τη ρύπανση ( $R_f = 0$ ) ( $\text{W}/\text{m}^2\text{C}$ )

$k \rightarrow$  Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας σχεδιασμού ( $\text{W/m}^2\text{C}$ )

$M \rightarrow$  Συντελεστής υπερδιαστασιολόγησης (%)

Εν τέλει, οι τιμές του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας και του συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης σε έναν εναλλάκτη είναι καθοριστικές στην αποδοτικότητά του και την ενεργειακή του οικονομία. Οι μεταβολές των προαναφερθέντων μεγεθών θα αναλυθούν ανάλογα τα στοιχεία εισαγωγής στο κεφάλαιο που ακολουθεί κατά το οποίο θα γίνει η μελέτη του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας.



## **Κεφάλαιο 3 Διαδικασία μελέτης πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας**

### **3.1 Εισαγωγή στη διαδικασία μελέτης - Ορισμός ψυκτικής εγκατάστασης και γενικών χαρακτηριστικών πλακοειδών εναλλακτών υπό μελέτη**

Ο σκοπός της παρούσας εργασίας είναι η επιλογή του κατάλληλου πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας και των συνθηκών λειτουργίας του για την διεκπεραίωση θερμικού προγράμματος που αφορά την ψύξη βιομηχανικής εγκατάστασης με τον οικονομικότερο ενεργειακά και κατά συνέπεια αποδοτικότερο τρόπο. Η τελική επιλογή του εναλλάκτη και του εκάστοτε μεγέθους θα βασιστεί στην ανάλυση και μελέτη των βασικότερων στοιχείων εισαγωγής και την επίδρασή τους στην καθαυτή λειτουργία του συστήματος. Τα πειράματα τα οποία θα πραγματοποιηθούν στην εργασία με βάση τη μεταβολή των στοιχείων εισαγωγής ώστε να προκύψει μία ολοκληρωμένη εικόνα για την επίδραση τους παρουσιάζονται παρακάτω.

- Πείραμα μελέτης της επίδρασης της μεταβολής παροχής του ψυχρού ρευστού
- Πείραμα μελέτης της επίδρασης της μεταβολής παροχής του θερμού ρευστού
- Πείραμα μελέτης της επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού
- Πείραμα μελέτης της επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού
- Πείραμα μελέτης της συσχέτισης θερμικής ισχύος και θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού με τις παροχές των δύο εργαζόμενων μέσων

Παρακάτω παρουσιάζεται ο ορισμός της ψυκτικής εγκατάστασης όπως και των γενικών χαρακτηριστικών των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας υπό μελέτη, πληροφορίες οι οποίες λαμβάνονται υπόψιν στα πειράματα που θα ακολουθήσουν.

Γίνεται υπόθεση πειραματικής διάταξης σε χώρο βιομηχανίας στην οποία λαμβάνει μέρος πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας με στόχο, όπως προαναφέρθηκε, την ψύξη της. Η μελέτη θα πραγματοποιηθεί σε τρεις λυόμενους πλακοειδείς εναλλάκτες διαφορετικών διαστάσεων ρυθμίζοντας διάφορες παραμέτρους εισαγωγής στον καθ' ένα και με τα όποια αποτελέσματα θα προκύψουν πίνακες, διαγράμματα, ο επικείμενος σχολιασμός τους και τέλος τα σχετικά συμπεράσματα, δεδομένα στα οποία θα βασιστεί η τελική επιλογή αλλά και η γενικότερη εικόνα για το πως τα στοιχεία εισαγωγής επιδρούν στους πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας. Η συγκεκριμένη διαδικασία θα επακολουθήσει και για τα υπόλοιπα απαραίτητα στοιχεία εισαγωγής του εναλλάκτη και όχι μόνο για την επιλογή των διαστάσεών του. Οι σχετικοί υπολογισμοί των αποτελεσμάτων θα γίνει με τη βοήθεια εξειδικευμένου λογισμικού (software) κατά το οποίο θα ορίζονται τα εκάστοτε στοιχεία εισαγωγής, σημειώνεται πως γίνεται η υπόθεση ότι οι εναλλάκτες λειτουργούν καθαροί και σε ιδανικές συνθήκες δίχως να είναι υποκείμενοι στην οποιαδήποτε φθορά.

Όσον αφορά την ψυκτική εγκατάσταση, το είδος του εναλλάκτη που θα διαστασιολογηθεί, μελετηθεί και εν τέλει επιλεγθεί είναι ένας ατμοποιητής - εξατμιστής (Dry expansion - DX Evaporator), ο οποίος διαδέχεται μία εκτονωτική βαλβίδα (DX valve) και υποδέχεται έναν συμπιεστή (Compressor). Ο σκοπός της

λειτουργίας του εναλλάκτη θερμότητας είναι πρώτον η κατάλληλη ανταλλαγή θερμότητας ανάμεσα στα δύο εργαζόμενα μέσα που θα χρησιμοποιηθούν για την ψύξη της βιομηχανικής εγκατάστασης και δεύτερον το ψυκτικό μέσο που εισέρχεται ως μείγμα υγρού-αερίου χαμηλής πίεσης να εξέρχεται εξολοκλήρου ως κεκορεσμένος ατμός συγκεκριμένης θερμοκρασίας και ίδιας πίεσης ώστε αυτός να εισέλθει με ασφάλεια στον συμπιεστή που επακολουθεί δίχως να του δημιουργήσει βλάβες. Η μονάδα θα βρίσκεται εντός κλειστού χώρου χωρίς ακραίες περιβαλλοντικές συνθήκες οι οποίες θα χρειαστεί να ληφθούν υπόψιν για την κατασκευή του.

Στο πρωτεύον κύκλωμα του εναλλάκτη θα ρέει ψυκτικό μέσο ως ψυχρό ρευστό το οποίο προέρχεται από την εκτονωτική βαλβίδα, σημειώνεται πως θα εξεταστούν δύο είδη ψυκτικού (R134a και R407C) ώστε να γίνει η τελική καταλληλότερη επιλογή για την πιο αποδοτική λειτουργία της ψυκτικής εγκατάστασης. Στο δευτερεύον κύκλωμα θα ρέει γλυκό νερό αναλαμβάνοντας το ρόλο του θερμού ρευστού. Οι θερμοκρασίες εισόδου -  $T_{c_{in}}$  (°C) και εξόδου -  $T_{c_{out}}$  (°C) του ψυχρού ρευστού θα μεταβάλλονται ανάλογα το στάδιο της μελέτης ώστε στο τέλος να επιλεγθούν οι πιο κατάλληλες τιμές τους, το ίδιο ισχύει και για τη θερμοκρασία εξόδου του δευτερεύοντος ρευστού -  $T_{h_{out}}$  (°C) με μόνη σταθερή θερμοκρασία κατά τη διάρκεια της εργασίας αυτή της θερμοκρασίας εισόδου του νερού -  $T_{h_{in}}$  (°C) στους 12°C. Με βάση το θερμικό πρόγραμμα θα χρησιμοποιηθεί εναλλάκτης αντιρροής καθώς με αυτό τον τύπο ροής γίνεται εκμεταλλεύσιμη στο έπακρον η μετάδοση θερμότητας εντός του εναλλάκτη και να μην υπάρξει πιθανότητα διασταύρωσης θερμοκρασιών των δύο εργαζόμενων μέσων. Η μέγιστη επιτρεπόμενη θερμοκρασία της θερμής -  $T_{h_{max}}$  (°C) και της ψυχρής πλευράς -  $T_{c_{max}}$  (°C) θα οριστεί στους 80°C, πολύ υψηλότερη από την μέγιστη θερμοκρασία του θερμού ρευστού (12°C) για την μη ύπαρξη περιορισμών. Όπως σχολιάστηκε και σε προηγούμενο κεφάλαιο, το θερμό ρευστό εισέρχεται από την άνω είσοδο του εναλλάκτη και εξέρχεται από την κάτω, ενώ το ψυχρό εισέρχεται και εξέρχεται αντίστροφα για λόγους διευκόλυνσης της διαδικασίας μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς των ρευστών εντός του εναλλάκτη με βάση την μεταβολή της πυκνότητάς τους. Η μέγιστη επιτρεπόμενη πτώση πίεσης -  $P_{d_{rope_{max}}}$ ,  $P_{d_{rope_{max}}}$  (kPa) θα οριστεί στα 100kPa και στα δύο κυκλώματα ώστε να μελετηθεί πώς μεταβάλλονται οι τιμές της πτώσης πίεσης των δύο ρευστών -  $\Delta P_c$ ,  $\Delta P_h$  (kPa) ανάλογα την περίπτωση δίχως συχνούς περιορισμούς, αν όμως η πτώση πίεσης σε κάποιο κύκλωμα φτάσει αυτό το όριο παράλληλα θα μελετηθεί η επίδραση που έχει ο ορισμός της συγκεκριμένης μέγιστης πτώσης πίεσης στη λειτουργία του εναλλάκτη. Όσον αφορά τις συνδέσεις θα είναι μεγέθους και τύπου DN100 - PN10 και σε αυτές θα χρησιμοποιηθούν παρεμβύσματα καθώς είναι η οικονομικότερη δυνατή επιλογή, επίσης λόγω των χαμηλών θερμοκρασιών όλα τα παρεμβύσματα (συνδέσεων και πλακών) θα είναι υλικού Νιτριλίου-Βουταδιενίου τύπου P (NBR-P). Για τους ίδιους λόγους, το υλικό πλακών που θα χρησιμοποιηθεί είναι ανοξείδωτο ατσάλι (stainless steel) τύπου AISI 304 και το πάχος τους ορίζεται στα 0,4mm για την καλύτερη δυνατή μετάδοση θερμότητας μεταξύ των δύο εργαζόμενων μέσων. Η βέλτιστη επιλογή αριθμού και τύπου πλακών (κατά συνέπεια και καναλιών) σε κάθε δοκιμή θα γίνεται αυτόματα από το πρόγραμμα για τα εκάστοτε στοιχεία εισαγωγής που θα προσδίδονται.

Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται συγκεντρωτικά όλες οι βασικές και αμετάβλητες παράμετροι που αναφέρθηκαν και θα ληφθούν υπόψιν κατά τη μελέτη όλων των εναλλακτών.

**Πίνακας 3.1:** Βασικές παράμετροι κατασκευής πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας

<b>ΒΑΣΙΚΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ ΤΟΥ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ</b>	
Θερμοκρασία εισόδου θερμού ρευστού ( $T_{in}$ )	12°C
Μέγιστη επιτρεπόμενη θερμοκρασία ψυχρού κυκλώματος ( $T_{cmax}$ )	80°C
Μέγιστη επιτρεπόμενη θερμοκρασία θερμού κυκλώματος ( $T_{hmax}$ )	80°C
Μέγιστη επιτρεπόμενη πτώση πίεσης ψυχρού κυκλώματος ( $P_{droph_{max}}$ )	100kPa
Μέγιστη επιτρεπόμενη πτώση πίεσης θερμού κυκλώματος ( $P_{drope_{max}}$ )	100kPa
Τύπος ροής	Αντιροή
Μέγεθος και τύπος συνδέσεων	DN100 - PN10
Υλικό παρεμβυσμάτων πλακών και συνδέσεων	NBR-P
Υλικό πλακών	Stainless steel - AISI 304
Πάχος πλακών	0,4mm

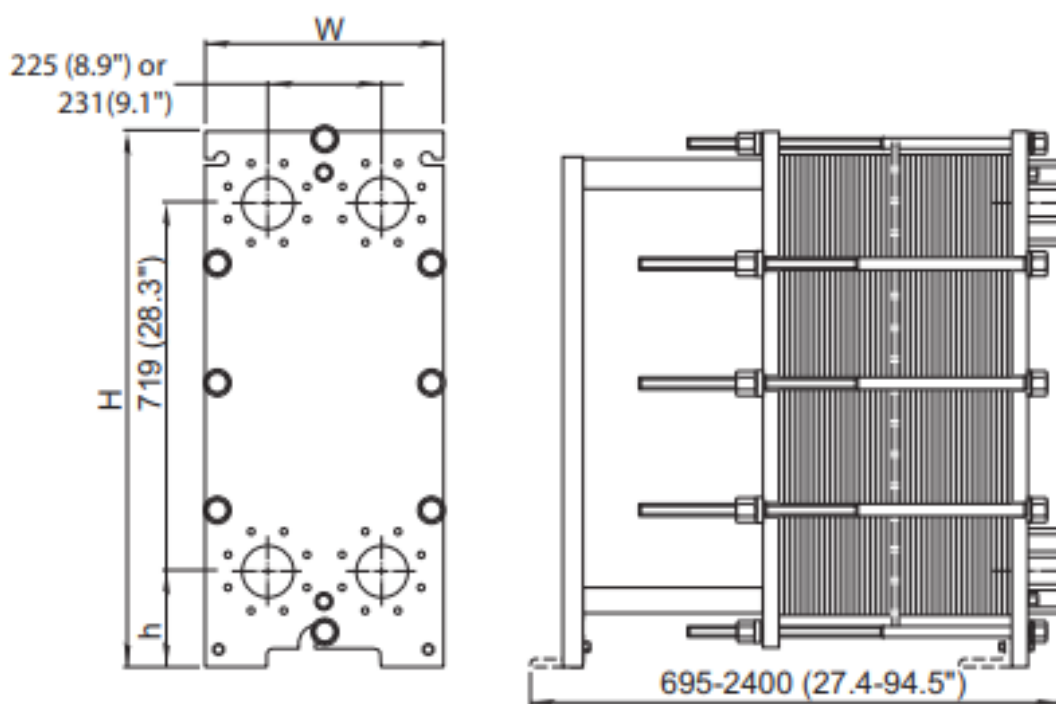
Σημειώνεται πως όποια στοιχεία εισαγωγής δεν έχουν οριστεί, όπως η θερμική ισχύς, οι παροχές των δύο εργαζόμενων μέσων αλλά και οι λοιπές θερμοκρασίες θα μεταβάλλονται για την ανάλυση της επίδρασης τους στην λειτουργία του εναλλάκτη ώστε να γίνει η κατάλληλη τελική επιλογή τους μέσω των συμπερασμάτων που θα προκύψουν. Ακολουθούν οι διαστάσεις και τα σχέδια των τριών υπό μελέτη πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας.

### 3.2 Διαστάσεις εναλλακτών

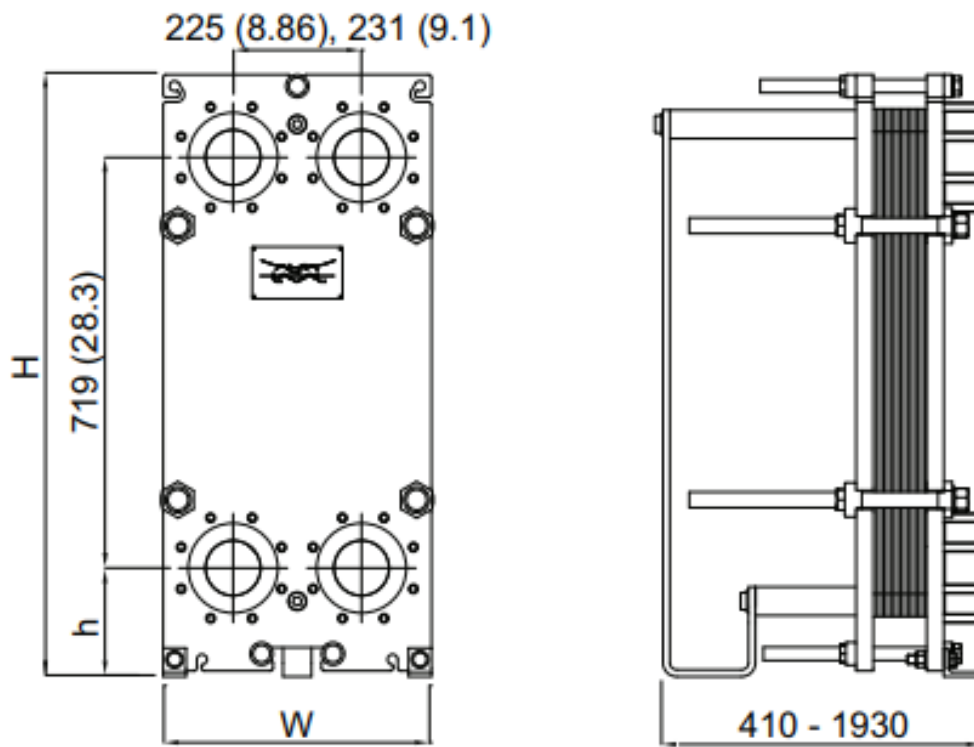
Στην παρούσα εργασία, για την εύρεση και επιλογή του κατάλληλου πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας θα μελετηθούν τρεις μονάδες διαφορετικών διαστάσεων ώστε πέρα από την ανάλυση της επίδρασης των ίδιων των διαστάσεων στην λειτουργία του εναλλάκτη, να γίνει πιο ευρεία και ολοκληρωμένη η μελέτη της επίδρασης των εξεταζόμενων μεγεθών σε αυτόν, σημειώνεται πως για την διευκόλυνση της αναφοράς σε αυτούς θα προσδοθούν οι ονομασίες Α, Β και Γ αντίστοιχα. Για την όσο πιο ρεαλιστική μελέτη οι διαστάσεις που θα παρουσιαστούν βασίζονται πάνω σε σχέδια υπαρχόντων εναλλακτών παραγωγής της εταιρίας Alfa Laval, αξίζει να σημειωθεί πως οι διαστάσεις των σταθερών πλακών που αναφέρονται εκφράζουν και τις διαστάσεις της συστοιχίας μεταλλικών πλακών μεταξύ αυτών. Συνεπώς οι διαστάσεις του

εκάστοτε εναλλάκτη θα έχουν επίδραση στη λειτουργία του και τα αποτελέσματα που θα προκύψουν καθώς όσο μεγαλύτερος είναι, τόσο μεγαλύτερη και η ενεργή επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας των πλακών. Όσον αφορά την επιλογή τους, δεν υπάρχει κάποιο πρόβλημα χώρου στην εγκατάσταση ώστε να κρίνει μη δυνατή την ύπαρξη οποιουδήποτε από τους τρεις εναλλάκτες. Επιπλέον σημειώνεται πως όλες οι μονάδες υπό μελέτη διαθέτουν 8 ντίζες, 3 αριστερά, 3 δεξιά, 1 στο πάνω κεντρικό μέρος του εναλλάκτη και 1 στο κάτω κεντρικό.

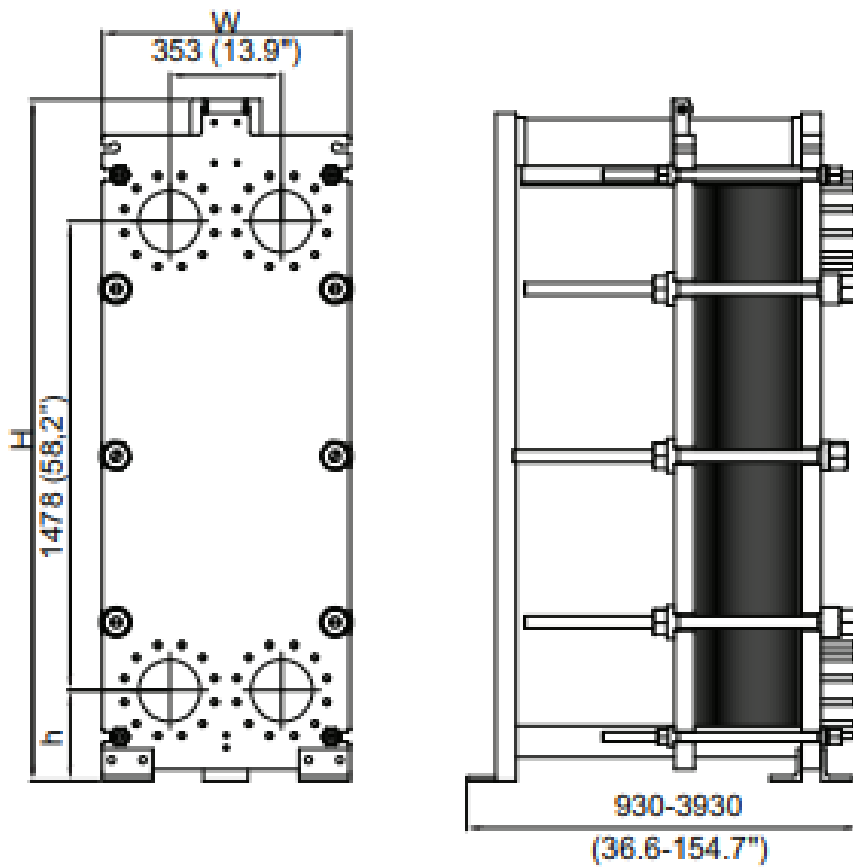
Στα σχέδια που ακολουθούν εμφανίζονται οι αποστάσεις μεταξύ των συνδέσεων, το ελάχιστο και μέγιστο δυνατό μήκος των εναλλακτών (διαφοροποιείται ανάλογα με τον μέγιστο επιτρεπόμενο αριθμό των πλακών) όπως και ποιο είναι σχεδιαστικά το μήκος, το πλάτος και η απόσταση των συνδέσεων τους από το έδαφος, μεγέθη τα οποία θα παρουσιαστούν σε μετέπειτα πίνακα συγκεντρωτικά ως προς διευκόλυνση.



*Εικόνα 3.1: Σχέδιο πλακοειδούς εναλλάκτη Α. (Alfa Laval, 2020)*



Εικόνα 3.2: Σχέδιο πλακοειδούς εναλλάκτη Β. (Alfa Laval, 2020)



Εικόνα 3.3: Σχέδιο πλακοειδούς εναλλάκτη Γ. (Alfa Laval, 2020)

Με βάση τα παραπάνω σχέδια τα οποία παρουσιάζουν την πρόσοψη όπως και μία πλάγια όψη του κάθε υπό μελέτη εναλλάκτη, δημιουργείται ο παρακάτω συγκεντρωτικός πίνακας με τα υπάρχοντα και επιπλέον στοιχεία για τις διαστάσεις όπως και τις μέγιστες δυνατές τιμές θερμοκρασίας και πίεσης των εναλλακτών.

Σημειώνεται πως αυτές οι τιμές προκύπτουν και βασίζονται στην Pressure Equipment Directive (PED) (2014/68/EU), δηλαδή την οδηγία για τον εξοπλισμό υπό πίεση της Ευρωπαϊκής Ένωσης η οποία καθορίζει τα πρότυπα σχεδιασμού και κατασκευής εξοπλισμού υπό πίεση του οποίου η μέγιστη τιμή ξεπερνά το 0,5bar.

**Πίνακας 3.2:** Διαστάσεις και μέγιστες δυνατές τιμές λειτουργίας εναλλακτών υπό μελέτη. (Alfa Laval, 2020)

<b>ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΚΑΙ ΜΕΓΙΣΤΕΣ ΔΥΝΑΤΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ</b>			
<b>ΜΕΓΕΘΟΣ</b>	<b>ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ Α</b>	<b>ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ Β</b>	<b>ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ Γ</b>
Ύψος (H)	1.084mm	1.054mm	2.146mm
Πλάτος (W)	470mm	470mm	780mm
Απόσταση αξόνων των κατώτερων συνδέσεων από το έδαφος (h)	215mm	190mm	285mm
Απόσταση αξόνων μεταξύ άνω και κάτω συνδέσεων	719mm	719mm	1.478mm
Απόσταση αξόνων μεταξύ αριστερών και δεξιών συνδέσεων	231mm	231mm	353mm
Μέγεθος καναλιού (free channel)	2,6mm	3,95mm	4mm
Μέγιστη δυνατή πίεση λειτουργίας	16barg	15barg	16barg
Μέγιστη δυνατή θερμοκρασία λειτουργίας	180°C	150°C	180°C

Με βάση τα στοιχεία που διατίθενται είναι εύκολο να γίνει η διάκριση πως οι εναλλάκτες Α και Β παρουσιάζουν παρόμοιες διαστάσεις με κάποιες βέβαια μικρές διαφορές (οι οποίες όμως δεν είναι αμελητέες). Μία κύρια από αυτές τις διαφορές είναι η τιμή του μεγέθους καναλιού (free channel) η οποία σίγουρα θα έχει επίδραση στα αποτελέσματα λόγω της ποσότητας διέλευσης ρευστού που θα επιτρέπει ο εκάστοτε εναλλάκτης την κάθε χρονική στιγμή κατά τη λειτουργία του. Εν αντιθέσει ο εναλλάκτης Γ είναι με διαφορά ο μεγαλύτερος από τις διαθέσιμες επιλογές. Η αρχή λειτουργίας τους είναι η ίδια, όμως ανάλογα τα στοιχεία εισαγωγής που δίδονται θα

υπάρξουν διαφορετικά αποτελέσματα τα οποία εξετάζονται και αναλύονται περαιτέρω στα επόμενα κεφάλαια ώστε να γίνει η κατάλληλη τελική επιλογή διαστάσεων.

Σημειώνεται πως καθώς θα μελετηθούν τρεις εναλλάκτες και δύο διαφορετικά ψυκτικά μέσα, παράλληλα με την επίδραση των μεταβαλλόμενων στοιχείων εισαγωγής θα αναλύεται και η επίδραση που έχουν οι διαστάσεις των εναλλάκτων αλλά και τα ψυκτικά μέσα στη λειτουργία ενός πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας. Στο επόμενο κεφάλαιο γίνεται η παρουσίαση της πειραματικής διαδικασίας για τα πέντε πειράματα που θα λάβουν μέρος με σκοπό να συμβάλουν στην τελική βέλτιστη επιλογή πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας στην ψυκτική εγκατάσταση που ορίστηκε.

### 3.3 Διεξαγωγή πειραματικής διαδικασίας

#### 3.3.1 Πειραματική διαδικασία μελέτης της επίδρασης της μεταβολής παροχής του ψυχρού ρευστού

Η παροχή του ψυχρού ρευστού (στην παρούσα περίπτωση αφορά το πρωτεύον κύκλωμα) σε έναν πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας αποτελεί ένα από τα πιο σημαντικά στοιχεία εισαγωγής που πρέπει να ληφθούν υπόψιν κατά την κατασκευή αλλά και κατά τη λειτουργία του έχοντας επίδραση σε πληθώρα μεγεθών, για αυτό το λόγο η επιλογή της κατάλληλης τιμής της συγκεκριμένης παροχής ανάλογα το θερμικό πρόγραμμα αναλαμβάνει κύριο ρόλο.

Έτσι λοιπόν στο συγκεκριμένο κεφάλαιο παρουσιάζεται η πειραματική διαδικασία της μελέτης που αφορά την επίδραση που έχει η μεταβολή της παροχής ψυχρού ρευστού -  $\dot{m}$  (kg/h) στους υπό μελέτη εναλλάκτες. Η τιμή της θα οριστεί αρχικά στα 500kg/h και θα φτάσει στα 5.000kg/h με βήμα των 500kg/h για την σταδιακή μελέτη της σε δέκα διαφορετικές τιμές ανά περίπτωση. Η συγκεκριμένη διαδικασία θα πραγματοποιηθεί και για τους τρεις υπό εξέταση εναλλάκτες (Α, Β και Γ) για δύο είδη ψυκτικού μέσου (R134a και R407C) ώστε να προκύψουν διαγράμματα τα οποία θα παρουσιάζουν την επίδραση της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στα μεγέθη που παρουσιάζονται παρακάτω.

- Θερμική ισχύς  $\rightarrow Q$  (kW)
- Θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού  $\rightarrow T_{h_{out}}$  (°C)
- Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας  $\rightarrow k$  (W/(m<sup>2</sup>\*k))
- Συντελεστής υπερδιαστασιολόγησης  $\rightarrow M$  (%)
- Συνολική πτώση πίεσης στο ψυχρό κύκλωμα  $\rightarrow \Delta P_c$  (kPa)
- Συνολική πτώση πίεσης στο θερμό κύκλωμα  $\rightarrow \Delta P_h$  (kPa)
- Βέλτιστος / ελάχιστος αριθμός πλακών  $\rightarrow n$

Κάθε διάγραμμα θα περιλαμβάνει ένα εκ των μεγεθών που μεταβάλλεται στον άξονα y, ενώ ο άξονας x θα αποτελείται από τις τιμές παροχής του ψυχρού ρευστού. Για το κάθε μεταβαλλόμενο μέγεθος θα δημιουργηθούν δύο διαγράμματα (ένα για κάθε είδος ψυκτικού μέσου) τριών καμπυλών (μία για κάθε εναλλάκτη) εκτός των διαγραμμάτων της θερμικής ισχύος και της θερμοκρασίας εξόδου του δευτερεύοντος ρευστού καθώς οι διαστάσεις του εκάστοτε εναλλάκτη δεν έχουν επίδραση στα συγκεκριμένα μεγέθη,

συνεπώς θα δημιουργηθεί ένα διάγραμμα δύο καμπυλών για κάθε ψυκτικό μέσο. Εν συνεχεία του εκάστοτε διαγράμματος θα υπάρχει ο αντίστοιχος συγκεντρωτικός πίνακας τιμών και ο επικείμενος σχολιασμός τους.

Σημειώνεται πως στο συγκεκριμένο πείραμα η παροχή του δευτερεύοντος ρευστού -  $\dot{V}$  ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) ορίζεται στα  $50\text{m}^3/\text{h}$ , η θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού μέσου -  $T_{c_{in}}$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) στους  $2^{\circ}\text{C}$  και η θερμοκρασία εξόδου του -  $T_{c_{out}}$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) στους  $8^{\circ}\text{C}$ . Επιπλέον όπως έχει προαναφερθεί, όλες οι τιμές μετρήσεων που παρουσιάζονται στα διαγράμματα και τους πίνακες για τα εκάστοτε δεδομένα υπολογίζονται αυτόματα από εξειδικευμένο πρόγραμμα (software) για τη διευκόλυνση αλλά και την ακρίβεια αποτελεσμάτων για τα εκάστοτε στοιχεία εισαγωγής. Τέλος ο βέλτιστος αριθμός πλακών -  $n$  είναι και ο ελάχιστος για την διεκπεραίωση του θερμικού προγράμματος για λόγους οικονομίας και των λιγότερων δυνατών απωλειών.

Το πρόγραμμα διαστασιολόγησης θα διαλέγει το κατάλληλο είδος καναλιού στην εκάστοτε περίπτωση το οποίο θα θεωρείται και η βέλτιστη επιλογή για την αποδοτικότερη λειτουργία του εναλλάκτη. Οι τύποι των καναλιών (όπως αναφέρθηκε και σε προηγούμενο κεφάλαιο) αντιστοιχούνται στον πίνακα ως εξής.

- L  $\rightarrow$  Χαμηλό κανάλι - Low channel (αποτελείται από δύο πλάκες χαμηλού θήτα)
- M  $\rightarrow$  Μεσαίο κανάλι - Medium channel (αποτελείται από μία πλάκα χαμηλού θήτα και μία υψηλού θήτα)
- H  $\rightarrow$  Υψηλό κανάλι - High channel (αποτελείται από δύο πλάκες υψηλού θήτα)

Παρακάτω παρουσιάζεται ο πίνακας αντιστοίχισης του τύπου καναλιών που επιλέχθηκαν από το πρόγραμμα διαστασιολόγησης ως βέλτιστη επιλογή ανάλογα τα στοιχεία εισαγωγής που προσδίδονται σε κάθε μέτρηση.



**Πίνακας 3.3:** Πίνακας συσχέτισης παροχής ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) με βέλτιστο είδος καναλιών.

