

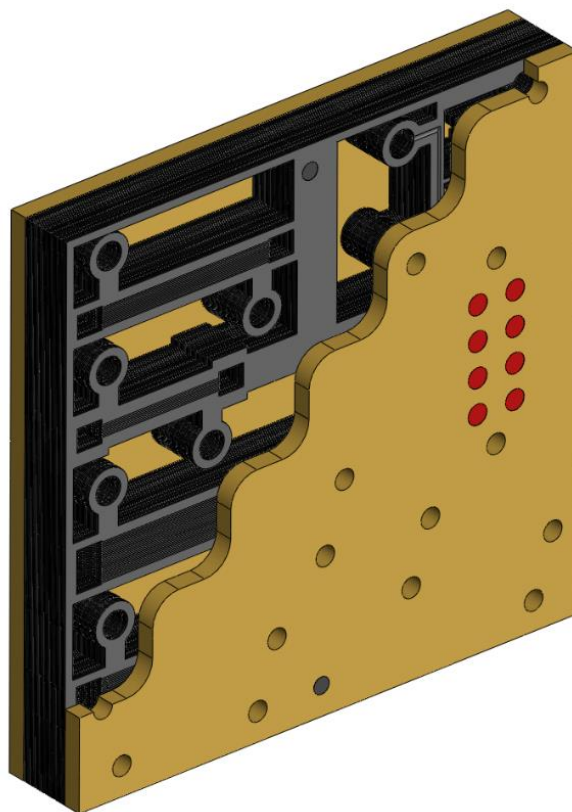
ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ



ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΨΥΚΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΕΩΣ GARIMELLA ΜΕ ΜΙΚΡΟΚΑΝΑΛΙΑ

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE GARIMELLA
MICROCHANNEL ABSORPTION COOLING UNIT



ΕΚΠΟΝΩΝ: ΤΣΙΑΚΑΛΟΣ ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΣ (02110694)

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΡΟΓΔΑΚΗΣ ΕΜΜΑΝΟΥΗΛ

ΑΘΗΝΑ, 2018

Πρόλογος

Η παρούσα διπλωματική εργασία εκπονήθηκε στο πλαίσιο της ολοκλήρωσης των σπουδών μου στο τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, κατά τη χρονική περίοδο από τον Οκτώβριο του 2017 έως τον Ιούνιο του 2018.

Θα ήθελα να εκφράσω τις ειλικρινείς μου ευχαριστίες προς τους ανθρώπους που συνέβαλαν στην ολοκλήρωση της διπλωματικής αυτής εργασίας. Ιδιαίτερα θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντά μου κ. Εμμανουήλ Ρογδάκη, Καθηγητή του Τομέα Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών, για την ανάθεση αυτού του εξαιρετικά ενδιαφέροντος θέματος και για την πολύτιμη καθοδήγησή του κατά τη διάρκεια εκπόνησης της εργασίας.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους γονείς μου, τους φίλους και την κοπέλα μου για την αμέριστη συμπαράστασή τους, την υπομονή τους και την στήριξη που μου προσέφεραν κατά τη διάρκεια των σπουδών μου.

Πίνακας Περιεχομένων

Πρόλογος	i
Περίληψη	vii
Abstract.....	ix
Σύμβολα.....	xi
Δείκτες.....	xiii
1. Αντλίες Θερμότητας – Ορισμός, Λειτουργία & Ταξινόμηση	1
1.1 Ορισμός.....	1
1.2 Λειτουργία στις δυο περιπτώσεις: Θέρμανσης και Ψύξης.....	2
1.2.1 Κύκλος για Ψύξη Χώρου.....	2
1.2.2 Κύκλος για Θέρμανση Χώρου	3
1.3 Αντλίες θερμότητας για Οικιακή Χρήση.....	4
1.4 Διάφοροι Τύποι Αντλιών Θερμότητας	5
1.4.1 Αντλίες θερμότητας αέρος / αέρος	6
1.4.2 Αντλίες θερμότητας αέρος / νερού	6
1.4.3 Αντλίες θερμότητας νερού / νερού	7
1.5 Ταξινόμηση Σύμφωνα με το Είδος Κινητήριας Μηχανής.....	8
2. Αντλίες Απορρόφησης.....	11
2.1 Ορισμός – Αρχές Λειτουργίας	11
2.2 Σύγκριση Μηχανικού – Απορροφητικού Κύκλου	15
2.2.1 Επίλυση Μηχανικής Ψυκτικής Μονάδας	15
2.2.2 Επίλυση Ψυκτικής Μονάδας Απορρόφησης	16
2.3 Ιστορική Αναδρομή Απορρόφησης.....	19
2.3.1 Ψυγείο προπάνιου.....	23
2.4 Ο Κύκλος Απορρόφησης.....	25
2.4.1 Ο Κύκλος του Απορροφητικού Μέσου.....	26
2.4.2 Ο Κύκλος του Ψυκτικού Μέσου	26

2.5 Ο Θεωρητικός Θερμοδυναμικός Κύκλος.....	29
2.6 Απόδοση Πραγματικών Κύκλων	31
2.7 Χρήσιμα Διαγράμματα	32
2.7.1 Διάγραμμα Πίεσης – Αντίστροφης Θερμοκρασίας	32
2.7.2 Διάγραμμα Ενθαλπίας – κατά Μάζα Σύστασης	33
2.8 Ταξινόμηση Απορροφητικών Αντλιών	38
2.9 Διατάξεις.....	40
2.9.1 Ψύκτης Απορρόφησης μονής δράσης (single-effect).....	40
2.9.2 Ψύκτης Απορρόφησης διπλής δράσης (double-effect)	40
2.9.3 Ψύκτης Απορρόφησης τριπλής δράσης (triple-effect).....	42
2.9.4 Ψύκτης ημι-δράσης (half-effect)	42
2.9.5 Κύκλος εναλλαγής θερμότητας Γεννήτριας – Απορροφητή - GAX (Generator Absorber heat exchanger)	43
2.10 Εφαρμογές και Εξέλιξη	44
2.11 Απορροφητικές Μηχανές Μικρής Χωρητικότητας.....	46
3. Ψυκτική Μηχανή Απορροφήσεως με Μικροκανάλια.....	49
3.1 Περιγραφή.....	49
3.2 Κατασκευή.....	54
3.2.1 Φωτοχημική Χάραξη	54
3.2.2 Συσσωμάτωση μέσω Διάχυσης.....	57
3.2.3 Κατασκευαστικοί Περιορισμοί.....	59
4. Υπολογισμοί για τον Σχεδιασμό του Κύκλου και των Στοιχείων της Μηχανής.....	63
4.1 Σχεδιασμός του Κύκλου.....	63
4.2 Σχεδιασμός των Στοιχείων της Μηχανής.....	69
4.2.1 Απορροφητής	72
4.2.2 Συμπυκνωτής.....	76
4.2.3 Εναλλάκτης Θερμότητας Διαλύματος.....	78
4.2.4 Εναλλάκτης Θερμότητας Ψυκτικού Μέσου (Πρόψυξη).....	80

4.2.5 Ατμοποιητής.....	82
4.2.6 Εκροφητής.....	85
4.2.7 Αναβελτιωτής.....	86
4.3 Επαλήθευση των Υπολογισμών των UA στο Mathcad.....	89
4.4 Σύγκριση Αποτελεσμάτων.....	107
4.5 Υπολογισμός του Συντελεστή Απόδοσης (COP)	109
5. Κατασκευή Μοντέλου στο SolidWorks.....	111
5.1 Σχεδιασμός των Στοιχείων της Μηχανής.....	111
5.2 Συγχώνευση των Στοιχείων σε Δύο Ενιαία Σώματα.....	116
5.3 Κατασκευή Τελικών Πλακών και Λοιπών Εξαρτημάτων	120
5.4 Δημιουργία Ολοκληρωμένης Συναρμογής.....	121
6. Θερμο-Ρευστομηχανική Μελέτη της Ψυκτικής Μονάδας στο SolidWorks.....	125
6.1 Μοντελοποίηση της Ροής και της Θερμοκρασιακής Κατανομής για Μονάδα Χωρίς Κανάλια	125
6.1.1 Απαλειφή των Καναλιών	126
6.1.2 Έναρξη του Flow Simulation, Ορισμός Μεταβλητών και Συνθηκών	128
6.1.3 Εκκίνηση των Υπολογισμών και Αποτελέσματα	138
6.2 Μοντελοποίηση της Ροής και της Θερμοκρασιακής Κατανομής για Μονάδα Με Κανάλια	142
6.2.1 Έναρξη του Flow Simulation, Ορισμός Μεταβλητών και Συνθηκών	142
6.2.2 Εκκίνηση των Υπολογισμών και Αποτελέσματα	145
7. Σύνοψη και Συμπεράσματα.....	157
Βιβλιογραφία	159

Περίληψη

Οι εφαρμογές της ψύξης και θέρμανσης αποτελούν ένα αδιάσπαστο τμήμα της καθημερινότητας των ανθρώπων σήμερα, καθώς αποτελούν τη βάση για ένα ευρύ φάσμα θερμομηχανικών διεργασιών που δημιουργούν τις κατάλληλες συνθήκες για την διατήρηση ή και βελτίωση του επιπέδου διαβίωσης, τόσο στη βιομηχανία, όσο και στο εμπόριο. Η τεχνολογία πίσω από τις εφαρμογές αυτές υλοποιείται μέσω της λειτουργίας των αντλιών θερμότητας, οι οποίες έχουν την ιδιότητα να αντιστρέφουν την φυσική ροή θερμότητας μεταξύ σωμάτων, και να τη μεταφέρουν από τα ψυχρά στα θερμά. Μεταξύ άλλων, οι δύο πιο διαδεδομένοι τύποι αντλιών θερμότητας είναι οι μηχανικές αντλίες και οι αντλίες απορρόφησης.

Η παρούσα έρευνα επικεντρώνεται στην τεχνολογία της απορρόφησης, και αφού διεξαχθεί εκτενής παρουσίαση των διαφορών της με αυτή της ατμοσυμπίεσης, ακολουθεί η ανάλυση της λειτουργίας της, οι εφαρμογές της καθώς και η εξέλιξή της μέσα στα χρόνια, ξεκινώντας από τη σύλληψη της αρχικής ιδέας στα μέσα του 17^{ου} αιώνα. Στα πλαίσια της περιγραφής της εξέλιξής της περιλαμβάνεται και ταξινόμηση των μονάδων που χρησιμοποιούνται σήμερα και τα χαρακτηριστικά τους, καθώς και οι καινοτομίες που αναπτύσσονται τα τελευταία χρόνια οι οποίες την καθιστούν πια μια ανταγωνιστικότερη εναλλακτική της μέχρι σήμερα δημοφιλέστερης τεχνολογίας ατμοσυμπίεσης.

Το κυρίως θέμα που πραγματεύεται η συγκεκριμένη εργασία παρόλα αυτά αφορά μια καινοτομία που προέρχεται από δύο ερευνητές του πανεπιστημίου της Georgia στις ΗΠΑ, τους Srinivas Garimella και Matthew Delos Determan, η οποίοι ανέπτυξαν μια πρωτότυπη ψυκτική μονάδα απορρόφησης με μικροκανάλια. Η ανάλυση της μηχανής αυτής ξεκινάει με την πλήρη περιγραφή του τρόπου λειτουργίας της και συνεχίζει με τις μεθόδους κατασκευής της.

Στη συνέχεια ακολουθεί η επεξήγηση της λογικής που ακολούθησαν οι ερευνητές κατά την ανάπτυξη του θερμοδυναμικού της μοντέλου, μέσα από την ανάλυση της επίλυσης του κύκλου που τελικά δίνει τις θεωρητικές τιμές για το σημείο σχεδιασμού της. Σύμφωνα με αυτό, διεξάγεται μια εκτενής μελέτη γύρω από τον προσδιορισμό των φυσικών μεγεθών των επιμέρους στοιχείων της μηχανής, και ολοκληρώνεται με την επαλήθευση των υπολογισμών που εκτέλεσαν οι ερευνητές, με τη χρήση ενός υπολογιστικού μοντέλου που αναπτύχθηκε στο Mathcad. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από το μοντέλο αυτό συγκρίνονται αφενός με αυτά που υπολόγισαν οι ερευνητές, και αφετέρου με τις

θεωρητικές τιμές που προέκυψαν από το θεωρητικό θερμοδυναμικό μοντέλο, ενώ παρουσιάζεται και η βελτίωση στην προσέγγιση του συντελεστή απόδοσης της μηχανής μέσω της χρήσης της μεθόδου UA·LMTD.

Η μελέτη συνεχίζει με τον πλήρη σχεδιασμό της ψυκτικής μονάδας στο SolidWorks, σύμφωνα με τις τιμές που προσδιορίστηκαν από την παραπάνω διαδικασία. Τα βήματα που ακολουθήθηκαν κατά την ανάπτυξη του τρισδιάστατου αυτού μοντέλου περιγράφονται αναλυτικά, από κατασκευή των επιμέρους στοιχείων της μηχανής σε διδιάστατο επίπεδο, έως τη δημιουργία της ολοκληρωμένης τρισδιάστατης συναρμογής.

Η ανάλυση της μονάδας ολοκληρώνεται με την θερμο-ρευστομηχανική προσομοίωση των εσωτερικών της διεργασιών, μέσω της επέκτασης Flow Simulation που περιέχει το SolidWorks. Το πρώτο σκέλος της μελέτης αποτελεί μια προσπάθεια αναπαραγωγής των αποτελεσμάτων που παρουσίασαν οι ερευνητές μέσω του προγράμματος ANSYS για μια απλουστευμένη παραλλαγή της μονάδας, η οποία παραλείπει πλήρως την λειτουργία που εκτελούν οι εναλλάκτες της, και την αντιμετωπίζει ως ένα ενιαίο στερεό σώμα. Το βήμα αυτό διεξήχθη με σκοπό την επιβεβαίωση της ακρίβειας του τρισδιάστατου μοντέλου καθώς και της ορθότητας των συνθηκών της ανάλυσης, ενώ αποτέλεσε τη βάση για το δεύτερο σκέλος της μελέτης, το οποίο αφορά την μηχανή με τα κανάλια, όπως ακριβώς είναι κατασκευασμένη.