Ψυκτικό μέσο	$\dot{m}$ (kg/h)	Είδος καναλιού		
		Εναλλάκτης Α	Εναλλάκτης Β	Εναλλάκτης Γ
-	-	Εναλλάκτης Α	Εναλλάκτης Β	Εναλλάκτης Γ
R134a	500	L	L	L
	1000	M	L	L
	1500	M	M	L
	2000	H	M	L
	2500	H	M	L
	3000	H	H	M
	3500	M	H	M
	4000	M	H	M
	4500	M	H	M
	5000	H	H	H
R407C	500	L	L	L
	1000	M	L	L
	1500	M	L	L
	2000	H	M	L
	2500	H	M	L
	3000	H	M	L
	3500	H	M	M
	4000	H	H	M
	4500	H	H	M
	5000	M	H	M

Για την κατανόηση της μεταβολής της πτώσης πίεσης στο ψυχρό αλλά και στο θερμό κύκλωμα είναι αναγκαία η ύπαρξη του παραπάνω πίνακα, καθώς ο τύπος του καναλιού που επιλέγεται σε κάθε περίπτωση έχει επίδραση στην λειτουργία και κυρίως στην συνολική πτώση πίεσης του κάθε κυκλώματος εντός ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας. Σε γενική εικόνα και με βάση τον παραπάνω πίνακα, όσο μεγαλύτερη η παροχή του ψυκτικού μέσου, τόσο μεγαλύτερη η ανάγκη για κάποιο είδος καναλιού που δημιουργεί περισσότερη μετάδοση θερμότητας.

### 3.3.2 Πειραματική διαδικασία μελέτης της επίδρασης της μεταβολής παροχής του θερμού ρευστού

Προηγουμένως έγινε η παρουσίαση της πειραματικής διαδικασίας που αφορούσε τη μελέτη μεταβολής της παροχής του ψυχρού ρευστού στην λειτουργία του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας και το πόσο σημαντική είναι η σωστή επιλογή της τιμής της, βεβαίως εξίσου σημαντική είναι η επιλογή της κατάλληλης τιμής παροχής του θερμού ρευστού τόσο για την λειτουργία, όσο και για την ενεργειακή οικονομία και απόδοση του εναλλάκτη.

Στο παρόν κεφάλαιο λοιπόν αναλύεται η πειραματική διαδικασία για την μελέτη επίδρασης της μεταβολής του θερμού ρευστού (δευτερεύον ρευστό) το οποίο στην συγκεκριμένη εφαρμογή είναι γλυκό νερό, στην λειτουργία των υπό μελέτη πλακοειδών εναλλακτών για δύο ψυκτικά μέσα. Όσον αφορά τις τιμές παροχής του νερού -  $\dot{V}$  ( $\text{m}^3/\text{h}$ ), η τιμή της θα οριστεί αρχικά στα  $50\text{m}^3/\text{h}$  (δηλαδή η σταθερή τιμή παροχής που χρησιμοποιήθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο για τη μελέτη επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού) και θα φτάσει στα  $100\text{m}^3/\text{h}$  με βήμα  $5\text{m}^3/\text{h}$  για την σταδιακή μελέτη της σε έντεκα διαφορετικές τιμές ανά περίπτωση. Η επίδραση της στα μεγέθη που παρουσιάζονται παρακάτω θα μελετηθεί και αναλυθεί.

- Θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού  $\rightarrow T_{\text{hout}} (\text{°C})$
- Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας  $\rightarrow k (\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{k}))$
- Συντελεστής υπερδιαστασιολόγησης  $\rightarrow M (\%)$
- Συνολική πτώση πίεσης του ψυχρού κυκλώματος  $\rightarrow \Delta P_c (\text{kPa})$
- Συνολική πτώση πίεσης του θερμού κυκλώματος  $\rightarrow \Delta P_h (\text{kPa})$
- Βέλτιστος / ελάχιστος αριθμός πλακών  $\rightarrow n$

Σε αντίθεση με το προαναφερθέν πείραμα, δεν θα μελετηθεί η επίδραση της μεταβολής παροχής του θερμού ρευστού στη θερμική ισχύ, καθώς το συγκεκριμένο μέγεθος δεν δέχεται επιδράσεις κατά τις υπό μελέτη μεταβολές. Όμοια με πριν, κάθε διάγραμμα θα περιλαμβάνει ένα εκ των μεγεθών που μεταβάλλεται στον άξονα y ενώ ο άξονας x θα αποτελείται από τις τιμές παροχής του δευτερεύοντος ρευστού. Για το κάθε μεταβαλλόμενο μέγεθος θα δημιουργηθούν δύο διαγράμματα (ένα για κάθε είδος ψυκτικού μέσου) τριών καμπυλών (μία για κάθε εναλλάκτη) εκτός του διαγράμματος της θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού καθώς όλοι οι εναλλάκτες παρουσιάζουν τις ίδιες τιμές για κάθε ψυκτικό μέσο, για αυτό θα δημιουργηθεί ένα διάγραμμα δύο καμπυλών (ένα για R134a και ένα για 407C). Τα διαγράμματα θα υποδέχονται τον αντίστοιχο συγκεντρωτικό πίνακα τιμών που θα περιλαμβάνει τις μετρήσεις και τον επικείμενο σχολιασμό τους. Όπως και στο προηγούμενο πείραμα, η συγκεκριμένη διαδικασία θα πραγματοποιηθεί και για τους τρεις υπό μελέτη εναλλάκτες (A, B και Γ) για δύο είδη ψυκτικού ώστε να εντοπιστούν οι διαφορετικές τιμές και αποτελέσματα που παρουσιάζουν μεταξύ τους. Σημειώνεται πως η παροχή του ψυχρού ρευστού -  $\dot{m}$  ( $\text{kg}/\text{h}$ ) θα οριστεί στα  $5.000\text{kg}/\text{h}$ , η θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού μέσου -  $T_{c\text{in}}$  ( $\text{°C}$ ) στους  $2\text{°C}$  ενώ η θερμοκρασία εξόδου του -  $T_{c\text{out}}$  ( $\text{°C}$ ) στους  $8\text{°C}$ .

Παρακάτω παρουσιάζεται ο πίνακας αντιστοίχισης του είδους των καταλληλότερων καναλιών που προκύπτουν από το εξειδικευμένο πρόγραμμα για την εκάστοτε περίπτωση.

**Πίνακας 3.4:** Πίνακας συσχέτισης παροχής θερμού ρευστού -  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) με βέλτιστο είδος καναλιού.

Ψυκτικό μέσο	$\dot{v}$ ( $m^3/h$ )	Είδος καναλιού		
		Εναλλάκτης Α	Εναλλάκτης Β	Εναλλάκτης Γ
-				
R134a	50	H	H	H
	55	M	H	M
	60	M	H	M
	65	M	H	M
	70	M	H	M
	75	H	H	M
	80	H	H	M
	85	H	M	M
	90	H	M	M
	95	H	M	M
	100	H	M	L
R407C	50	M	H	M
	55	H	H	M
	60	H	H	M
	65	H	M	M
	70	H	M	M
	75	H	M	L
	80	H	M	L
	85	H	M	L
	90	H	M	L
	95	H	M	L
	100	H	M	L

Σε αντίθεση με την μεταβολή παροχής του ψυχρού ρευστού, για τους εναλλάκτες Β και Γ θεωρείται βέλτιστη η επιλογή είδους μοτίβου πλακών που δημιουργεί περισσότερη μετάδοση θερμότητας στις χαμηλές παροχές του θερμού ρευστού και λιγότερη στις υψηλότερες. Το συγκεκριμένο συμπέρασμα δεν ισχύει για τον εναλλάκτη Α στον οποίο συμβαίνει ακριβώς το αντίθετο.

### 3.3.3 Πειραματική διαδικασία μελέτης της επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού

Εν συνεχεία των πειραμάτων που αφορούν την επίδραση των μεταβολών παροχών των δύο εργαζόμενων μέσων στη λειτουργία του εναλλάκτη, θα ακολουθήσει η μελέτη της επίδρασης που έχει η μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού -  $T_{c,in}$  ( $^{\circ}C$ ), δηλαδή στην προκειμένη περίπτωση του ψυκτικού μέσου.

Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως, οι παροχές μαζί με τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου των δύο ρευστών αποτελούν από τα πιο σημαντικά μεγέθη σε έναν

πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας, εξ ου και η ιδιαίτερη έμφαση που δίνεται σε αυτά στην παρούσα εργασία. Κατά τη συγκεκριμένη πειραματική διαδικασία, η τιμή θερμοκρασίας εισόδου του ψυκτικού μέσου θα αρχικοποιηθεί στους  $-8^{\circ}\text{C}$  και με βήμα  $1^{\circ}\text{C}$  θα φτάσει στους  $2^{\circ}\text{C}$  για τη σταδιακή μελέτη της επίδρασης της σε 11 τιμές ανά περίπτωση, ενώ η θερμοκρασία εξόδου του ψυκτικού μέσου -  $T_{\text{c}_{\text{out}}}$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) θα οριστεί στους  $8^{\circ}\text{C}$  όπως και στις προηγούμενες πειραματικές διαδικασίες. Σημειώνεται πως τιμή παροχής του δευτερεύοντος ρευστού -  $\dot{v}$  ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) ορίζεται στα  $50\text{m}^3/\text{h}$ . Τα μεγέθη στα οποία θα αναλυθεί η επίδραση της αναφέρονται παρακάτω.

- Θερμική ισχύς  $\rightarrow Q$  (kW)
- Θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού  $\rightarrow Th_{\text{out}}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )
- Παροχή ψυχρού ρευστού  $\rightarrow \dot{m}$  (kg/h)

Σημειώνεται πως για την διεξαγωγή των πειραμάτων που αφορούν την επίδραση της θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού στη θερμική ισχύ και τη θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού, η παροχή του ψυχρού κυκλώματος θα οριστεί στα  $5.000\text{kg}/\text{h}$ , ενώ για το πείραμα που αφορά τη παροχή του ψυχρού ρευστού η θερμική ισχύς θα οριστεί στα  $300\text{kW}$  και η θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού στους  $6,9^{\circ}\text{C}$ . Για τα εξής μεγέθη θα δημιουργηθούν διαγράμματα τα οποία θα τα συσχετίζουν με τη μεταβαλλόμενη θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού ρευστού, κάθε διάγραμμα θα περιλαμβάνει ένα εκ των προαναφερθέντων μεγεθών στον άξονα  $y$  ενώ ο άξονας  $x$  θα αποτελείται από τις τιμές θερμοκρασίας εισόδου του ψυκτικού μέσου. Για το κάθε μεταβαλλόμενο μέγεθος θα δημιουργηθεί ένα διάγραμμα δύο καμπυλών (μία για κάθε είδος ψυκτικού μέσου, R134a και R407C), επιπλέον όλες οι μετρήσεις θα γίνουν στον εναλλάκτη A καθώς οι διαστάσεις των εναλλακτών δεν έχουν επίδραση στα αποτελέσματα που θα προκύψουν με βάση τις μετρήσεις που θα πραγματοποιηθούν. Σε αντίθεση με προηγουμένως δεν θα αναφερθεί ο πίνακας μοτίβου πλακών καθώς ο συγκεκριμένος παράγοντας δεν θα έχει επίδραση στα αποτελέσματα που θα προκύψουν.

### 3.3.4 Πειραματική διαδικασία μελέτης της επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού

Μετά την μελέτη επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού -  $T_{\text{c}_{\text{in}}}$  ( $^{\circ}\text{C}$ ), έπεται το πείραμα που αφορά τη μεταβολή θερμοκρασίας της εξόδου του -  $T_{\text{c}_{\text{out}}}$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) ένα εξίσου σημαντικό μέγεθος κατά τη λειτουργία ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας.

Η τιμή θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού θα αρχικοποιηθεί στους  $0^{\circ}\text{C}$  και με βήμα  $1^{\circ}\text{C}$  θα φτάσει στους  $10^{\circ}\text{C}$  για τη σταδιακή μελέτη της επίδρασης της σε 11 τιμές ανά περίπτωση, ενώ θερμοκρασία εξόδου του ψυκτικού μέσου θα οριστεί στους  $0^{\circ}\text{C}$ , επιπλέον σημειώνεται πως τιμή παροχής του θερμού ρευστού -  $\dot{v}$  ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) ορίζεται στα  $50\text{m}^3/\text{h}$ . Τα μεγέθη στα οποία θα αναλυθεί η επίδραση της είναι τα ίδια με το προηγούμενο πείραμα και αναφέρονται παρακάτω.

- Θερμική ισχύς  $\rightarrow Q$  (kW)
- Θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού  $\rightarrow Th_{\text{out}}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )

- Παροχή ψυχρού ρευστού  $\rightarrow \dot{m}$  (kg/h)

Σημειώνεται πως όπως και προηγουμένως, για την διεξαγωγή των πειραμάτων που αφορούν την επίδραση της θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού στη θερμική ισχύ και τη θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού, η παροχή ψυχρού ρευστού θα οριστεί στα 5.000kg/h, ενώ για το πείραμα που αφορά τη παροχή του ψυχρού ρευστού η θερμικής ισχύς θα οριστεί στα 300kW και η θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού στους 6,9°C. Τυπικά αναφέρεται πως όπως και προηγουμένως για τα εξής μεγέθη θα δημιουργηθούν διαγράμματα τα οποία θα τα συσχετίζουν με τη μεταβαλλόμενη θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρευστού. Οι άξονες x και y των διαγραμμάτων θα εκφράζουν αντίστοιχα τα ίδια μεγέθη όπως αναφέρθηκε και στο προηγούμενο κεφάλαιο για κάθε ψυκτικό μέσο το οποίο εξετάζεται. Το συγκεκριμένο πείραμα θα πραγματοποιηθεί στον εναλλάκτη A καθώς οι διαστάσεις του εναλλάκτη δεν έχουν επίδραση στα αποτελέσματα που θα προκύψουν από τις σχετικές μετρήσεις που θα πραγματοποιηθούν.

### **3.3.5 Πειραματική διαδικασία μελέτης της συσχέτισης θερμικής ισχύος και θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού με τις παροχές των δύο εργαζόμενων μέσων**

Στην παρούσα πειραματική διαδικασία θα γίνει η μελέτη της συσχέτισης θερμικής ισχύος και θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού με τις παροχές των δύο εργαζόμενων μέσων. Λαμβάνοντας υπόψιν τα αποτελέσματα του παρόντος πειράματος και κατά συνέπεια όλων αυτών που προαναφέρθηκαν, θα υπάρχει μία ολοκληρωμένη εικόνα για την λειτουργία του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας ο οποίος θα χρησιμοποιηθεί στη βιομηχανική εγκατάσταση ψύξης ώστε με τα συμπεράσματα που θα προκύψουν να γίνει η κατάλληλη επιλογή της μονάδας.

Κατά τη διαδικασία της μελέτης η θερμοκρασίες εισόδου -  $T_{c_{in}}$  (°C) και εξόδου -  $T_{c_{out}}$  (°C) του ψυχρού ρευστού θα οριστούν στους 2°C και 6°C αντίστοιχα, ο εναλλάκτης που θα χρησιμοποιηθεί είναι ο εναλλάκτης A και ως ψυκτικό μέσο το R407C. Όσον αφορά τη τιμή της καταναλισκόμενης θερμικής ισχύος -  $Q$  (kW) θα αρχικοποιηθεί στα 100kW και θα φτάσει την τιμή των 300kW με βήμα 50kW (γίνεται η υπόθεση πως στη συγκεκριμένη ψυκτική εγκατάσταση δεν δύναται η επιλογή χαμηλότερης ή υψηλότερης τιμής θερμικής ισχύος). Για κάθε μέτρηση θερμικής ισχύος η θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού -  $T_{h_{out}}$  (°C) ορίζεται στους 8°C και μειώνεται με βήμα των 0,5°C ως τους 5°C, συνεπώς συνολικά θα υπάρξουν 7 μετρήσεις για κάθε τιμή θερμικής ισχύος με τον συνολικό τους αριθμό να ανέρχεται στις 35. Για κάθε μέτρηση θα σημειώνονται οι τιμές παροχής των δύο εργαζόμενων μέσων που προκύπτουν, δηλαδή της παροχής του ψυχρού ρευστού -  $\dot{m}$  (kg/h) και της παροχής του θερμού ρευστού -  $\dot{V}$  (m<sup>3</sup>/h).

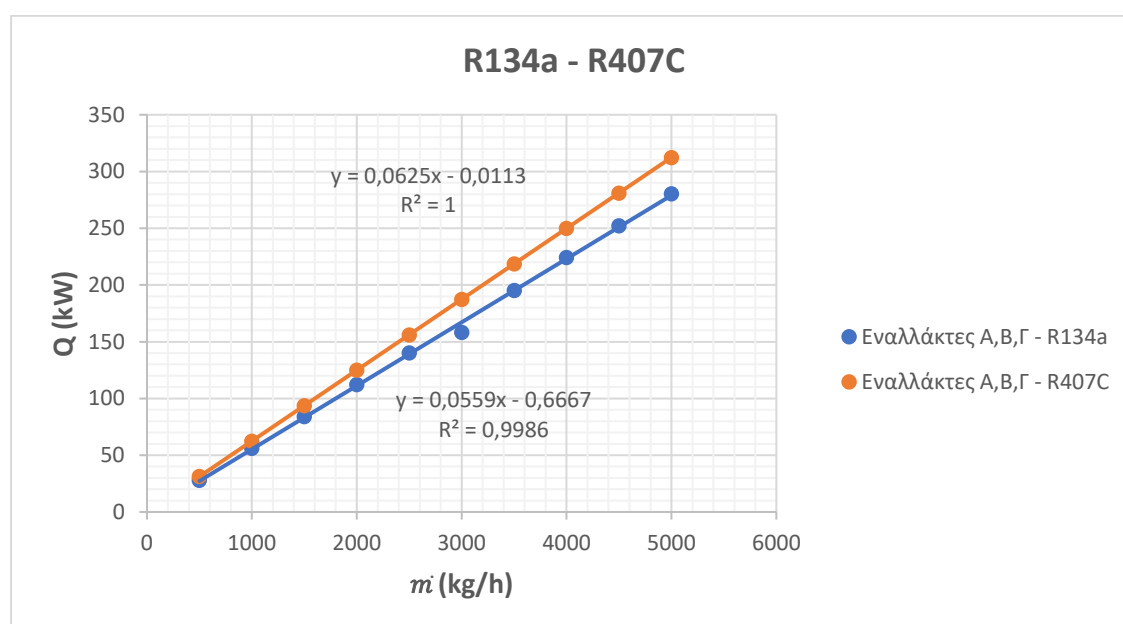
Για τα αποτελέσματα που θα προκύψουν θα δημιουργηθούν διαγράμματα δύο διαστάσεων (ένα διάγραμμα για κάθε τιμή θερμικής ισχύος), τα οποία στον άξονα x θα εμπεριέχουν τις τιμές της θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού ενώ θα υπάρχουν δύο άξονες y, ο ένας θα αποτελείται από τις τιμές παροχής του ψυχρού ρευστού και ο άλλος από τις τιμές παροχής του θερμού ρευστού.

Για όλες τις πειραματικές διαδικασίες που αναφέρθηκαν, στο κεφάλαιο 4 ακολουθούν τα αποτελέσματα και ο επικείμενος σχολιασμός για το κάθε πείραμα ξεχωριστά ώστε να προκύψουν εν συνεχεία τα σχετικά συμπεράσματα που έχουν σκοπό την τελική επιλογή του καταλληλότερου πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας στην εγκατάσταση βιομηχανικής ψύξης με κριτήρια την αποδοτικότητά του και την ενεργειακή του οικονομία.

## Κεφάλαιο 4 Αποτελέσματα και σχολιασμοί πειραμάτων

### 4.1 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στη θερμική ισχύ

Κάποια από τα πιο σημαντικά μεγέθη στη λειτουργία ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας είναι οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου των δύο εργαζόμενων μέσων. Για αυτό το λόγο στην προκειμένη περίπτωση θα μελετηθεί η επίδραση που έχει η μεταβολή της παροχής του ψυχρού κυκλώματος -  $\dot{m}$  (kg/h) στην θερμική ισχύ -  $Q$  (kW) των υπό μελέτη πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας. Παρακάτω παρουσιάζεται το αντίστοιχο διάγραμμα, ο σχετικός πίνακας με τα συγκεντρωτικά αποτελέσματα και ο επικείμενος σχολιασμός τους.



**Διάγραμμα 4.1:** Διάγραμμα συσχέτισης θερμικής ισχύος -  $Q$  (kW) με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

**Πίνακας 4.1:** Πίνακας συσχέτισης θερμικής ισχύος -  $Q$  (kW) με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	$\dot{m}$ (kg/h)	$Q$ (kW)
<b>Εναλλάκτες Α,Β,Γ</b>		
R134a	500	28,05
	1000	56,1
	1500	84,15
	2000	112,2
	2500	140,2
	3000	158,3
	3500	195,3
	4000	224,4
	4500	252,4
	5000	280,5
R407C	500	31,24
	1000	62,47
	1500	93,71
	2000	124,9
	2500	156,2
	3000	187,4
	3500	218,7
	4000	249,9
	4500	281,1
	5000	312,4

Όπως προαναφέρθηκε, η θερμική ισχύς δεν δέχεται επίδραση από τις διαστάσεις του εναλλάκτη αλλά μόνο από τα στοιχεία εισαγωγής (θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου - παροχές εργαζόμενων μέσων), για αυτό το λόγο και οι τρεις εναλλάκτες παρουσιάζουν ίδιες τιμές ανά ψυκτικό μέσο. Αυτή η πληροφορία όμως δεν αναιρεί το γεγονός πως όσο υψηλότερη η παροχή, τόσο μεγαλύτερη η αναγκαιότητα για μεγαλύτερη μονάδα η οποία θα μπορέσει να διεκπεραιώσει το θερμικό πρόγραμμα, αν και στη παρούσα περίπτωση το λογικότερο είναι να μην υπάρχει λόγος ύπαρξης κάποιας μονάδας με μεγαλύτερες διαστάσεις από τις εξεταζόμενες καθώς μπορούν να υποστηρίξουν τα συγκεκριμένα στοιχεία εισαγωγής.

Αναμενόμενα η σταδιακή αύξηση παροχής προκαλεί μία ανάλογη αύξηση της θερμικής ισχύος στη χρήση και των δύο ψυκτικών μέσων. Για την ακρίβεια αυτή η αύξηση ανέρχεται στην θερμική ισχύ των 28,05kW για το ψυκτικό R134a και των 31,24kW για το ψυκτικό R407C ανά 500kg/h, δηλαδή όσο είναι και οι αρχικές τιμές τους για παροχή των 500kg/h. Παρά τις όμοιες τιμές θερμικής ισχύος και για τους τρεις εξεταζόμενους εναλλάκτες, ο τρόπος που ο καθένας βγάζει εις πέρας το θερμικό πρόγραμμα είναι διαφορετικός, εξ ου και οι διαφορές μεταξύ τους σε άλλα μεγέθη, οι οποίες διαφορές παρουσιάζονται καλύτερα στα επόμενα κεφάλαια.



Όσον αφορά τα δύο εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα, το R407C καταναλώνει 3kW περισσότερα ανά μέτρηση των 500kg/h, κάτι όχι τόσο σημαντικό για τις χαμηλότερες παροχές (ως 2.500kg/h), αλλά όπως παρατηρείται στο διάγραμμα αυτή η διαφορά γίνεται αισθητή στις υψηλότερες παροχές καθώς όσο αυξάνεται η παροχή ψυκτικού μέσου τόσο αυξάνεται και αυτή η διαφορά της καταναλισκόμενης θερμικής ισχύος μεταξύ των δύο ψυκτικών μέσων. Εν κατακλείδι το ψυκτικό μέσο R407C καταναλώνει υψηλότερη ισχύ σε σχέση με το ψυκτικό μέσο R134a για τις αντίστοιχες μετρήσεις παροχών.

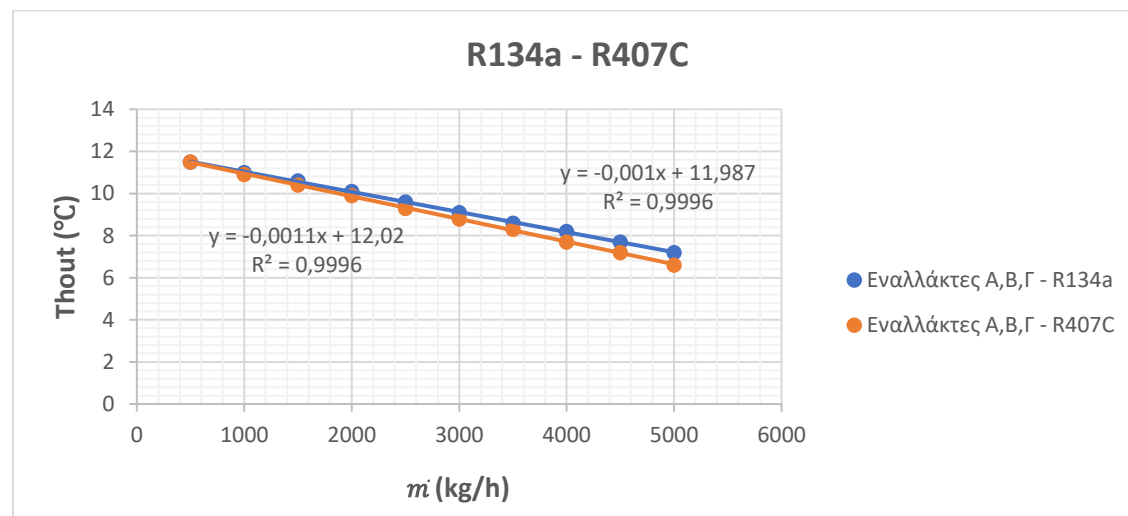
Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για τους εναλλάκτες Α,Β,Γ και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 0,0625x - 0,0113$  ,  $R^2 = 1$
- Για τους εναλλάκτες Α,Β,Γ και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 0,0559x - 0,6667$  ,  $R^2 = 0,9986$

Σημειώνεται πως με βάση τα αποτελέσματα που προέκυψαν, παρουσιάζονται υψηλοί συντελεστές προσδιορισμού και για τα δύο ψυκτικά μέσα με βέλτιστος να είναι εκείνος που αντιστοιχεί στο ψυκτικό μέσο R407C με την τιμή  $R^2 = 1$ .

## 4.2 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στη θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού

Εν συνεχεία θα μελετηθεί η επίδραση που έχει η μεταβολή της παροχής του ψυχρού ρευστού στη θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού -  $T_{\text{out}}$  (°C), το οποίο στην παρούσα μελέτη είναι γλυκό νερό. Παρακάτω παρουσιάζεται το διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου θερμού ρευστού προς την παροχή του ψυχρού ρευστού, ο πίνακας τιμών στον οποίο βασίζεται και ο επικείμενος σχολιασμός τους.



**Διάγραμμα 4.2:** Διάγραμμα συσχέτισης θερμοκρασίας εξόδου θερμού ρευστού -  $T_{\text{out}}$  (°C) με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

**Πίνακας 4.2:** Πίνακας συσχέτισης θερμοκρασίας εξόδου θερμού ρευστού -  $T_{out}$  (°C) με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	$\dot{m}$ (kg/h)	$T_{out}$ (°C)
<b>Εναλλάκτες Α,Β,Γ</b>		
R134a	500	11,5
	1000	11
	1500	10,6
	2000	10,1
	2500	9,6
	3000	9,1
	3500	8,6
	4000	8,2
	4500	7,7
	5000	7,2
R407C	500	11,5
	1000	10,9
	1500	10,4
	2000	9,9
	2500	9,3
	3000	8,8
	3500	8,3
	4000	7,7
	4500	7,2
	5000	6,6

Όπως φαίνεται στα παραπάνω αποτελέσματα, η αύξηση της παροχής του ψυκτικού μέσου μειώνει την θερμοκρασία εξόδου του δευτερεύοντος ρευστού, αυτό προφανώς συμβαίνει καθώς η διαδικασία μετάδοσης θερμότητας επιταχύνεται αλλά και γίνεται πιο αποδοτική με την αύξηση της παροχής. Για κάθε μέτρηση των 500kg/h η θερμοκρασία εξόδου του νερού μειώνεται κατά περίπου 0,5°C ως 0,6°C.

Όσον αφορά τα ψυκτικά μέσα, το ψυκτικό R407C παρόλο που παρουσιάζει την ίδια θερμοκρασία εξόδου νερού με το R134a για την αρχική μέτρηση παροχής των 500kg/h, κατά την αύξηση της παροχής παρουσιάζει χαμηλότερες θερμοκρασιακές τιμές. Αυτό το γεγονός πολύ πιθανό να συμβαίνει καθώς το ψυκτικό R407C καταναλώνει την περισσότερη θερμική ισχύ ανά μέτρηση παροχής, για να υπάρχει μία ολοκληρωμένη εικόνα για το πιο ψυκτικό μέσο είναι το πιο οικονομικό ενεργειακά χρειάζεται να μελετηθούν οι θερμοκρασίες εξόδου του θερμού ρευστού με τις μονάδες να καταναλώνουν τις ίδιες θερμικές ισχύες και για τα δύο ψυκτικά μέσα, μελέτη οι οποία θα πραγματοποιηθεί στη συνέχεια.

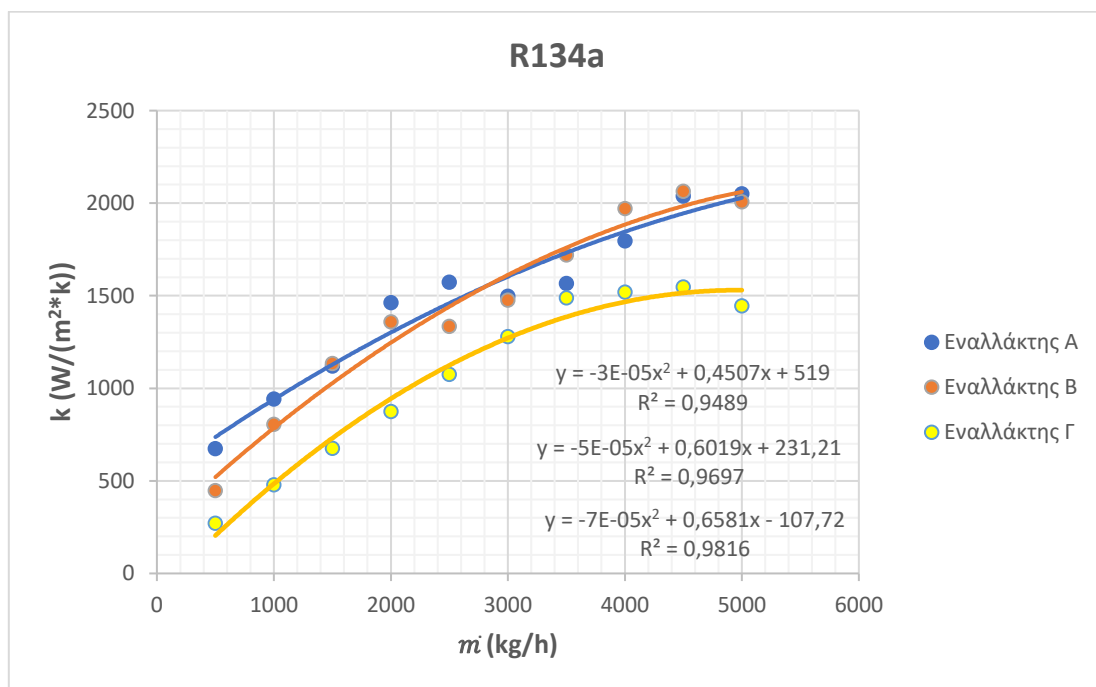
Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για τους εναλλάκτες A,B,Γ και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -0,001x + 11,987$  ,  $R^2 = 0,9996$
- Για τους εναλλάκτες A,B,Γ και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -0,0011x + 12,02$  ,  $R^2 = 0,9996$

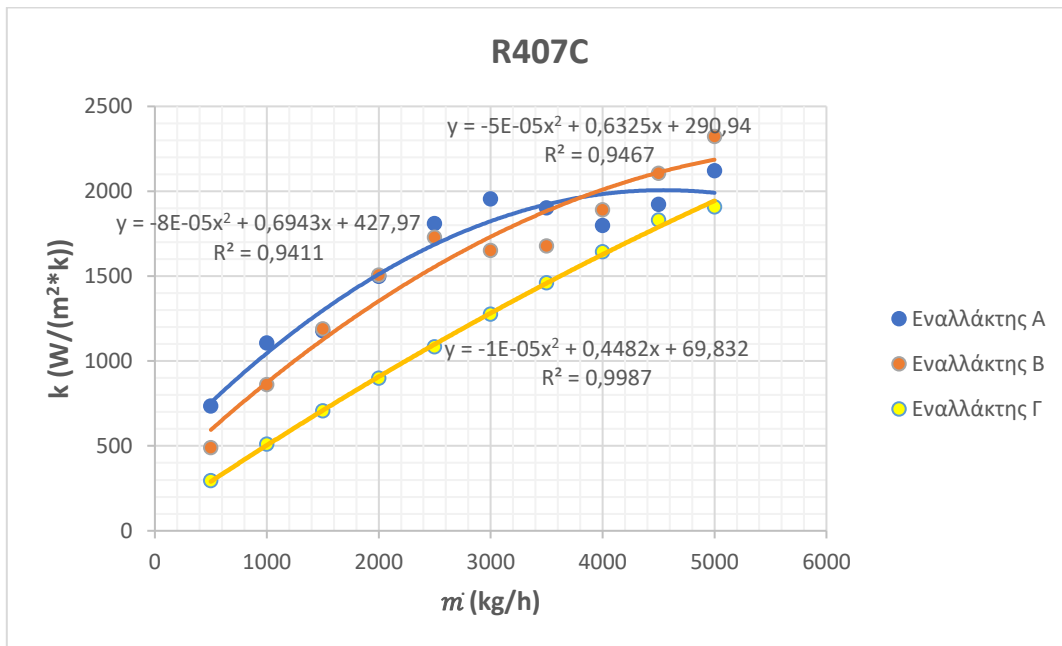
Όπως και προηγουμένως, με βάση τα αποτελέσματα και τα δύο ψυκτικά μέσα παρουσιάζουν πολύ υψηλούς συντελεστές προσδιορισμού οι οποίοι στη συγκεκριμένη περίπτωση κατέχουν ίδιες τιμές για τις μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν.

### 4.3 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στον συντελεστή μετάδοσης θερμότητας

Ακολουθεί η μελέτη επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας -  $k$  ( $W/(m^2 \cdot K)$ ) του εκάστοτε εξεταζόμενου πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας για τα δύο ψυκτικά μέσα. Παρακάτω παρουσιάζονται τα σχετικά διαγράμματα, ο συγκεντρωτικός πίνακας τιμών και ο σχολιασμός τους.



**Διάγραμμα 4.3:** Διάγραμμα συσχέτισης συντελεστή μετάδοσης θερμότητας -  $k$  ( $W/(m^2 \cdot K)$ ) με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  ( $kg/h$ ) για ψυκτικό μέσο R134a.



**Διάγραμμα 4.4:** Διάγραμμα συσχέτισης συντελεστή μετάδοσης θερμότητας -  $k$  (W/(m<sup>2</sup>\*K)) με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικό μέσο R407C.

**Πίνακας 4.3:** Πίνακας συσχέτισης συντελεστή μετάδοσης θερμότητας -  $k$  (W/(m<sup>2</sup>\*K)) με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	$\dot{m}$ (kg/h)	$k$ (W/( m <sup>2</sup> *K))		
		Εναλλάκτης Α	Εναλλάκτης Β	Εναλλάκτης Γ
R134a	500	675	448,4	271,1
	1000	941,7	805,9	479,6
	1500	1120	1135	675,5
	2000	1462	1359	875,7
	2500	1573	1335	1076
	3000	1497	1477	1280
	3500	1566	1720	1489
	4000	1797	1972	1519
	4500	2039	2065	1547
	5000	2051	2008	1445
R407C	500	734,5	489,1	294,9
	1000	1107	860,5	510,2
	1500	1178	1189	706,9
	2000	1499	1506	898,2
	2500	1809	1728	1083
	3000	1954	1652	1276
	3500	1901	1678	1460
	4000	1799	1891	1644
	4500	1922	2106	1830
	5000	2121	2323	1907

Αρχικά με βάση τα αποτελέσματα που προέκυψαν, παρατηρείται πως η τιμή του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας τείνει να αυξάνεται μαζί με την αύξηση της παροχής ψυκτικού μέσου, υπάρχουν κάποιες λίγες εξαιρέσεις κατά τις οποίες οι τιμές του παρουσιάζουν μικρή μείωση.

Όσον αφορά τους εναλλάκτες, ο εναλλάκτης Γ ο οποίος είναι και ο μεγαλύτερος από τους τρεις που βρίσκονται υπό μελέτη, παρουσιάζει το μικρότερο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας σε σχέση με τους άλλους δύο για όλες τις τιμές παροχής που εξετάζονται ανεξαρτήτως ψυκτικού μέσου και το μόνο που επιτυγχάνεται, είναι ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας που τον εκφράζει να πλησιάζει τις τιμές του εναλλάκτη Α για παροχή 3.500kg/h με χρήση ψυκτικού μέσου R134a και παροχή 4.500kg/h για ψυκτικό μέσο R407C πριν αυτές οι τιμές αρχίσουν να μειώνονται. Αυτό οφείλεται στο γεγονός πως ο εναλλάκτης είναι πιθανόν μεγαλύτερος από ότι χρειάζεται για τη διεκπεραίωση του θερμικού προγράμματος ιδιαίτερα για χαμηλές παροχές ψυκτικού μέσου. Από την άλλη οι εναλλάκτες Α και Β παρουσιάζουν πιο κοντινές τιμές συντελεστή μετάδοσης θερμότητας, για την ακρίβεια με βάση τα διαγράμματα ο εναλλάκτης Α παρουσιάζει υψηλότερες τιμές μέχρι μία τιμή παροχής (2.500kg/h για R134a και 3.500kg/h για R407C) και στη συνέχεια ο εναλλάκτης Β ξεπερνάει τις αντίστοιχες τιμές του Α.

Και στα δύο διαγράμματα για το εκάστοτε ψυκτικό μέσο φαίνεται πως ο συντελεστής  $k$  έχει την ίδια τάση αυξομείωσης, μόνο που στο ψυκτικό μέσο R407C όλη αυτή η διαδικασία πραγματοποιείται για υψηλότερες τιμές παροχών συγκριτικά με του ψυκτικού R134a. Για την ακρίβεια ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του ψυκτικού μέσου R407C παρουσιάζει την ίδια συμπεριφορά με αυτή του R134a για τιμές παροχών υψηλότερες κατά 1.000kg/h. Επιπλέον κατά μέσο όρο το ψυκτικό μέσο R407C παρουσιάζει υψηλότερες τιμές συντελεστή μετάδοσης θερμότητας συγκριτικά με το R134a.

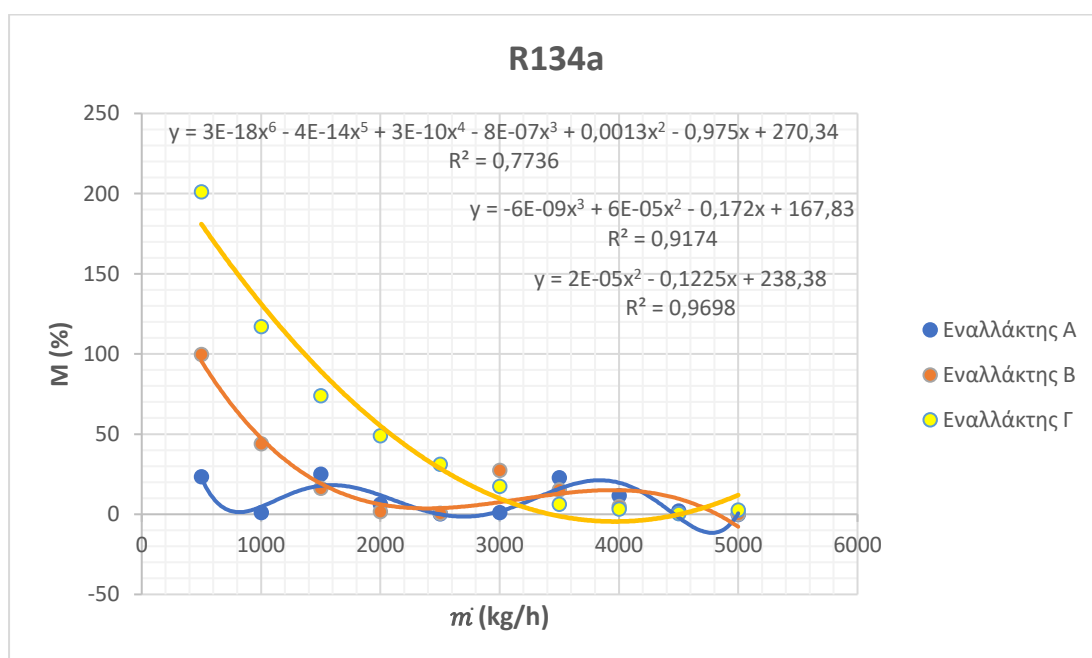
Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για τον εναλλάκτη Α και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -3E-05x^2 + 0,4507x + 519$  ,  
 $R^2 = 0,9489$
- Για τον εναλλάκτη Α και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -8E-05x^2 + 0,6943x + 427,97$  ,  
 $R^2 = 0,9411$
- Για τον εναλλάκτη Β και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -5E-05x^2 + 0,6019x + 231,21$  ,  
 $R^2 = 0,9697$
- Για τον εναλλάκτη Β και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -5E-05x^2 + 0,6325x + 290,94$  ,  
 $R^2 = 0,9467$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -7E-05x^2 + 0,6581x - 107,72$  ,  
 $R^2 = 0,9816$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -1E-05x^2 + 0,4482x + 69,832$  ,  
 $R^2 = 0,9987$

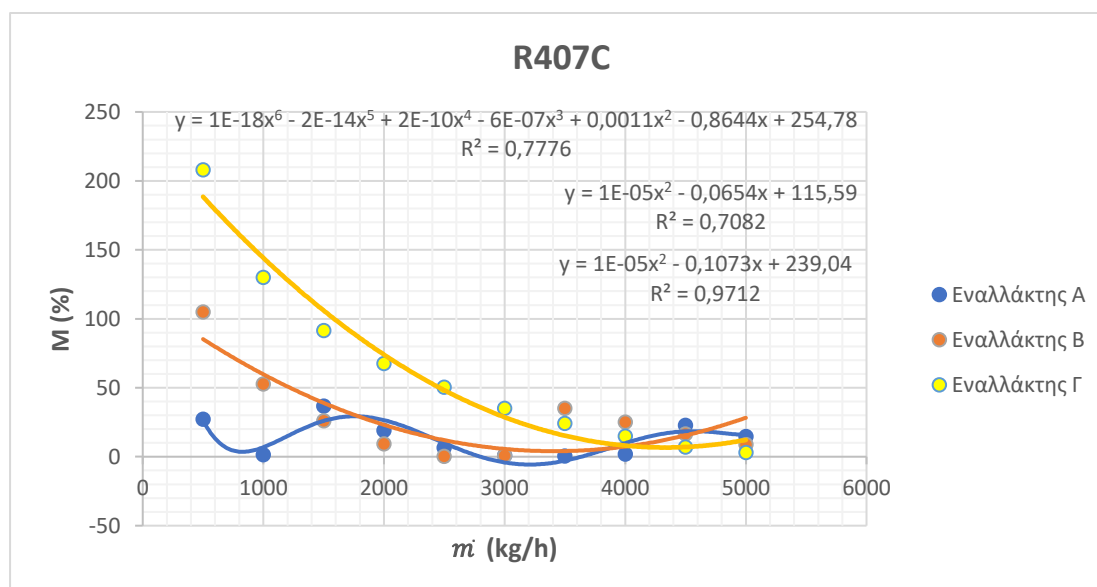
Με βάση τα αποτελέσματα που προέκυψαν, όλοι οι συντελεστές προσδιορισμού που αναφέρονται παρουσιάζουν υψηλές τιμές ανεξαρτήτως τις διαστάσεις των εναλλακτών και του ψυκτικού μέσου που χρησιμοποιείται. Κατά μέσο όρο ο εναλλάκτης Γ παρουσιάζει τις υψηλότερες τιμές, όμως οι διαφορές δεν είναι τόσο σημαντικές.

## 4.4 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στο συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης

Στο παρόν κεφάλαιο θα αναλυθεί η επίδραση της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στον συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης -  $M$  (%) των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας υπό μελέτη. Παρακάτω παρουσιάζονται τα σχετικά διαγράμματα όπως και ο αντίστοιχος συγκεντρωτικός πίνακας με τον επικείμενο σχολιασμό.



**Διάγραμμα 4.5:** Διάγραμμα συσχέτισης συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης -  $M$  (%) με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικό μέσο R134a.



**Διάγραμμα 4.6:** Διάγραμμα συσχέτισης συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης -  $M$  (%) με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικό μέσο R407C.

**Πίνακας 4.4:** Πίνακας συσχέτισης συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης -  $M$  (%) με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	$\dot{m}$ (kg/h)	M (%)		
		Εναλλάκτης Α	Εναλλάκτης Β	Εναλλάκτης Γ
-				
R134a	500	23,3	99,6	201
	1000	0,968	44	117
	1500	25	16,2	73,9
	2000	6,28	1,54	48,9
	2500	0,282	0,605	31,2
	3000	0,909	27,3	17,4
	3500	22,8	15,1	6,15
	4000	11,6	4,77	3,16
	4500	2	0,306	0,422
	5000	-0,12	0,053	2,5
R407C	500	27,2	105	208
	1000	1,41	52,8	130
	1500	36,7	26	91,5
	2000	19,2	9,31	67,6
	2500	6,69	0,288	50,4
	3000	0,926	0,789	35,2
	3500	0,663	3,2	24,2
	4000	1,84	25,1	14,9
	4500	22,9	16,5	7,05
	5000	14,8	8,9	3,22

Με βάση τα αποτελέσματα τα οποία προέκυψαν από τους σχετικούς υπολογισμούς του προγράμματος, είναι φανερό πως για μικρές παροχές οι ελάχιστες πλάκες που μπορεί να δεχθεί ο εκάστοτε εναλλάκτης είναι περισσότερες από τις αναγκαίες για την διεκπεραίωση του θερμικού προγράμματος και σε αυτό οφείλονται οι υψηλές τιμές του συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης. Αυτό προφανώς συμβαίνει καθώς με περισσότερες πλάκες από τις αναγκαίες συνεπάγεται και μεγαλύτερο συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης, κάτι που σημαίνει ότι για τις αυτές παροχές χρειάζεται κάποιος εναλλάκτης με συνεπώς μικρότερη ενεργή επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας για το παρόν θερμικό πρόγραμμα αφού οι ελάχιστες δυνατές πλάκες του εκάστοτε μεγέθους είναι περισσότερες από τις ιδανικές. Συγκεκριμένα αυτές οι παροχές για του εναλλάκτες Α και Β είναι μέχρι την τιμή των 1.500kg/h για ψυκτικό μέσο R134a και 2.000kg/h για R407C, σε αντίθεση με τον εναλλάκτη Γ στον οποίο ο συντελεστής υπερδιαστασιολόγησης παρουσιάζει υψηλές τιμές μέχρι τα 3.000 kg/h για ψυκτικό μέσο R134a και τα 4.000kg/h για το ψυκτικό R407C, αναμενόμενο λόγω του μεγαλύτερου μεγέθους του συγκριτικά με τους υπόλοιπους.

Με εξαίρεση τον εναλλάκτη Γ, οι υπόλοιποι εναλλάκτες στις υψηλότερες παροχές παρουσιάζουν διακυμάνσεις στη τιμή του συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης με

κάποιες να φτάνουν σε υψηλά επίπεδα σε σχέση με το ελάχιστο δυνατό, όπως για 3.500kg/h για ψυκτικό μέσο R134a και ξανά για 3.500kg/h μέχρι 4.500kg/h για ψυκτικό μέσο R407C στον εναλλάκτη Β.

Αξίζει να σημειωθεί πως συγκεντρωτικά για ψυκτικό μέσο R134a παρουσιάζονται οι περισσότερες χαμηλές τιμές συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης ανάμεσα στις δύο επιλογές ψυκτικού, κάτι φυσιολογικό αν ληφθεί υπόψιν πως το ψυκτικό μέσο R407C καταναλώνει υψηλότερες τιμές ισχύος, άρα χρειάζεται λιγότερη ενεργή επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας για να βγει εις πέρας το θερμικό πρόγραμμα. Όσον αφορά τους εξεταζόμενους εναλλάκτες, αυτός που έχει την τάση να παρουσιάζει περισσότερες χαμηλές τιμές συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης είναι ο εναλλάκτης Α όντας μικρότερος.

Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για τον εναλλάκτη Α και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 3E-18x^6 - 4E-14x^5 + 3E-10x^4 - 8E-07x^3 + 0,0013x^2 - 0,975x + 270,34$  ,  
 $R^2 = 0,7736$
- Για τον εναλλάκτη Α και ψυκτικό μέσο  $y = 1E-18x^6 - 2E-14x^5 + 2E-10x^4 - 6E-07x^3 + 0,0011x^2 - 0,8644x + 254,78$  ,  
 $R^2 = 0,7776$
- Για τον εναλλάκτη Β και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -6E-09x^3 + 6E-05x^2 - 0,172x + 167,83$  ,  
 $R^2 = 0,9174$
- Για τον εναλλάκτη Β και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 1E-05x^2 - 0,0654x + 115,59$  ,  
 $R^2 = 0,7082$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 2E-05x^2 - 0,1225x + 238,38$  ,  
 $R^2 = 0,9698$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 1E-05x^2 - 0,1073x + 239,04$  ,  
 $R^2 = 0,9712$

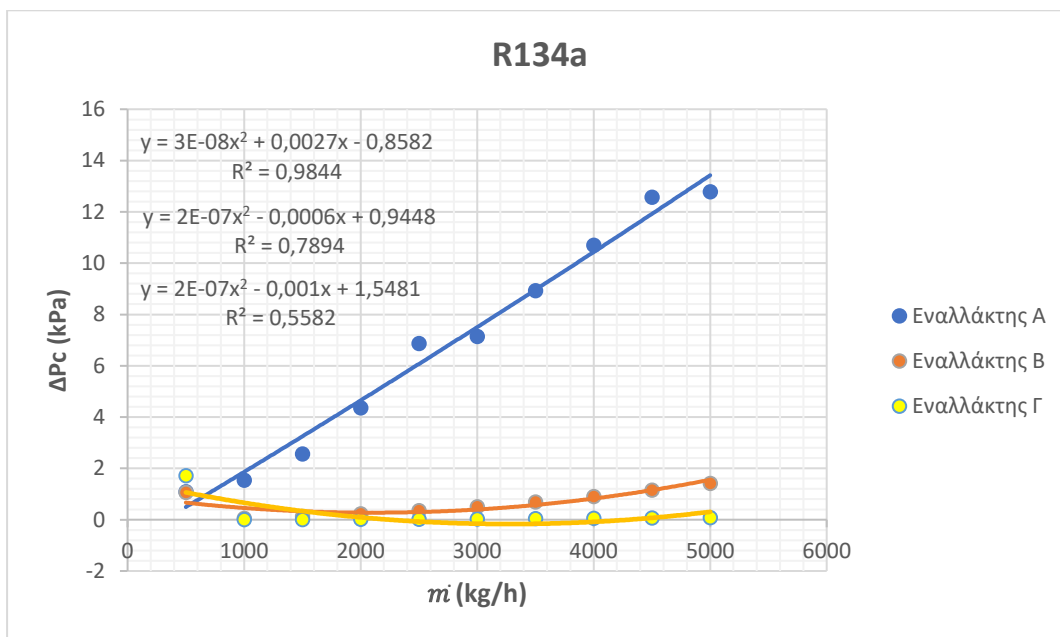
Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα, ο εναλλάκτης Γ παρουσιάζει τις υψηλότερες τιμές συντελεστή προσδιορισμού, ενώ οι εναλλάκτες Α και Β κατά μέσο όρο παρουσιάζουν κοντινές τιμές. Όσον αφορά τα ψυκτικά μέσα, ξανά ο μέσος όρος των συντελεστών προσδιορισμού δεν αλλάζει κατά πολύ.

#### **4.5 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στην συνολική πτώση πίεσης του ψυχρού κυκλώματος**

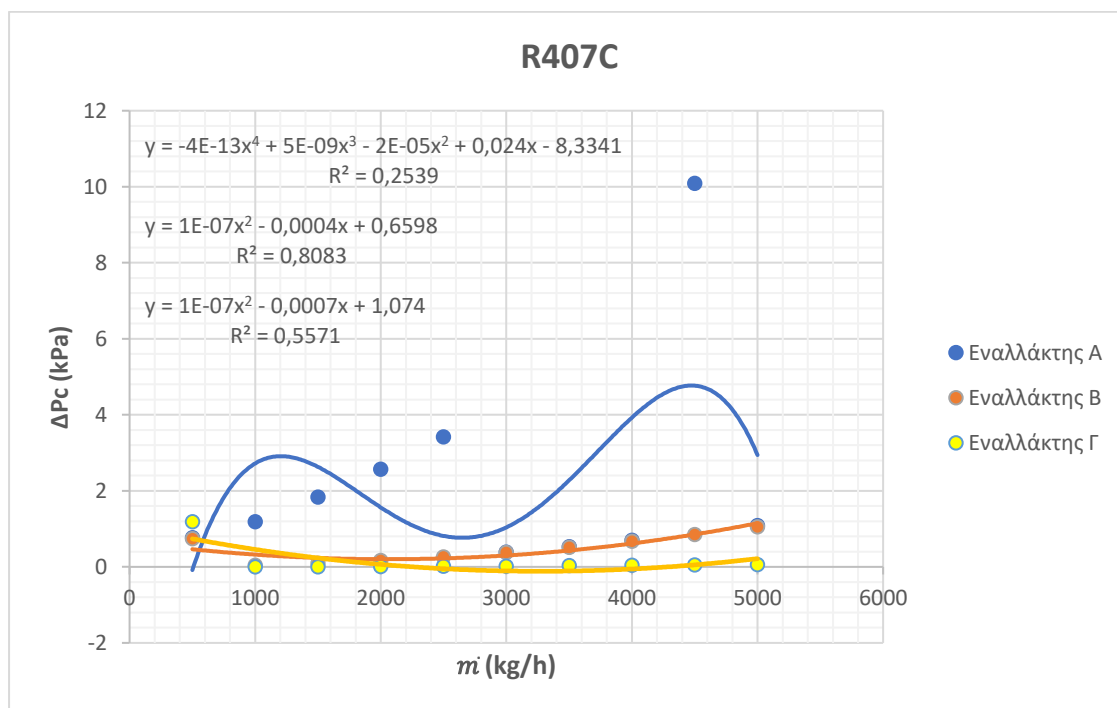
Το πέμπτο μέγεθος το οποίο θα αναλυθεί με βάση τη μεταβολή παροχής ψυχρού ρευστού είναι η συνολική πτώση πίεσης στη ψυχρή πλευρά -  $\Delta P_c$  (kPa) του πλακοειδούς εναλλάκτη, δηλαδή στην πλευρά του ψυχρού κυκλώματος. Όπως και προηγουμένως, παρακάτω παρουσιάζονται τα σχετικά διαγράμματα, ο συγκεντρωτικός



πίνακας τιμών των αποτελεσμάτων στον οποίο βασίζονται και ο επικείμενος σχολιασμός τους.



**Διάγραμμα 4.7:** Διάγραμμα συσχέτισης συνολικής πτώσης πίεσης του ψυχρού κυκλώματος -  $\Delta P_c$  (kPa) με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικό μέσο R134a.



**Διάγραμμα 4.8:** Διάγραμμα συσχέτισης συνολικής πτώσης πίεσης του ψυχρού κυκλώματος -  $\Delta P_c$  (kPa) με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικό μέσο R407C.

**Πίνακας 4.5:** Πίνακας συσχέτισης συνολικής πτώσης πίεσης του ψυχρού κυκλώματος -  $\Delta P_c$  (kPa) με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	$\dot{m}$ (kg/h)	$\Delta P_c$ (kPa)		
		Εναλλάκτης Α	Εναλλάκτης Β	Εναλλάκτης Γ
-				
R134a	500	1,094	1,064	1,721
	1000	1,538	0,05685	0,003536
	1500	2,567	0,1279	0,007955
	2000	4,363	0,2274	0,01414
	2500	6,867	0,3559	0,0221
	3000	7,15	0,5124	0,03182
	3500	8,93	0,697	0,04331
	4000	10,7	0,9097	0,05658
	4500	12,58	1,151	0,07162
	5000	12,78	1,423	0,08847
R407C	500	0,7672	0,7439	1,194
	1000	1,193	0,0421	0,002618
	1500	1,835	0,09473	0,005891
	2000	2,57	0,1684	0,01047
	2500	3,422	0,2633	0,01636
	3000	0,3924	0,3798	0,02356
	3500	0,5351	0,5168	0,03207
	4000	0,7007	0,6748	0,04189
	4500	10,09	0,8537	0,05202
	5000	1,092	1,054	0,06546

Σε μία γενική όψη, οι τιμές πτώσης πίεσης που παρουσιάζονται στο παρόν θερμικό πρόγραμμα είναι χαμηλές, για αυτό δίνεται έμφαση στη συμπεριφορά τους και την αυξομείωση τους και όχι τόσο στις ακριβείς τιμές τους. Επίσης παρατηρείται πως η πτώση πίεσης παρουσιάζει αύξηση (είτε μικρή, είτε μεγάλη) κατά την αύξηση της παροχής στο ψυχρό κύκλωμα.

Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα είναι ευδιάκριτο πως η πτώση πίεσης στην ψυχρή πλευρά του εναλλάκτη έχει την τάση να αυξάνεται περισσότερο ιδιαίτερα στους μικρότερους συγκριτικά εναλλάκτες (Α και Β), ενώ στον εναλλάκτη Γ η αύξηση είναι αμελητέα γιατί οι τιμές της  $\Delta P_c$  παραμένουν σε ίδια περίπου επίπεδα. Αυτό συμβαίνει καθώς ο εναλλάκτης Γ είναι πολύ μεγαλύτερος για την διεκπεραίωση του συγκεκριμένου θερμικού προγράμματος, κάτι που φάνηκε και κατά τη μελέτη της επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στο συντελεστή υπερδιαστασιοποίησης. Αξίζει να αναφερθεί πως ο εναλλάκτης Α παρουσιάζει συνολικά τις υψηλότερες τιμές συνολικής πτώσης πίεσης με διαφορά σε σχέση με τους υπόλοιπους εναλλάκτες των οποίων οι τιμές κυμαίνονται σε χαμηλότερα επίπεδα. Για την ακρίβεια ο εναλλάκτης Β παρουσιάζει τις μέγιστες τιμές πτώσης πίεσης στην υψηλότερη εξεταζόμενη παροχή, αντιθέτως ο εναλλάκτης Γ παρουσιάζει τις υψηλότερες δυνατές τιμές πτώσης πίεσης για την ελάχιστη

δυνατή εξεταζόμενη παροχή. Αξίζει να αναφερθεί πως αυτές οι αυξομειώσεις οφείλονται και στον τύπο καναλιού πλακών του οποίου η βέλτιστη επιλογή έχει γίνει από το πρόγραμμα που χρησιμοποιήθηκε για τους υπολογισμούς.

Όσον αφορά τα ψυκτικά μέσα φαίνεται πως η επιλογή τους δεν έχει και τόσο επίδραση στην πτώση πίεσης καθώς οι διαφορές που παρουσιάζονται είναι πολύ μικρές και θεωρούνται αμελητέες, άρα οι κύριοι μεταβαλλόμενοι παράγοντες στη συγκεκριμένη περίπτωση είναι οι διαστάσεις του εναλλάκτη, η τιμή παροχής του ψυκτικού μέσου και ο τύπος καναλιού των πλακών.

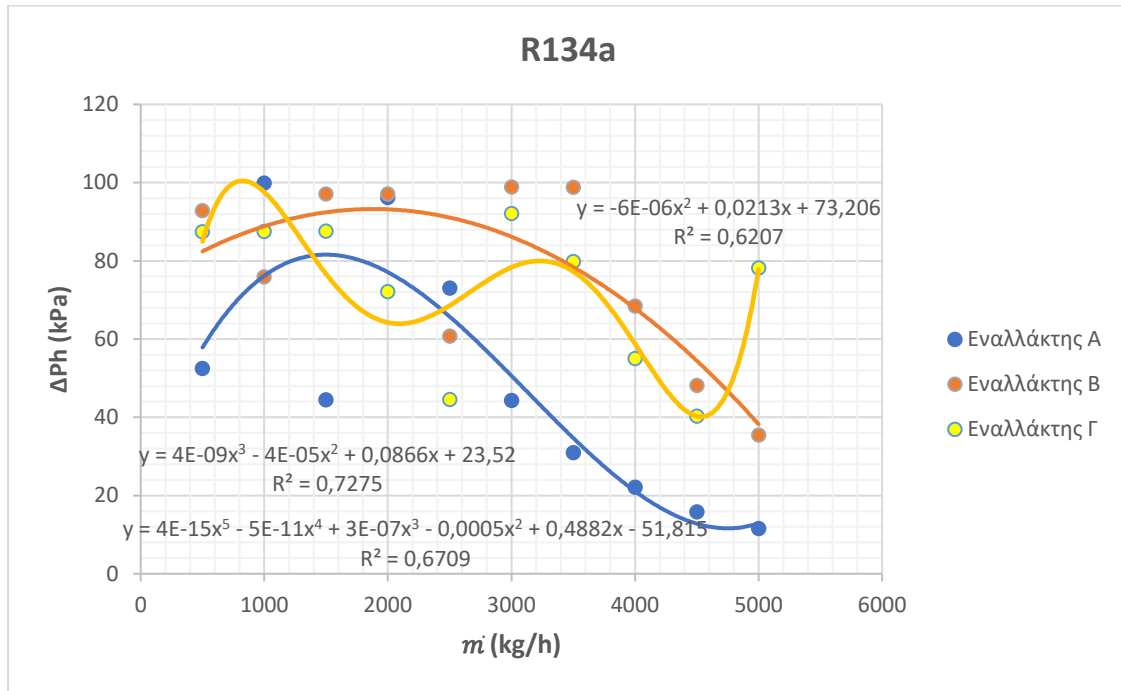
Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για τον εναλλάκτη Α και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 3E-08x^2 + 0,0027x - 0,8582$  ,  
 $R^2 = 0,9844$
- Για τον εναλλάκτη Α και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -4E-13x^4 + 5E-09x^3 - 2E-05x^2 + 0,024x - 8,3341$  ,  
 $R^2 = 0,2539$
- Για τον εναλλάκτη Β και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 2E-07x^2 - 0,0006x + 0,9448$  ,  
 $R^2 = 0,7894$
- Για τον εναλλάκτη Β και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 1E-07x^2 - 0,0004x + 0,6598$  ,  
 $R^2 = 0,8083$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 2E-07x^2 - 0,001x + 1,5481$  ,  
 $R^2 = 0,5582$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 1E-07x^2 - 0,0007x + 1,074$  ,  
 $R^2 = 0,5571$

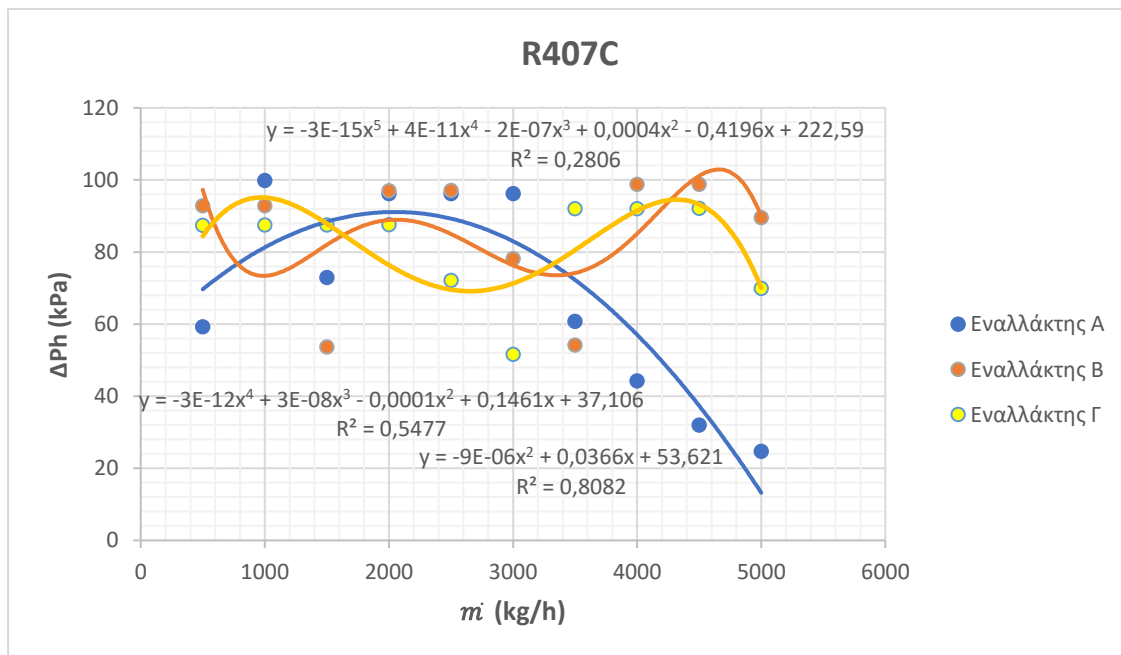
Όσον αφορά τους συντελεστές προσδιορισμού, ο εναλλάκτης Α παρουσιάζει μία υψηλή τιμή για ψυκτικό μέσο R134a σε αντίθεση με τη χρήση του R407C που εμφανίζει τη χαμηλότερη συγκριτικά τιμή. Ο εναλλάκτης Β παρουσιάζει καλούς συντελεστές και για τα δύο ψυκτικά μέσα, ενώ ο εναλλάκτης Γ παρουσιάζει μέσες τιμές.