Τα αποτελέσματα της ανάλυσης αυτής φανερώνουν την πραγματική λειτουργία της μηχανής, δίνοντας μορφή στα διάφορα θερμικά και ρευστομηχανικά της μεγέθη, όπως στις τροχιές των ροών, στις θερμοκρασίες, πιέσεις και συγκεντρώσεις των εργαζόμενων μέσων, καθώς και στον τρόπο που μεταφέρουν τη θερμότητα μέσα από τα κυκλώματα των στοιχείων της. Η συγκεκριμένη μοντελοποίηση πρόκειται για την πρώτη προσπάθεια απεικόνισης της εσωτερικής ροής και της συμπεριφοράς της μέσα στο κύκλωμα, και αποτελεί ένα μοναδικό εργαλείο κατανόησης των θερμικών διεργασιών της συγκεκριμένης μονάδας, ενώ στα πλαίσια της βελτιστοποίησης, σε συνδυασμό με το αρχείο Mathcad, παρέχει τη δυνατότητα πλήρους προσομοίωσης της λειτουργίας της, χωρίς να απαιτείται η κατασκευή νέου πρωτότυπου για κάθε τροποποίηση.

Abstract

Cooling and heating applications have become an inseparable part of our everyday life today, as they lie behind the operation of a vast range of thermo-mechanical industrial and commercial processes that create the necessary conditions for the preservation and improvement of our living standards. The technology behind these applications manifests through the operation of heat pumps, devices that have the ability to reverse the natural flow of heat between bodies, driving it from a cold area to a warmer one. Among others, the two most widely used types of heat pumps nowadays are mechanical and absorption heat pumps.

The current study concentrates on the technology behind absorption systems, and after a thorough presentation of its differences with the conventional vapor compression technology, a detailed analysis of its inner processes and applications, as well as a historical overview of its evolution starting from the initial conception of the idea in the mid-17th century is carried out. In the context of presenting the evolution behind absorption systems, an extensive description of their classifications is provided along with their characteristics, as well as a description of the innovations that have been developed during the last decade, that make absorption technology a very competitive alternative of the, up to recently, more popular vapor compression technology.

The main focus of this study, however, revolves around an innovation that has been recently created by two researchers of the Georgia Institute of Technology, USA, Srinivas Garimella and Matthew Delos Determan, who developed a compact prototype absorption cooling unit with microchannels. The study of this cooling unit begins with a thorough description of the fundamentals behind its operation and moves on to the manufacturing techniques used to create the study prototype.

Furthermore, the logic behind the development of the system's thermodynamic model is described in full, through the analysis of the steps the researchers followed while solving the cycle and calculating its design point conditions. According to these values, an extensive analysis of the methods and correlations used to calculate the physical dimensions of the components is carried out and is completed by recreating the steps followed by the researchers using a computational model created in Mathcad. First, the results calculated by this model are compared to the results calculated by the researchers, and second, to the results provided by the theoretical thermodynamic cycle for the design point conditions,

while at the same time comparing the theoretical approach with the one that takes the physical dimensions into account using the UA·LMTD method, when it comes to predicting the system's coefficient of performance.

The study continues with the full development of a 3D model of the cooling unit using SolidWorks, according to the values calculated from the processes above. The steps that were followed during this process are presented analytically, starting from the sketch of each individual component in a 2D environment, to adding all of the components together in a unified assembly.

The last step of the study consists of a full thermal and flow simulation of the cooling unit's inner processes using Flow Simulation, an application that is implemented into SolidWorks. The first part of the study describes an effort to recreate the results presented by the researchers, from their own flow simulation study carried out using ANSYS for a simplified variation of the designed unit, that completely disregards the existence of the heat exchangers and treats the unit as one single solid volume. This step is carried out in order to confirm the accuracy of the 3D model geometry as well as the correctness of the study conditions, and to eventually provide a foundation for the second part of the analysis which concerns the design of the cooling unit including the channels, the way it was meant to be manufactured.

The results of this analysis reveal the true operation within this absorption cooling unit, giving shape to its various fluid and thermomechanical properties, such as particle flow trajectories, temperature and heat flux distributions, pressures and concentrations of the working fluids, as well as in the way they transfer heat throughout the circuits of the different components. This specific study constitutes a first effort to visualize the internal flow and its behavior throughout the system and is a unique tool that can be used for understanding the thermal processes of this particular unit, while in the context of optimization and in conjunction with the Mathcad model, it provides a platform for system simulation and testing, without the need to refabricate a prototype for every variable alternation.

Σύμβολα

N_{channel}	: πλήθος καναλιών σε μια στοιβάδα
L_{channel}	: μήκος καναλιού
N_{shim}	: αριθμός στοιβάδων του εναλλάκτη
k_{wall}	: θερμική αγωγιμότητα υλικού του εναλλάκτη
t_{wall}	: πάχος τοιχώματος
t_{fin}	: πάχος πτερυγίου
L_{fin}	: μήκος πτερυγίου
w_{channel}	: πλάτος καναλιού
h_{channel}	: ύψος καναλιού
D_h	: υδραυλική διάμετρος
L_{flow}	: μήκος του εναλλάκτη κατά τη φορά της ροής
w	: πλάτη όλων των στοιβάδων πτερυγίων που εφάπτονται καθ' όλο το μήκος του εναλλάκτη
R_{wall}	: θερμική αντίσταση των τοιχωμάτων μεταξύ των πτερυγίων
α	: συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του ρευστού
η_f	: θερμική απόδοση επιφάνειας του εκάστοτε πτερυγίου
A_f	: εμβαδό επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας των πτερυγίων της εκάστοτε στοιβάδας
A_p	: εμβαδό επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας των καναλιών της εκάστοτε στοιβάδας (μη πτερυγωμένο)
A_T	: ολικό εμβαδό επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας όλων των στοιβάδων των φύλλων κάθε τύπου (μισές τύπου A και μισές τύπου B)
η_T	: συνολική θερμική απόδοση επιφάνειας
R_{FINARRAY}	: θερμική αντίσταση των στοιβάδων πτερυγίων
R_T	: συνολική θερμική αντίσταση
$p_{\text{crit_NH}_3}$: κρίσιμη πίεση αμμωνίας
p	: πίεση ρευστού

h	: ενθαλπία ρευστού
T, t	: θερμοκρασία ρευστού
ρ	: πυκνότητα
μ	: δυναμικό ιξώδες
k	: θερμική αγωγιμότητα
Pr	: αριθμός Prandtl
\dot{m}_{total}	: παροχή ρευστού σε όλο τον εναλλάκτη
q	: περιεκτικότητα ατμού
x, ξ	: συγκέντρωση διαλύματος
\dot{m}	: παροχή ρευστού σε κάθε κανάλι του εναλλάκτη
p_r	: λόγος της πίεσης του ρευστού προς την κρίσιμη πίεση του ψυκτικού μέσου
G	: ροή μάζας
Re_{lo}	: αριθμός Reynolds liquid-only
α_{lo}	: συντελεστής μεταφοράς liquid-only
α_{tp}	: συντελεστής μεταφοράς διφασικού μίγματος
q''	: ροή θερμότητας
h_{LV}	: λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης
F_{FI}	: παράμετρος υγρής επιφάνειας (=1 για ανοξείδωτο χάλυβα)
Bo	: Boiling number
Co	: Convection Number
a	: λόγος διαστάσεων της ορθογωνικής διατομής του καναλιού
L	: Μήκος επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας
T_{sat}	: Θερμοκρασία για P ρευστού στο σημείο κορεσμού
T_s	: Μέση Θερμοκρασία ρευστού
h'_{fg}	: τροποποιημένη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης σύμφωνα με Rohsenow
\dot{Q}	: ρυθμός μεταφοράς θερμότητας
COP	: συντελεστής απόδοσης

Δείκτες

Evap	: ατμοποιητής
Comp	: συμπιεστής
Cond	: συμπυκνωτής
Gen	: ατμογεννήτρια
Abs	: απορροφητής
SHX	: εναλλάκτης θερμότητας διαλύματος
RHX	: εναλλάκτης θερμότητας ψυκτικού μέσου (πρόψυξης)
Des	: εκροφητής
Rec	: αναβελτιωτής
P	: αντλία
th	: θεωρητικό
actual	: πραγματικό
l, liq	: υγρό
v, vap	: ατμός
max	: μέγιστο
min	: ελάχιστο
Sol	: διάλυμα
CS	: συγκεντρωμένο (πλούσιο) διάλυμα
DS	: αραιό (φτωχό) διάλυμα
ref	: ψυκτικό μέσο
reflux	: ρευστό αναρροής
In	: είσοδος
Out	: έξοδος
H	: θερμό
C	: ψυχρό
w, CW	: νερό ψύξης

low, LP : χαμηλή πίεση

high, HP : υψηλή πίεση

T, total : ολική

wall : τοίχωμα

flow : ροή

channel : κανάλι

fin, f : πτερύγιο

shim : φύλλο

Fin Array : στοιβάδα πτερυγίων

tr : διφασικό

lo, LO : μόνο υγρό

sat : κορεσμού

AVG : μέση τιμή

Dev : απόκλιση

1. Αντλίες Θερμότητας – Ορισμός, Λειτουργία & Ταξινόμηση

1.1 Ορισμός

Οι αντλίες θερμότητας είναι συσκευές που μεταφέρουν θερμική ενέργεια από μια πηγή θερμότητας σε κάποιο προορισμό. Γενικά είναι σχεδιασμένες ώστε να μετακινούν τη θερμική ενέργεια αντίθετα με την κατεύθυνση της φυσικής ροής θερμότητας και συγκεκριμένα μέσω της απορρόφησης θερμότητας από ένα ψυχρό χώρο και απελευθέρωσής της σε κάποιον πιο ζεστό.

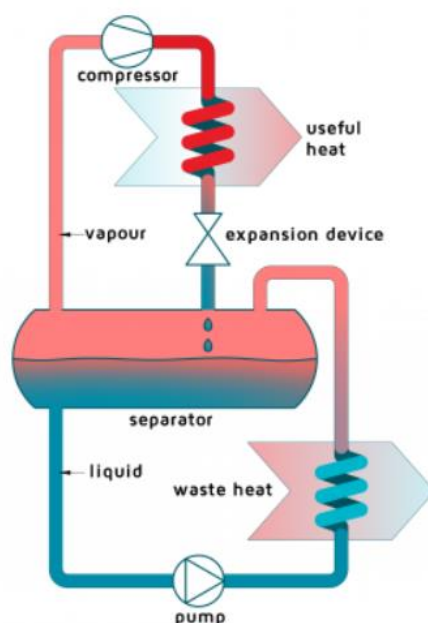
Όπως ακριβώς και στην υδραυλική, όπου το νερό ρέει από το υψηλότερο σημείο στο χαμηλότερο (λόγω βαρύτητας), έτσι και η θερμική ενέργεια ρέει από μόνη της από το σώμα υψηλής θερμοκρασίας (ζεστό) στο σώμα χαμηλότερης θερμοκρασίας (κρύο). Στην περίπτωση της υδραυλικής, προκειμένου να επιτευχθεί μεταφορά αντίθετη με την φυσική ροή, χρειάζεται μια αντλία νερού. Αντίστοιχα χρειάζεται μια "αντλία θερμότητας" για την αντιστροφή της κίνησης της ενέργειας και την μεταφορά της από την χαμηλή θερμοκρασία (κρύο) στην υψηλή (ζεστό).

Παρόλο που συσκευές όπως τα κλιματιστικά ή οι καταψύκτες είναι τα πιο συνήθη παραδείγματα αντλιών θερμότητας, ως έννοια μια αντλία τέτοιου τύπου χρησιμοποιείται σε πολύ περισσότερες εφαρμογές ψύξης, θέρμανσης ή εξαερισμού στη βιομηχανία ή ακόμη και για εμπορική-οικιακή χρήση.

Η αρχή λειτουργίας μιας αντλίας θερμότητας είναι βασισμένη στην συμπίεση και εκτόνωση ενός εργαζόμενου ρευστού, που ονομάζεται ψυκτικό μέσο. Μια αντλία έχει τέσσερα κύρια εξαρτήματα: τον ατμοποιητή, τον συμπιεστή, τον συμπυκνωτή και μια συσκευή εκτόνωσης (εκτονωτική βαλβίδα). Το ψυκτικό μέσο είναι το ρευστό που περνά μέσα από όλα αυτά τα στοιχεία.

Μια ροή απορριπτόμενης θερμότητας μπορεί εύκολα να μετατραπεί σε άκρως εκμεταλλεύσιμη ροή υψηλής θερμοκρασίας με τη χρήση μιας αντλίας θερμότητας. Ο ατμοποιητής αντλεί την θερμότητα από την απορριπτόμενη πηγή και ο συμπυκνωτής την μεταφέρει στον καταναλωτή σε υψηλότερη θερμοκρασία. Μεταξύ των διάφορων τύπων αντλιών θερμότητας που έχουν αναπτυχθεί, η μηχανική αντλία θερμότητας είναι η πιο διαδεδομένη και στην περίπτωση της, ο συμπιεστής οδηγείται από ηλεκτρική ενέργεια,

ενέργεια η οποία ουσιαστικά προστίθεται στη θερμότητα που κατευθύνεται στον συμπυκνωτή.