#### **4.6 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στην συνολική πτώση πίεσης του θερμού κυκλώματος**

Όπως στο προηγούμενο κεφάλαιο μελετήθηκε η επίδραση της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στην πτώση πίεσης του ψυχρού κυκλώματος, έτσι πλέον θα εξεταστεί η επίδραση της στην πτώση πίεσης του θερμού κυκλώματος -  $\Delta P_h$  (kPa). Παρακάτω παρουσιάζονται τα σχετικά διαγράμματα, ο πίνακας τιμών και ο σχολιασμός τους.



**Διάγραμμα 4.9:** Διάγραμμα συσχέτισης συνολικής πτώσης πίεσης του θερμού κυκλώματος -  $\Delta P_h$  (kPa) με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικό μέσο R134a.



**Διάγραμμα 4.10:** Διάγραμμα συσχέτισης συνολικής πτώσης πίεσης του θερμού κυκλώματος -  $\Delta P_h$  (kPa) με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικό μέσο R407C.

**Πίνακας 4.6:** Πίνακας συσχέτισης συνολικής πτώσης πίεσης του θερμού κυκλώματος -  $\Delta P_h$  (kPa) με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	$\dot{m}$ (kg/h)	$\Delta P_h$ (kPa)		
		Εναλλάκτης Α	Εναλλάκτης Β	Εναλλάκτης Γ
R134a	500	52,46	92,84	87,45
	1000	99,85	75,85	87,49
	1500	44,46	97,03	87,54
	2000	96,21	97,08	72,14
	2500	73	60,69	44,52
	3000	44,24	98,83	92,05
	3500	30,91	98,81	79,84
	4000	22,1	68,4	54,98
	4500	15,82	48,12	40,24
	5000	11,57	35,47	78,2
R407C	500	59,32	92,84	87,45
	1000	99,84	92,87	87,49
	1500	72,97	53,7	87,53
	2000	96,22	97,06	87,57
	2500	96,23	97,1	72,16
	3000	96,24	78,19	51,6
	3500	60,81	54,18	92,05
	4000	44,27	98,84	92,08
	4500	32,03	98,83	92,11
	5000	24,77	89,52	69,96

Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα, είναι ευδιάκριτο πως οι τιμές πτώσης πίεσης του θερμού κυκλώματος είναι πολύ πιο αυξημένες από αυτές του ψυχρού. Παρατηρείται πως σε καμία περίπτωση η πτώση πίεσης δεν ξεπερνά τα 100kPa λόγω του περιορισμού της μέγιστης πτώσης πίεσης που έχει οριστεί εξ αρχής.

Ανάμεσα στους τρεις εναλλάκτες αυτός που παρουσιάζει κατά μέσο όρο τις υψηλότερες τιμές πτώσης πίεσης είναι ο εναλλάκτης Β. Οι καμπύλες παρουσιάζουν πολλές αυξομειώσεις οι οποίες οφείλονται σε ποικίλους παράγοντες και κυρίως στην επιλογή του τύπου καναλιών ο οποίος έχει γίνει από το πρόγραμμα.

Μεταξύ των δύο ψυκτικών μέσων, και τα δύο παρουσιάζουν υψηλές τιμές πτώσης πίεσης με το ψυκτικό R407C να έχει κατά μέσο όρο τις υψηλότερες προσδίδοντας αυξημένη τύρβη και μετάδοση θερμότητας στον πλακοειδή εναλλάκτη.

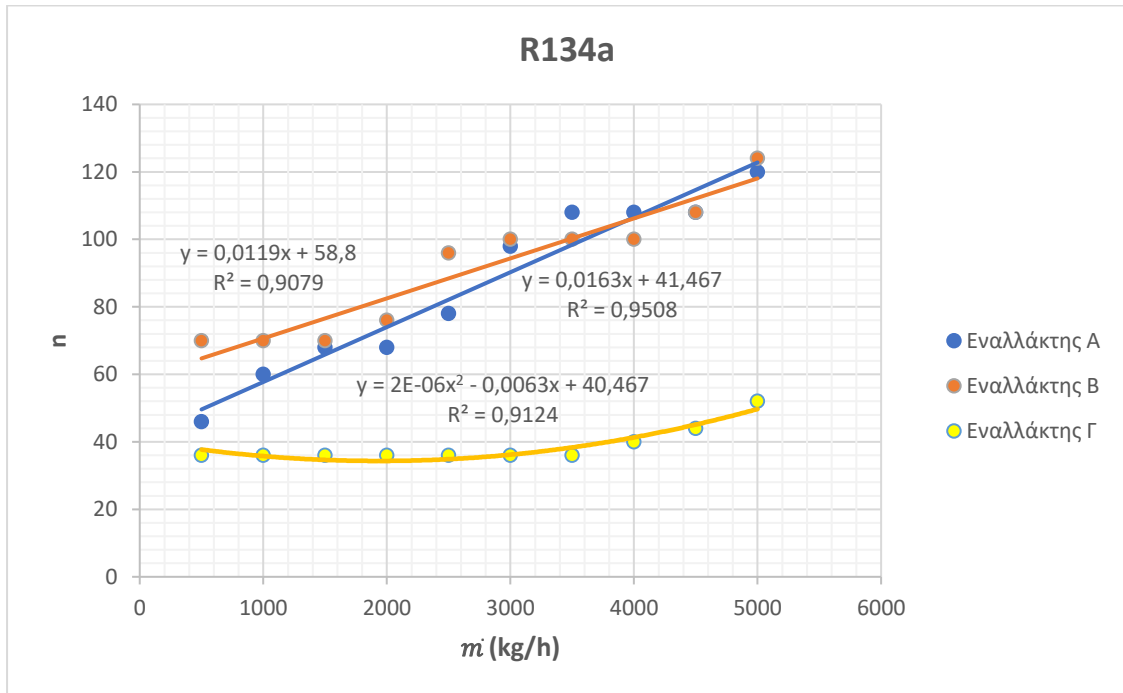
Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για τον εναλλάκτη Α και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 4E-09x^3 - 4E-05x^2 + 0,0866x + 23,52$  ,  
 $R^2 = 0,7275$
- Για τον εναλλάκτη Α και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -9E-06x^2 + 0,0366x + 53,621$  ,  
 $R^2 = 0,8082$
- Για τον εναλλάκτη Β και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 4E-15x^5 - 5E-11x^4 + 3E-07x^3 - 0,0005x^2 + 0,4882x - 51,815$  ,  
 $R^2 = 0,6709$
- Για τον εναλλάκτη Β και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -3E-15x^5 + 4E-11x^4 - 2E-07x^3 + 0,0004x^2 - 0,4196x + 222,59$  ,  
 $R^2 = 0,2806$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 2E-06x^2 - 0,0149x + 98,036$  ,  
 $R^2 = 0,6207$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -3E-12x^4 + 3E-08x^3 - 0,0001x^2 + 0,1461x + 37,106$  ,  
 $R^2 = 0,5477$

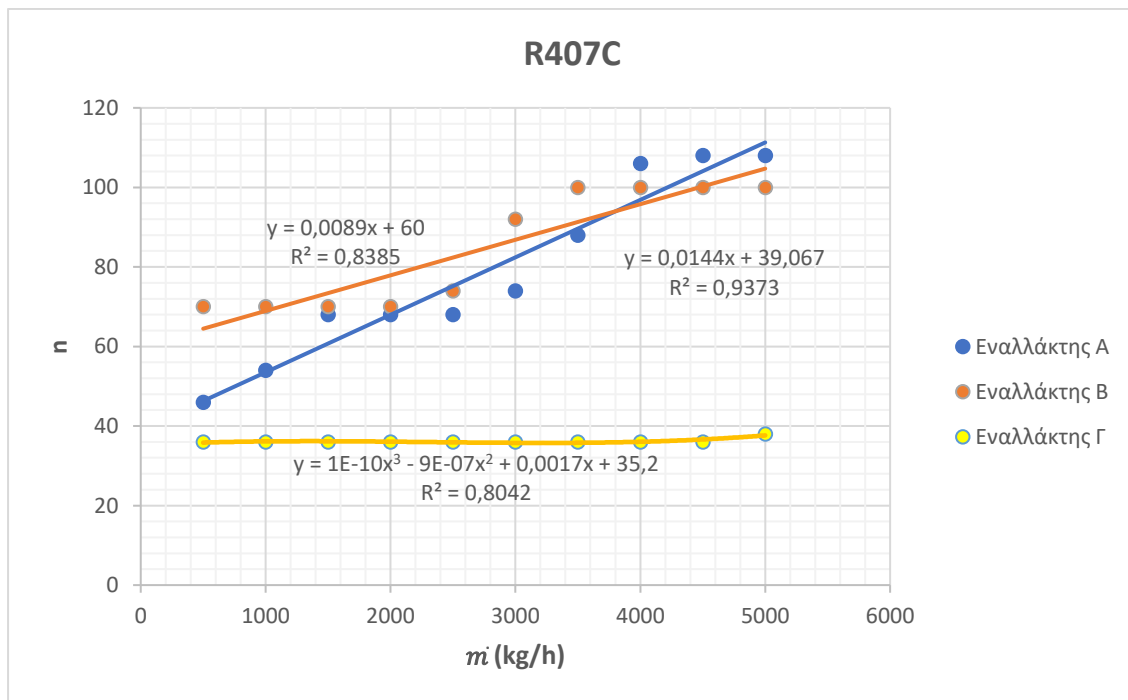
Οι εναλλάκτες Α και Β παρουσιάζουν ικανοποιητικές και κοντινές μεταξύ τους τιμές συντελεστή προσδιορισμού, ενώ ο εναλλάκτης Γ εμφανίζει τις χαμηλότερες. Κανένας από τους συντελεστές δεν προσεγγίζει την απόλυτη μονάδα λόγω των διακυμάνσεων των τιμών των αποτελεσμάτων.

#### **4.7 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής ψυχρού ρευστού στον βέλτιστο / ελάχιστο αριθμό πλακών**

Το τελευταίο μέγεθος του οποίου οι διαφοροποιήσεις στις τιμές του θα αναλυθούν με βάση τη μεταβολή της παροχής ψυχρού ρευστού, είναι ο ελάχιστος / βέλτιστος αριθμός πλακών - η του εκάστοτε υπό μελέτη εναλλάκτη για κάθε ψυκτικό μέσο. Παρακάτω παρουσιάζονται τα σχετικά διαγράμματα όπως και ο αντίστοιχος συγκεντρωτικός πίνακας ο οποίος υποδέχεται τον επικείμενο σχολιασμό.



**Διάγραμμα 4.11:** Διάγραμμα συσχέτισης βέλτιστου/ελάχιστου αριθμού πλακών -  $n$  με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικό μέσο R134a.



**Διάγραμμα 4.12:** Διάγραμμα συσχέτισης βέλτιστου/ελάχιστου αριθμού πλακών -  $n$  με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικό μέσο R407C.

**Πίνακας 4.7:** Πίνακας συσχέτισης βέλτιστου/ελάχιστου αριθμού πλακών – n με παροχή ψυχρού ρευστού  $\dot{m}$  (kg/h) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	$\dot{m}$ (kg/h)	n		
		Εναλλάκτης Α	Εναλλάκτης Β	Εναλλάκτης Γ
-	-	Εναλλάκτης Α	Εναλλάκτης Β	Εναλλάκτης Γ
R134a	500	46	70	36
	1000	60	70	36
	1500	68	70	36
	2000	68	76	36
	2500	78	96	36
	3000	98	100	36
	3500	108	100	36
	4000	108	100	40
	4500	108	108	44
	5000	120	124	52
R407C	500	46	70	36
	1000	54	70	36
	1500	68	70	36
	2000	68	70	36
	2500	68	74	36
	3000	74	92	36
	3500	88	100	36
	4000	106	100	36
	4500	108	100	36
	5000	108	100	38

Όπως φαίνεται στα παραπάνω αποτελέσματα και μετρήσεις, όσο υψηλότερη η παροχή του πρωτεύοντος κυκλώματος, τόσο περισσότερες είναι οι ελάχιστες αναγκαίες πλάκες για την διεκπεραίωση του θερμικού προγράμματος, κάτι το οποίο είναι άκρως φυσιολογικό καθώς όσο υψηλότερη η παροχή ψυκτικού μέσου, τόσες περισσότερες πλάκες χρειάζονται για να καταφέρουν να πραγματοποιήσουν την κατάλληλη μετάδοση θερμότητας μεταξύ των δύο εργαζόμενων μέσων.

Με βάση τα αποτελέσματα ο εναλλάκτης Β χρειάζεται τις περισσότερες πλάκες για την κατάλληλη μεταφορά θερμότητας μεταξύ των ρευστών με μικρές διαφορές από τον εναλλάκτη Α που χρειάζεται έναν λίγο μικρότερο αριθμό πλακών για να βγει εις πέρας το θερμικό πρόγραμμα. Τέλος ακολουθεί ο εναλλάκτης Γ που χρειάζεται τις λιγότερες πλάκες με διαφορά από τους άλλους δύο καθώς είναι μεγαλύτερος, συνεπώς και η συνολική επιφάνεια των πλακών που τον απαρτίζουν. Αξίζει να σημειωθεί πως ο εναλλάκτης Γ φέρεται να λειτουργεί με τον ελάχιστο δυνατό αριθμό πλακών που δέχεται ως τα 3.500kg/h για ψυκτικό μέσο R134a και ως τα 2.500kg/h για ψυκτικό μέσο R407C, κάτι το οποίο είναι φανερό και στα αντίστοιχα διαγράμματα και πίνακα του συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης, μία πληροφορία που φανερώνει και επιβεβαιώνει για ακόμη μία



φορά πως ο συγκεκριμένος εναλλάκτης έχει πολύ μεγαλύτερες διαστάσεις από τις απαραίτητες για το συγκεκριμένο θερμικό πρόγραμμα όπως προαναφέρθηκε.

Όσον αφορά τα ψυκτικά μέσα, έχουν επίδραση στον αριθμό πλακών τόσο ώστε το ψυκτικό R134a να χρειάζεται στις περισσότερες τιμές παροχών μεγαλύτερο αριθμό πλακών από το R407C για να πραγματοποιηθεί με επιτυχία η επιθυμητή μεταφορά θερμότητας, με εξαίρεση έναν μικρό αριθμό παροχών όπου ο ελάχιστος / βέλτιστος αριθμός πλακών είναι ακριβώς ο ίδιος. Με βάση την προηγούμενη ανάλυση που αφορούσε τη θερμική ισχύ που καταναλώνει κάθε ψυκτικό μέσο, αυτά τα αποτελέσματα είναι λογικά, καθώς το ψυκτικό μέσο είναι πιο αποδοτικό όσον αφορά τη μετάδοση θερμότητας μεταξύ των δύο εργαζόμενων μέσων.

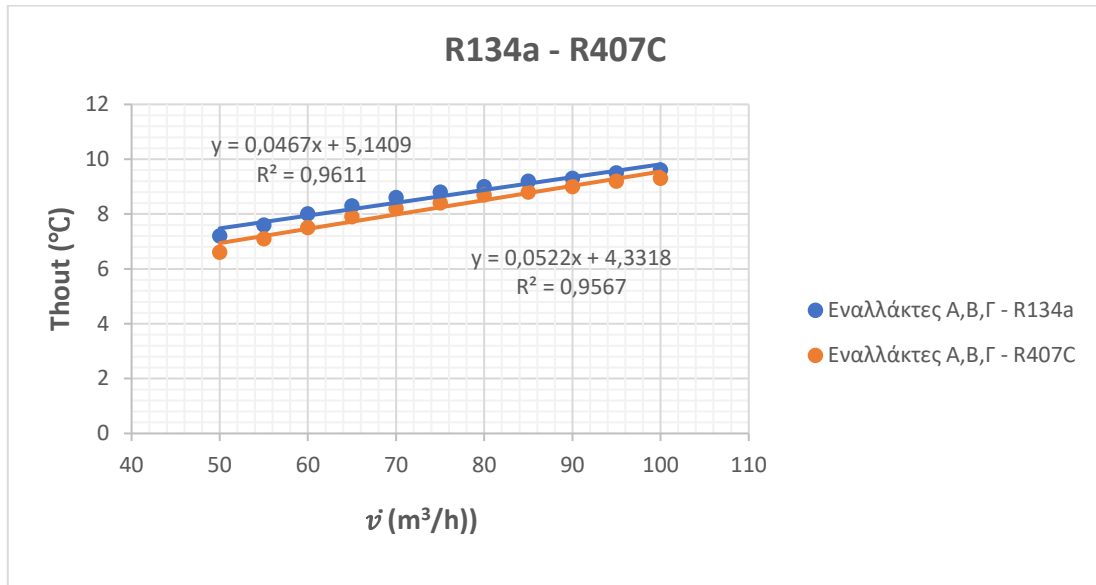
Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για τον εναλλάκτη A και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 0,0163x + 41,467$  ,  
 $R^2 = 0,9508$
- Για τον εναλλάκτη A και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 0,0144x + 39,067$  ,  
 $R^2 = 0,9373$
- Για τον εναλλάκτη B και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 0,0119x + 58,8$  ,  
 $R^2 = 0,9079$
- Για τον εναλλάκτη B και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 0,0089x + 60$  ,  
 $R^2 = 0,8385$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 2E-06x^2 - 0,0063x + 40,467$  ,  
 $R^2 = 0,9124$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο  $y = 1E-10x^3 - 9E-07x^2 + 0,0017x + 35,2$  ,  
 $R^2 = 0,8042$

Όπως φαίνεται και παραπάνω, λόγω της συνέχειας που παρουσιάζουν τα αποτελέσματα, όλοι οι συντελεστές προσδιορισμού κυμαίνονται σε υψηλές τιμές με τις ιδανικότερες να είναι αυτές που τον εκφράζουν για τον εναλλάκτη A.

#### **4.8 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής θερμού ρευστού στη θερμοκρασία εξόδου του**

Μετά την μελέτη επίδρασης της παροχής του ψυχρού ρευστού στη λειτουργία του εναλλάκτη, σειρά έχει η αντίστοιχη μελέτη που αφορά την μεταβολή παροχής του θερμού ρευστού -  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ). Η μεταβολή του συγκεκριμένου μεγέθους έχει επίδραση σε ένα από τα πιο σημαντικά μεγέθη της λειτουργίας ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας, την θερμοκρασία εξόδου του αυτού ρευστού -  $Th_{out}$  ( $^{\circ}C$ ). Αυτή η επίδραση θα μελετηθεί παρακάτω, συνεπώς παρουσιάζεται το σχετικό διάγραμμα, ο πίνακας τιμών στον οποίο βασίζεται και ο επικείμενος σχολιασμός τους.



**Διάγραμμα 4.13:** Διάγραμμα συσχέτισης θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού -  $T_{hout}$  (°C) με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

**Πίνακας 4.8:** Πίνακας συσχέτισης θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού -  $T_{hout}$  (°C) με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	$\dot{v}$ ( $m^3/h$ )	$T_{hout}$ (°C)
-		<b>Εναλλάκτες Α,Β,Γ</b>
R134a	50	7,2
	55	7,6
	60	8
	65	8,3
	70	8,6
	75	8,8
	80	9
	85	9,2
	90	9,3
	95	9,5
	100	9,6
R407C	50	6,6
	55	7,1
	60	7,5
	65	7,9
	70	8,2
	75	8,4
	80	8,7
	85	8,8
	90	9
	95	9,2
	100	9,3

Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα, η θερμοκρασία εξόδου του δευτερεύοντος ρευστού αυξάνεται με όσο περισσότερη είναι η τιμή της παροχής του, κάτι άκρως φυσιολογικό καθώς η αυξημένη παροχή του ρευστού επιταχύνει και τη μετάδοση θερμότητας ανάμεσα στα δύο εργαζόμενα μέσα. Αυτά τα αποτελέσματα αντιτίθενται σε αυτά της επίδρασης της μεταβολής ψυκτικού μέσου όπου η αύξηση της είχε ως συνέπεια την μείωση της θερμοκρασίας εξόδου θερμού ρευστού.

Η αύξηση της θερμοκρασίας του νερού είναι μεγαλύτερη για τις χαμηλότερες σχετικά παροχές, οι οποίες όσο αυξάνονται τόσο μειώνεται και αυτή η αύξηση της θερμοκρασίας. Για την ακρίβεια ενώ στην πρώτη μεταβολή παροχής κατά  $5\text{m}^3/\text{h}$  η θερμοκρασία αυξάνεται κατά  $0,4^\circ\text{C}$  ως  $0,5^\circ\text{C}$ , στην τελευταία και για τα δύο ψυκτικά μέσα η αύξηση βρίσκεται στον  $0,1^\circ\text{C}$ .

Όσον αφορά τα δύο ψυκτικά μέσα, το R407C παρουσιάζει χαμηλότερες τιμές θερμοκρασιών για κάθε μεταβολή τις παροχής συγκριτικά με το R134a, ένα γεγονός εμφανές και από το προηγούμενο κεφάλαιο. Η συγκεκριμένη πληροφορία αφορά ότι είχε αναφερθεί και στο προηγούμενο κεφάλαιο, πως για να καθίσταται κάποιο ψυκτικό μέσο ποιο αποδοτικό επιβάλλεται να εξεταστούν οι τιμές θερμοκρασίες εξόδου του θερμού ρευστού που παρουσιάζουν για ίδιες τιμές καταναλισκόμενης θερμικής ισχύος. Στα παραπάνω αποτελέσματα λοιπόν το ψυκτικό R407C παρουσιάζεται ως αποδοτικότερο και πιο οικονομικά ενεργειακά.

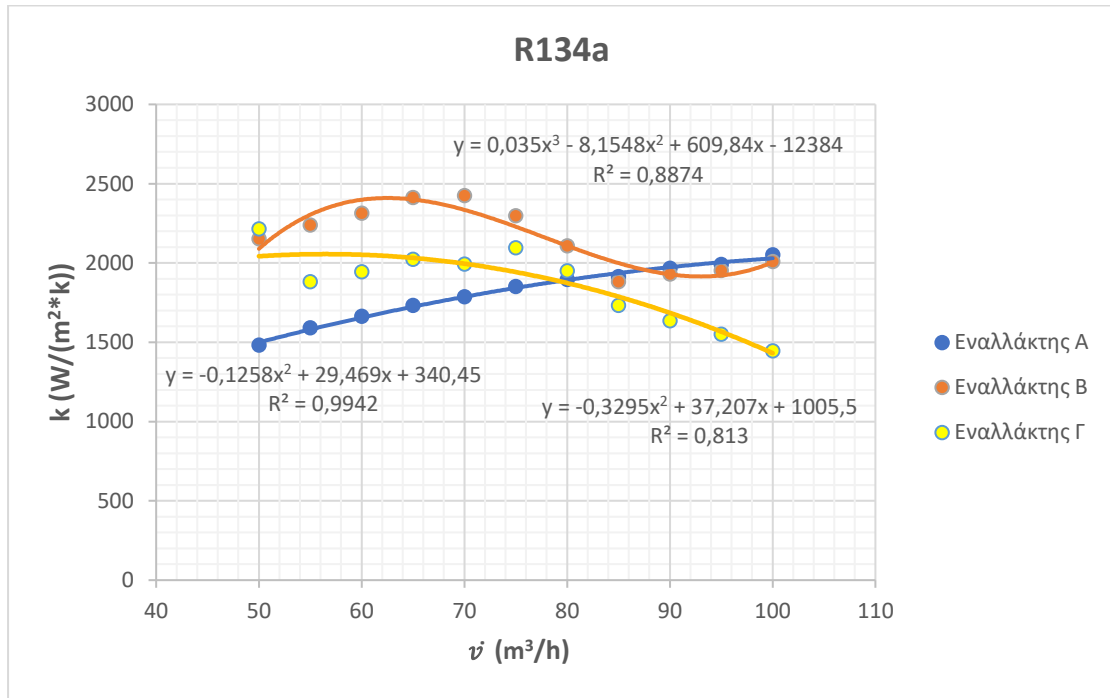
Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για τους εναλλάκτες Α,Β,Γ και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 0,0467x + 5,1409$  ,  
 $R^2 = 0,9611$
- Για τον εναλλάκτες Α,Β,Γ και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 0,0522x + 4,3318$  ,  
 $R^2 = 0,9567$

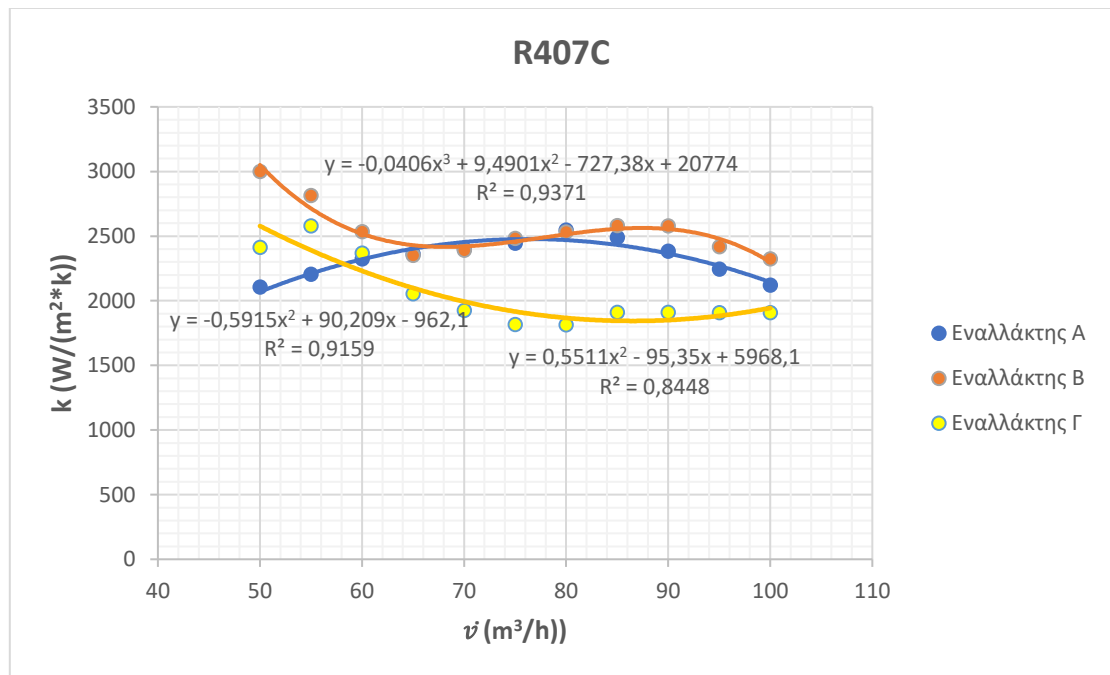
Στην παρούσα περίπτωση, οι συντελεστές προσδιορισμού παρουσιάζουν πολύ υψηλές τιμές για τη χρήση και των δύο υπό μελέτη ψυκτικών μέσων και τείνουν στην απόλυτη μονάδα.

#### **4.9 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής θερμού ρευστού στον συντελεστή μετάδοσης θερμότητας**

Το δεύτερο μέγεθος το οποίο θα μελετηθεί με βάση τη μεταβολή παροχής του δευτερεύοντος ρευστού είναι ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας -  $k$  ( $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{k})$ ). Παρακάτω παρουσιάζονται τα σχετικά διαγράμματα με βάση τα αποτελέσματα, ο πίνακας τιμών στον οποίο βασίστηκαν και ο σχολιασμός τους.



**Διάγραμμα 4.14:** Διάγραμμα συσχέτισης συντελεστή μετάδοσης θερμότητας -  $k$  ( $W/(m^2 \cdot K)$ ) με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) για ψυκτικό μέσο R134a.



**Διάγραμμα 4.15:** Διάγραμμα συσχέτισης συντελεστή μετάδοσης θερμότητας -  $k$  ( $W/(m^2 \cdot K)$ ) με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) για ψυκτικό μέσο R407C.

**Πίνακας 4.9:** Πίνακας συσχέτισης συντελεστή μετάδοσης θερμότητας -  $k$  ( $W/(m^2 \cdot k)$ ) με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	$\dot{v}$ ( $m^3/h$ )	$k$ ( $W/(m^2 \cdot k)$ )		
		Εναλλάκτης Α	Εναλλάκτης Β	Εναλλάκτης Γ
-				
R134a	50	1482	2152	2215
	55	1590	2239	1881
	60	1664	2314	1943
	65	1732	2412	2023
	70	1787	2425	1993
	75	1852	2298	2096
	80	1896	2107	1951
	85	1914	1882	1731
	90	1967	1930	1636
	95	1990	1952	1551
	100	2051	2008	1445
R407C	50	2104	3000	2411
	55	2205	2813	2579
	60	2323	2534	2367
	65	2359	2351	2054
	70	2400	2389	1925
	75	2444	2482	1816
	80	2547	2530	1814
	85	2488	2581	1910
	90	2382	2577	1909
	95	2243	2418	1908
	100	2121	2323	1907

Με βάση το εύρος παροχών που εξετάζεται και τα παραπάνω αποτελέσματα, ο εναλλάκτης Α παρουσιάζει μία συνεχή αύξηση στις τιμές του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας για ψυκτικό R134a, ενώ για ψυκτικό R407C αυτή η αύξηση ισχύει μέχρι η παροχή δευτερεύοντος ρευστού να ισούται με  $80m^3/h$  καθώς μετά υπάρχει μία μικρή μείωση. Από την άλλη οι εναλλάκτες Β και Γ παρουσιάζουν αυξομειώσεις στις τιμές τους ανάλογα με την παροχή, ενώ συνολικά ο εναλλάκτης Β παρουσιάζει τις πιο αυξημένες τιμές συντελεστή  $k$  σε σύγκριση με τους υπόλοιπους εξεταζόμενους εναλλάκτες. Συγκρίνοντας τις τιμές των εναλλακτών Α και Γ, στις χαμηλότερες τιμές ο εναλλάκτης Γ παρουσιάζει υψηλότερες τιμές συντελεστή μετάδοσης θερμότητας σε σχέση με τον Α (μέχρι τα  $80m^3/h$  για ψυκτικό μέσο R134a και τα  $60m^3/h$  για ψυκτικό μέσο R407C), ενώ στη συνέχεια ο εναλλάκτης Α αναλαμβάνει αυτό το ρόλο.

Συγκρίνοντας τα δύο ρευστά, το R407C παρουσιάζει τις πιο υψηλές τιμές συντελεστή μετάδοσης θερμότητας σε σχέση με το ψυκτικό R134a όπως και στην προηγούμενη μελέτη, παρόλο που οι διαφορές μεταξύ τους δεν είναι πολύ μεγάλες.

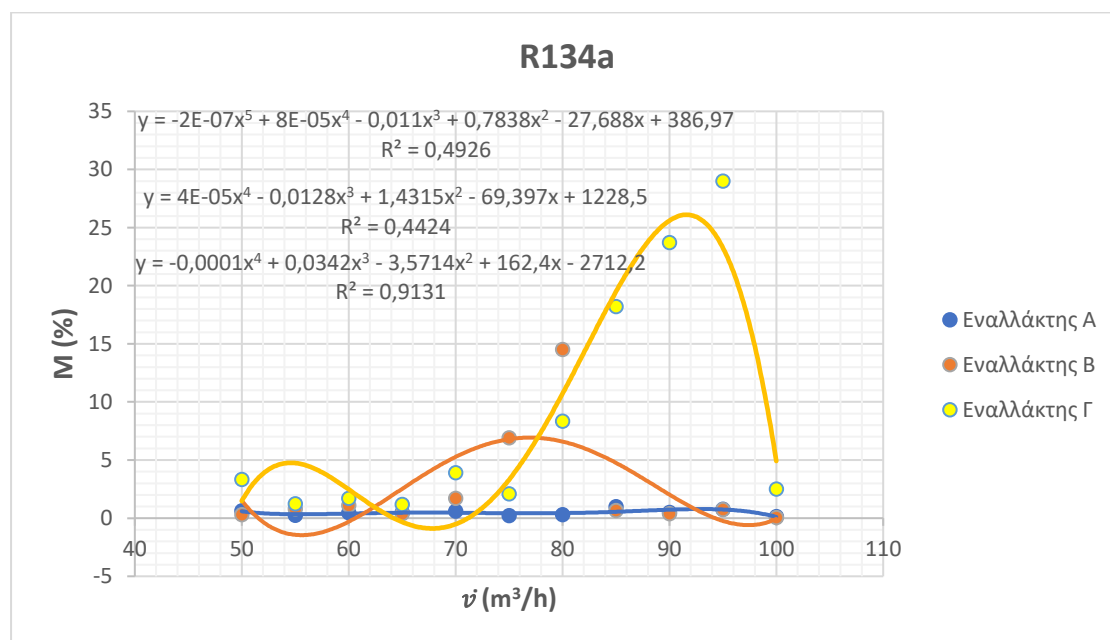
Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για τον εναλλάκτη Α και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -0,1258x^2 + 29,469x + 340,45$  ,  $R^2 = 0,9442$
- Για τον εναλλάκτη Α και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -0,5915x^2 + 90,209x - 962,1$  ,  $R^2 = 0,9159$
- Για τον εναλλάκτη Β και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 0,035x^3 - 8,1548x^2 + 609,84x - 12384$  ,  $R^2 = 0,8874$
- Για τον εναλλάκτη Β και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -0,0406x^3 + 9,4901x^2 - 727,38x + 20774$  ,  $R^2 = 0,9371$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -0,3295x^2 + 37,207x + 1005,5$  ,  $R^2 = 0,813$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 0,5511x^2 - 95,35x + 5968,1$  ,  $R^2 = 0,8448$

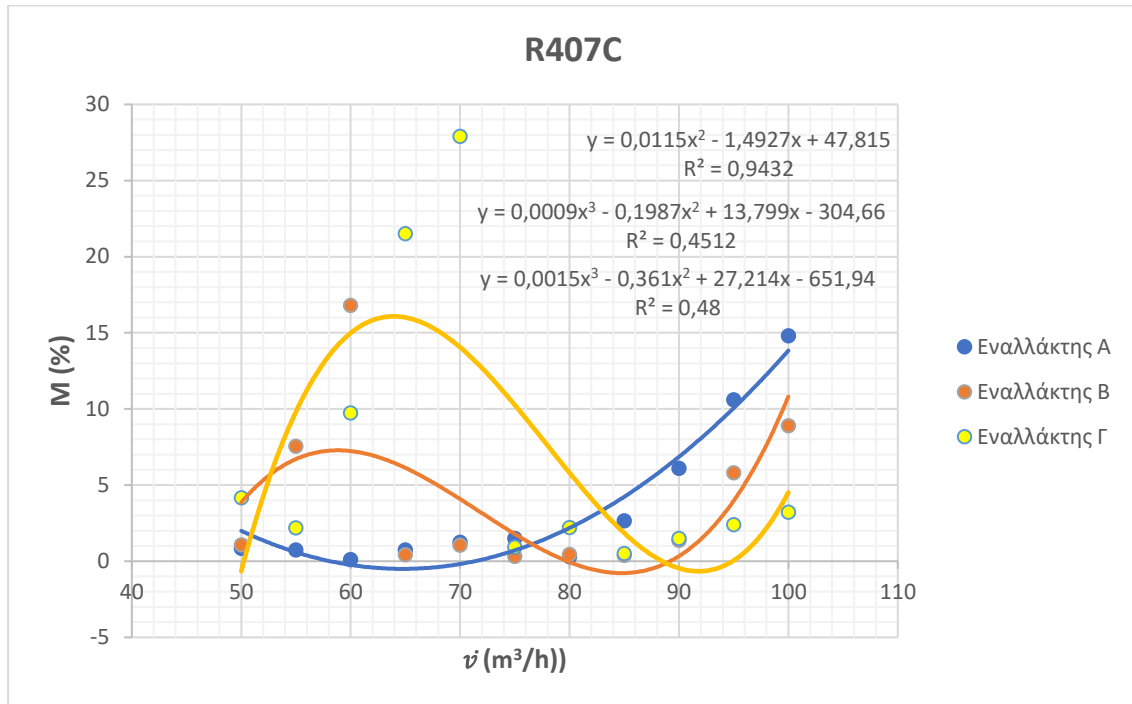
Με βάση τα αποτελέσματα που προέκυψαν, όλες οι περιπτώσεις παρουσιάζουν υψηλούς συντελεστές προσδιορισμού, με τις υψηλότερες κατά μέσο όρο τιμές να εμφανίζονται στον εναλλάκτη Α και οι χαμηλότερες στον εναλλάκτη Γ.

#### 4.10 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής θερμού ρευστού στον συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης

Στο συγκεκριμένο στάδιο της μελέτης, το μέγεθος το οποίο θα αναλυθεί με βάση την σταδιακή μεταβολή της παροχής δευτερεύοντος ρευστού είναι ο συντελεστής υπερδιαστασιολόγησης -  $M$  (%). Ακολουθούν τα σχετικά διαγράμματα υπολογισμού, ο συγκεντρωτικός πίνακας τιμών και ο επικείμενος σχολιασμός τους.



**Διάγραμμα 4.16:** Διάγραμμα συσχέτισης συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης -  $M$  (%) με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) για ψυκτικό μέσο R134a.



**Διάγραμμα 4.17:** Διάγραμμα συσχέτισης συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης -  $M$  (%) με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) για ψυκτικό μέσο R407C.

**Πίνακας 4.10:** Πίνακας συσχέτισης συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης -  $M$  (%) με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	$\dot{v}$ ( $m^3/h$ )	M (%)		
		Eναλλάκτης Α	Eναλλάκτης Β	Eναλλάκτης Γ
-				
R134a	50	0,618	0,289	3,32
	55	0,242	0,795	1,23
	60	0,46	1,1	1,7
	65	0,481	0,374	1,16
	70	0,606	1,7	3,9
	75	0,216	6,91	2,08
	80	0,283	14,5	8,33
	85	0,967	0,647	18,2
	90	0,494	0,361	23,7
	95	0,768	0,738	29
R407C	100	0,119	0,055	2,5
	50	0,835	1,08	4,15
	55	0,732	7,55	2,18
	60	0,097	16,8	9,74
	65	0,729	0,411	21,5
	70	1,24	1,04	27,9
	75	1,5	0,314	0,933
	80	0,296	0,441	2,21
	85	2,64	0,384	0,509
	90	6,09	1,37	1,5
95	10,6	5,79	2,4	
100	14,8	8,9	3,22	

Με βάση τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τους σχετικούς υπολογισμούς του εξιδεικευμένου προγράμματος, όσον αφορά το ψυκτικό μέσο R134a πολλές από τις τιμές συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης των εναλλακτών τείνουν στο μηδέν, δηλαδή ο εναλλάκτης έχει το ακριβές μέγεθος για τη διεκπεραίωση του θερμικού προγράμματος στις συγκεκριμένες τιμές παροχών. Αυτό ισχύει για όλες τις τιμές του A, ενώ οι τιμές του εναλλάκτη B εκτός από τις τιμές παροχών των 75m<sup>3</sup>/h ως 80m<sup>3</sup>/h κατά τις οποίες υπάρχει μία αύξηση του συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης, τείνουν και αυτές στο μηδέν. Ο εναλλάκτης Γ ως μεγαλύτερος, είναι αναμενόμενο να παρουσιάζει τις υψηλότερες τιμές συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης ειδικά στις υψηλά εξεταζόμενες παροχές δευτερεύοντος ρευστού καθώς χρησιμοποιούνται περισσότερες πλάκες από τις αναγκαίες για την κατάλληλη μετάδοση θερμότητας (κάτι το οποίο παρατηρήθηκε και στο προηγούμενο κεφάλαιο).

Με βάση το διάγραμμα που αναφέρεται στο ψυκτικό μέσο R407C, ο εναλλάκτης Γ ξανά παρουσιάζει κατά μέσο όρο τις υψηλότερες τιμές συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης. Επιπλέον όλοι οι εναλλάκτες παρουσιάζουν μία αύξηση στις τιμές του συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης μετά την παροχή των 85m<sup>3</sup>/h, στις οποίες τιμές οι εναλλάκτες A και B αν και μικρότεροι στις διαστάσεις τους ξεπερνούν το αντίστοιχο συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης του εναλλάκτη Γ. Εν κατακλείδι και τα δύο διαγράμματα διακρίνονται για την ανομοιομορφία τους και τις διακυμάνσεις στις υπολογισμένες τιμές του συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης.

Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

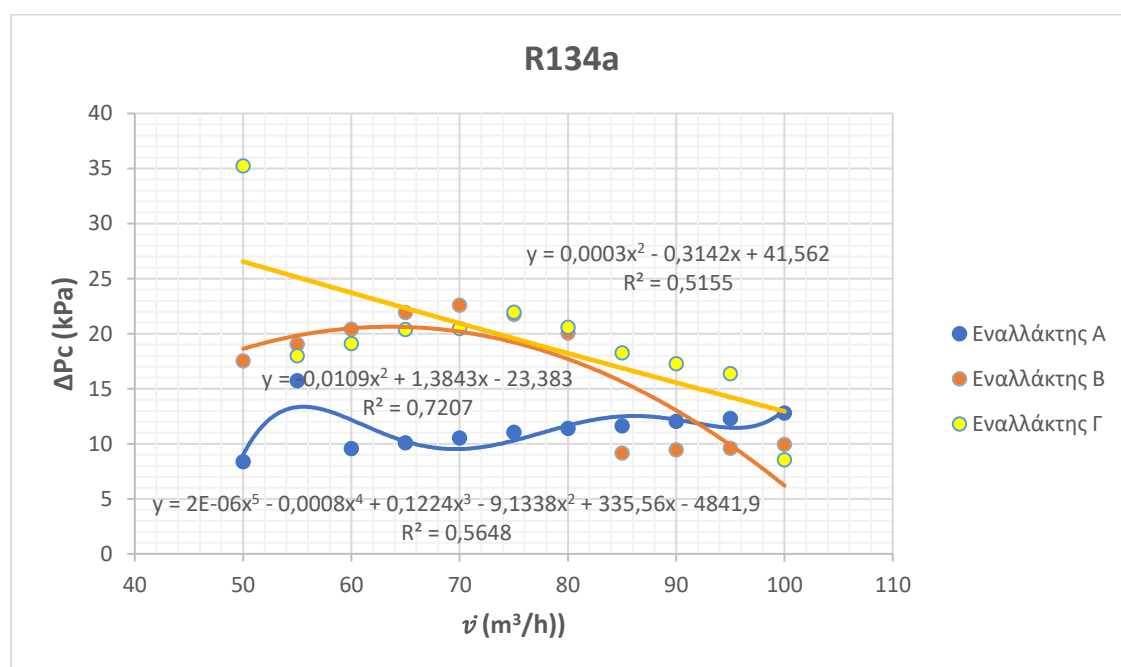
- Για τον εναλλάκτη A και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -2E-07x^5 + 8E-05x^4 - 0,011x^3 + 0,7838x^2 - 27,688x + 386,97$  ,  
 $R^2 = 0,4926$
- Για τον εναλλάκτη A και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 0,0115x^2 - 1,4927x + 47,815$  ,  
 $R^2 = 0,9432$
- Για τον εναλλάκτη B και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 4E-05x^4 - 0,0128x^3 + 1,4315x^2 - 69,397x + 1228,5$  ,  
 $R^2 = 0,4424$
- Για τον εναλλάκτη B και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 0,0009x^3 - 0,1987x^2 + 13,799x - 304,66$  ,  
 $R^2 = 0,4512$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 0,0015x^3 - 0,361x^2 + 27,214x - 651,94$  ,  
 $R^2 = 0,48$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -0,0133x^2 + 1,8223x - 51,518$  ,  
 $R^2 = 0,2099$

Λόγω των διακυμάνσεων στις τιμές του συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης, με βάση τα αποτελέσματα ο συντελεστής προσδιορισμού δεν εμφανίζει ιδανικές τιμές με εξαίρεση την τιμή του για εναλλάκτη A και ψυκτικό μέσο R407C.

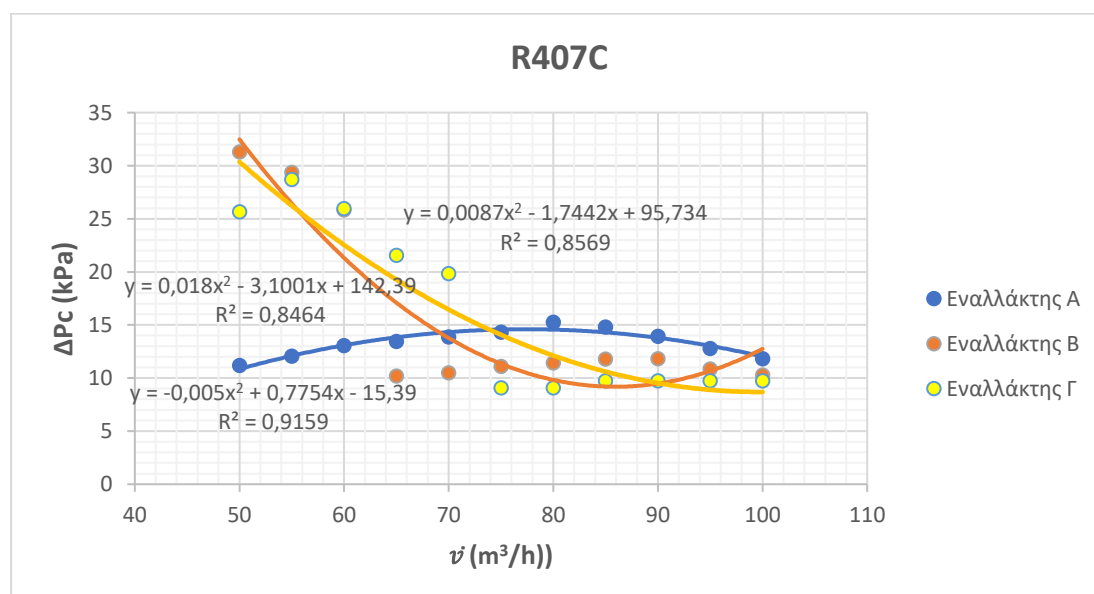


## 4.11 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής θερμού ρευστού στη συνολική πτώση πίεσης του ψυχρού κυκλώματος

Το επόμενο μέγεθος κατά το οποίο θα μελετηθεί η επίδραση της μεταβολής παροχής του δευτερεύοντος ρευστού, είναι η συνολική πτώση πίεση της του ψυχρού κυκλώματος -  $\Delta P_c$  (kPa). Παρακάτω παρουσιάζονται τα διαγράμματα όπως και ο συγκεντρωτικός πίνακας τιμών με τον σχετικό σχολιασμό τους.



**Διάγραμμα 4.18:** Διάγραμμα συσχέτισης συνολικής πτώσης πίεσης του ψυχρού κυκλώματος -  $\Delta P_c$  (kPa) με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) για ψυκτικό μέσο R134a.



**Διάγραμμα 4.19:** Διάγραμμα συσχέτισης συνολικής πτώσης πίεσης του ψυχρού κυκλώματος -  $\Delta P_c$  (kPa) με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) για ψυκτικό μέσο R407C.

**Πίνακας 4.11:** Πίνακας συσχέτισης συνολικής πτώσης πίεσης του ψυχρού κυκλώματος -  $\Delta P_c$  (kPa) με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	$\dot{v}$ ( $m^3/h$ )	$\Delta P_c$ (kPa)		
		Εναλλάκτης Α	Εναλλάκτης Β	Εναλλάκτης Γ
-	-			
R134a	50	8,363	17,52	35,24
	55	15,73	19,05	17,98
	60	9,566	20,4	19,1
	65	10,08	21,92	20,38
	70	10,52	22,58	20,46
	75	11,03	21,73	21,93
	80	11,4	20,06	20,58
	85	11,61	9,142	18,24
	90	12,04	9,438	17,25
	95	12,28	9,599	16,35
	100	12,78	9,939	8,544
R407C	50	11,18	31,29	25,66
	55	12,04	29,35	28,7
	60	13,05	25,82	25,95
	65	13,45	10,2	21,54
	70	13,86	10,48	19,82
	75	14,31	11,09	9,072
	80	15,25	11,43	9,071
	85	14,79	11,79	9,735
	90	13,93	11,81	9,733
	95	12,79	10,84	9,732
	100	11,82	10,27	9,732

Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα, ο εναλλάκτης Α παρουσιάζει παρόμοιες και χαμηλές τιμές πτώσης πίεσης (5 ως 15kPa) για όλες τις εξεταζόμενες παροχές, επιπλέον εμφανίζει τις πιο χαμηλές τιμές πτώσης πίεσης από τους υπόλοιπους υπό μελέτη εναλλάκτες για τις χαμηλότερες σχετικά παροχές (ως τα  $60m^3/h$  για ψυκτικό μέσο R134a και τα  $80m^3/h$  για ψυκτικό μέσο R407C). Οι εναλλάκτες Β και Γ παρουσιάζουν αυξομειώσεις πτώσης πίεσης ενώ και οι 2 στην υψηλότερη εξεταζόμενη παροχή έχουν χαμηλότερες τιμές πτώσης πίεσης από τον εναλλάκτη Α και για τα δύο ψυκτικά μέσα. Επιπλέον οι εναλλάκτες Β (για ψυκτικό μέσο R407C) και Γ (και για τα δύο εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα) παρουσιάζουν τις υψηλότερες τιμές πτώσης πίεσης που εμφανίζονται για τις χαμηλότερες εξεταζόμενες παροχές .

Όσον αφορά τα δύο ψυκτικά μέσα, δεν εμφανίζεται κάποια σημαντική διαφορά μεταξύ τους όσον αφορά την πτώση πίεσης και κυμαίνονται σε παρόμοιο εύρος τιμών, δηλαδή κατά προσέγγιση μεταξύ των 7kPa και των 25kPa. Αξίζει να σημειωθεί πως όπως η συνολική πτώση πίεσης και των δύο κυκλωμάτων του εναλλάκτη δέχονται επίδραση και από το τύπο καναλιού των πλακών.

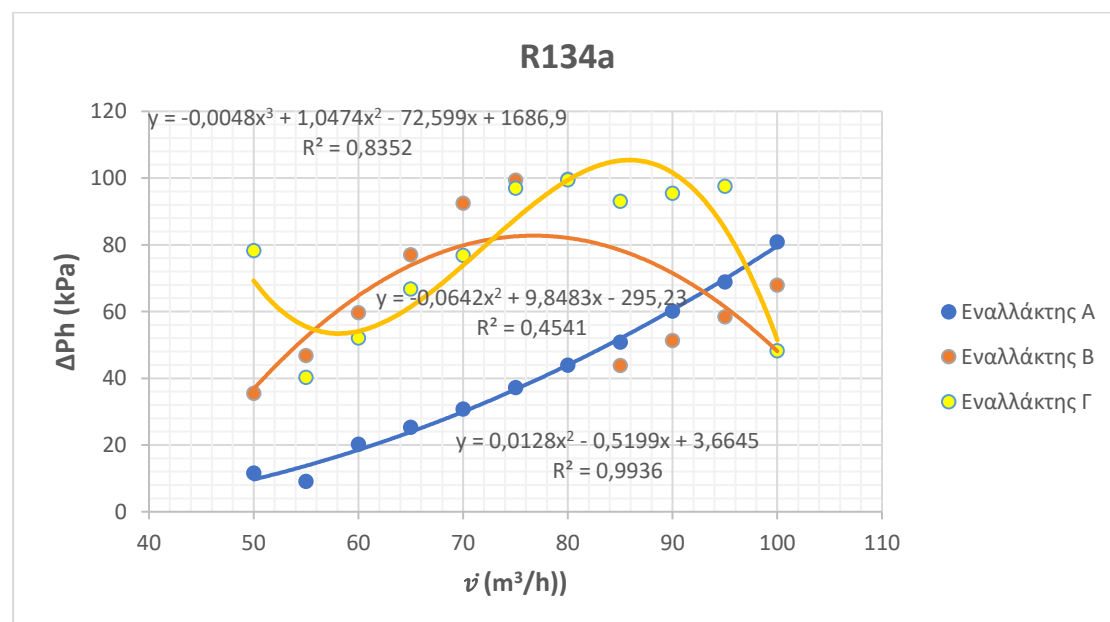
Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για τον εναλλάκτη Α και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 2E-06x^5 - 0,0008x^4 + 0,1224x^3 - 9,1338x^2 + 335,56x - 4841,9$ ,  
 $R^2 = 0,5648$
- Για τον εναλλάκτη Α και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -0,005x^2 + 0,7754x - 15,39$ ,  
 $R^2 = 0,9159$
- Για τον εναλλάκτη Β και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -0,0109x^2 + 1,3843x - 23,383$ ,  
 $R^2 = 0,7207$
- Για τον εναλλάκτη Β και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 0,018x^2 - 3,1001x + 142,39$ ,  
 $R^2 = 0,8464$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 0,0003x^2 - 0,3142x + 41,562$ ,  
 $R^2 = 0,5155$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 0,0087x^2 - 1,7442x + 95,734$ ,  
 $R^2 = 0,8569$

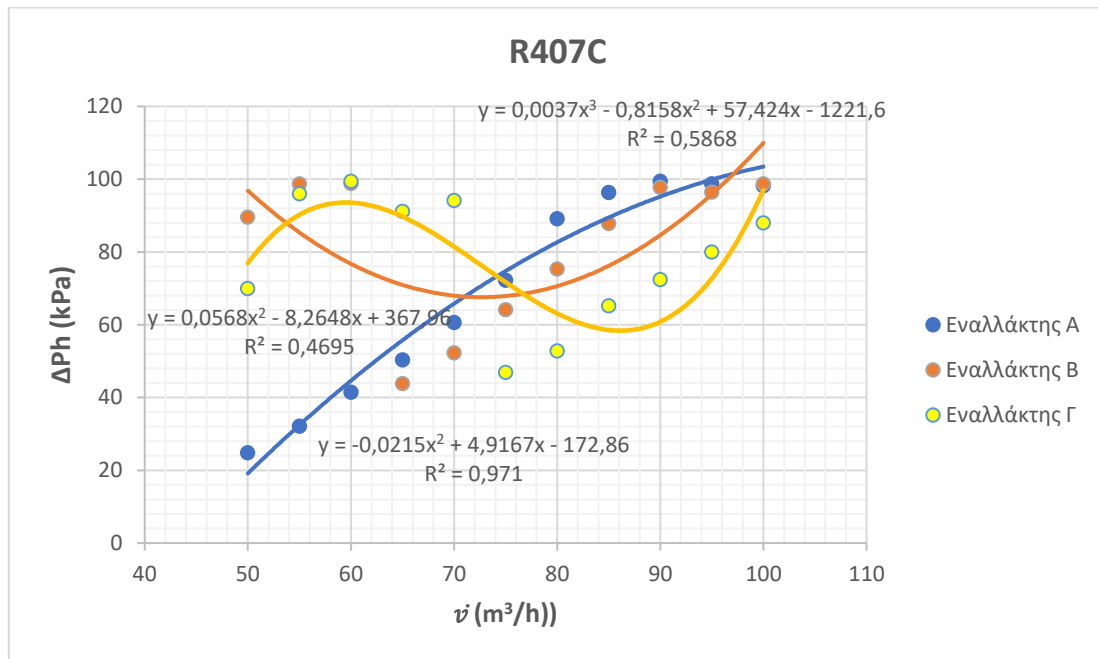
Όπως φαίνεται στα παραπάνω αποτελέσματα, το ψυκτικό μέσο R407C παρουσιάζει σαφώς υψηλότερες τιμές συντελεστή προσδιορισμού σχετικά με αυτές που προκύπτουν από τη χρήση του R134a.

#### 4.12 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής θερμού ρευστού στη συνολική πτώση πίεσης του θερμού κυκλώματος

Στο συγκεκριμένο στάδιο της εργασίας θα μελετηθεί η επίδραση της μεταβολής παροχής του δευτερεύοντος ρευστού στη συνολική πτώση πίεσης του θερμού κυκλώματος -  $\Delta P_h$  (kPa) των εναλλακτών. Ακολουθούν τα σχετικά διαγράμματα όπως και ο συγκεντρωτικός πίνακας τιμών στον οποίο βασίζονται με τον επικείμενο σχολιασμό.



**Διάγραμμα 4.20:** Διάγραμμα συσχέτισης συνολικής πτώσης πίεσης του θερμού κυκλώματος -  $\Delta P_h$  (kPa) με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) για ψυκτικό μέσο R134a.



**Διάγραμμα 4.21:** Διάγραμμα συσχέτισης συνολικής πτώσης πίεσης του θερμού κυκλώματος -  $\Delta P_h$  (kPa) με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) για ψυκτικό μέσο R407C.

**Πίνακας 4.12:** Πίνακας συσχέτισης συνολικής πτώσης πίεσης του θερμού κυκλώματος -  $\Delta P_h$  (kPa) με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	$\dot{v}$ ( $m^3/h$ )	$\Delta P_h$ (kPa)		
		Εναλλάκτης Α	Εναλλάκτης Β	Εναλλάκτης Γ
R134a	50	11,57	35,47	78,2
	55	9,035	46,8	40,26
	60	20,18	59,66	52,05
	65	25,24	76,95	66,68
	70	30,7	92,4	76,8
	75	37,14	99,31	96,92
	80	43,89	99,65	99,44
	85	50,78	43,78	93,04
	90	60,12	51,32	95,37
	95	68,85	58,35	97,53
R407C	100	80,85	67,86	48,17
	50	24,77	89,52	69,96
	55	32,11	98,73	95,98
	60	41,45	98,76	99,36
	65	50,33	43,81	91,1
	70	60,57	52,23	94,13
	75	72,23	64,1	46,86
	80	89,12	75,26	52,78
	85	96,32	87,78	65,17
	90	99,44	97,77	72,41
95	98,68	96,37	80	
100	98,14	98,7	87,93	

Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα παρατηρείται σε όλους τους εξεταζόμενους εναλλάκτες πως η συνολική πτώση πίεσης σε καμία περίπτωση και ανεξαρτήτως παροχών δεν ξεπερνάει τα 100kPa, αυτό συμβαίνει καθώς και στις δύο πλευρές του εναλλάκτη έχει οριστεί ως υπέρτατο όριο πτώσης πίεσης ( Pressure drop max ) τα 100kPa. Επιπλέον οι τιμές της συνολικής πτώσης πίεσης του θερμού κυκλώματος είναι σαφώς πιο αυξημένες από αυτές του ψυχρού κυκλώματος.

Ο εναλλάκτης Α παρουσιάζει σταθερή άνοδο πτώσης πίεσης με την αύξηση της παροχής του δευτερεύοντος ρευστού και η τιμή της φτάνει κατά προσέγγιση τα 80kPa για την μέγιστη δυνατή εξεταζόμενη παροχή και ψυκτικό μέσο R134a, ενώ για R407C τείνει στην μέγιστη δυνατή πτώση πίεσης από την παροχή των 90m<sup>3</sup>/h και έπειτα. Ο εναλλάκτης Β παρουσιάζει παρομοίως αύξηση πτώσης πίεσης ως ότου αυτή να τείνει στα 100kPa, έπειτα η πτώση πίεσης μειώνεται ξαφνικά κατά περίπου 60kPa και σταδιακά αυξάνεται μέχρι να τείνει ξανά στα 100kPa, κάτι που ισχύει ανεξαρτήτως εξεταζόμενου ψυκτικού μέσου. Ο εναλλάκτης Γ παρουσιάζει σταδιακή άνοδο πτώσης πίεσης ανά διαστήματα τείνοντας στα 100kPa, παραμένει σε αυτές τις τιμές για κάποιες συνεχόμενες παροχές και έπειτα αυτή η τιμή μειώνεται κατά περίπου 50kPa.

Όσον αφορά τα δύο ψυκτικά μέσα, κατά μέσο όρο το R407C παρουσιάζει κατά μέσο όρο υψηλότερες τιμές συνολικής πτώσης πίεσης στο θερμό κύκλωμα, οι οποίες προσδίδουν επιπλέον τύρβη, από ότι το ψυκτικό R134a.