Σχήμα 1.1: Γενικευμένη διάταξη Μηχανικών Αντλιών Θερμότητας. [22]

Λίγο πιο συγκεκριμένα, τα βασικά μέρη που αποτελείται μια αντλία θερμότητας είναι:

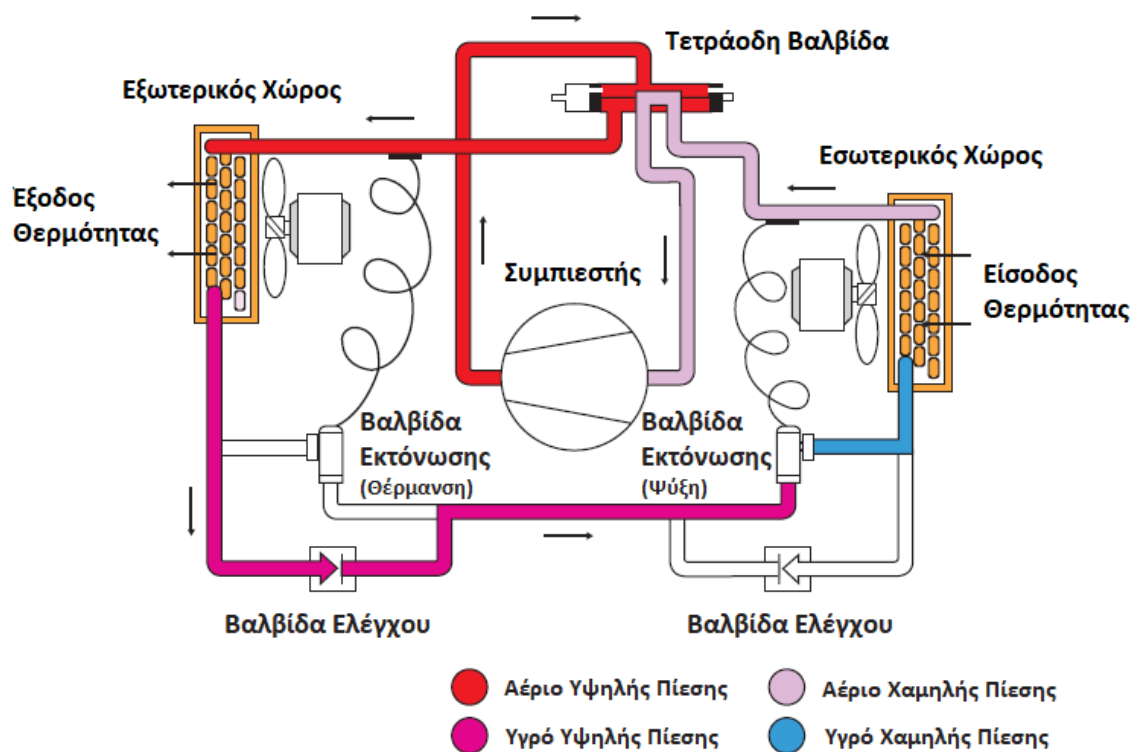
1. Το τμήμα συμπιεστή-συμπυκνωτή, που απορρίπτει θερμότητα στο περιβάλλον.
2. Το τμήμα ανεμιστήρα-ατμοποιητή, που απορροφά θερμότητα από τον εσωτερικό χώρο ή το περιβάλλον.
3. Ο μηχανισμός αντιστροφής, που αποτελείται από μία τετράοδη βαλβίδα, η οποία μετατρέπει τον ψυκτικό κύκλο, σε 'θερμαντικό' και αντίστροφα.
4. Οι αυτοματισμοί για τον έλεγχο και την λειτουργία του συστήματος θέρμανσης ή ψύξης.
5. Η συμπληρωματική ηλεκτρική αντίσταση, που αυξάνει τη θερμική απόδοση του συστήματος, όταν η εξωτερική θερμοκρασία είναι πολύ μικρή.

1.2 Λειτουργία στις δυο περιπτώσεις: Θέρμανσης και Ψύξης

1.2.1 Κύκλος για Ψύξη Χώρου

Την μελέτη του κύκλου για ψύξη την ξεκινάμε από τη στιγμή που το ψυκτικό υγρό εισέρχεται στον ατμοποιητή.

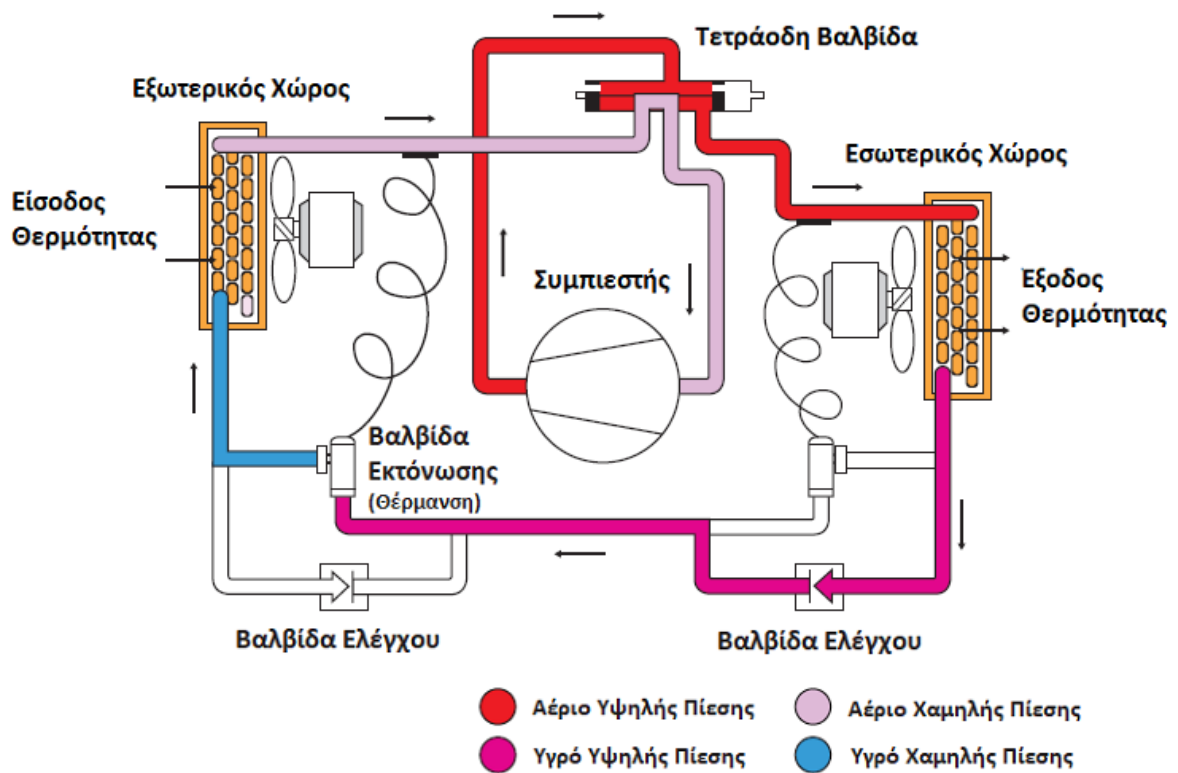
- Η είσοδος του ψυκτικού ρευστού στον ατμοποιητή ελέγχεται από την άεργη εκτονωτική - στραγγαλιστική διάταξη (βαλβίδα). Η διάταξη αυτή ελαττώνει την πίεση του υγρού, το οποίο ατμοποιείται σε χαμηλή θερμοκρασία. Κατά την ατμοποίηση, ποσά θερμότητας προσδίδονται σε αέριο, το οποίο αποκτά υψηλή πίεση και θερμοκρασία στο συμπιεστή.
- Το συμπιεσμένο αέριο φθάνει στο συμπυκνωτή και προσδίδει ποσά θερμότητας στο μέσο συμπύκνωσης (αέρας ή νερό). Το συμπυκνωμένο αέριο υγροποιείται.
- Το ψυκτικό υγρό οδηγείται στην εκτονωτική διάταξη.



Σχήμα 1.2: Κύκλος Μηχανικής Αντλίας Θερμότητας για ψύξη. [23]

1.2.2 Κύκλος για Θέρμανση Χώρου

Περιλαμβάνει τα ίδια στάδια με τον κύκλο ψύξης μόνο που σε αυτή την περίπτωση το στοιχείο που εκτελούσε την ατμοποίηση εδώ εκτελεί την συμπύκνωση και το αντίστροφο. Η μετατροπή του ψυκτικού κύκλου σε κύκλο θέρμανσης γίνεται με τη βοήθεια της τετράοδης βαλβίδας, που οδηγεί το ψυκτικό υγρό μετά την έξοδό του από τον συμπιεστή και την εκτονωτική διάταξη στους εναλλάκτες θερμότητας ψυκτικού μέσου-αέρα (ή νερού), ανάλογα με την επιλογή των απαιτήσεων μέσω διακόπτη.



Σχήμα 1.3: Κύκλος Μηχανικής Αντλίας Θερμότητας για θέρμανση. [23]

Μια αντλία θερμότητας εκτελεί πάντα ψυκτικό κύκλο και ποτέ θερμικό γιατί τέτοιος κύκλος δεν υφίσταται. Συχνά στη βιβλιογραφία αναφέρεται ότι η αντλία θερμότητας ‘αντιστρέφει’ η ‘αναστρέφει’ τον κύκλο του ψυκτικού ρευστού και ανάλογα με την περίπτωση ακολουθεί ‘ψυκτικό κύκλο’ το καλοκαίρι ή ‘θερμαντικό’ τον χειμώνα. Το μόνο που αντιστρέφεται είναι ο ρόλος του συμπυκνωτή με τον ρόλο του ατμοποιητή. Το καλοκαίρι ο ατμοποιητής είναι τοποθετημένος μέσα στον ψυχόμενο χώρο και τον ψύχει, ενώ τον χειμώνα ο ατμοποιητής είναι τοποθετημένος στο περιβάλλον και το ψύχει, και εφόσον αντλεί θερμότητα από αυτό. Αντί λοιπόν να μεταφέρονται οι συσκευές ατμοποιητής –συμπυκνωτής από τον χώρο στο περιβάλλον, η ΑΘ με τη χρήση τετράοδης βαλβίδας αντιστρέφει την ροή του ψυκτικού μέσου διατηρώντας φυσικά τον ψυκτικό κύκλο, στον οποίο συνεχίζεται κανονικά η προσφορά μηχανικού έργου, για την συμπίεση των ατμών του ψυκτικού μέσου.

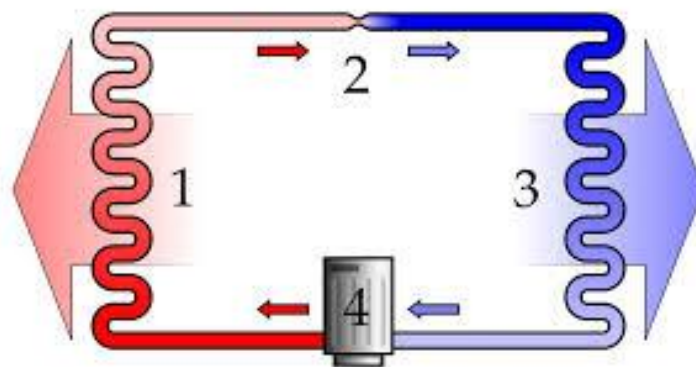
1.3 Αντλίες Θερμότητας για Οικιακή Χρήση

Τα τελευταία χρόνια η ραγδαία εξέλιξη της τεχνολογίας inverter επέτρεψε την κατασκευή αντλιών θερμότητας υψηλής απόδοσης και μικρού μεγέθους σε λογικό κόστος παραγωγής.

Η συνεχιζόμενη αύξηση της τιμής των καυσίμων που χρησιμοποιούνται παραδοσιακά για τη θέρμανση κατοικιών (πετρέλαιο, φυσικό αέριο κλπ.) σε συνδυασμό με το διαρκώς

μειούμενο κόστος κτήσης των αντλιών θερμότητας, καθιστά τις "οικιακές" αντλίες θερμότητας πλέον μια συμφέρουσα επιλογή για τη θέρμανση της σύγχρονης κατοικίας.

Οι οικιακές αντλίες θερμότητας ξεκινούν από μεγέθη κοντά στα 6kW, φτάνουν μέχρι και τα 20kW, και μπορούν να καλύψουν τις ανάγκες για θέρμανση και παραγωγή ζεστού νερού χρήσης για εφαρμογές σε μικρά διαμερίσματα, μονοκατοικίες και μικρές οικοδομές.



Σχήμα 1.4: Γενικευμένη διάταξη Μηχανικών Αντλιών Θερμότητας (Αριθμημένη). [24]

Προκειμένου να διευκολυνθεί η αναφορά στα διάφορα σημεία του ψυκτικού κύκλου, κατά την επόμενη παράγραφο θα χρησιμοποιείται η αρίθμηση του παραπάνω σχεδίου.

1.4 Διάφοροι Τύποι Αντλιών Θερμότητας

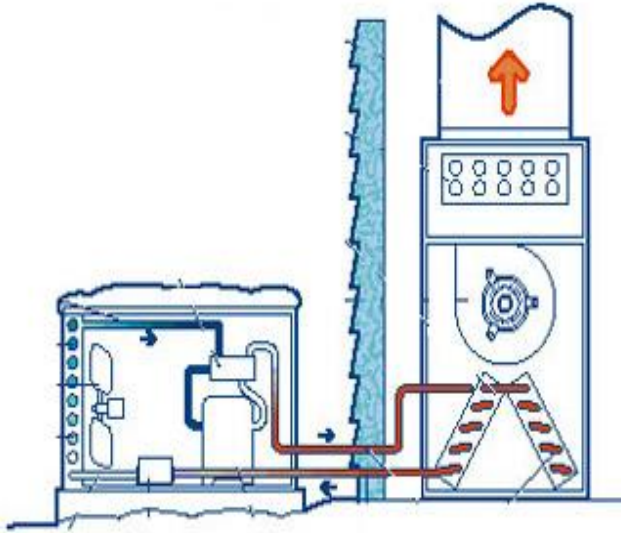
Ανάλογα με το ρευστό στο οποίο αποβάλλει (ή από το οποίο προσλαμβάνει) την ενέργεια η αντλία στα σημεία (1) και (3) του ψυκτικού κύκλου, οι αντλίες θερμότητας ταξινομούνται σε:

Αέρα-Αέρα	(A-A)
Αέρα-Νερού	(A-N)
Νερού-Νερού	(N-N)
Νερού-Αέρα	(N-A)
Εδάφους-Αέρα	(E-A)
Εδάφους-Νερού	(E-N)

Παρακάτω απεικονίζονται ορισμένες από αυτές τις εγκαταστάσεις συνοδευόμενες από σύντομες περιγραφές και σχόλια.

1.4.1 Αντλίες θερμότητας αέρος / αέρος

Πρόκειται για αντλίες που διαθέτουν στα σημεία 1 και 3 εναλλάκτη θερμότητας αέρα/ψυκτικού μέσου και είναι από τις πιο διαδεδομένες εγκαταστάσεις, τα κλιματιστικά

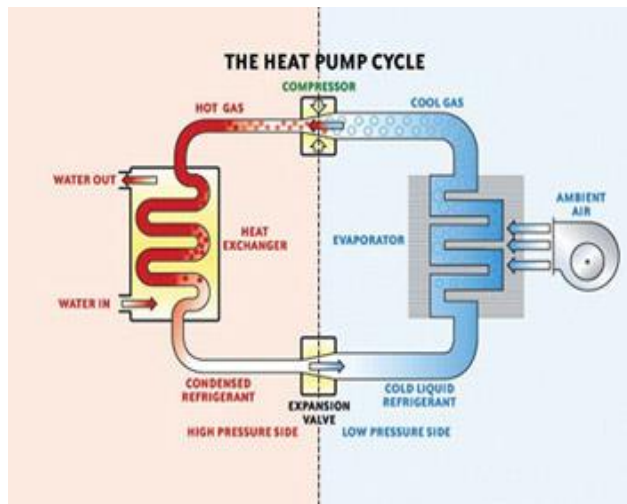


Σχήμα 1.5: Διάταξη αντλίας Αέρα-Αέρα. [24]

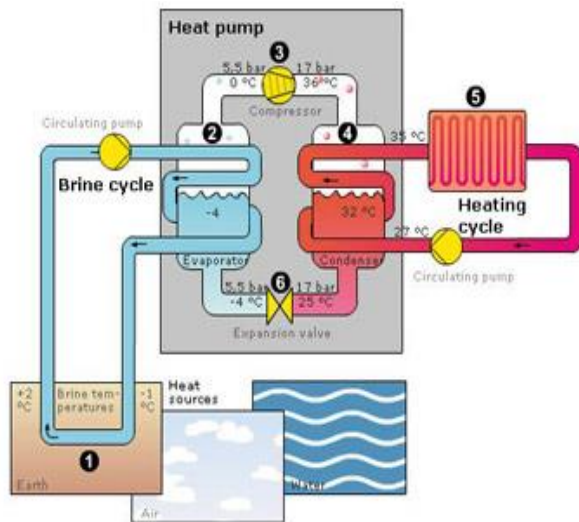
μηχανήματα διαιρούμενου τύπου (split type). Ειδικά στον διαιρούμενο τύπο το ένα στοιχείο (εναλλάκτης στη θέση 3) βρίσκεται μέσα στον κλειστό χώρο και προσλαμβάνει ενέργεια (αφαιρεί θερμότητα / ψύχει τον χώρο) , και το άλλο σημείο (1) είναι επίσης εναλλάκτης ψυκτικού μέσου/αέρα και αποβάλλει θερμότητα έξω από τον χώρο.

1.4.2 Αντλίες θερμότητας αέρος / νερού

Οι αντλίες αυτές στην μια πλευρά (σημείο 3) αντί για στοιχείο έχουν εναλλάκτη ψυκτικού μέσου / νερού και αφαιρούν θερμότητα (ψύχουν νερό) αντί για αέρα. Με τις αντλίες αυτές είναι δυνατόν να αντληθεί θερμότητα (και άρα να ψυχθεί νερό) και να την αποβληθεί στο περιβάλλον (όπως γίνεται και στα κλιματιστικά μηχανήματα της προηγούμενης κατηγορίας).



Σχήμα 1.6: Διάταξη αντλίας Αέρα-Νερού. [24]



1.4.3 Αντλίες θερμότητας νερού / νερού

Στις αντλίες αυτές και οι δύο εναλλάκτες είναι εναλλάκτες νερού, και το ψυκτικό μέσο μεταφέρει θερμότητα από τη μια μάζα νερού στην άλλη. Τέτοιες αντλίες, είναι οι υδρόψυκτες αντλίες θερμότητας με πύργο ψύξης και οι αντλίες νερού / νερού που χρησιμοποιούνται σε εγκαταστάσεις με γεω-εναλλάκτη (γεωθερμικές).

Σχήμα 1.7: Διάταξη αντλίας Νερού-Νερού. [24]

Ανάλογα με τη θέση των διαφόρων στοιχείων τους, οι αντλίες θερμότητας ταξινομούνται σε:

- Ενιαίες ή αυτόνομες (Compact) όπου όλοι οι μηχανισμοί βρίσκονται σε κοινό κέλυφος.
- Διαριχόμενες ή διμερούς τύπου (Split Unit). Ο ατμοποιητής (ή ο συμπυκνωτής) είναι ανεξάρτητος του υπολοίπου συστήματος.

Ανάλογα με τον τρόπο αναστροφής της λειτουργίας τους χωρίζονται σε:

- Σταθερού κυκλώματος ψυκτικού μέσου. Η ροή του ψυκτικού μέσου διατηρείται σταθερή και αλλάζει η θέση των μέσων προσαγωγής ή απαγωγής της θερμότητας.
- Μεταβλητού κυκλώματος ψυκτικού μέσου. Η αναστροφή της ροής του ψυκτικού μέσου γίνεται με χρήση της τετράοδης βαλβίδας.

Ανάλογα με το είδος της κινητήριας μηχανής, οι αντλίες θερμότητας ταξινομούνται σε :

- Αντλίες με ηλεκτροκίνητους συμπιεστές
- Αντλίες με συμπιεστές κινούμενους από μηχανές εσωτερικής καύσης (πετρέλαιο, ατμός, αέριο κλπ.)
- Αντλίες απορρόφησης και προσρόφησης (θερμική ενέργεια χαμηλής και μέσης θερμοκρασίας)
- Αντλίες υπερκρίσιμου (διφασικού) CO₂
- Υβριδικές αντλίες
- Θερμο-ακουστικές αντλίες

1.5 Ταξινόμηση Σύμφωνα με το Είδος Κινητήριας Μηχανής

Μηχανική αντλία θερμότητας: Όπως προαναφέρθηκε, η μηχανική αντλία θερμότητας είναι η πιο διαδεδομένη και εμπορικά προσιτή επιλογή. Μέσα σε μια μηχανική αντλία θερμότητας, η πίεση του ψυκτικού μέσου αυξάνεται με τη χρήση ενός ηλεκτρικά οδηγούμενου συμπιεστή, κάτι που αυξάνει την θερμοκρασία βρασμού. Υπάρχουν δύο βασικοί τύποι μηχανικών αντλιών θερμότητας: αυτές με σύστημα άμεσης εκτόνωσης (Direct Expansion System) και αυτές οι οποίες χρησιμοποιούν έναν θάλαμο διαχωρισμού του αερίου και του υγρού ψυκτικού μέσου.

Θερμική αντλία κινητήρα εσωτερικής καύσεως: Αποτελείται από μια μηχανική αντλία θερμότητας και μηχανή εσωτερικής καύσεως η οποία αντικαθιστά τον ηλεκτροκινητήρα που οδηγεί τον συμπιεστή στις μηχανικές αντλίες θερμότητας. Η θερμότητα που αποβάλλεται από την ψύξη του κινητήρα όπως και από τα καυσαέρια μπορούν να εκμεταλλευτούν, κάτι που επιτρέπει τη χρήση αντλίας θερμότητας μικρότερης ισχύος.

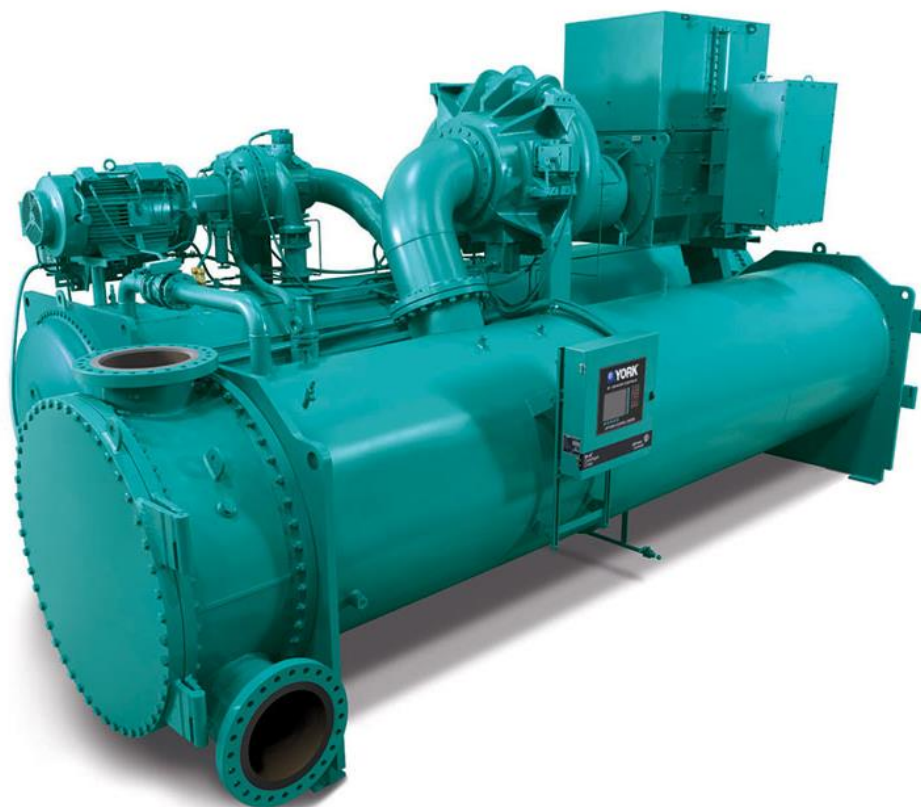
Απορροφητική αντλία θερμότητας: Η αρχή λειτουργίας των αντλιών θερμότητας βασίζεται στην ατμοποίηση ενός ψυκτικού μέσου και στην ενσωμάτωσή του σε ένα απορροφητικό μέσο. Η κινητήρια δύναμη προέρχεται από την εκμετάλλευση ενέργειας από κάποια θερμική πηγή. Οι δύο πιο διαδεδομένοι συνδυασμοί ψυκτικού-απορροφητικού μέσου είναι λίθιο-βρωμίδιο (βρωμιούχο λίθιο) και αμμωνία-νερό. Οι απορροφητικές αντλίες είναι εξαιρετικά χρήσιμες σε περιπτώσεις που είναι αναγκαία η δυνατότητα παροχής ψύξης και θέρμανσης από την ίδια εγκατάσταση.

Θερμική αντλία προσρόφησης: Παρόλο που βασίζεται στις ίδιες αρχές με την αντλία απορρόφησης, η αντλία προσρόφησης χρησιμοποιεί στερεό αντί για ρευστό απορροφητικό μέσο.

Θερμική αντλία υπερκρίσιμου CO₂: Άνω των 31°C το CO₂ ανήκει στην υπερκρίσιμη περιοχή του, κάτι που σημαίνει ότι δεν μπορεί να γίνει σαφής διάκριση μεταξύ της υγρής και αέριας μορφής. Εξαιτίας του φαινομένου αυτού, δίνεται η δυνατότητα έκλυσης θερμότητας σε μεγάλο εύρος θερμοκρασιών και όχι μόνο σε κάποια σταθερή θερμοκρασία.

Υβριδική θερμική αντλία: Μια υβριδική θερμική αντλία αποτελεί το συνδυασμό μηχανικής και απορροφητικής αντλίας θερμότητας. Η αρχή λειτουργίας της βασίζεται στο γεγονός ότι η απορρόφηση της αμμωνίας στο νερό λαμβάνει χώρα σε πολύ υψηλότερες θερμοκρασίες σε σχέση με τη συμπύκνωση της αμμωνίας σε σταθερή πίεση.

Θερμο-ακουστική αντλία θερμότητας: Η αρχή λειτουργίας της βασίζεται στην δημιουργία ηχητικών κυμάτων λόγων διαφορών – διακυμάνσεων θερμοκρασίας. Μια αντλία τέτοιου τύπου βέβαια εκμεταλλεύεται την αρχή αυτή αντίστροφα: ένα ηχητικό κύμα δηλαδή μπορεί να προκαλέσει διαφορά θερμοκρασίας. Συγκεκριμένα, απορριπτόμενη θερμότητα χαμηλής ενέργειας χρησιμοποιείται για την παραγωγή ενός ηχητικού κύματος και στη συνέχεια αυτό χρησιμοποιείται για την δημιουργία διαφοράς θερμοκρασίας σε κάποιο μέσο. Τα θερμο-ακουστικά συστήματα βέβαια είναι ακόμα υπό ανάπτυξη και δεν είναι διαθέσιμα στην αγορά.



Εικόνα 1.1: Φυγοκεντρικός Ψύκτης (ΥΚ-ΕΡ) μηχανικής συμπίεσης της York. [25]

2. Αντλίες Απορρόφησης

2.1 Ορισμός – Αρχές Λειτουργίας

Οι απορροφητικές αντλίες θερμότητας είναι ουσιαστικά θερμικές αντλίες οδηγούμενες όχι από ηλεκτρισμό όπως οι μηχανικές, αλλά από κάποια θερμική πηγή όπως φυσικό αέριο, προπάνιο, βουτάνιο, ηλιακά θερμαινόμενο νερό, ή γεωθερμικά θερμαινόμενο νερό. Ο κύκλος απορρόφησης διαφέρει από τον τυπικό κύκλο μιας αντλίας θερμότητας στο ότι χρησιμοποιεί για τη λειτουργία του θερμότητα που παρέχεται από το εξωτερικό και για το λόγο αυτό τα μηχανήματα είναι κατά βάση στατικά, αν εξαιρεθούν μερικές αντλίες και, για όσες είναι αερόψυκτες, οι αεριστήρες. Η δεύτερη κύρια διαφορά των απορροφητικών αντλιών σε σχέση με τις μηχανικές είναι η ύπαρξη ενός ακόμη υγρού πέραν του ψυκτικού, γνωστό και ως απορροφητικό μέσο.

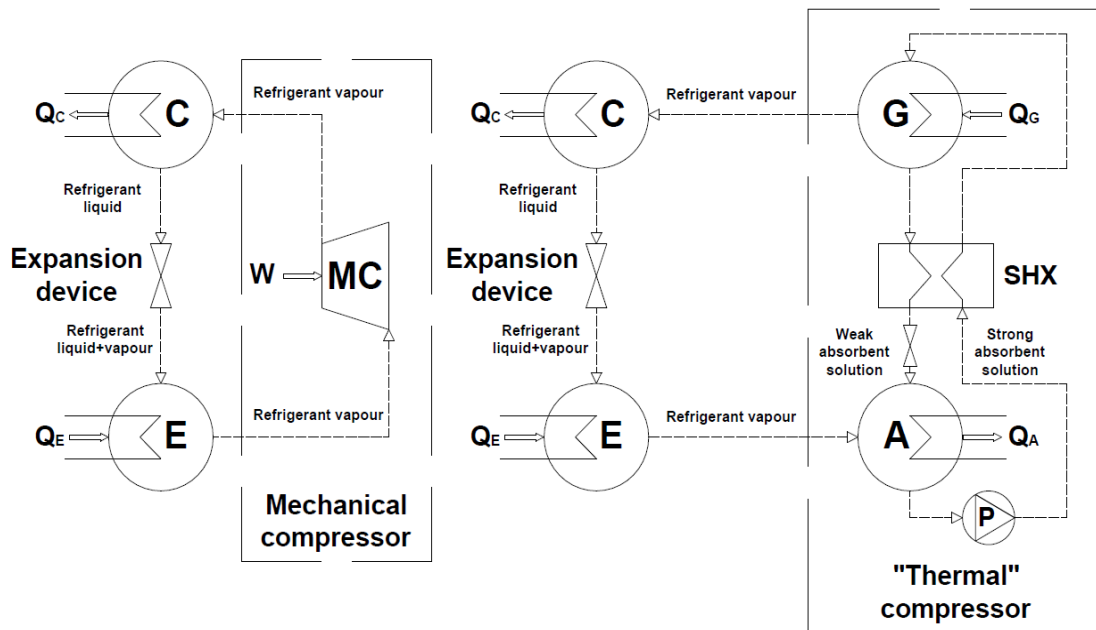
Η βασική ιδέα του απορροφητικού κύκλου είναι η αποφυγή κατανάλωσης έργου συμπίεσης μέσω της χρήσης ενός ζεύγους ρευστών: ένα ψυκτικό μέσο και ένα διάλυμα το οποίο θα μπορεί να απορροφήσει το ψυκτικό μέσο.