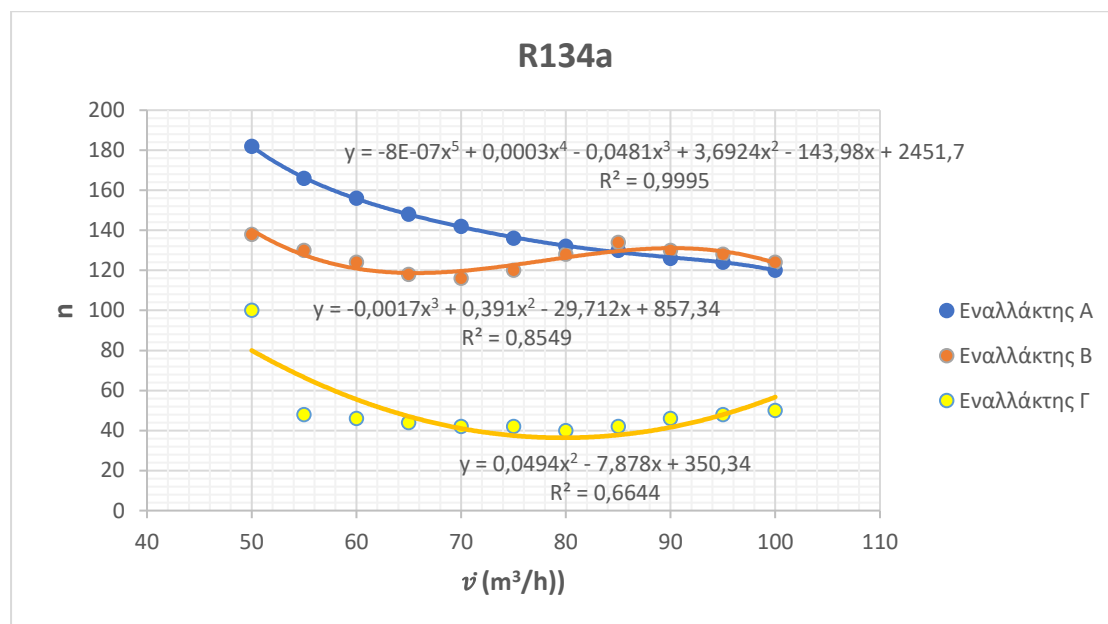
Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για τον εναλλάκτη Α και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 0,0128x^2 - 0,5199x + 3,6645$  ,  
 $R^2 = 0,9936$
- Για τον εναλλάκτη Α και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -0,0215x^2 + 4,9167x - 172,86$  ,  
 $R^2 = 0,971$
- Για τον εναλλάκτη Β και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -0,0642x^2 + 9,8483x - 295,23$  ,  
 $R^2 = 0,4541$
- Για τον εναλλάκτη Β και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 0,0568x^2 - 8,2648x + 367,96$  ,  
 $R^2 = 0,4695$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -0,0048x^3 + 1,0474x^2 - 72,599x + 1686,9$  ,  
 $R^2 = 0,8352$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 0,0037x^3 - 0,8158x^2 + 57,424x - 1221,6$  ,  
 $R^2 = 0,5868$

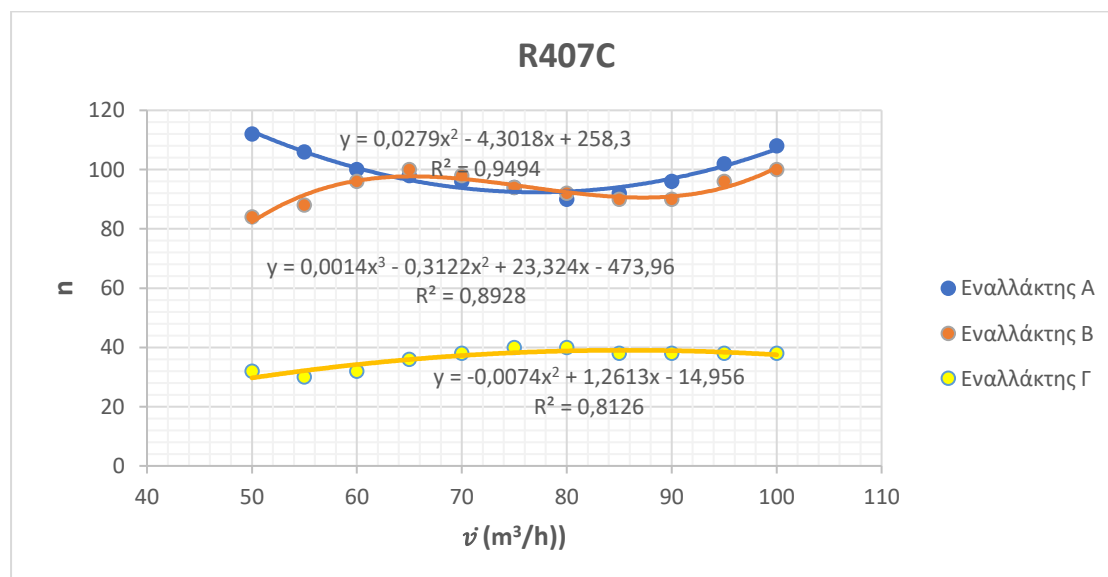
Με βάση τα αποτελέσματα που προέκυψαν, ο εναλλάκτης Α παρουσιάζει με διαφορά από τις διαθέσιμες επιλογές τους υψηλότερους συγκριτικά συντελεστές προσδιορισμού. Όσον αφορά τα ψυκτικά μέσα, κατά μέσο όρο η επιλογή του R134a εμφανίζει υψηλότερες τιμές συντελεστή προσδιορισμού.

### 4.13 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής παροχής θερμού ρευστού στον βέλτιστο / ελάχιστο αριθμό πλακών

Στη συνέχεια, το μέγεθος το οποίο θα μελετηθεί με βάση την μεταβολή της παροχής του δευτερεύοντος ρευστού είναι ο βέλτιστος / ελάχιστος αριθμός πλακών -  $n$  που χρειάζεται για τη διεκπεραίωση του θερμικού προγράμματος. Ακολουθούν τα σχετικά διαγράμματα, ο συγκεντρωτικός πίνακας τιμών όπως και ο επικείμενος σχολιασμός τους.



**Διάγραμμα 4.22:** Διάγραμμα συσχέτισης βέλτιστου/ελάχιστου αριθμού πλακών -  $n$  με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  (m<sup>3</sup>/h) για ψυκτικό μέσο R134a.



**Διάγραμμα 4.23:** Διάγραμμα συσχέτισης βέλτιστου/ελάχιστου αριθμού πλακών -  $n$  με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  (m<sup>3</sup>/h) για ψυκτικό μέσο R407C.

**Πίνακας 4.13:** Πίνακας συσχέτισης βέλτιστου/ελάχιστου αριθμού πλακών - n με παροχή θερμού ρευστού  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	$\dot{v}$ ( $m^3/h$ )	N		
		Εναλλάκτης Α	Εναλλάκτης Β	Εναλλάκτης Γ
-				
R134a	50	182	138	48
	55	166	130	46
	60	156	124	44
	65	148	118	42
	70	142	116	42
	75	136	120	40
	80	132	128	42
	85	130	134	46
	90	126	130	48
	95	124	128	50
	100	120	124	52
R407C	50	112	84	32
	55	106	88	30
	60	100	96	32
	65	98	100	36
	70	96	98	38
	75	94	94	40
	80	90	92	40
	85	92	90	38
	90	96	90	38
	95	102	96	38
	100	108	100	38

Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα, ο εναλλάκτης Γ λόγω των μεγαλύτερων συγκριτικά διαστάσεων του χρειάζεται τις λιγότερες απαραίτητες πλάκες για τη διεκπεραίωση του θερμικού προγράμματος όπως και στο προηγούμενο κεφάλαιο που αφορούσε την μεταβολή της παροχής του ψυκτικού μέσου. Αναμενόμενα οι εναλλάκτες Α και Β ως μικρότεροι συγκριτικά με τον Γ χρειάζονται αρκετά μεγαλύτερο αριθμό πλακών για πραγματοποιηθεί η κατάλληλη μεταφορά θερμότητας μεταξύ των δύο ρευστών, επιπλέον ειδικά για το ψυκτικό μέσο R134a οι εναλλάκτες εμφανίζουν σταδιακή μείωση του ελάχιστου απαραίτητου αριθμού πλακών όσο αυξάνεται η παροχή του δευτερεύοντος ρευστού καθώς όσο μεγαλύτερη η παροχή του, τόσο ωφελείται η μετάδοση θερμότητας μεταξύ των δύο εργαζόμενων μέσων όπως παρατηρήθηκε και στο κεφάλαιο περί επίδρασης της μεταβολής του θερμού ρευστού στη θερμοκρασία εξόδου του.

Όσον αφορά τα ψυκτικά μέσα, χρειάζονται σαφώς λιγότερες πλάκες για τη διεκπεραίωση του θερμικού προγράμματος όταν γίνεται η χρήση του ψυκτικού μέσου R407C σε σύγκριση με όταν χρησιμοποιείται το R134a, κάτι το οποίο παρατηρήθηκε και σε προηγούμενο κεφάλαιο.

Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

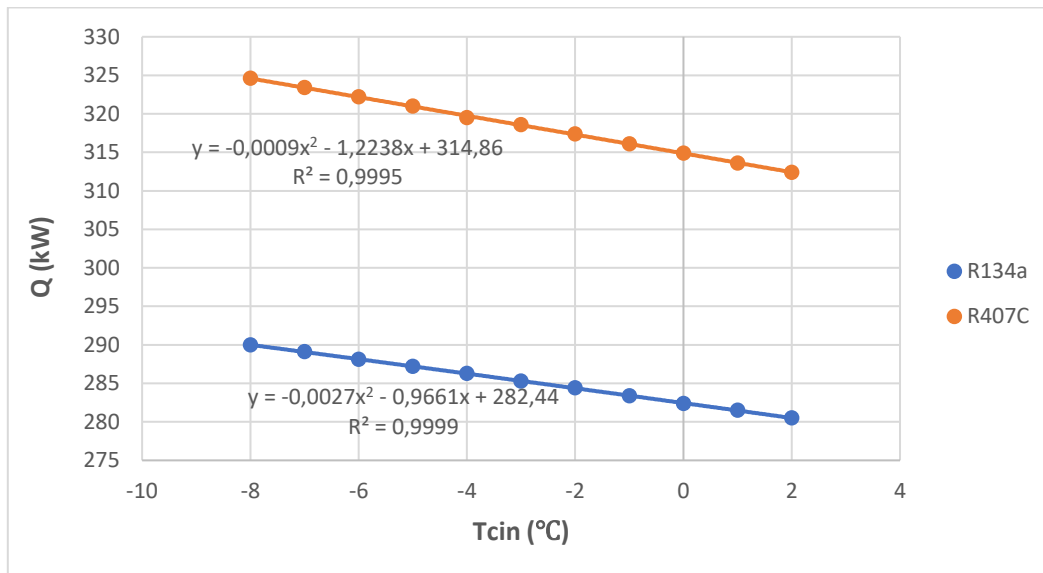
- Για τον εναλλάκτη Α και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -8E-07x^5 + 0,0003x^4 - 0,0481x^3 + 3,6924x^2 - 143,98x + 2451,7$  ,  
 $R^2 = 0,9995$
- Για τον εναλλάκτη Α και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 0,0279x^2 - 4,3018x + 258,3$  ,  
 $R^2 = 0,9494$
- Για τον εναλλάκτη Β και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -0,0017x^3 + 0,391x^2 - 29,712x + 857,34$  ,  
 $R^2 = 0,8549$
- Για τον εναλλάκτη Β και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 0,0014x^3 - 0,3122x^2 + 23,324x - 473,96$  ,  
 $R^2 = 0,8928$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 0,0494x^2 - 7,878x + 350,34$  ,  
 $R^2 = 0,6644$
- Για τον εναλλάκτη Γ και ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -0,0074x^2 + 1,2613x - 14,956$  ,  
 $R^2 = 0,8126$

Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα, ο εναλλάκτης Α παρουσιάζει με διαφορά τις υψηλότερες τιμές συντελεστή προσδιορισμού, με τον εναλλάκτη Β να έρχεται δεύτερος όσον αφορά τις ιδανικότερες σχετικά τιμές του.

#### **4.14 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εισόδου ψυχρού ρευστού στη θερμική ισχύ**

Αφού η μελέτη επίδρασης της μεταβολής παροχής του θερμού ρευστού έφτασε στο τέλος της, σειρά έχει η μελέτη επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού -  $T_{c,in}$  (°C) στη λειτουργία του εναλλάκτη. Το πρώτο μέγεθος κατά το οποίο θα μελετηθεί η επίδραση της μεταβολής θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού είναι η θερμικής ισχύς -  $Q$  (kW) σε έναν πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας, στη συνέχεια ακολουθεί ο σχετικός πίνακας, ο συγκεντρωτικός πίνακας τιμών και ο επικείμενος σχολιασμός τους.





**Διάγραμμα 4.24:** Διάγραμμα συσχέτισης θερμικής ισχύος -  $Q$  (kW) με θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού ρευστού -  $T_{cin}$  (°C) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

**Πίνακας 4.14:** Πίνακας συσχέτισης θερμικής ισχύος -  $Q$  (kW) με θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού ρευστού -  $T_{cin}$  (°C) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	T <sub>cin</sub> (°C)	Q (kW)
R134a	-8	290
	-7	289,1
	-6	288,1
	-5	287,2
	-4	286,3
	-3	285,3
	-2	284,4
	-1	283,4
	0	282,4
	1	281,5
	2	280,5
R407C	-8	324,6
	-7	323,4
	-6	322,2
	-5	321
	-4	319,5
	-3	318,6
	-2	317,4
	-1	316,1
	0	314,9
	1	313,6
	2	312,4

Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα και όπως είναι λογικό, η αύξηση θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού μειώνει την θερμική ισχύ του εναλλάκτη. Αυτό συμβαίνει γιατί το ψυκτικό μέσο το οποίο εισέρχεται σε υψηλότερη θερμοκρασία χρειάζεται να μεταβληθεί κατά ένα μικρότερο  $\Delta T_c$  ως τη θερμοκρασία εξόδου του, κάτι που καθιστά τη διαδικασία μετάδοσης θερμότητας ευκολότερη, συνεπώς απαιτείται λιγότερη κατανάλωση θερμικής ισχύος. Αυτές οι διαφορές στις τιμές της ίσως να μην φαίνονται πολύ σημαντικές, όμως σε βάθος χρόνου οι χρήσιμη υψηλότερης θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού θα συνεισφέρει στην ενεργειακή οικονομία της ψυκτικής εγκατάστασης.

Όσον αφορά τα δύο ψυκτικά μέσα, όπως και στα προηγούμενα κεφάλαια το R134a παρουσιάζει χαμηλότερες τιμές ισχύος σχετικά με το R407C για κάθε αντίστοιχη τιμή θερμοκρασίας. Αυτή η διαφορά κυμαίνεται στα 31kW ως 35kW ανά μέτρηση, ένα γεγονός που καθιστά το ψυκτικό μέσο R134a πιο οικονομικό όσον αφορά την θερμική ισχύ του εναλλάκτη.

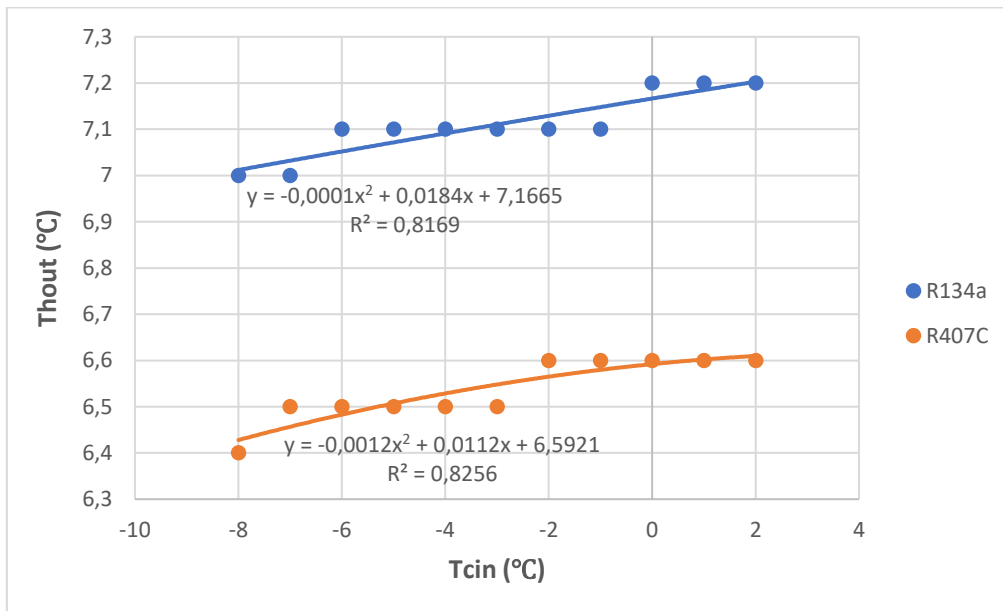
Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -0,0027x^2 - 0,9661x + 282,44$  ,  
 $R^2 = 0,9999$
- Για ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -0,0009x^2 - 1,2238x + 314,86$  ,  
 $R^2 = 0,9995$

Με βάση τα αποτελέσματα που προέκυψαν, οι συντελεστές προσδιορισμού που αφορούν και τα δύο ψυκτικά μέσα βρίσκονται σε ιδανικές τιμές που προσεγγίζουν την μονάδα.

#### **4.15 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εισόδου ψυχρού ρευστού στη θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού**

Στο επόμενο στάδιο της εργασίας θα μελετηθεί η επίδραση της μεταβολής θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού στην θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού -  $T_{h_{out}}$  (°C), ακολουθεί ο σχετικός πίνακας, ο αντίστοιχος πίνακας τιμών και ο σχολιασμός τους.



**Διάγραμμα 4.25:** Διάγραμμα συσχέτισης θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού -  $Th_{out}$  (°C) με θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού ρευστού -  $Tc_{in}$  (°C) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

**Πίνακας 4.15:** Πίνακας συσχέτισης θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού -  $Th_{out}$  (°C) με θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού ρευστού -  $Tc_{in}$  (°C) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	T <sub>cin</sub> (°C)	Th <sub>out</sub> (°C)
R134a	-8	7
	-7	7
	-6	7,1
	-5	7,1
	-4	7,1
	-3	7,1
	-2	7,1
	-1	7,1
	0	7,2
	1	7,2
	2	7,2
R407C	-8	6,4
	-7	6,5
	-6	6,5
	-5	6,5
	-4	6,5
	-3	6,5
	-2	6,6
	-1	6,6
	0	6,6
	1	6,6
	2	6,6

Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα, φαίνεται πως η θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού ρευστού δεν έχει σε μεγάλο βαθμό επίδραση στην θερμοκρασία εξόδου του δευτερεύοντος ρευστού, καθώς το 2<sup>ο</sup> μέγεθος παρουσιάζει διαφορά μόλις 0,2°C μεταξύ της αντίστοιχης μέγιστης και ελάχιστης τιμής της θερμοκρασίας εισόδου ψυκτικού μέσου. Όμως δίνεται έμφαση στη συμπεριφορά του εξεταζόμενου μεγέθους του οποίου οι τιμές αυξάνονται παράλληλα με τις τιμές θερμοκρασίας του ψυχρού ρευστού. Αυτό συμβαίνει λόγω της χρήσης αντιρροής στον εναλλάκτη, καθώς το ψυκτικό μέσο που εισέρχεται σε αυτόν ανταλλάζει θερμότητα με το νερό που εξέρχεται από αυτόν. Άρα εφόσον η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου αυξάνεται, το ΔΤ μεταξύ τους μειώνεται, μειώνοντας παράλληλα την ανταλλαγή θερμότητας μεταξύ των δύο εργαζόμενων μέσων έστω και σε σχετικά μικρό βαθμό.

Όσον αφορά τα ψυκτικά μέσα, για τις αντίστοιχες μετρήσεις υπάρχει μία διαφορά των περίπου 0,6°C, με το ρευστό R134a να παρουσιάζει τις υψηλότερες τιμές. Αυτό συνεπώς σημαίνει πως παρά τη περισσότερη ισχύ που καταναλώνει το R407C, επιτυγχάνει να αυξήσει το ΔΤ του θερμού κυκλώματος περισσότερο συγκριτικά με το R134a, ένας πολύ σημαντικός παράγοντας στην αποδοτικότητα της ψυκτικής εγκατάστασης.

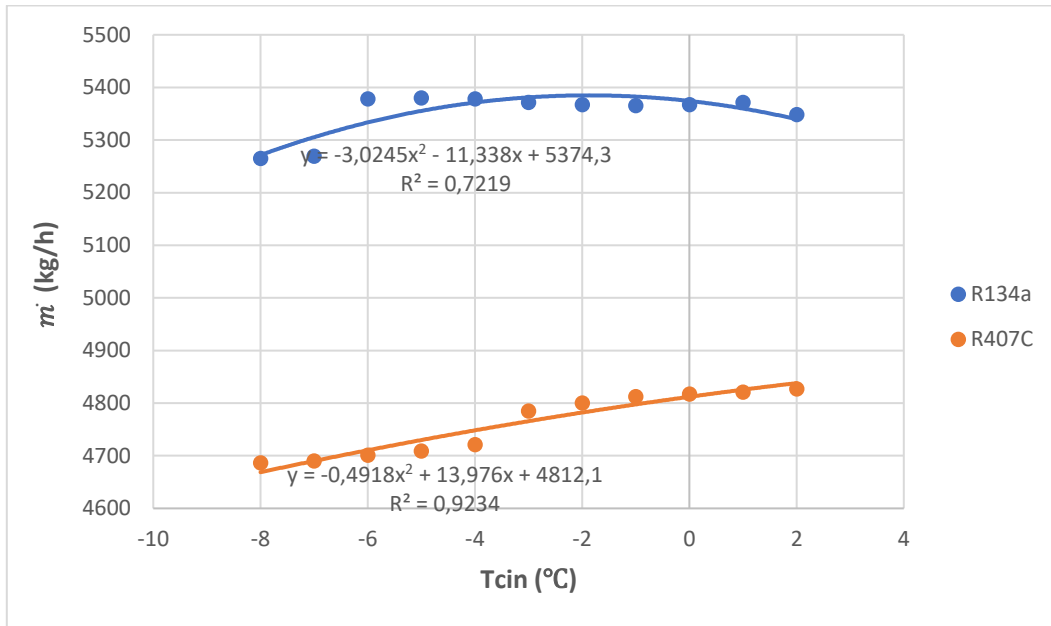
Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -0,0001x^2 + 0,0184x + 7,1665$  ,  
 $R^2 = 0,8169$
- Για ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -0,0012x^2 + 0,0112x + 6,5921$  ,  
 $R^2 = 0,8256$

Όπως φαίνεται και στα παραπάνω αποτελέσματα, οι συντελεστές προσδιορισμού χαρακτηρίζονται από τις υψηλές τιμές τους για τη χρήση και των δύο ψυκτικών μέσων.

#### **4.16 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εισόδου ψυχρού ρευστού στην παροχή του**

Το τελευταίο μέγεθος του οποίου η συμπεριφορά θα μελετηθεί με βάση τη μεταβολή θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού είναι η παροχή του αυτού ρευστού - ḡ (kg/h), παρακάτω ακολουθεί το αντίστοιχο διάγραμμα, ο συγκεντρωτικός πίνακας τιμών όπως και ο επικείμενος σχολιασμός τους.



**Διάγραμμα 4.26:** Διάγραμμα συσχέτισης παροχής του ψυχρού ρευστού -  $\dot{m}$  (kg/h) με θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού ρευστού -  $T_{cin}$  (°C) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

**Πίνακας 4.16:** Πίνακας συσχέτισης παροχής του ψυχρού ρευστού -  $\dot{m}$  (kg/h) με θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού ρευστού -  $T_{cin}$  (°C) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	$T_{cin}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/h)
R134a	-8	5265
	-7	5269
	-6	5378
	-5	5380
	-4	5378
	-3	5371
	-2	5367
	-1	5365
	0	5367
	1	5371
	2	5348
R407C	-8	4686
	-7	4690
	-6	4701
	-5	4709
	-4	4721
	-3	4785
	-2	4800
	-1	4812
	0	4817
	1	4821
	2	4827

Με βάση τα σχετικά αποτελέσματα παρατηρείται πως η απαραίτητη παροχή του ψυχρού ρευστού τείνει να αυξάνεται κατά την αύξηση της θερμοκρασίας του. Αυτό είναι φυσιολογικό καθώς κατά την αυξανόμενη θερμοκρασία δυσκολεύει η ανταλλαγή θερμότητας μεταξύ των δύο μέσων καθιστώντας αναγκαία την παρουσία υψηλότερων παροχών για τη διεκπεραίωση του θερμικού προγράμματος. Ο ρυθμός αυξομείωσης των παροχών δεν είναι σταθερός με τις τιμές να μην παρουσιάζουν κάποιο συγκεκριμένο μοτίβο στις μεταβολές τους.

Όσον αφορά τα δύο ψυκτικά μέσα, το R407C εκτός παρουσίαση χαμηλότερων τιμών θερμοκρασίας εξόδου του δευτερεύοντος ρευστού, παρουσιάζει ανάγκη για μικρότερες παροχές ψυκτικού μέσου συγκριτικά με το R134a κατά περίπου 600kg/h, ένα γεγονός που το καθιστά οικονομικότερο και στην αναγκαία παροχή ψυκτικού μέσου στο κύκλωμα.

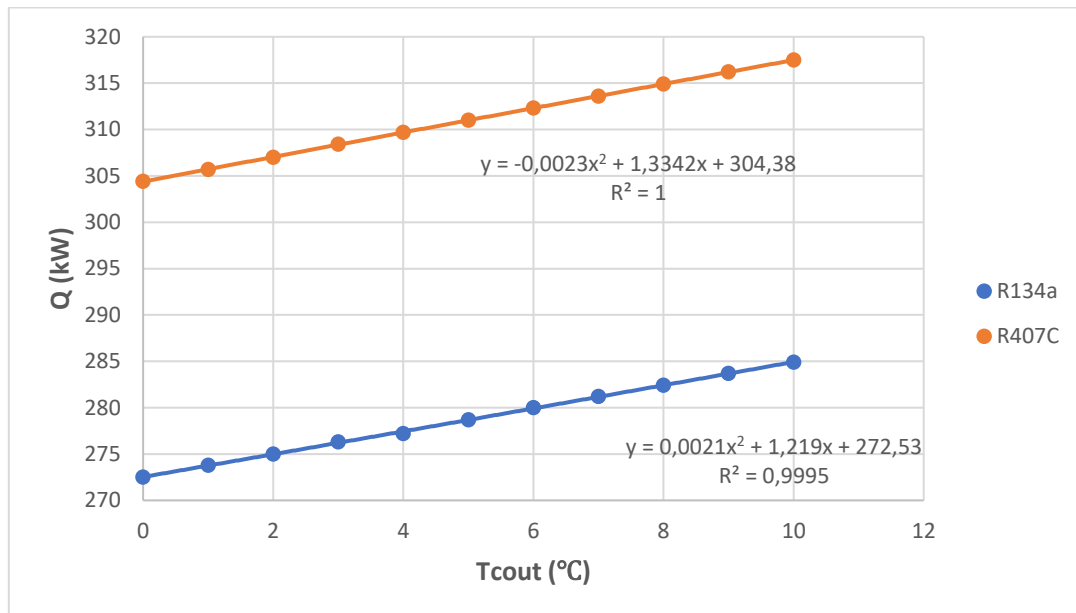
Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -3,0245x^2 - 11,338x + 5374,3$  ,  
 $R^2 = 0,7219$
- Για ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -0,4918x^2 + 13,976x + 4812,1$  ,  
 $R^2 = 0,9234$

Με βάση τα αποτελέσματα που προέκυψαν, το ψυκτικό μέσο R407C παρουσιάζει υψηλότερη τιμή συντελεστή προσδιορισμού σε σχέση με την αντίστοιχη τιμή για χρήση του R134a.

#### **4.17 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης θερμοκρασίας εξόδου ψυχρού ρευστού στη θερμική ισχύ**

Ακολουθεί η μελέτη επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού -  $T_{c_{out}}$  (°C). Το πρώτο μέγεθος που θα μελετηθεί με βάση τη προαναφερθείσα μεταβολή είναι η θερμική ισχύς -  $Q$  (kW), ακολουθεί το σχετικό διάγραμμα, ο πίνακας τιμών και ο επικείμενος σχολιασμός τους.



**Διάγραμμα 4.27:** Διάγραμμα συσχέτισης θερμικής ισχύος -  $Q$  με θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρευστού -  $T_{c_{out}}$  (°C) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

**Πίνακας 4.17:** Πίνακας συσχέτισης θερμικής ισχύος -  $Q$  (kW) με θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρευστού -  $T_{c_{out}}$  (°C) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	T <sub>cout</sub> (°C)	Q (kW)
R134a	0	272,5
	1	273,8
	2	275
	3	276,3
	4	277,2
	5	278,7
	6	280
	7	281,2
	8	282,4
	9	283,7
	10	284,9
R407C	0	304,4
	1	305,7
	2	307
	3	308,4
	4	309,7
	5	311
	6	312,3
	7	313,6
	8	314,9
	9	316,2
	10	317,5

Όπως παρατηρείται στα παραπάνω αποτελέσματα, η αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού προκαλεί αύξηση στη θερμική ισχύ του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας. Αυτό προφανώς συμβαίνει καθώς το  $\Delta T_c$  να αυξάνεται με συνέπεια την κατανάλωση υψηλότερης ισχύος για τη διεκπεραίωση του θερμικού προγράμματος, επιπλέον αξίζει να σημειωθεί πως η αύξηση ισχύος ανά μέτρηση του  $1^\circ\text{C}$  κυμαίνεται στα 1kW ως 1,5kW και για τα δύο ψυκτικά μέσα.

Όσον αφορά τα δύο ψυκτικά μέσα, όπως και στο προηγούμενο κεφάλαιο το ψυκτικό R407C παρουσιάζει μία αυξημένη ισχύ σε σχέση με το R134a κατά περίπου 31kW ως 35kW ανά μέτρηση θερμοκρασίας εξόδου.

Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

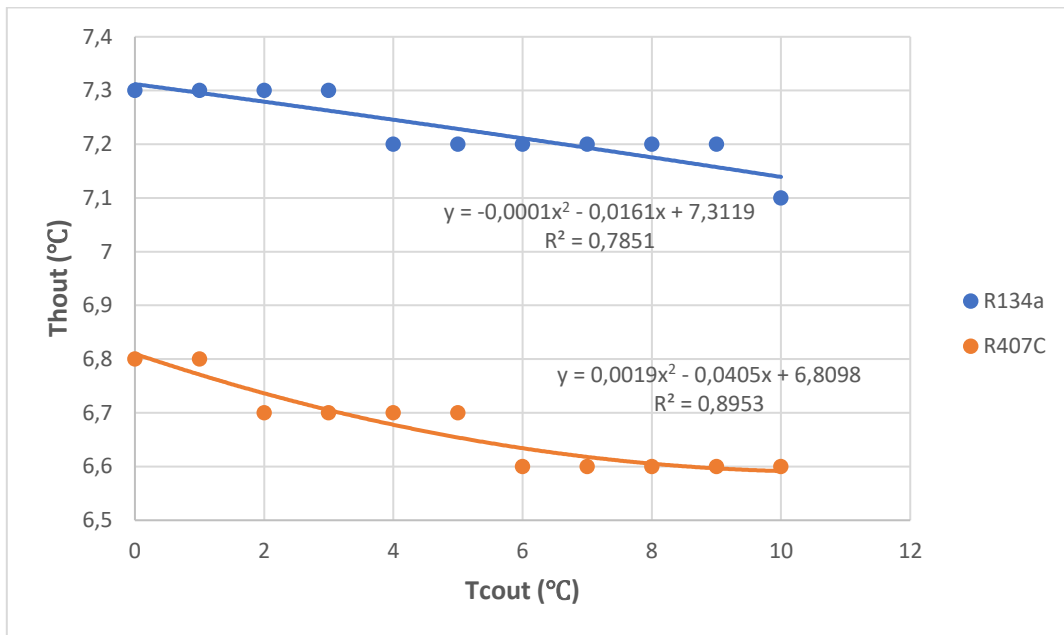
- Για ψυκτικό μέσο R134a:  $y = 0,0021x^2 + 1,219x + 272,53$ ,  
 $R^2 = 0,9995$
- Για ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -0,0023x^2 + 1,3342x + 304,38$ ,  
 $R^2 = 1$

Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα παρατηρείται πως οι τιμές συντελεστή προσδιορισμού και για τα δύο ψυκτικά μέσα είναι πολύ υψηλές και ιδανικές. Για την ακρίβεια η συγκεκριμένη τιμή ισούται με την απόλυτη μονάδα για ψυκτικό μέσο R407C, ενώ για R134a την προσεγγίζει με απόκλιση μόλις 0,0005.

#### **4.18 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εξόδου ψυχρού ρευστού στη θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού**

Το δεύτερο μέγεθος κατά το οποίο θα εξεταστεί η επίδραση της μεταβολής θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού μέσου είναι η θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού -  $T_{\text{out}}$  ( $^\circ\text{C}$ ), δηλαδή του νερού στην εξεταζόμενη εφαρμογή. Παρακάτω τα σχετικά αποτελέσματα σε μορφή διαγράμματος, τα οποία υποδέχονται τον πίνακα τιμών και τον σχολιασμό τους.





**Διάγραμμα 4.28:** Διάγραμμα συσχέτισης θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού -  $Th_{out}$  (°C) με θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρευστού -  $Tc_{out}$  (°C) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

**Πίνακας 4.18:** Πίνακας συσχέτισης θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού -  $Th_{out}$  (°C) με θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρευστού -  $Tc_{out}$  (°C) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	T <sub>cout</sub> (°C)	Th <sub>out</sub> (°C)
R134a	0	7,3
	1	7,3
	2	7,3
	3	7,3
	4	7,2
	5	7,2
	6	7,2
	7	7,2
	8	7,2
	9	7,2
10	7,1	
R407C	0	6,8
	1	6,8
	2	6,7
	3	6,7
	4	6,7
	5	6,7
	6	6,6
	7	6,6
	8	6,6
	9	6,6
10	6,6	

Αναμενόμενα όπως και στην προηγούμενη μελέτη, οι θερμοκρασίες του ψυχρού ρευστού (εισόδου ή εξόδου) δεν προκαλούν μεγάλη διαφοροποίηση στις τιμές της θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού κατά τη μεταβολή τους. Παρόλα αυτά προκαλεί μία άνοδο σε αυτή τη θερμοκρασία κατά  $0,1^{\circ}\text{C}$  ανά λίγες μετρήσεις του  $1^{\circ}\text{C}$ .