Η ψύξη με συμπίεση ατμών ανήκει στην κατηγορία της ψύξης δύο θερμοκρασιών, του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή. Υπάρχουν όμως και περιπτώσεις ψύξης τριών θερμοκρασιών. Στην περίπτωση αυτή ανήκει η ψύξη με απορρόφηση (Absorption). Παρόλο που οι ψυκτικές μονάδες απορρόφησης χρησιμοποιούνται κυρίως σε βιομηχανικές εγκαταστάσεις, είναι πλέον διαθέσιμοι και για οικιακή χρήση. Ο ψυκτικός κύκλος απορρόφησης επινοήθηκε στο δεύτερο ήμισυ του 18ου αιώνα, δηλαδή, πολύ πριν από τον κύκλο συμπίεσης. Αν και υπήρξαν πρακτικές εφαρμογές πριν από αυτές των μηχανημάτων συμπίεσης, για διάφορους λόγους οι ψυκτικές μονάδες απορρόφησης άρχισαν να διαδίδονται μόνο μετά το 1950.

Οι απορροφητικές αντλίες θερμότητας ή οι ψύκτες απορρόφησης είναι ιδανικές εναλλακτικές για χώρους που δεν έχουν ηλεκτρική πηγή, μιας και μπορούν να εκμεταλλευτούν την ενέργεια από άλλες πηγές (ηλιακή, γεωθερμική, κλπ.). Ένα ακόμα πλεονέκτημά τους μάλιστα είναι ότι μπορούν να διαμορφωθούν έτσι ώστε να παρέχουν ψύξη ή θέρμανση διαφορετικής έντασης στους διάφορους χώρους ενός κτίσματος μέσω της ίδιας ενιαίας εγκατάστασης.

Η απόδοσή τους καθορίζεται από τον συντελεστή θερμικής απόδοσης, ή αλλιώς COP (Coefficient of Performance). Ο COP είναι ο λόγος της θερμότητας που προσδόθηκε (για

θέρμανση) ή που αφαιρέθηκε (για ψύξη) σε Btu προς τα Btu της ενέργειας που καταναλώθηκε.



Σχήμα 2.1: Σύγκριση διατάξεων Μηχανικής Αντλίας – Αντλίας Απορρόφησης. [6]

Στο παραπάνω σχήμα, ο ρόλος του μηχανικού συμπιεστή στον κύκλο συμπίεσης αντικαθίσταται από έναν θερμο-συμπιεστή ο οποίος αποτελείται από έναν απορροφητή, μια ατμογεννήτρια, μια αντλία διακίνησης διαλύματος, μια ακόμα στραγγαλιστική βαλβίδα και πιθανόν από δύο εναλλάκτες - του διαλύματος και συνήθως της πρόψυξης. Όπως και στον κύκλο συμπίεσης, ο απορροφητικός κύκλος λειτουργεί υπό δύο επίπεδα πίεσης: Το επίπεδο υψηλής πίεσης (στην πλευρά διαχωρισμού του ψυκτικού μέσου) το οποίο επικρατεί στον συμπυκνωτή και στην ατμογεννήτρια και το επίπεδο χαμηλής πίεσης το οποίο επικρατεί στον ατμοποιητή και στον απορροφητή. Το επίπεδο υψηλής πίεσης είναι προσεγγιστικά δέκα φορές υψηλότερο από αυτό της χαμηλής, και αυτό ώστε να είναι εφικτή η απόρριψη θερμότητας από το ψυκτικό μέσο σε συνήθεις θερμοκρασίες περιβάλλοντος. Η αρχή λειτουργίας του μηχανισμού αυτού βασίζεται στα διαφορετικά σημεία βρασμού που διακατέχουν τα δύο εργαζόμενα μέσα. Εξωτερική θερμότητα η οποία διοχετεύεται μέσω της ατμογεννήτριας προκαλεί την ατμοποίηση του ψυκτικού μέσου και συνεπώς τον διαχωρισμό του από το απορροφητικό, το οποίο βρίσκεται ακόμη σε υγρή μορφή. Ο θερμός ψυκτικός ατμός στη συνέχεια ρέει προς τον συμπυκνωτή ο οποίος, μέσω της βοήθειας ενός απαγωγέα θερμότητας (heat sink), απαλλάσσει το ψυκτικό μέσο από θερμότητα, επαναφέροντάς το έτσι στην υγρή του μορφή. Το υψηλής πίεσης υγρό ψυκτικό μέσο ρέει ύστερα μέσα από μια συσκευή εκτόνωσης η οποία ρυθμίζει την πίεσή του στο

επίπεδο αυτής που επικρατεί στον απορροφητή. Η εξωτερική θερμική πηγή θερμαίνει και πάλι το υγρό ψυκτικό μέσο σε σημείο βρασμού με αποτέλεσμα, ως χαμηλής πίεσης πια ατμός, να εισέρχεται στον απορροφητή συμπυκνωμένος για να αναμειχθεί με το υγρό απορροφητικό μέσο το οποίο επιστρέφει από την ατμογεννήτρια. Το διαλυμένο μίγμα (πλούσιο σε ψυκτικό μέσο) ρέει και πάλι προς την ατμογεννήτρια όπου ατμοποιείται και διαχωρίζεται σε ψυκτικό και απορροφητικό μέσο, κλείνοντας έτσι τον κύκλο. Με άλλα λόγια, ο θερμο-συμπιεστής σε έναν κύκλο απορρόφησης εκμεταλλεύεται μια θερμικά προκληθείσα διαφορά σε σύσταση προκειμένου να οδηγήσει το ατμοποιημένο ψυκτικό μέσο από τον ατμοποιητή στον συμπυκνωτή.

Στις εγκαταστάσεις αυτές λόγω του φαινομένου της απορρόφησης, το ατμοποιημένο ψυκτικό μέσο στον ατμοποιητή απορροφάται από το μέσο απορρόφησης στη χαμηλή πίεση διατηρούμενο στην υγρή φάση και όχι στην ατμώδη: έτσι έχουμε μεταφορά του διαλύματος από την χαμηλή στην υψηλή πίεση με την βοήθεια μηχανικής αντλίας η κατάλληλης θερμοσιφωνικής αντλίας . Στην πρώτη περίπτωση η απαιτούμενη μηχανική ενέργεια είναι μηδαμινή σε σχέση με την ενέργεια του μηχανικού συμπιεστή στις ψυκτικές εγκαταστάσεις συμπίεσης ατμών . Στην δεύτερη περίπτωση χρησιμοποιείται αδρανές αέριο π.χ. (H_2) και δεν απαιτείται μηχανική ενέργεια.

Οι οικιακές αντλίες θερμότητας χρησιμοποιούν έναν απορροφητικό κύκλο αμμωνίας-νερού (NH_3-H_2O) για να πετύχουν ψύξη ή θέρμανση. Όπως και σε μία τυπική αντλία θερμότητας, το ψυκτικό μέσο (σε αυτή την περίπτωση αμμωνία) συμπυκνώνεται σε ένα δοχείο προκειμένου να απελευθερώσει την θερμότητά του. Έπειτα η πίεσή του μειώνεται και το ψυκτικό μέσο ατμοποιείται με σκοπό την απορρόφηση θερμότητας. Εάν το σύστημα απορροφά θερμότητα από το περιβάλλον του, παρέχει ψύξη, ενώ εάν απελευθερώνει θερμότητα σε αυτό, παρέχει θέρμανση.

Η δυνατότητα αύξησης της πίεσης της ατμοποιημένης αμμωνίας μέσω της απορρόφησης της από νερό καθιστά εφικτή, ακόμα και με τη χρήση κάποιας αντλίας χαμηλής ισχύος, την άντληση του διαλύματος σε κατάσταση υψηλότερης πίεσης χωρίς την ύπαρξη κάποιου συμπιεστή. Το ζητούμενο εδώ είναι η αφαίρεση της αμμωνίας από το νερό και αυτόν ακριβώς το σκοπό εξυπηρετεί η θερμική πηγή. Η θερμότητα προερχόμενη από την πηγή αυτή ουσιαστικά βράζει το διάλυμα επιτυγχάνοντας τον διαχωρισμό της αμμωνίας από το νερό και την επανεκκίνηση του θερμικού κύκλου.

Εδώ και πολλά χρόνια τα παραδοσιακά συστήματα ατμο-συμπίεσης χρησιμοποιούνται ευρέως σε διάφορες εφαρμογές ψύξης ή θέρμανσης, όπως σε οικιακά και επαγγελματικά κλιματιστικά, σε ψύκτες και σε θερμαντλίες. Τέτοιου είδους συστήματα όμως επιφέρουν και ορισμένα μειονεκτήματα. Για παράδειγμα, τα περισσότερα συστήματα ατμο-συμπίεσης λειτουργούν με συνθετικά ψυκτικά μέσα τα οποία είναι επιβλαβή για το περιβάλλον, ενώ ταυτόχρονα απαιτούν την κατανάλωση μεγάλων ποσών ηλεκτρικής ενέργειας. Είναι επίσης θορυβώδη και αναξιόπιστα λόγω της χρήσης συμπιεστή και συχνά αποτελούνται από ογκώδεις συσκευές και διατάξεις οι οποίες καθιστούν τη χρήση τους απαγορευτική σε εφαρμογές μικρής κλίμακας.

Μια απορροφητική αντλία θερμότητας παρόλα αυτά αποτελεί μια περιβαλλοντικά άριστη εναλλακτική της κλασσικής μηχανής ατμο-συμπίεσης. Η απώλεια του συμπιεστή, και άρα κύριων κινούμενων τμημάτων, καθιστά τις απορροφητικές αντλίες πολύ πιο αξιόπιστες και αθόρυβες από τις μηχανικές. Περαιτέρω, αντίθετα με τα συστήματα ατμο-συμπίεσης, οι απορροφητικές αντλίες λειτουργούν με πολύ πιο ευρέως διαθέσιμη και χαμηλότερης κλάσης ενέργεια, η οποία μπορεί να αντληθεί από την καύση βιο-καυσίμων και ορυκτών καυσίμων, από ηλιακή θερμική ενέργεια, ακόμη και από ανεκμετάλλευτη θερμότητα που απορρίπτεται στο περιβάλλον όπως εξατμίσεις οχημάτων, βιομηχανικά πάρκα κλπ.

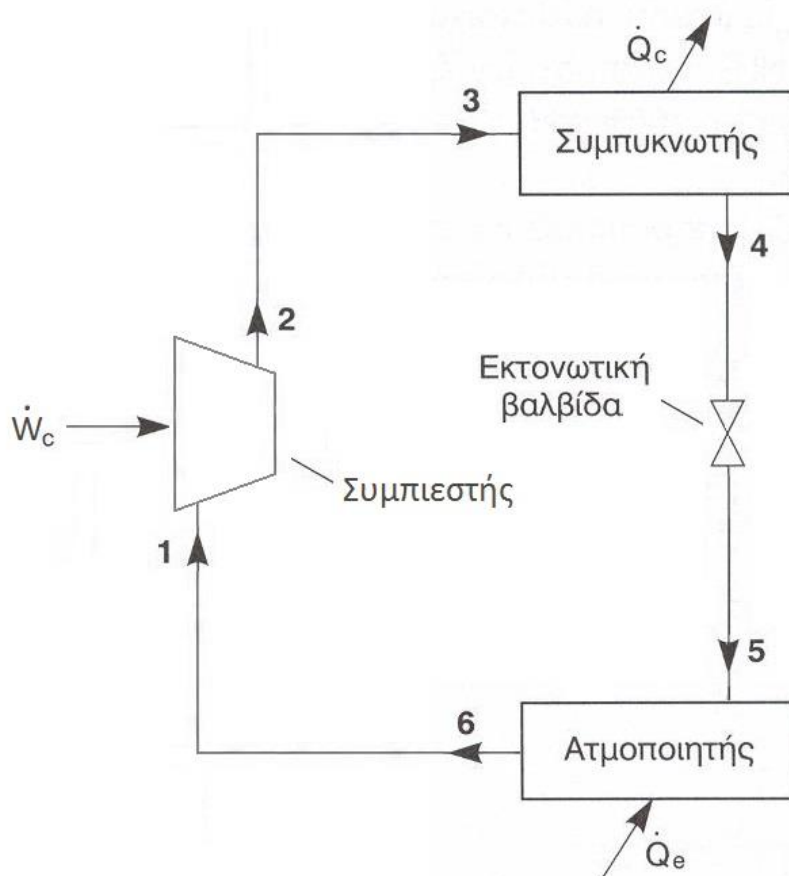


Εικόνα 2.1: Ψύκτης Απορρόφησης της Thermax με χρήση καυσαερίων ως θερμική πηγή. [35]

2.2 Σύγκριση Μηχανικού – Απορροφητικού Κύκλου

Εφόσον η εργασία αυτή επικεντρώνεται στην ανάλυση και μελέτη μιας απορροφητικής ψυκτικής μονάδας, και δεδομένου ότι οι μηχανικές αντλίες θερμότητας είναι οι πλέον πιο διαδεδομένες στο εμπόριο, μια συνοπτική σύγκριση μεταξύ των κύκλων των δύο διατάξεων είναι άξια διεξαγωγής.

2.2.1 Επίλυση Μηχανικής Ψυκτικής Μονάδας



Σχήμα 2.2: Ροή ψυκτικής μονάδας με συμπιεστή.

Ο υπολογισμός μιας ψυκτικής μονάδας γίνεται με βάση την αρχή διατήρησης της μάζας και της ενέργειας σε κάθε συσκευή που συμμετέχει στη λειτουργία της εν λόγω εγκατάστασης. Σύμφωνα με το διάγραμμα ροής της εγκατάστασης που φαίνεται στο σχήμα 2.2 προκύπτει:

- **Ατμοποιητής:**

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_6 h_6 \quad (2.1)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \Rightarrow \dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_1 (h_6 - h_5) \Rightarrow q_{Evap} = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{m}_1} = h_6 - h_5 \quad (2.2)$$

- **Συμπιεστής:**

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_{Comp} = \dot{m}_2 h_2 \quad (2.3)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \Rightarrow \dot{W}_{Comp} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \Rightarrow w_{Comp} = \frac{\dot{W}_{Comp}}{\dot{m}_1} = h_2 - h_1 \quad (2.4)$$

- **Συμπυκνωτής:**

$$\dot{m}_3 h_3 - \dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_4 h_4 \quad (2.5)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_1 \Rightarrow \dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_1 (h_3 - h_4) \Rightarrow q_{Cond} = \frac{\dot{Q}_{Cond}}{\dot{m}_1} = h_3 - h_4 \quad (2.6)$$

Έτσι, ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς είναι:

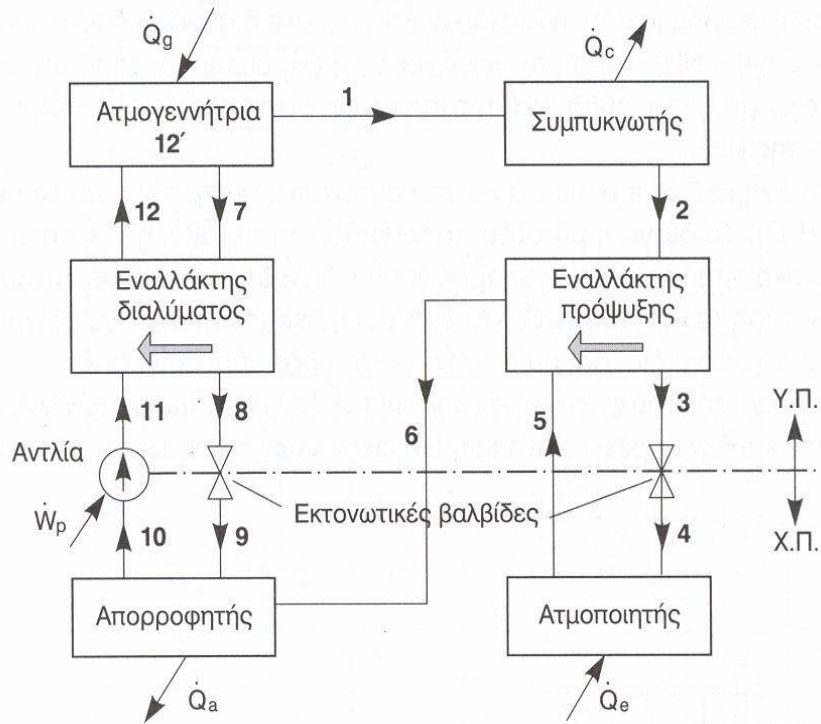
$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_{Cond}}{\dot{W}_{Comp}} = \frac{h_3 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.7)$$

2.2.2 Επίλυση Ψυκτικής Μονάδας Απορρόφησης

Εάν έπρεπε θεωρητικά να μετατραπεί η παραπάνω μονάδα Ψυκτικής Μηχανής Μηχανικής Συμπιέσεως σε μονάδα Μηχανής Απορροφήσεως, η διαφορά θα βρισκότανε στη θέση του συμπιεστή, ο οποίος θα αντικαθίστατο από τη διάταξη του κλάδου 1-6. Αυτή αποτελείται από τον απορροφητή, από την ατμογεννήτρια, από μια αντλία διακίνησης διαλύματος, από μια ακόμα στραγγαλιστική βαλβίδα και πιθανόν από τους δύο εναλλάκτες - του διαλύματος και συνήθως της πρόψυξης.

Μέσω αυτής της αντικατάστασης επιτυγχάνεται συμπίεση του ατμού αμμωνίας μέσω των εξής διαδοχικών καταστάσεων:

1. Απορρόφηση του ατμού καταστάσεως 6 ($x_v=98\%$) από το φτωχό διάλυμα 9 ($x_w=5-15\%$) και δημιουργία πλούσιου διαλύματος καταστάσεως 10 ($x_R=30-45\%$), ενώ στον απορροφητή αποβάλλεται ένα μεγάλο ποσό θερμότητας q_{Abs} .
2. Κατάθλιψη του πλούσιου διαλύματος 10 ($p_i=1bar$) μέσω της αντλίας P προς την ατμογεννήτρια (κατάσταση 12) ύστερα από πρόσδοση μικρής ποσότητας μηχανικού έργου.
3. Ισόθλιπτη παραγωγή ατμού σχεδόν καθαρής αμμωνίας καταστάσεως 1 στην ατμογεννήτρια (πίεση $p_{Gen}=20bar$). Το απομένον φτωχό διάλυμα στην ατμογεννήτρια (καταστάσεως 7) επιστρέφει στον απορροφητή αφού στραγγαλιστεί στην αντίστοιχη βαλβίδα.



Σχήμα 2.3: Ροή ψυκτικής μονάδας απορρόφησης με εναλλάκτη πρόψυξης. [21]

Αντίστοιχα βάση των αρχών διατήρησης μάζας και ενέργειας οι υπολογισμοί έχουν ως εξής:

- **Ατμογεννήτρια:**

$$\dot{m}_{12}h_{12} + \dot{Q}_{Gen} = \dot{m}_1h_1 + \dot{m}_7h_7 \quad (2.7)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_1 + \dot{m}_7 \Rightarrow q_{Gen} = \frac{\dot{Q}_{Gen}}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_2) + g(h_7 - h_{12}) \quad (2.8)$$

Όπου $g = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1}$

- **Συμπυκνωτής:**

$$\dot{m}_2h_2 + \dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_1h_1 \quad (2.9)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \Rightarrow q_{Cond} = \frac{\dot{Q}_{Cond}}{\dot{m}_1} = h_1 - h_2 \quad (2.10)$$

- **Ατμοποιητής:**

$$\dot{m}_4h_4 + \dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_5h_5 \quad (2.11)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_1 \Rightarrow q_{Evap} = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{m}_1} = h_5 - h_4 \quad (2.12)$$

- **Απορροφητής:**

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{Q}_{Abs} = \dot{m}_6h_6 + \dot{m}_9h_9 \quad (2.13)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_6 + \dot{m}_9 \Rightarrow q_{Abs} = \frac{\dot{Q}_{Abs}}{\dot{m}_1} = (h_6 - h_{10}) + g(h_9 - h_{10}) \quad (2.14)$$

$$\text{Όπου } g = \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_6}$$

- **Εναλλάκτης διαλύματος:**

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{SHX} &= \dot{m}_7(h_7 - h_8) = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{11}) \Rightarrow \\ \Rightarrow q_{SHX} &= \frac{\dot{Q}_{SHX}}{\dot{m}_1} = g(h_7 - h_8) = (1 - g)(h_{12} - h_{11}) \end{aligned} \quad (2.15)$$

- **Εναλλάκτης ψυκτικού μέσου (πρόψυξης):**

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{RHX} &= \dot{m}_2(h_2 - h_3) = \dot{m}_5(h_6 - h_5) \Rightarrow \\ \Rightarrow q_{RHX} &= \frac{\dot{Q}_{RHX}}{\dot{m}_1} = h_2 - h_3 = h_6 - h_5 \end{aligned} \quad (2.16)$$

- **Αντλία:**

$$\dot{W}_P = \dot{m}_{10}(h_{11} + h_{10}) \quad (2.17)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_6 + \dot{m}_9 \Rightarrow w_P = \frac{\dot{W}_P}{\dot{m}_1} = (1 + g)(h_{11} - h_{10}) \quad (2.18)$$

Έτσι, ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς είναι:

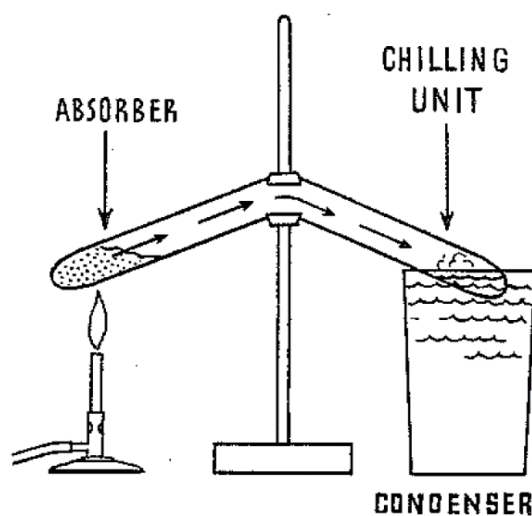
$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{Q}_{Gen} + \dot{W}_P} \quad (2.19)$$

Επειδή απαιτείται πολύ μικρό ποσό μηχανικού έργου για τη λειτουργία της αντλίας συνήθως αμελείται στους υπολογισμούς, και έτσι ο συντελεστής συμπεριφοράς γίνεται:

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{Q}_{Gen}} = \frac{h_5 - h_4}{(h_1 - h_{12}) + g(h_7 - h_{12})} \quad (2.20)$$

2.3 Ιστορική Αναδρομή Απορρόφησης

Η γέννηση της τεχνολογίας των μηχανών απορρόφησης έλαβε χώρα στα μέσα του 17^{ου} αιώνα με τα έργα των Dr. William Cullen και Nairne, ενώ το 1823 ο Michael Faraday παρουσίασε για πρώτη φορά την ιδέα της χρήσης αμμωνίας σε απορροφητικές διατάξεις προς παραγωγή ψύξης. Ο Faraday συγκεκριμένα χρησιμοποίησε έναν σωλήνα με σχήμα U, στην μια μεριά του οποίου γινότανε η θέρμανση της χλωριούχου αμμωνίας και συνεπώς η ατμοποίησή της, ενώ στην άλλη η ψύξη και απορρόφησή της από νιτρικό άργυρο.



Εικόνα 2.2: Στοιχειακή απεικόνιση της λειτουργίας του κύκλου του Faraday. [32]

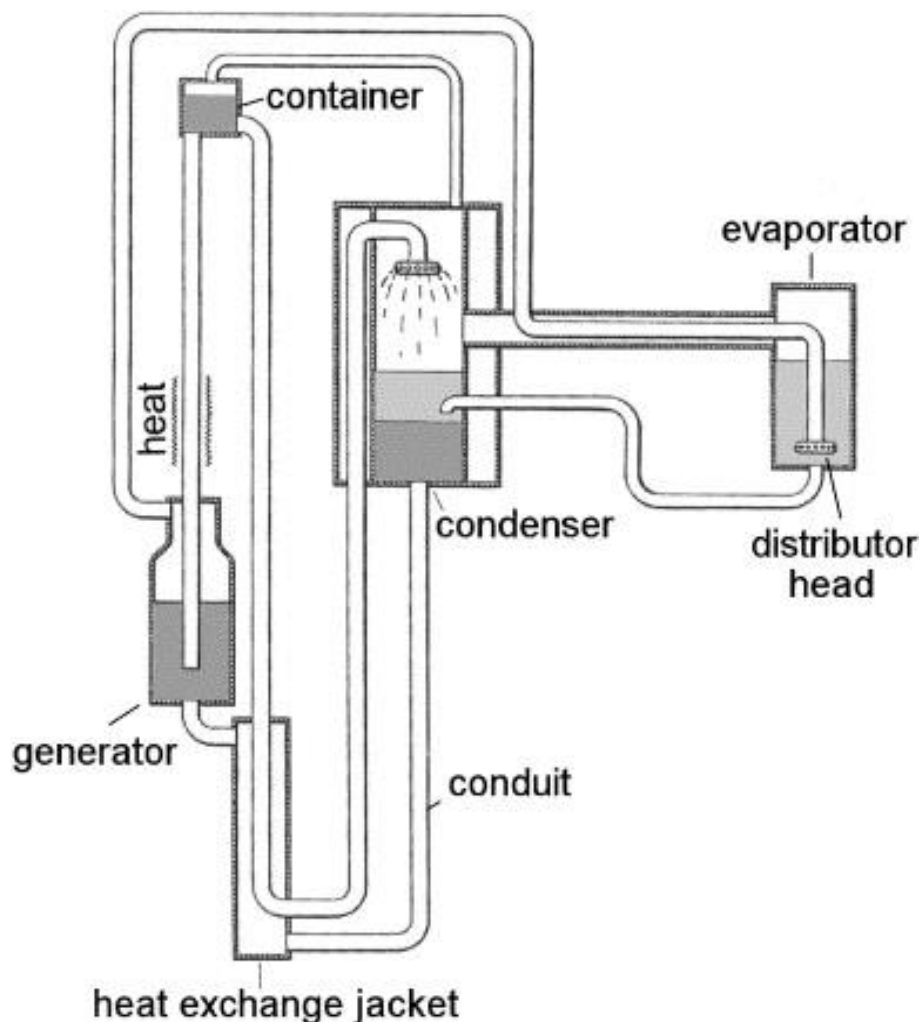
Το πείραμα αυτό απεδείχθη η απαρχή των ψυκτικών απορροφητικών συστημάτων τα οποία από τότε και στο εξής αποκαλούσαν ψυγεία προπάνιου, η λειτουργία των οποίων επεξηγείται παρακάτω.

Είκοσι δύο χρόνια μετά, ο Edmund Carre σχεδίασε και παρουσίασε για πρώτη φορά στην αγορά μια απορροφητική μηχανή νερού –θεικού οξέος, η οποία χρησιμοποιούντο για την ψύξη πόσιμου νερού. Λίγα χρόνια μετά, το έτος 1851, ο Ferdinand Carre, αδερφός του Edmund, παρουσίασε στην αγορά το πρώτο επιτυχημένο σύστημα απορρόφησης αμμωνίας – νερού για ψύξη, ενώ το 1862 οι Mignon και Rouard κατασκεύασαν την πρώτη μηχανή απορρόφησης αμμωνίας – νερού συνεχούς λειτουργίας. Κατά τις επόμενες δεκαετίες ακολούθησαν πολλές τεχνολογικές εξελίξεις γύρω από τα απορροφητικά συστήματα, μα τίποτα τόσο σπουδαίο όσο η εδραίωση και κατανόηση των θερμοδυναμικών μηχανισμών που κυριεύουν τα διμερή μίγματα κατά την απορρόφηση από τον Edmund Altenkirch το 1913.