Το ψυκτικό μέσο R134a ξανά παρουσιάζει υψηλότερες τιμές θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού ανά μέτρηση σε σύγκριση με το R407C, κατά περίπου  $0,5^{\circ}\text{C}$  σε συνδυασμό με την υψηλότερη ισχύ που παράγει κατά τη χρήση του.

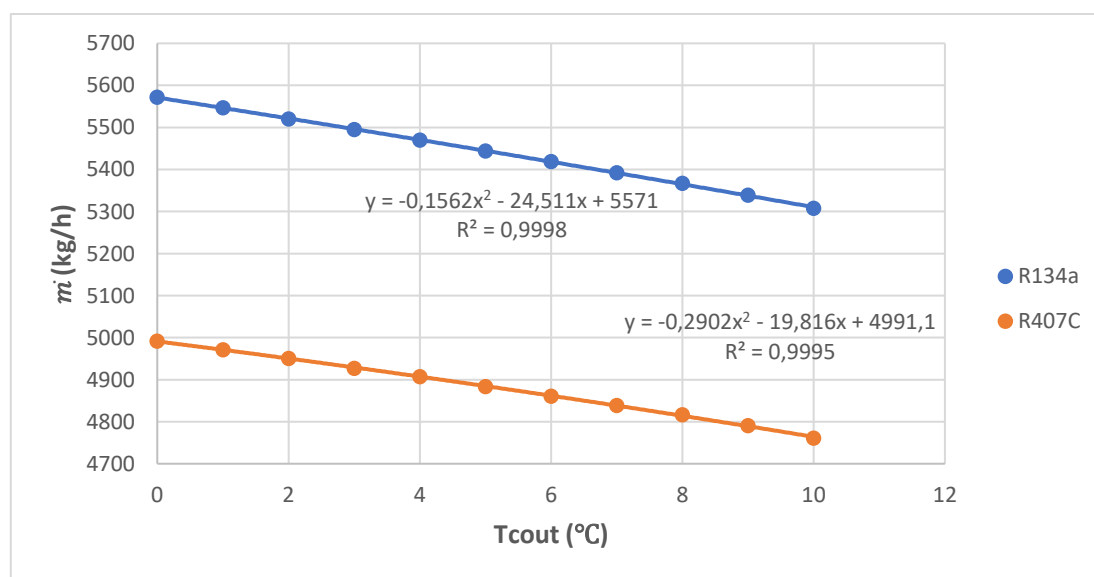
Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -0,0001x^2 - 0,0161x + 7,3119$  ,  
 $R^2 = 0,7851$
- Για ψυκτικό μέσο R407C:  $y = 0,0019x^2 - 0,0405x + 6,8098$ ,  
 $R^2 = 0,8953$

Όπως παρατηρείται και στα παραπάνω αποτελέσματα, ο συντελεστής προσδιορισμού είναι υψηλός για τη χρήση και των δύο ψυκτικών μέσων, βέβαια για ψυκτικό R407C η τιμή του είναι σαφώς καλύτερη συγκριτικά για ακόμη μία φορά.

#### 4.19 Αποτελέσματα και σχολιασμός επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εξόδου ψυχρού ρευστού στην παροχή του

Το τελευταίο μέγεθος το οποίο θα μελετηθεί με βάση τη μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού είναι η παροχή του ίδιου του ρευστού -  $\dot{m}$  (kg/h). Ακολουθεί το σχετικό διάγραμμα, ο συγκεντρωτικός πίνακας τιμών των αποτελεσμάτων και ο επικείμενος σχολιασμός τους.



**Διάγραμμα 4.29:** Διάγραμμα συσχέτισης παροχής του ψυχρού ρευστού -  $\dot{m}$  (kg/h) με θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρευστού -  $T_{c,out}$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

**Πίνακας 4.19:** Πίνακας συσχέτισης παροχής του ψυχρού ρευστού -  $\dot{m}$  (kg/h) με θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρευστού -  $T_{c,out}$  (°C) για ψυκτικά μέσα R134a και R407C.

Ψυκτικό μέσο	$T_{c,out}$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/h)
R134a	0	5572
	1	5547
	2	5520
	3	5495
	4	5470
	5	5444
	6	5419
	7	5392
	8	5367
	9	5339
	10	5308
R407C	0	4992
	1	4971
	2	4951
	3	4927
	4	4907
	5	4884
	6	4861
	7	4839
	8	4817
	9	4791
	10	4761

Όπως φαίνεται και στα αποτελέσματα, η αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού προκαλεί μείωση στην απαραίτητη παροχή του ίδιου του ρευστού καθώς η μεταδόση θερμότητας ανάμεσα στα δύο ρευστά γίνεται ευκολότερη. Αυτό συμβαίνει καθώς λόγω της χρήσης αντιρροής, η θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρευστού ανταλλάζει θερμότητα με τη θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού η οποία έχει οριστεί στους 12°C, τιμή πιο κοντινή στις υψηλότερες θερμοκρασίες εξόδου υπό μελέτη. Η μείωση παροχής ανά μέτρηση είναι περίπου 20kg/h ως 30kg/h.

Όσον αφορά τα δύο ψυκτικά μέσα, το R407C απαιτεί χρήση χαμηλότερης παροχής ανά μέτρηση συγκριτικά με αυτή που χρειάζεται το R134a για τη διεκπεραίωση του θερμικού προγράμματος. Αυτή η διαφορά παροχής είναι περίπου κατά μέσο όρο στα 50kg/h.

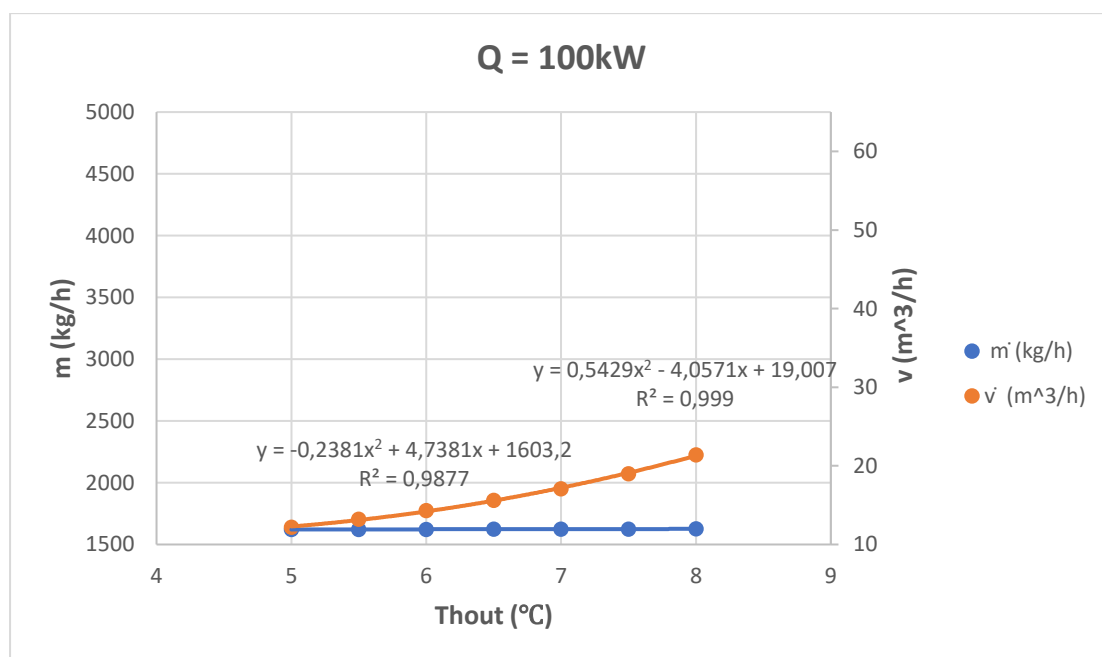
Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για ψυκτικό μέσο R134a:  $y = -0,1562x^2 - 24,511x + 5571$  ,  
 $R^2 = 0,9998$
- Για ψυκτικό μέσο R407C:  $y = -0,2902x^2 - 19,816x + 4991,1$  ,  
 $R^2 = 0,9995$

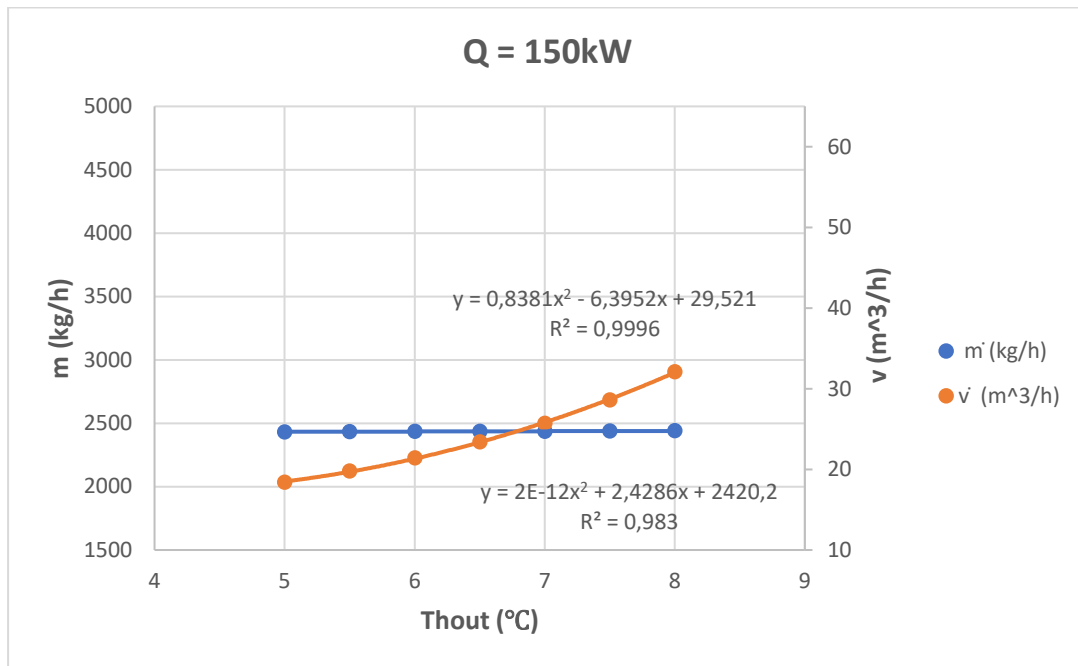
Όπως παρατηρείται στα αποτελέσματα, για τη χρήση και των δύο ψυκτικών μέσων οι τιμές του συντελεστή προσδιορισμού τείνουν στην απόλυτη μονάδα και θεωρούνται ιδανικές.

#### 4.20 Αποτελέσματα και σχολιασμός συσχέτισης θερμικής ισχύος και θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού με τις παροχές των δύο εργαζόμενων μέσων

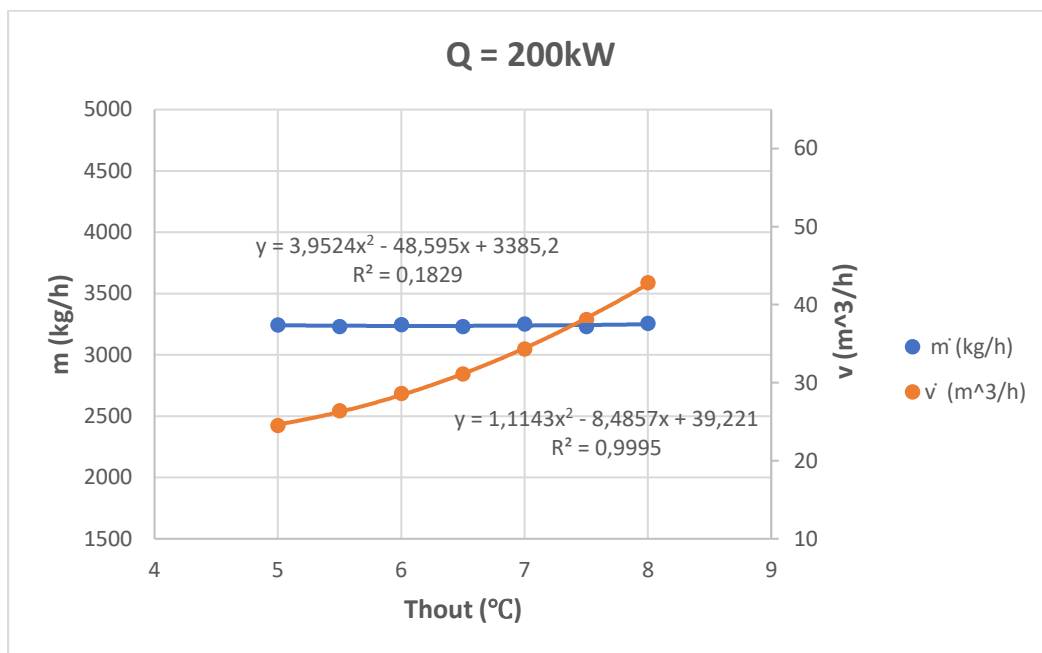
Το παρόν πείραμα είναι πολύ σημαντικό καθώς στο πέρας των συμπερασμάτων του θα έχουν συγκεντρωθεί όλα τα απαραίτητα στοιχεία εισαγωγής για την ολοκλήρωση του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας που θα χρησιμοποιηθεί στη ψυκτική εγκατάσταση. Παρακάτω παρουσιάζονται τα διαγράμματα που εκφράζουν τη συσχέτιση των παροχών των δύο εργαζόμενων μέσων -  $\dot{m}$  (kg/h),  $\dot{v}$  (m<sup>3</sup>/h) με τη καταναλισκόμενη θερμική ισχύ -  $Q$  και τη θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού -  $Th_{out}$ . Στη συνέχεια ακολουθεί ο συγκεντρωτικός πίνακας τιμών και ο σχετικός σχολιασμός των παραπάνω.



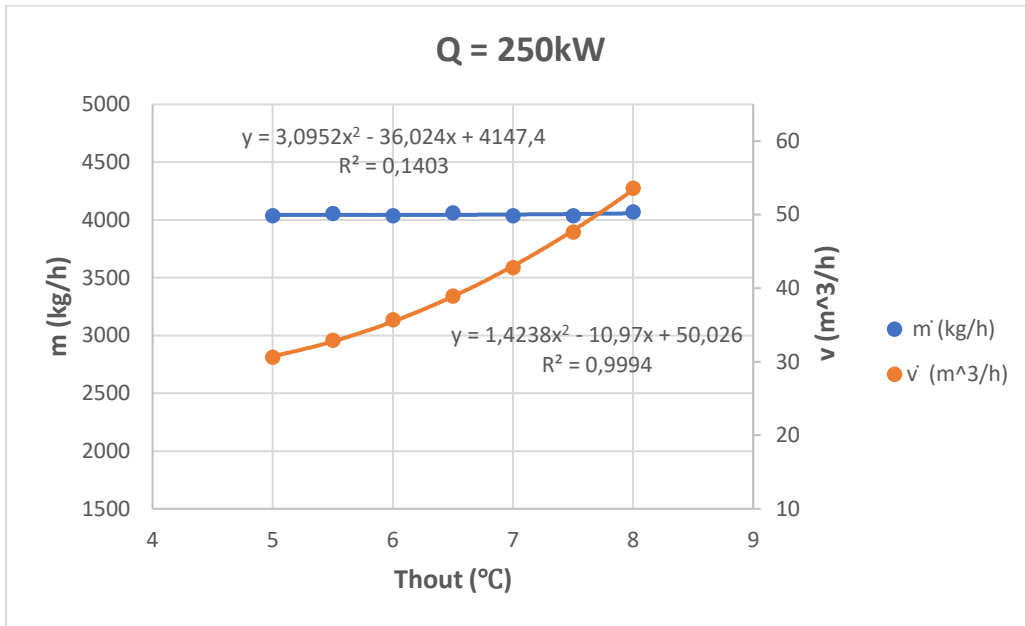
**Διάγραμμα 4.30:** Διάγραμμα συσχέτισης παροχών ψυχρού ρευστού -  $\dot{m}$  (kg/h) και θερμού ρευστού -  $\dot{v}$  (m<sup>3</sup>/h) με θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού -  $Th_{out}$  (°C) για θερμική ισχύ  $Q=100kW$ .



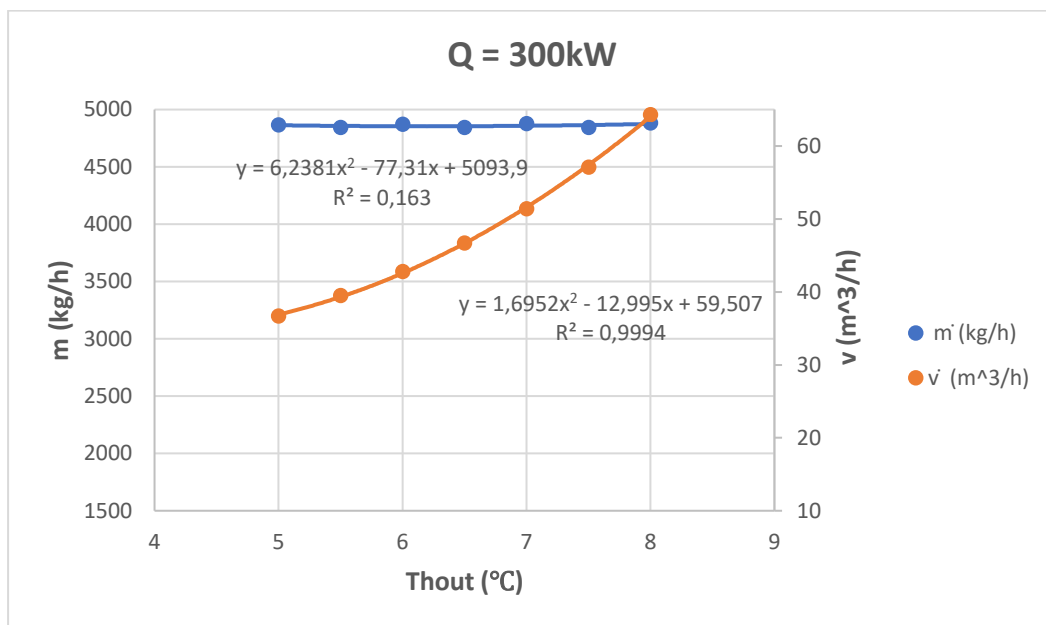
**Διάγραμμα 4.31:** Διάγραμμα συσχέτισης παροχών ψυχρού ρευστού -  $\dot{m}$  (kg/h) και θερμού ρευστού -  $\dot{v}$  (m³/h) με θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού -  $Th_{out}$  (°C) για θερμική ισχύ  $Q=150kW$ .



**Διάγραμμα 4.32:** Διάγραμμα συσχέτισης παροχών ψυχρού ρευστού -  $\dot{m}$  (kg/h) και θερμού ρευστού -  $\dot{v}$  (m³/h) με θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού -  $Th_{out}$  (°C) για θερμική ισχύ  $Q=200kW$ .



**Διάγραμμα 4.33:** Διάγραμμα συσχέτισης παροχών ψυχρού ρευστού -  $\dot{m}$  (kg/h) και θερμού ρευστού -  $\dot{v}$  (m<sup>3</sup>/h) με θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού -  $Th_{out}$  (°C) για θερμική ισχύ  $Q=250kW$ .



**Διάγραμμα 4.34:** Διάγραμμα συσχέτισης παροχών ψυχρού ρευστού -  $\dot{m}$  (kg/h) και θερμού ρευστού -  $\dot{v}$  (m<sup>3</sup>/h) με θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού -  $Th_{out}$  (°C) για θερμική ισχύ  $Q=300kW$ .

**Πίνακας 4.20:** Πίνακας συσχέτισης παροχών ψυχρού ρευστού -  $\dot{m}$  (kg/h) και θερμού ρευστού -  $\dot{v}$  ( $m^3/h$ ) με θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού -  $Th_{out}$  ( $^{\circ}C$ ) ανάλογα τη θερμική ισχύ -  $Q$  (kW).

Q (kW)	$Th_{out}$ ( $^{\circ}C$ )	$\dot{m}$ (kg/h)	$\dot{v}$ ( $m^3/h$ )
100	8	1626	21,4
	7,5	1625	19
	7	1625	17,1
	6,5	1624	15,6
	6	1623	14,3
	5,5	1622	13,2
	5	1621	12,2
150	8	2440	32,1
	7,5	2438	28,6
	7	2437	25,7
	6,5	2436	23,4
	6	2435	21,4
	5,5	2434	19,8
	5	2432	18,4
200	8	3255	42,8
	7,5	3229	38,1
	7	3250	34,3
	6,5	3229	31,1
	6	3247	28,6
	5,5	3229	26,4
	5	3243	24,5
250	8	4069	53,6
	7,5	4036	47,63
	7	4036	42,8
	6,5	4061	38,9
	6	4036	35,7
	5,5	4056	32,9
	5	4036	30,6
300	8	4883	64,3
	7,5	4843	57,1
	7	4877	51,4
	6,5	4843	46,7
	6	4872	42,8
	5,5	4843	39,5
	5	4867	36,7

Όπως και σε προηγούμενες μελέτες, έτσι και εδώ η αύξηση της θερμικής ισχύος έχει ως αποτέλεσμα να αυξάνονται οι παροχές και των δύο εργαζόμενων μέσων καθώς υψηλότερη καταναλισκόμενη θερμική ισχύς απαιτεί μεγαλύτερη ποσότητα ρευστών για να διεκπεραιωθεί το θερμικό πρόγραμμα. Επιπλέον η μείωση της θερμοκρασίας εξόδου

του θερμού ρευστού προκαλεί μείωση στις παροχές των ρευστών με κάποιες ελάχιστες μετρήσεις αύξησης των τιμών τους για χαμηλότερες θερμοκρασίες.

Με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα, παρατηρείται πως ανά μέτρηση θερμικής ισχύος των 50kW και συγκεκριμένη θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού παρουσιάζεται μία αύξηση στην παροχή του ψυχρού ρευστού κατά περίπου 800kg/h και σε αυτή του θερμού προσεγγιστικά κατά 11m<sup>3</sup>/h. Από την άλλη η μεταβολή της τιμής θερμοκρασίας στο δευτερεύον κύκλωμα δεν έχει τόση μεγάλη επίδραση στις παροχές των ρευστών, καθώς για τις χαμηλότερες τιμές θερμικής ισχύος οι μεταβολές που παρουσιάζονται είναι αμελητέες. Βέβαια όσο αυξάνεται η ισχύς, τόσο οι μεταβολές αυτές αυξάνονται δίχως όμως να εμφανίζουν μεγάλες διαφοροποιήσεις στις παροχές ανά μέτρηση θερμοκρασίας.

Οι εξισώσεις που εκφράζουν τις γραμμές τάσεις και το συσχετισμό μεταξύ των μεγεθών κατά τις μεταβολές τους όπως και ο αντίστοιχος συντελεστής προσδιορισμού παρουσιάζονται παρακάτω.

- Για Q = 100kW και παροχή  $\dot{m}$ :  $y = -0,2381x^2 + 4,7381x + 1603,2$  ,  
 $R^2 = 0,9877$
- Για Q = 100kW και παροχή  $\dot{v}$ :  $y = -0,2381x^2 + 4,7381x + 1603,2$  ,  
 $R^2 = 0,9877$
- Για Q = 150kW και παροχή  $\dot{m}$ :  $y = 2E-12x^2 + 2,4286x + 2420,2$  ,  
 $R^2 = 0,983$
- Για Q = 150kW και παροχή  $\dot{v}$ :  $y = 0,8381x^2 - 6,3952x + 29,521$  ,  
 $R^2 = 0,9996$
- Για Q = 200kW και παροχή  $\dot{m}$ :  $y = 9,6364x^4 - 248,55x^3 + 2384,7x^2 - 10084x + 19092$  ,  
 $R^2 = 0,4212$
- Για Q = 200kW και παροχή  $\dot{v}$ :  $y = 1,1143x^2 - 8,4857x + 39,221$  ,  
 $R^2 = 0,9995$
- Για Q = 250kW και παροχή  $\dot{m}$ :  $y = 11,778x^3 - 226,57x^2 + 1436,2x + 1046,9$  ,  
 $R^2 = 0,5164$
- Για Q = 250kW και παροχή  $\dot{v}$ :  $y = 1,4238x^2 - 10,97x + 50,026$  ,  
 $R^2 = 0,9994$
- Για Q = 300kW και παροχή  $\dot{m}$ :  $y = 5,4667x^5 - 162,21x^4 + 1894,3x^3 - 10863x^2 + 30511x - 28621$  ,  
 $R^2 = 0,4104$
- Για Q = 300kW και παροχή  $\dot{v}$ :  $y = 1,6952x^2 - 12,995x + 59,507$  ,  
 $R^2 = 0,9994$

Όσον αφορά τους συντελεστές προσδιορισμού, παρουσιάζουν ιδανικές τιμές για τις παροχές του θερμού ρευστού για οποιαδήποτε τιμή καταναλισκόμενης θερμικής ισχύος. Από την άλλη για τις παροχές του ψυχρού ρευστού, οι συντελεστές προσδιορισμού παρουσιάζουν ικανοποιητικά αποτελέσματα μόνο για δύο τιμές τις θερμικής ισχύος, των 100kW και των 150kW.

Με βάση τα αποτελέσματα όλων των πειραμάτων που πραγματοποιήθηκαν, στο επόμενο και τελευταίο κεφάλαιο παρουσιάζονται όλα τα συμπεράσματα που προκύπτουν όπως και η τελική επιλογή του κατάλληλου πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας για την αποδοτικότερη και οικονομικότερη ενεργειακά λειτουργία της ψυκτικής εγκατάστασης.



## Κεφάλαιο 5 Συμπεράσματα

### **5.1 Συμπεράσματα του πειράματος επίδρασης της μεταβολής παροχής του ψυχρού ρευστού**

Με βάση το σύνολο των πειραμάτων και αποτελεσμάτων που προηγήθηκαν και αφορούν την επίδραση της μεταβολής της παροχής του ψυχρού ρευστού, στο παρόν στάδιο της εργασίας θα γίνει η αρχική εκτίμηση για το ποιος καθίσταται ο καταλληλότερος πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας από τους τρεις εξεταζόμενους (Α, Β και Γ) με βάση τις διαστάσεις του, όπως και το ποιο καθίσταται ιδανικό ψυκτικό μέσο εκ των δύο των οποίων μελετήθηκαν (R134a και R407C) για τη λειτουργία του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας στη ψυκτική εγκατάσταση που έχει οριστεί.

Όσον αφορά τους τρεις εναλλάκτες είναι εύκολο να διακριθεί, όπως και προαναφέρθηκε πολλές φορές, πως οι διαστάσεις του εναλλάκτη Γ καθίστανται πολύ μεγαλύτερες από τις αναγκαίες για να βγει εις πέρας το θερμικό πρόγραμμα. Η πληροφορία αυτή για το συγκεκριμένο πλακοειδή εναλλάκτη προκύπτει από πληθώρα παραγόντων οι οποίες παρατίθενται παρακάτω.

- Για όλες τις εξεταζόμενες παροχές του ψυχρού ρευστού αλλά και για τα δύο ψυκτικά μέσα παρουσιάζει τις χαμηλότερες τιμές συντελεστή μετάδοσης θερμότητας -  $k$  ( $W/m^2 \cdot K$ ) σε σύγκριση με τους υπόλοιπους εναλλάκτες.
- Εμφάνιση των μεγαλύτερων τιμών συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης -  $M$  (%), με εξαίρεση αυτές για τις υψηλότερες αντίστοιχες παροχές ψυχρού ρευστού, το οποίο σημαίνει πως η συνολική ενεργή επιφάνεια πλάκας (επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας) -  $A$  είναι πολύ πιο μεγάλη από την αναγκαία για τη διεκπεραίωση του εκάστοτε θερμικού προγράμματος.
- Οι τιμές πτώσης πίεσης που παρουσιάζει στο ψυχρό κύκλωμα -  $\Delta P_c$  (kPa) είναι υπερβολικά χαμηλές για όλες τις εξεταζόμενες τιμές παροχής αλλά και για τα δύο ψυκτικά μέσα, ένα γεγονός που σε βάθος χρόνου θα δημιουργήσει πρόβλημα στη λειτουργία του πλακοειδούς εναλλάκτη καθώς είναι δεδομένη η δημιουργία επικαθίσεων ανάμεσα στις πλάκες λόγω τις χαμηλής τύρβης που θα δημιουργηθεί. Σε αυτές τις χαμηλές τιμές πτώσης πίεσης είναι πολύ πιθανό να οφείλεται και ο χαμηλός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας.

Οι παραπάνω λόγοι καθιστούν τον εναλλάκτη Γ ακατάλληλο για την ενεργειακά οικονομικότερη και αποδοτικότερη δυνατή λειτουργία της εγκατάστασης, παρόλα αυτά το συγκεκριμένο συμπέρασμα θα διασταυρωθεί και με αυτά του επόμενου κεφαλαίου για την επιβεβαίωσή του. Συνεπώς το πιο λογικό είναι πως η επιλογή του καταλληλότερου πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας θα γίνει ανάμεσα στους εναλλάκτες Α και Β, από αυτή τη σύγκριση προκύπτουν τα παρακάτω αρχικά συμπεράσματα.

- Οι εναλλάκτες Α και Β παρουσιάζουν πανομοιότυπες τιμές συντελεστή μετάδοσης θερμότητας για τα δύο ψυκτικά μέσα, με τον εναλλάκτη Α να εμφανίζει κατά μέσο όρο τις υψηλότερες τιμές. Από την άλλη ο εναλλάκτης Β για τις υψηλότερα εξεταζόμενες παροχές του ψυχρού ρευστού εμφανίζει λίγο μεγαλύτερες τιμές.

- Ο εναλλάκτης Β παρουσιάζει υψηλότερες τιμές συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης και για τα δύο ψυκτικά μέσα για τις αντίστοιχα χαμηλότερες εξεταζόμενες παροχές καθιστώντας τον ακατάλληλο για αυτές τις τιμές λόγω των διαστάσεών του. Βέβαια για υψηλότερες τιμές παροχών η διαφορά του συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης ανάμεσα στους δύο εναλλάκτες θεωρείται αμελητέα.
- Όσον αφορά τη συνολική πτώση πίεσης στο ψυχρό κύκλωμα, με τη χρήση και των δύο ψυκτικών μέσων ο εναλλάκτης Α εμφανίζει τις καταλληλότερες τιμές παρέχοντας μία επαρκή τιμή ώστε να δημιουργηθεί τύρβη ανάμεσα στις πλάκες και αυξημένη μετάδοση θερμότητας, σε αντίθεση με τις χαμηλές τιμές που εμφανίζει ο εναλλάκτης Β.
- Στο θερμό κύκλωμα, ο εναλλάκτης θερμότητας Β εμφανίζει υψηλότερες τιμές πτώσης πίεσης κατά μέσο όρο με κάποιες μετρήσεις πολύ υψηλές για τις αντίστοιχες παροχές, σε αντίθεση με τον εναλλάκτη Α που ξανά εμφανίζει μία επαρκή πτώση πίεσης δίχως να πέφτει σε πολύ χαμηλά επίπεδα.
- Για τις περισσότερες μετρήσεις παροχής του ψυχρού κυκλώματος, ο εναλλάκτης Α χρειάζεται λιγότερες πλάκες για τη διεκπεραίωση του θερμικού προγράμματος, εφόσον οι διαστάσεις των πλακών Α και Β είναι παρόμοιες, η χρήση του πρώτου προσδίδει λιγότερη πολυπλοκότητα στο σύστημα όπως και οικονομικό όφελος. (Σημειώνεται πως δεν θα αναλυθεί το κόστος του εναλλάκτη καθώς η εργασία δεν είναι τέτοιου είδους, παρόλα αυτά όποιο πλεονέκτημα ή μειονέκτημα προκύψει αναφέρεται με την εκάστοτε επιλογή μεγέθους αναφέρεται)
- Όσον αφορά τους συντελεστές προσδιορισμού, κατά μέσο όρο ο εναλλάκτης Α παρουσιάζει τις υψηλότερες τιμές ανά των δύο.