Το 1926 ο Albert Einstein και ένας πρώην μαθητής του, ο Leo Szilard, ξεκίνησαν μια προσπάθεια κατασκευής μιας πιο ασφαλούς ψυκτικής εγκατάστασης μιας και τα ηλεκτρικά ψυγεία της εποχής εκείνης έτειναν να απελευθερώνουν τοξικά αέρια τα οποία διέρρεαν από σπασμένα σφραγιστικά καπάκια. Συγκεκριμένα το τραγικό περιστατικό θανάτου μιας

ολόκληρης Γερμανικής οικογένειας, αιτία του οποίου απεδείχθη το παραπάνω φαινόμενο, έδωσε στον Einstein το έναυσμα για να ξεκινήσει τις έρευνές του.

Στόχος των δύο ερευνητών ήταν να σχεδιάσουν μια συσκευή χωρίς κινούμενα μέρη ή κάποιου είδους μηχανική κίνηση, εξαλείφοντας έτσι εντελώς τον παράγοντα της φθοράς. Χρησιμοποιώντας τις γνώσεις τους γύρω από τη θερμοδυναμική κατασκεύασαν έτσι έναν ψύκτη απορρόφησης. Η συσκευή αυτή θα λειτουργούσε βάσει της κυκλοφορίας ενός πιο ασφαλούς συνδυασμού υγρών και αερίων μέσα από τρία διασυνδεδεμένα κυκλώματα. Χρειάζονταν μόνο μια πολύ μικρή φλόγα από την καύση αερίου ως θερμική πηγή και ήταν πλήρως στεγνωμένο και ασφαλές, σε σημείο που ειδικοί υπολόγισαν ότι το σύστημα αυτό θα ήταν ασφαλές προς λειτουργία για εκατό χρόνια.



Σχήμα 2.4: Διάταξη Ψυγείου του Einstein. [10]

Ο Einstein και ο Szilard αιτηθήκανε και κατοχυρώσανε 45 πατέντες σε έξι χώρες για αυτού του τύπου την ψυκτική τεχνολογία, χωρίς όμως καμία από τις εφευρέσεις τους να φτάνει τελικά στα χέρια των καταναλωτών, καθώς η εισαγωγή του λιγότερο τοξικού Φρέον στην αγορά τους ανάγκασε να σταματήσουν το έργο τους.

Τα τελευταία χρόνια παρόλα αυτά, ο Malcolm McCulloch, ηλεκτρολόγος μηχανικός στην Οξφόρδη, έχει κάνει αξιόλογες προσπάθειες να αναβιώσει το έργο του Einstein με στόχο να κατασκευάσει ψυγεία και ψυκτικές εγκαταστάσεις φιλικές προς το περιβάλλον αλλά και για χρήση σε απόμακρες και υποανάπτυκτες περιοχές. Ο ίδιος και η ομάδα του κατασκεύασαν ένα πρωτότυπο της εφεύρεσης του Einstein και του Szilard, το οποίο αντί να βασίζεται στην συμπίεση επιβαρυντικών για το περιβάλλον χλωροφθορανθράκων, που συνηθίζεται από τις σύγχρονες ψυκτικές μηχανές, χρησιμοποιεί τη συμπίεση αερίων για παραγωγή ψύξης. Το μόνο που χρειάζεται η συσκευή αυτή είναι κάποια πηγή θερμότητας για να ζεστάνει το εργαζόμενο μέσο, κάτι το οποίο είναι σε εξελικτικό στάδιο ακόμα, μιας και ο McCulloch αναπτύσσει ένα σύστημα εκμετάλλευσης ηλιακής ενέργειας για να καλύψει τις ανάγκες της εγκατάστασης.

Στο πρωτότυπο ψυγείο, οι επιστήμονες συμπλήρωσαν μια φιάλη με υγρό βουτάνιο. Στη συνέχεια, πρόσθεσαν ένα νέο ατμό για να μειώσουν την ατμοσφαιρική πίεση, η οποία με τη σειρά της μειώνει τη θερμοκρασία βρασμού του υγρού, με αποτέλεσμα να βράζει το βουτάνιο. Καθώς το βουτάνιο βράζει, αντλεί ενέργεια από το περιβάλλον και μειώνει τη θερμοκρασία στο εσωτερικό του ψυγείου.

Αν και τα σχέδια των Αϊνστάιν και Szilard δεν ήταν τόσο αποτελεσματικά όσο τα ψυγεία με το Φρέον που τα αντικατέστησαν, τα σχέδια του McCulloch για τη βελτίωση του σχεδιασμού χρησιμοποιούν διάφορα είδη αερίων. Αυτές δε οι βελτιώσεις σύμφωνα με τον McCulloch θα μπορούσαν μάλιστα να τετραπλασιάσουν την αποτελεσματικότητά του ψυγείου. Το γεγονός ότι το ψυγείο δεν έχει κινούμενα μέρη θα μπορούσε να θεωρηθεί ως πλεονέκτημα, καθώς απαιτεί ελάχιστη συντήρηση και θα μπορούσε να αποδειχτεί ιδιαίτερα χρήσιμο στις αγροτικές περιοχές. Το έργο είναι μέρος ενός τριετούς σχεδίου για την ανάπτυξη ισχυρών συσκευών που μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε περιοχές χωρίς ηλεκτρικό ρεύμα.

Η περίοδος μεταξύ των δύο Παγκοσμίων Πολέμων επέτρεψε το σχηματισμό και γνωστοποίηση των δύο πρώτων εταιριών στον κλάδο της ψύξης: της Electrolux στη Σουηδία και της Servel στις ΗΠΑ. Η Electrolux μάλιστα εξαγόρασε τις πατέντες του Einstein κάτι που

την περίοδο εκείνη σήμανε το τέλος του «ψυγείου του Einstein». Η περίοδος μετά τον Δεύτερο Παγκόσμιο Πόλεμο έχει μείνει στην ιστορία ως η Χρυσή Εποχή της Απορρόφησης, ειδικά στις ΗΠΑ όπου η βιομηχανία της Θέρμανσης, Εξαερισμού και Κλιματισμού (HVAC – Heating, Ventilation & Air Conditioning) άνθιζε με πρωτόγνωρους ρυθμούς γύρω από τις μηχανές απορρόφησης. Η χρήση του βρωμιούχου λιθίου (LiBr-H₂O) ως εργαζόμενο ζεύγος, η ραγδαία ανάπτυξη μεγάλης ψυκτικής ικανότητας απορροφητικών μηχανών μονής δράσης (single-effect), συνεχείς δημοσιεύσεις αρχικά από την Carrier (1945) και ύστερα από άλλες ηγετικές εταιρίες HVAC (Trane, York, Worthington), έπαιξαν καθοριστικό ρόλο στην εισαγωγή της τεχνολογίας απορρόφησης στην Αμερικανική αγορά. Οι πωλήσεις των ψυκτικών μηχανών απορρόφησης κορυφώθηκαν το 1969, αποτελώντας το ένα τέταρτο των συνολικών πωλήσεων στην Αμερική. Αφενός όμως η πετρελαϊκή κρίση του 1973 και αφετέρου η ανάπτυξη πιο αποδοτικού εξοπλισμού ατμο-συμπύεσης έπληξαν το ενδιαφέρον γύρω από την τεχνολογία αυτή, προκαλώντας την πτώση των ετήσιων πωλήσεων στις ΗΠΑ. Στην άλλη πλευρά του πλανήτη παρόλα αυτά, η Ιαπωνία μόλις είχε ξεκινήσει την μεταπολεμική της ανάπτυξη και καθώς βρέθηκε αντιμέτωπη με τεράστια έλλειψη από τις δικές της ενεργειακές πηγές, σε συνδυασμό με υψηλές τιμές αγοράς πετρελαίου από τη Μέση Ανατολή, στράφηκε στην εξέλιξη τεχνολογιών γύρω από το φυσικό αέριο. Ιαπωνικές εταιρίες όπως η Kawasaki, η Mitsubishi, η Ebara, η Sanyo, η Hitachi και η Yazaki σύντομα συνειδητοποίησαν τις δυνατότητες που μπορεί να παρέχει η βελτίωση της απόδοσης των απορροφητικών συστημάτων μέσω της χρήσης ενεργειακών πηγών υψηλής θερμικής αξίας. Η εποχή των μηχανών διπλής δράσης (double-effect) και έμμεσης ανάφλεξης (indirect fire) ξεκίνησε το 1954, όταν η Kawasaki παρουσίασε το προϊόν της στην αγορά. Περαιτέρω βελτίωση των μηχανών διπλής δράσης και τακτικές προσανατολισμένες στο φυσικό αέριο αποτέλεσαν τις βάσεις για την αύξηση της ζήτησης για μεγάλους απορροφητικούς εξοπλισμούς, σε σημείο που το 1975 για πρώτη φορά και για την επόμενη δεκαετία, κυρίευν την αγορά κατά 80% και καθιστούσαν τη χρήση ηλεκτρικών ψυκτικών εγκαταστάσεων μη συμφέρουσα. Ο ρόλος της Ιαπωνίας ως παγκόσμιος ηγέτης στον κλάδο αυτό είχε θετικές επιπτώσεις και σε άλλες χώρες της άπω ανατολής καθώς σήμερα η Ινδία, η Κίνα και η Κορέα έχουν όλες αναλάβει μεγάλο μέρος της κατασκευής και διανομής απορροφητικού εξοπλισμού. Για παράδειγμα, οι 6917 απορροφητικοί ψύκτες από τους 12000 που βγήκαν στην αγορά το 2005 ήταν κατασκευασμένοι στην Κίνα. Παρόλα αυτά το ποσοστό των απορροφητικών συστημάτων σε εγκαταστάσεις κλιματισμού και ψύξης είναι μειωμένο σε σύγκριση με αυτό των ατμο-συμπιεστών.

Το ψυκτικό σύστημα απορρόφησης αμμωνίας αποτελεί μια μοναδική καινοτομία διότι μπορεί να λειτουργήσει οπουδήποτε αρκεί να έχει κάποιος στη διάθεσή του κάποια θερμική πηγή για να τροφοδοτήσει τον καυστήρα όπως προπάνιο, φυσικό αέριο, ή βουτάνιο. Αξίζει να σημειωθεί ότι στο παρελθόν είχε χρησιμοποιηθεί και η κηροζίνη ως μέσο θέρμανσης της αμμωνίας, ενώ καυστήρες τέτοιου τύπου, έστω και περιορισμένα, κυκλοφορούν μέχρι και σήμερα στην αγορά (Dometic).

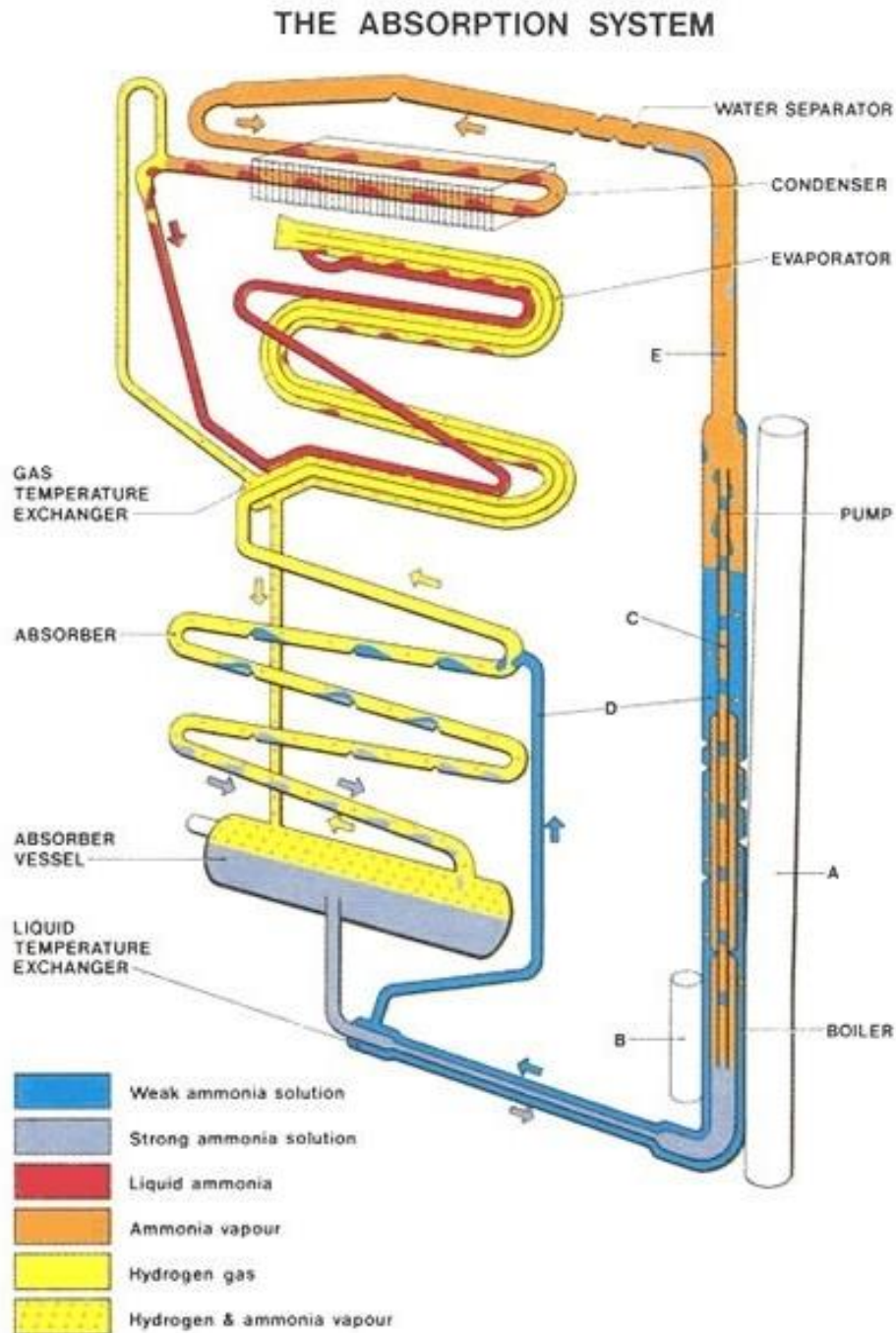
Τις τρεις τελευταίες δεκαετίες, μετά τη συνθήκη του Μόντρεαλ και ειδικά μετά τη συνθήκη του Κιότο, το ενδιαφέρον γύρω από την τεχνολογία της απορρόφησης ξεκίνησε και πάλι να αυξάνεται, μιας και θεωρείται πια μια πολύ συμφέρουσα και αποτελεσματική απάντηση στο ζήτημα της προστασίας του όζοντος. Ρευστά φιλικά προς το περιβάλλον, καθώς και η δυνατότητα εκμετάλλευσης ηλιακής ενέργειας και απορριπτόμενης θερμότητας καθιστά την τεχνολογία αυτή πολύ ενδιαφέρουσα από επιστημονικής πλευράς προς έρευνα και εξέλιξη. Η τεχνολογική ανάπτυξη και συγκεκριμένα η εξέλιξη των ηλιακών συλλεκτών άνοιξε νέους ορίζοντες για την τεχνολογία των απορροφητικών συστημάτων καθώς με τον καιρό γίνονται όλο και πιο ανταγωνιστικά του καθιερωμένου εξοπλισμού ατμο-συμπιεστών από πλευράς απόδοσης και κόστους κατασκευής.