Μία αρχική εκτίμηση βασιζόμενη σε ότι αναφέρθηκε παραπάνω είναι πως ο καταλληλότερος εναλλάκτης για τη ψύξη της βιομηχανικής εγκατάστασης φέρεται να είναι ο εναλλάκτης Α. Όσον αφορά τα δύο ψυκτικά μέσα, τα αρχικά συμπεράσματα με βάση τη σύγκρισή τους αναφέρονται παρακάτω.

- Τα δύο εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα παρουσιάζουν παρόμοιες τιμές θερμικής ισχύος ανά αντίστοιχη μέτρηση της παροχής τους, με το ψυκτικό μέσο R134a να παρουσιάζει τις χαμηλότερες σχετικά τιμές. Αυτή η μεταξύ τους διαφορά όμως αυξάνεται στις υψηλότερες παροχές, ένα γεγονός που καθορίζει το ψυκτικό R134a καταλληλότερο όσον αφορά τη θερμική ισχύ σε αυτές τις τιμές παροχής ψυχρού ρευστού.
- Το πλεονέκτημα της υψηλότερης θερμικής ισχύος παραγόμενη από το ψυκτικό R407C, είναι πως συγκριτικά παρουσιάζει ελαφρώς χαμηλότερες τιμές θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού σε σύγκριση με το ψυκτικό R134a, ένα μέγεθος άκρως σημαντικό στη ψύξη της εγκατάστασης το οποίο πρέπει να ληφθεί υπόψιν.
- Με βάση το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας, και για τους τρεις εξεταζόμενους εναλλάκτες το ψυκτικό μέσο R407C εμφανίζει κατά μέσο όρο ελαφρώς υψηλότερες τιμές ανά των δύο ψυκτικών.

Φαίνεται πως τα δύο ψυκτικά μέσα έχουν μοιρασμένα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα έκαστος, για αυτό το λόγο θα μελετηθούν και τα δύο στη συνέχεια όπως και οι τρεις πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας διαφορετικών διαστάσεων ώστε να

οριστεί αν οι αρχικές εκτιμήσεις που έγιναν θα καταλήξουν σε τελικά συμπεράσματα. Η συγκεκριμένη διαδικασία θα γίνει μέσω σύγκρισης αποτελεσμάτων και διασταύρωσης συμπερασμάτων ώστε να προκύψουν οι καταλληλότερες τελικές επιλογές. Ένας σημαντικός παράγοντας που δεν έχει μελετηθεί για την ενεργειακή οικονομία της μονάδας, είναι οι τιμές θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού που προκύπτουν για την ίδια καταναλισκόμενη θερμική ισχύ και για τα δύο ψυκτικά μέσα ώστε να υπάρξει μία πιο ολοκληρωμένη εικόνα.

Στο επόμενο κεφάλαιο ακολουθούν τα συμπεράσματα της μελέτη επίδρασης της μεταβολής παροχής του θερμού ρευστού. Σημειώνεται πως παρά την μελέτη επίδρασης μεταβολής των παροχών, οι τελικές επιλογές των παροχών των εργαζόμενων μέσων θα γίνει με βάση και άλλων παραγόντων που θα αναφερθούν στα επόμενα κεφάλαια.

## **5.2 Συμπεράσματα του πειράματος επίδρασης της μεταβολής παροχής του θερμού ρευστού**

Λαμβάνοντας υπόψιν τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τις μετρήσεις των πειραμάτων που πραγματοποιήθηκαν που αφορούν την επίδραση της μεταβολής παροχής του θερμού ρευστού, θα γίνει εκ νέου η σύγκριση των δύο ψυκτικών μέσων υπό μελέτη (R134a και R407C) όπως και η τελική επιλογή του κατάλληλου πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας με βάση τις διαστάσεις του για χρήση στη βιομηχανική εγκατάσταση από τους τρεις εξεταζόμενους (A, B και Γ).

Όσον αφορά τους πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας, ο εναλλάκτης Γ για τους ίδιους λόγους που αναφέρθηκαν στα συμπεράσματα της επίδρασης μεταβολής της παροχής του ψυχρού ρευστού θεωρείται πως έχει μεγαλύτερες διαστάσεις από τις απαιτούμενες για να χρησιμοποιηθεί στη συγκεκριμένη εφαρμογή. Τα αποτελέσματα του παρόντος κεφαλαίου για αυτόν τον εναλλάκτη δεν διαφέρουν τόσο από αυτά των υπόλοιπων δύο εναλλακτών, διασταυρώνοντάς τα όμως με αυτά που προέκυψαν προηγουμένως, τότε η αρχική εκτίμηση πως κρίνεται ακατάλληλος για την οικονομικότερη ενεργειακά δυνατή επιλογή από τις διαθέσιμες, είναι και η τελική. Η επιλογή του καταλληλότερου εναλλάκτη καταλήγει να γίνει ανάμεσα στους εναλλάκτες A και B, ακολουθεί η σύγκριση των αποτελεσμάτων μεταξύ των δύο αυτών εναλλακτών.

- Ο εναλλάκτης B παρουσιάζει υψηλότερες τιμές συντελεστή μετάδοσης θερμότητας για ψυκτικό μέσο R134a με εξαίρεση τις υψηλότερα εξεταζόμενες παροχές, ενώ για ψυκτικό R407C συμβαίνει ξανά το ίδιο γεγονός με τον εναλλάκτη A να εμφανίζει ελαφρώς υψηλότερο συντελεστή για τις μεσαίες εξεταζόμενες παροχές θερμού ρευστού.
- Όσον αφορά το συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης, οι τιμές του εναλλάκτη A είναι κατά μέσο όρο χαμηλότερες από αυτές του B. Συγκεκριμένα για όλες τις εξεταζόμενες τιμές παροχής και ψυκτικό R134a οι τιμές του τείνουν στο 0, παράλληλα για ψυκτικό μέσο R407C οι τιμές του συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης παραμένουν χαμηλές με εξαίρεση τις υψηλότερες παροχές που ξεπερνάνε αυτές του εναλλάκτη B.

- Και οι δύο εναλλάκτες παρουσιάζουν χαμηλό μέσο όρο τιμών συνολικής πτώσης πίεσης στο ψυχρό κύκλωμα με εξαίρεση τις χαμηλές τιμές παροχής για ψυκτικό μέσο R407C και χρήση του εναλλάκτη B.
- Κατά μέσο όρο οι συντελεστές προσδιορισμού για τον εναλλάκτη A είναι λίγο πιο υψηλοί από αυτούς που αντιστοιχούν στον εναλλάκτη B.

Με βάση τα παραπάνω συμπεράσματα και διασταυρώνοντας τα με αυτά του προηγούμενου κεφαλαίου, μπορεί να αναφερθεί πως και οι δύο εναλλάκτες θα μπορούσαν αντίστοιχα να χρησιμοποιηθούν στην ψυκτική εγκατάσταση. Η τελική επιλογή κρίνεται στις λεπτομέρειες και θα περιλαμβάνει τη χρήση του εναλλάκτη A, καθώς κατά μέσο όρο παρουσιάζει τις καταλληλότερες συνολικά τιμές για την αποδοτικότερη διεκπεραίωση του θερμικού προγράμματος.

Όσον αφορά τα ψυκτικά μέσα, όπως προαναφέρθηκε δεν έγινε σύγκριση των τιμών θερμικής ισχύος -  $Q$  (kW) καθώς διατηρήθηκε σταθερή η τιμή της στα 300kW κατά τη διεξαγωγή της μελέτης, ένα πλεονέκτημα αυτής της πληροφορίας είναι πως η σύγκριση των αποτελεσμάτων γίνεται πλέον με την κατανάλωση της ίδιας θερμικής ισχύος. Παρακάτω εμφανίζονται συγκεντρωτικά τα συμπεράσματα της σύγκρισης των ψυκτικών μέσων R134a και R407C με βάση τα αποτελέσματα της μελέτης επίδρασης μεταβολής παροχής του θερμού ρευστού.

- Με βάση τη θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού, το ψυκτικό μέσο R407C παρουσιάζει χαμηλότερες τιμές συγκριτικά με το R134a, ένας πολύ σημαντικός παράγοντας στην τελική επιλογή που θα προκύψει καθώς οι μετρήσεις όπως αναφέρθηκε, γίνονται για την ίδια καταναλισκόμενη θερμική ισχύ.
- Παρατηρείται πως το ψυκτικό μέσο R407C παρουσιάζει υψηλότερες τιμές συντελεστή μετάδοσης θερμότητας -  $k$  σε σχέση με αυτές του R134a.
- Οι τιμές της συνολικής πτώσης πίεσης και των δύο κυκλωμάτων παρουσιάζουν διακυμάνσεις και για τα δύο ψυκτικά μέσα και δεν έχουν τόση επίδραση στην τελική επιλογή.
- Και τα δύο ψυκτικά παρουσιάζουν μεταπτώσεις στις τιμές του συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης -  $M$  με το ψυκτικό R134a να κατέχει τις χαμηλότερες σχετικά τιμές, από την άλλη οι τιμές του R407C μένουν και αυτές κατά μέσο όρο σε χαμηλές τιμές και σε καμία περίπτωση δεν είναι απαγορευτικές στην εφαρμογή.

Καθώς η θερμική ισχύς διατηρήθηκε σε σταθερή τιμή στο συγκεκριμένο πείραμα, πέρα από την επίδραση της παροχής προσδίδει μία πιο ολοκληρωμένη εικόνα τόσο για το πως δέχεται επίδραση η λειτουργία του εναλλάκτη ανάλογα των διαστάσεών του, (με βάση τη οποία έγινε η τελική επιλογή του εναλλάκτη A ως καταλληλότερου) όσο και για την επίδραση που έχει η χρήση του εκάστοτε ψυκτικού μέσου εκ των δύο που χρησιμοποιήθηκαν στα πειράματα. Η επιλογή του ψυκτικού μέσου που θα χρησιμοποιηθεί δεν θα πραγματοποιηθεί ακόμη καθώς θα ακολουθήσουν τα συμπεράσματα των υπόλοιπων πειραμάτων τα οποία θα κρίνουν και την τελική απόφαση.

### 5.3 Συμπεράσματα του πειράματος επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού

Βάση του πειράματος επίδρασης που έλαβε μέρος και των αποτελεσμάτων που προέκυψαν, θα γίνει η αρχική εκτίμηση της επιλογής του καταλληλότερου ψυκτικού μέσου εκ των δύο που χρησιμοποιήθηκαν και η τελική επιλογή της κατάλληλης θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού -  $T_{c,in}$  (°C) για την οικονομικότερη ενεργειακά λειτουργία της εγκατάστασης.

Όσον αφορά την θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού ρευστού, με βάση τα αποτελέσματα που προέκυψαν, παρακάτω παρουσιάζονται τα συγκεντρωτικά συμπεράσματα που θα κρίνουν την επιλογή της τιμής της.

- Η αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού μειώνει την θερμική ισχύ του εναλλάκτη, γεγονός που καθιστά την επιλογή μίας υψηλότερης σχετικά τιμής κατάλληλη καθώς το ζήτημα της μελέτης είναι η εξοικονόμηση ενέργειας.
- Όσο υψηλότερη η θερμοκρασία εισόδου ψυχρού ρευστού, τόσο αυξάνεται και η θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού, μέγεθος εξίσου σημαντικό με τη θερμική ισχύ καθώς σε αυτό βασίζεται η ψύξη της εγκατάστασης. Με βάση αυτό το συμπέρασμα θα ήταν κατάλληλη μία χαμηλή τιμή θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού, όμως καθώς η μεταβολή που παρουσιάζει η θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού είναι πολύ μικρή ανά μέτρηση η συγκεκριμένη παραδοχή δεν θα ληφθεί τόσο υπόψιν όσο το προαναφερθέν συμπέρασμα που αφορά την μεταβολή που παρουσιάζει η θερμική ισχύς κατά τη μελέτη.
- Η τιμή του παροχής του ψυχρού μέσου αυξάνεται κατά την αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του.

Τα παραπάνω συμπεράσματα, καθιστούν την επιλογή της υψηλότερης θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού υπό μελέτη, δηλαδή των 2°C, ως καταλληλότερη για την οικονομικότερη ενεργειακά λειτουργία του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας και κατά συνέπεια της ψυκτικής εγκατάστασης. Εν συνεχεία θα γίνει η σύγκριση μεταξύ των δύο ψυκτικών μέσων που μελετήθηκαν παρουσιάζοντας τα συμπεράσματα που προέκυψαν.

- Για κάθε μέτρηση θερμοκρασίας εισόδου του ψυχρού ρευστού, η θερμική ισχύς που καταναλώνει το ψυκτικό μέσο R134a είναι σαφώς χαμηλότερη από αυτή του R407C, γεγονός που καθιστά το πρώτο οικονομικότερο ενεργειακά όσον αφορά μεμονωμένα τις τιμές θερμικής ισχύος ανά τιμή μέτρησης.
- Όπως φάνηκε και στις προηγούμενες μελέτες, το ψυκτικό μέσο R407C καταφέρνει για τις αντίστοιχες μετρήσεις να μειώνει περισσότερο τη θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού σε σχέση με το ψυκτικό R134a.
- Το ψυκτικό μέσο R407C εμφανίζει χαμηλότερες τιμές παροχής ψυχρού ρευστού ανά μέτρηση συγκριτικά με το ψυκτικό R134a, γεγονός σημαντικό στην ενεργειακή οικονομία ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας.
- Όσον αφορά το συντελεστή προσδιορισμού, κατά μέσο όρο το ψυκτικό μέσο R407C παρουσιάζει υψηλότερες τιμές συγκριτικά με το R134a.

Με βάση τα παραπάνω συμπεράσματα τα πλεονεκτήματα είναι τρία προς ένα για το ψυκτικό R407C, επιπλέον πρέπει να ληφθεί υπόψιν το συμπέρασμα μίας προηγούμενης μελέτης, κατά το οποίο για ίδιες τιμές θερμικής ισχύος το ψυκτικό μέσο R407C παρουσίαζε χαμηλότερες θερμοκρασίες εξόδου του θερμού ρευστού, γεγονός που το καθιστά αποδοτικότερο. Ακολουθούν τα συμπεράσματα που αφορούν το πείραμα επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού κατά τα οποία θα γίνει η επιλογή της καταλληλότερης τιμής θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού όπως και η τελική επιλογή του ψυκτικού μέσου που θα χρησιμοποιηθεί στη ψυκτική εγκατάσταση.

#### **5.4 Συμπεράσματα του πειράματος επίδρασης της μεταβολής θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού**

Με βάση τα αποτελέσματα που προέκυψαν από το σχετικό πείραμα, μέσω το συμπερασμάτων που ακολουθούν θα γίνει η επιλογή της καταλληλότερης θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού -  $T_{c_{out}}$  (°C), όπως και η επιλογή του ψυκτικού μέσου το οποίο θα χρησιμοποιηθεί στην ψυκτική εγκατάσταση. Παρακάτω παρουσιάζονται τα συμπεράσματα που αφορούν την επιλογή θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού.

- Η αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού έχει ως συνέπεια την αύξηση της καταναλισκόμενης θερμικής ισχύος εντός του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας.
- Προκύπτει πως η θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού μειώνεται κατά την αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού, εξίσου σημαντικός παράγοντας στην λειτουργία της ψυκτικής εγκατάστασης αν και η μεταβολή που προκύπτει δεν είναι και τόσο σημαντική.
- Παρατηρείται μείωση της παροχής ψυχρού ρευστού κατά την αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου του.

Λαμβάνοντας υπόψιν τα παραπάνω συμπεράσματα, μπορούν να γίνουν κάλλιστα πολλές επιλογές θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού οι οποίες να θεωρούνται κατάλληλες. Η μειωμένη θερμική ισχύς που καταναλώνεται στις χαμηλότερες θερμοκρασίες είναι ιδανική, βέβαια καθώς στο προηγούμενο κεφάλαιο επιλέχθηκε η υψηλότερη υπό μελέτη θερμοκρασία εισόδου για την εξοικονόμηση ενέργειας, στη συγκεκριμένη περίπτωση θα βρεθεί μία μέση λύση η οποία να προσδίδει παράλληλα μία χαμηλότερη θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού. Μέσα από τις πολλές επιλογές που μπορούν να γίνουν θα γίνει η κατάληξη στην τιμή των 6°C ως καταλληλότερη θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρευστού, η οποία δημιουργεί ένα  $\Delta T_c$  των 4°C.

Σειρά έχει η τελική επιλογή του καταλληλότερου ψυκτικού μέσου εκ των δύο υπό μελέτη, η οποία θα προκύψει από τα συμπεράσματα που έχουν προηγηθεί αλλά και από αυτά που ακολουθούν αμέσως παρακάτω.

- Το ψυκτικό μέσο R134a για ακόμη μία φορά παρουσιάζει χαμηλότερες τιμές θερμικής ισχύος για τις αντίστοιχες μετρήσεις συγκριτικά με το R407C.
- Επιβεβαιώνεται η μειωμένη θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού ανά μέτρηση με τη χρήση του ψυκτικού μέσου R407C, όπως και η μειωμένη απαιτούμενη παροχή στο ψυχρό κύκλωμα.

- Οι συντελεστές προσδιορισμού που παρουσιάζει το ψυκτικό μέσο R407C είναι κατά μέσο όρο χαμηλότεροι από αυτούς που παρουσιάζει το ψυκτικό μέσο R134a.

Με βάση τα παραπάνω συμπεράσματα όπως και τα υπόλοιπα που έχουν προηγηθεί, αν η μελέτη αφορούσε καθαρά την καταναλισκόμενη θερμική ισχύ ανά μέτρηση των περισσοτέρων μεγεθών που έχουν μελετηθεί, τότε η τελική επιλογή ψυκτικού μέσου θα εμπειρείχε το ψυκτικό μέσο R134a. Όμως λαμβάνοντας υπόψιν πως ανά τιμή θερμικής ισχύος το ψυκτικό μέσο R407C παρουσιάζει χαμηλότερες τιμές θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού, το γεγονός αυτό καθιστά αυτό το ψυκτικό αποδοτικότερο του R134a. Για αυτό το λόγο αλλά και όλους όσους αναφέρθηκαν η τελική επιλογή ψυκτικού μέσου στην παρούσα εγκατάσταση στη πλευρά του ψυχρού κυκλώματος είναι το R407C για την οικονομικότερη ενεργειακά αλλά και πιο αποδοτική λειτουργία της ψυκτικής εγκατάστασης.

Στα συμπεράσματα που ακολουθούν θα γίνει η τελική επιλογή των τιμών καταναλισκόμενης θερμικής ισχύος και θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού οι οποίες θα έχουν ως συνέπεια και τις τελικές παροχές των δύο εργαζόμενων μέσων.

### **5.5 Συμπεράσματα του πειράματος συσχέτισης θερμικής ισχύος και θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού με τις παροχές των δύο εργαζόμενων μέσων**

Στο παρόν στάδιο της εργασίας, με βάση τα συμπεράσματα που θα παρουσιαστούν και ορισμένες υποθέσεις/παραδοχές οι οποίες θα γίνουν, θα λάβει μέρος η συνδυαστική τελική επιλογή της θερμικής ισχύος -  $Q$  (kW) και της θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού -  $T_{h_{out}}$  (°C). Οι συγκεκριμένες επιλογές τιμών θα έχουν ως αποτέλεσμα τον ορισμό των παροχών των δύο εργαζόμενων μέσων ώστε στο πέρας της διαδικασίας αυτής να είναι γνωστά όλα τα απαραίτητα μεγέθη για την βέλτιστη και ολοκληρωμένη επιλογή πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας ο οποίος θα χρησιμοποιηθεί στην ψυκτική εγκατάσταση.

Στις περισσότερες εφαρμογές ψύξης μίας εγκατάστασης, το δευτερεύον μέσο ή αλλιώς θερμό ρευστό συνηθίζεται να λαμβάνει θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου 12°C και 7°C αντίστοιχα ( $\Delta T_h = 5^\circ\text{C}$ ). Η πρώτη τιμή έχει οριστεί από το αρχικό στάδιο της εργασίας, όσον αφορά τη δεύτερη θα αποκλειστεί όποια θερμοκρασία άνω των 7°C ως μη αρκετά χαμηλή για να επιτύχει την απαραίτητη ψύξη στο σύστημα, επιπλέον κρίνονται ακατάλληλες όλες οι τιμές θερμοκρασιών κάτω των 6°C ως πολύ χαμηλές με κίνδυνο παγώματος της εγκατάστασης, άρα το κατάλληλος εύρος ορίζεται από τη σχέση  $7^\circ\text{C} \geq T_{h_{out}} \geq 6^\circ\text{C}$ .

Για την επιλογή της κατάλληλης καταναλισκόμενης θερμικής ισχύος θα μπορούσαν να εφαρμοστούν όλες οι επιλογές ανάλογα το μέγεθος της εγκατάστασης, όμως για την αποδοτικότερη και ενεργειακά οικονομικότερη λειτουργία της εγκατάστασης η τελική επιλογή θα γίνει με βάση το μοναδικό υπάρχον κριτήριο το οποίο είναι ο συντελεστής προσδιορισμού. Ο συγκεκριμένος συντελεστής παρουσιάζει ιδανικές τιμές για τις καμπύλες παροχών και των δύο εργαζόμενων μέσων για τις καταναλισκόμενες ισχύς των

100kW και των 150kW, με τη δεύτερη προαναφερθείσα τιμή παρουσιάζει κατά μέσο όρο τις καταλληλότερες τιμές.

Εφαρμόζοντας ότι αναφέρθηκε η παροχή του ψυχρού ρευστού -  $\dot{m}$  (kg/h) ισούται με 2.437 kg/h. Με βάση τα πλέον δεδομένα, δημιουργείται ο παρακάτω πίνακας με ορισμένες επιπλέον μετρήσεις για την επιλογή της κατάλληλης θερμοκρασίας εξόδου του ψυχρού ρευστού.

**Πίνακας 5.1:** Συσχέτιση συντελεστή μετάδοσης θερμότητας -  $k$  (W/( m<sup>2</sup>\*k), συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης -  $M$  (%), πτώση πίεσης του ψυχρού -  $\Delta P_c$  (kPa) και θερμού -  $\Delta P_h$  (kPa) κυκλώματος με τις βέλτιστες τιμές θερμοκρασίας εξόδου του θερμού ρευστού -  $Th_{out}$  (°C),

<b>Thout (°C)</b>	<b>k W/( m<sup>2</sup>*k)</b>	<b>M (%)</b>	<b>ΔPc (kPa)</b>	<b>ΔPh (kPa)</b>
7	2387	2,60	39,41	14,74
6,5	2303	2	30,66	13,76
6	2230	1,19	24,39	12,90

Όπως φαίνεται και στον παραπάνω πίνακα, τα αποτελέσματα ανά μέτρηση για εκάστοτε θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού είναι παρεμφερή και η τελική επιλογή θα κριθεί στις λεπτομέρειες. Αρχικά οι τιμές της συνολικής πτώσης πίεσης και στα δύο κυκλώματα δεν παρουσιάζουν τόσο μεγάλες διαφορές ώστε να κρίνουν την καταλληλότητα της εκάστοτε μονάδας, άρα η τελική επιλογή θα κριθεί με βάση το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας και το συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης.

Ως πρώτο συμπέρασμα η επιλογή των 7°C κρίνεται ακατάλληλη λόγω της υψηλότερης συγκριτικά τιμής συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης (αν και χαμηλή), κάτι που σημαίνει ότι χρησιμοποιείται περισσότερη ενεργή επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας – Α από όση χρειάζεται ανά των τριών υπόλοιπων επιλογών. Μεταξύ των διαθέσιμων δύο επιλογών που έχουν απομείνει, ιδανική θα κριθεί αυτή των 6°C καθώς παρά τον μειωμένο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας παρουσιάζει εμφανώς μικρότερο συντελεστή υπερδιαστασιολόγησης. Με αυτή την τελική επιλογή η παροχή του θερμού ρευστού -  $\dot{V}$  (m<sup>3</sup>/h) ανέρχεται στα 21,4m<sup>3</sup>/h, παρακάτω παρουσιάζεται ο συγκεντρωτικός πίνακας με όλα τα στοιχεία του βέλτιστου και ολοκληρωμένου εναλλάκτη θερμότητας.

## **5.6 Συγκεντρωτικά στοιχεία της τελικής και βέλτιστης επιλογής πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας**

Καθώς τα συμπεράσματα των πειραμάτων για την εύρεση του κατάλληλου πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας για χρήση σε βιομηχανική εγκατάσταση ψύξης με τον αποδοτικότερο και τον ενεργειακά οικονομικότερο τρόπο έφτασαν στο τέλος τους, παρακάτω παρουσιάζονται οι συγκεντρωτικοί πίνακες με όλα τα στοιχεία της τελικής μονάδας.



*Πίνακας 5.2: Διαστάσεις τελικού πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας.*

<b>ΔΙΑΣΤΑΣΤΑΣΕΙΣ ΠΛΑΚΟΕΙΔΟΥΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ</b>	
Ύψος (H)	1.084mm
Πλάτος (W)	470mm
Απόσταση άξονα κατώτερων συνδέσεων με έδαφος (h)	215mm
Απόσταση αξόνων άνω με κάτω συνδέσεων	719mm
Απόσταση αξόνων αριστερών με δεξιών συνδέσεων	231mm
Μέγεθος καναλιού	2,6mm

*Πίνακες 5.3, 5.4: Συνθήκες λειτουργίας τελικού πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας.*

<b>ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΠΛΑΚΟΕΙΔΟΥΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ</b>	
Θερμική ισχύς (Q)	125kW
Ρευστό θερμού κυκλώματος	Γλυκό νερό
Ρευστό ψυχρού κυκλώματος	R407C
Παροχή θερμού ρευστού (ḡ)	21,5m <sup>3</sup> /h
Παροχή ψυχρού ρευστού (ḡ <sub>ψ</sub> )	2.437kg/h
Θερμοκρασία εισόδου θερμού ρευστού (T <sub>in</sub> )	12°C
Θερμοκρασία εξόδου θερμού ρευστού (T <sub>out</sub> )	6°C
Θερμοκρασία εισόδου ψυχρού ρευστού (T <sub>cin</sub> )	2°C
Θερμοκρασία εξόδου ψυχρού ρευστού (T <sub>cout</sub> )	6°C
Μέγιστη επιτρεπόμενη θερμοκρασία θερμού κυκλώματος (T <sub>hmax</sub> )	80°C
Μέγιστη επιτρεπόμενη θερμοκρασία ψυχρού κυκλώματος (T <sub>cmax</sub> )	80°C
Μέγιστη δυνατή θερμοκρασία λειτουργίας κυκλωμάτων	180°C
Πίεση λειτουργίας	4,920barg

<b>ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΠΛΑΚΟΕΙΔΟΥΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ</b>	
Μέγιστη δυνατή πίεση λειτουργίας	16barg
Πτώση πίεσης θερμού κυκλώματος ( $\Delta P_h$ )	24,39kPa
Πτώση πίεσης ψυχρού κυκλώματος ( $\Delta P_c$ )	12,90kPa
Μέγιστη επιτρεπόμενη πτώση πίεσης θερμού κυκλώματος ( $P_{drop h_{max}}$ )	100kPa
Μέγιστη επιτρεπόμενη πτώση πίεσης ψυχρού κυκλώματος ( $P_{drop c_{max}}$ )	100kPa
Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (k)	2.230W/(m <sup>2</sup> *K)
Αριθμός πλακών (n)	48
Υλικό πλακών	Stainless steel - AISI 304
Πάχος πλακών	0,4mm
Τύπος καναλιού	High
Συντελεστής υπερδιαστασιολόγησης (M)	1,19%
Τύπος ροής	Αντιροή
Μέγεθος και τύπος συνδέσεων	DN100 - PN10
Υλικό παρεμβυσμάτων πλακών και συνδέσεων	NBR-P

## 5.7 Γενικά και τελικά συμπεράσματα

Η αποδοτικότητα και ενεργειακή οικονομία σε ένα βιομηχανικό σύστημα ψύξης είναι οι κύριοι στόχοι ενός μηχανολόγου μηχανικού ο οποίος έχει αναλάβει διαστασιολογήσει και να σχεδιάσει τον εκάστοτε πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας για να λάβει μέρος στην εγκατάσταση. Η μελέτη που προηγήθηκε ανέλυσε την επίδραση που έχει η μεταβολή των πιο κύριων μεγεθών στη λειτουργία της μονάδας και πως γίνεται εν τέλει η κατάλληλη επιλογή τους λαμβάνοντας υπόψιν τα αποτελέσματα που προκύπτουν μέσω των σχετικών συμπερασμάτων.

Κάθε ψυκτική εγκατάσταση διαφέρει από τις υπόλοιπες και χρειάζεται μεμονωμένα ακριβή μελέτη και κατανόηση των συνθηκών λειτουργίας της, ώστε να υπάρχει το πιο κατάλληλο αποτέλεσμα που θα επεκτείνει τον βίο του πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας και κατά συνέπεια ολόκληρου του συστήματος ψύξης.

Εν κατακλείδι, το γενικό συμπέρασμα που προκύπτει είναι πως οι ορθές επιλογές του μηχανικού κρίνουν την απόδοση, την ενεργειακή οικονομία και τη μακροζωία μίας εγκατάστασης.

## Βιβλιογραφία

AEL Heating Solutions Ltd, 2018. <https://www.aelheating.com/blog/>. [Ηλεκτρονικό]  
Available at: <https://www.aelheating.com/blog/plate-heat-exchangers-work/>  
[Πρόσβαση 2018].

Alfa Laval, 2004. <https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/>. [Ηλεκτρονικό]  
Available at: [https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/microsites/heating-and-cooling-hub/alfa laval heating and cooling hub the theory behind heat transfer.pdf](https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/microsites/heating-and-cooling-hub/alfa%20laval%20heating%20and%20cooling%20hub%20the%20theory%20behind%20heat%20transfer.pdf)

Alfa Laval, 2018. <https://microlearning.alfalaval.com/>. [Ηλεκτρονικό]  
Available at: <https://microlearning.alfalaval.com/content/play/704583415/5015>

Alfa Laval, 2020. [www.alfalaval.com](http://www.alfalaval.com). [Ηλεκτρονικό].

Carrier, 2021. <https://www.carrier.com/>. [Ηλεκτρονικό]  
Available at: <https://www.carrier.com/commercial/en/se/products/air-conditioning/gasketed-plate-heat-exchangers/10te/>

Teresa, W., 2020. [Ηλεκτρονικό]  
Available at: <https://www.linkedin.com/pulse/advantages-plate-heat-exchanger-teresa-w/?articleId=6665446591241039872>

Αλέξης, Γ. Κ., 2007. *Η ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑ ΤΗΣ ΨΥΞΗΣ*. 1η επιμ. Αθήνα: Εκδόσεις Αθ. Σταμούλης.

Αριστοτέλειο Πανεπιστήμιο Θεσσαλονίκης, 2018.  
[https://www.eng.auth.gr/~chemtech/foititika/fd/heat\\_exchangers/](https://www.eng.auth.gr/~chemtech/foititika/fd/heat_exchangers/). [Ηλεκτρονικό]  
Available at: [https://www.eng.auth.gr/~chemtech/foititika/fd/heat\\_exchangers/ch05\\_enallaktes\\_A4.pdf](https://www.eng.auth.gr/~chemtech/foititika/fd/heat_exchangers/ch05_enallaktes_A4.pdf)