2.3.1 Ψυγείο προπάνιου

Στη σύγχρονη εποχή η κατανόηση και ανάπτυξη των συστημάτων απορρόφησης με καυστήρες προπάνιου έχει φτάσει σε πολύ ανώτερο επίπεδο, αλλά έως το 1930 όπου η Serval ανέπτυξε τις πρώτες συσκευές διαθέσιμες στην αγορά, οι επιλογές όσον αφορά στον εξοπλισμό ψύξης ήταν πολύ περιορισμένες. Ως αποτέλεσμα τα ψυγεία προπάνιου έγιναν αμέσως η δημοφιλέστερη επιλογή και κυρίευσαν την αγορά εξοπλίζοντας δεκάδες χιλιάδες νοικοκυριά, ξενοδοχεία, και άλλους χώρους που μπορούσαν να εξυπηρετήσουν. Πολλοί άνθρωποι ακόμα επιλέγουν ψυγεία με καυστήρες προπάνιου για εφαρμογές όπου η χρήση ηλεκτρικού ρεύματος δεν είναι εφικτή.

Η Serval με έδρα στο Evansville των ΗΠΑ, πούλησε τα δικαιώματα στην Electrolux, η οποία με τη σειρά της στην Dometic Corp. στη Σουηδία. Το όνομα Serval για τα ψυγεία προπάνιου βέβαια χρησιμοποιείτο από την Dometic μέχρι και το 2005, ενώ από τότε και στο εξής ονομάστηκαν ψυγεία Dometic, τα οποία κυκλοφορούν μέχρι και σήμερα στην αγορά. Μερικά ακόμα σύγχρονα ψυγεία τέτοιου τύπου για χρήση στην εξοχή ή σε απόμακρες περιοχές παράγονται από εταιρίες όπως η Ez-Freeze, η Diamond, η Consul και η Danby.

Οι σύγχρονες απορροφητικές ψυκτικές εγκαταστάσεις ή τα ψυγεία προπανίου δεν απέχουν και πολύ από την αρχική εφεύρεση του Faraday. Το μίγμα που χρησιμοποιούν τα ψυγεία προπανίου είναι ένας συνδυασμός άνυδρης αμμωνίας, απιονισμένου νερού και ατμοποιημένου υδρογόνου. Τα ψυγεία αυτά λειτουργούσαν ως εξής:



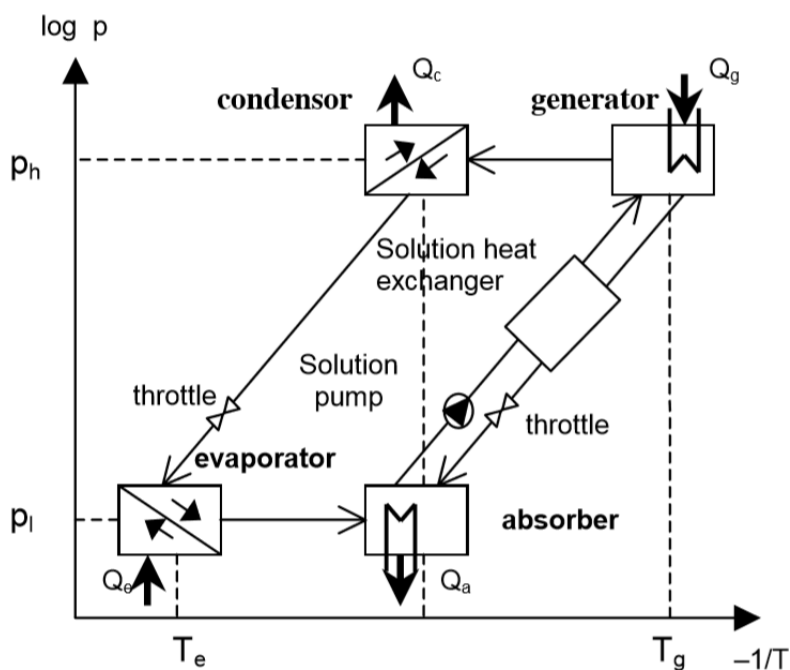
Σχήμα 2.5: Διάγραμμα Ψυγείου Προπανίου. [30]

Η αμμωνία και το νερό θερμενόντουσαν από μια φλόγα προπανίου, κάτι που οθούσε το μίγμα σε ατμοποίηση μέσα από έναν σωλήνα διύλισης. Η διαδικασία αυτή θυμίζει τη διύλιση που διεξάγει μια μηχανή καφέ. Ο σωλήνας αυτός εκλύει ατμό ο οποίος κινείται ανοδικά, και εφόσον η αμμωνία παραμένει ατμοποιημένη σε χαμηλότερη θερμοκρασία από το νερό, εισάγεται μέσα σε έναν συμπυκνωτή με τη βοήθεια της πίεσης που δημιουργεί το ατμοποιημένο υδρογόνο, αφήνοντας πίσω της το νερό που την εμπεριείχε. Το καθαρό νερό στη συνέχεια ρέει εξωτερικά του σωλήνα διύλισης και εισέρχεται στο κύκλωμα του απορροφητή το οποίο το οδηγεί και πάλι στο δοχείο ανάμιξης του (απορροφητικό δοχείο). Καθώς η αμμωνία ρέει μέσα από το κύκλωμα του αναβελτιωτή και του συμπυκνωτή, μετατρέπεται και πάλι σε υγρό υψηλής σύστασης. Το πλούσιο πια σε αμμωνία ρευστό εισέρχεται στο πάνω μέρος του ατμοποιητή, όπου συναντά το ανοδικό ρεύμα του ατμοποιημένου υδρογόνου το οποίο και το απορροφά. Η αντίδραση που δημιουργείται κατά τη συνάντηση αυτή ατμοποιεί και πάλι την αμμωνία μειώνοντας δραματικά τη θερμοκρασία της. Το σημείο αυτό του κυκλώματος βρίσκεται μέσα στο προς ψύξη δοχείο, μιας και η χαμηλής θερμοκρασίας αμμωνία αντλεί θερμότητα από τον περιβάλλοντα χώρο. Εν τω μεταξύ, όσο το νερό βρίσκεται στον απορροφητή και κινείται καθοδικά, το υδρογόνο ρέει μέσα από τα σπειρώματά του ανοδικά και απορροφά όση αμμωνία είναι παγιδευμένη ακόμα στο νερό, οδηγώντας τη στον ατμοποιητή όπου και συναντά την υπόλοιπη καθαρή αμμωνία. Η ψυχρή αμμωνία, αφού περάσει μέσα από τον προς ψύξη χώρο, ρέει καθοδικά αντλώντας θερμότητα και εισέρχεται και αυτή στο απορροφητικό δοχείο όπου αναμειγνύεται και πάλι με το καθαρό νερό, έτοιμη να ξεκινήσει τον επόμενο της κύκλο.

2.4 Ο Κύκλος Απορρόφησης

Ο θερμοδυναμικός κύκλος ψυκτικών εγκαταστάσεων απορρόφησης είναι αρκετά πολυπλοκότερος από εκείνων των ψυκτικών εγκαταστάσεων συμπίεσης ατμών (μηχανικών αντλιών) λόγω της ύπαρξης διμερών μιγμάτων. Έτσι, ο προσδιορισμός των διαφόρων καταστάσεων ισορροπίας προϋποθέτει και τη γνώση της σύστασης του διμερούς μίγματος.

Όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα, μια απορροφητική αντλία θερμότητας αποτελείται από δύο βρόχους. Ο βρόχος στα δεξιά αντιπροσωπεύει το απορροφητικό μέσο και ο κυκλοφορικός βρόχος στα αριστερά το ψυκτικό.



Διάγραμμα 2.1: Γενικευμένη διάταξη Απορροφητικής Αντλίας Θερμότητας. [19]

2.4.1 Ο Κύκλος του Απορροφητικού Μέσου

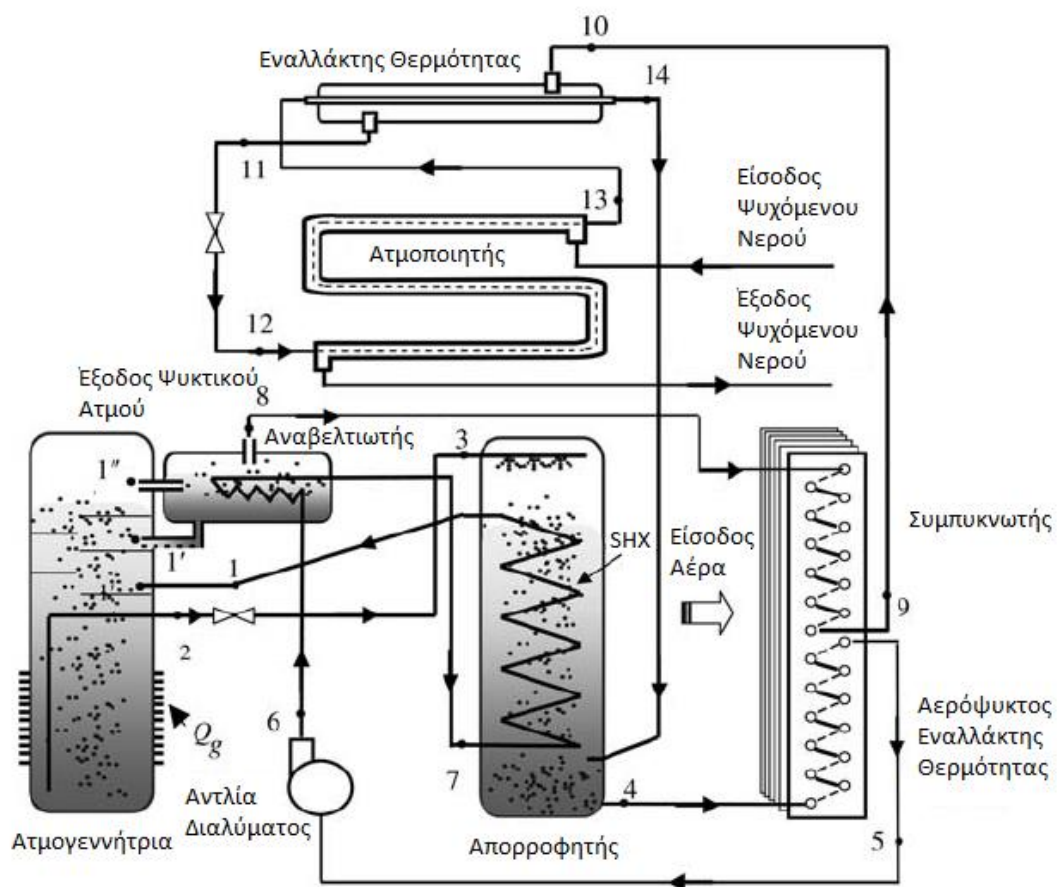
Στο σημείο νοητής τομής των P_h/T_g προστίθεται θερμική ενέργεια στο μείγμα από τη θερμική πηγή της αντλίας. Ως αποτέλεσμα, το ψυκτικό μέσο εξατμίζεται σε υψηλή πίεση και διαχωρίζεται από το απορροφητικό. Η πίεση του απορροφητικού μέσου μειώνεται με τη χρήση μιας εκτονωτικής βαλβίδας και ρέει προς τον απορροφητήρα, μέσα στον οποίο ψυκτικό και απορροφητικό μέσο αναμειγνύονται και πάλι (σημείο P_l/T_e). Χάρη στην διαδικασία απορρόφησης αυτή, απελευθερώνεται πολύτιμη θερμική ενέργεια σε μέτρια θερμοκρασία. Η πίεση του μείγματος στη συνέχεια αυξάνεται με τη χρήση μιας αντλίας και ρέει και πάλι προς τη θερμική πηγή. Προς αύξηση της αποδοτικότητας του συστήματος χρησιμοποιείται και ένας εναλλάκτης θερμότητας ο οποίος προθερμαίνει το ψυχρό μείγμα εκμεταλλευόμενο την ενέργεια του θερμού.

2.4.2 Ο Κύκλος του Ψυκτικού Μέσου

Στο σημείο που το ψυκτικό μέσο εξατμίζεται και διαχωρίζεται από το απορροφητικό λόγω της θερμότητας που τους προσδόθηκε από την θερμική πηγή, η ροή της ατμοποιημένης αμμωνίας είναι προς τον συμπυκνωτή. Μέσα σε αυτόν η αμμωνία απελευθερώνει τη θερμότητά της στο περιβάλλον και συμπυκνώνεται μέχρι να επανέλθει σε υγρή κατάσταση. Η πίεση της υγρής πια αμμωνίας μειώνεται μέσω της αντίστοιχης βαλβίδας εκτόνωσης του δικού της κύκλου και ύστερα ρέει προς τον ατμοποιητή. Όταν η αμμωνία βρίσκεται στη

χαμηλότερη θερμοκρασία του κύκλου της (στο σημείο P_1/T_e) ξεκινά να αντλεί θερμότητα έως ότου ατμοποιηθεί και πάλι. Η χαμηλότερη αυτή θερμοκρασία του κύκλου μπορεί να επιτευχθεί και με τη βοήθεια του ατμοποιητή, ενώ θερμότητα που απορρίπτεται κατά την ψύξη αυτή είναι άκρως εκμεταλλεύσιμη. Η ατμοποιημένη αμμωνία ρέει προς τον απορροφητήρα όπου ενσωματώνεται και πάλι στο σώμα του νερού ενώ η διαδικασία της απορρόφησης εκλύει πολύτιμη θερμική ενέργεια στο περιβάλλον.

Η περιγραφή αυτή γίνεται πιο κατανοητή χρησιμοποιώντας το λειτουργικό διάγραμμα του παρακάτω κύκλου. Πρόκειται για μια ψυκτική μονάδα απορρόφησης μικρής ισχύος, με καυστήρα αερίου.



Σχήμα 2.6: Ψυκτικός κύκλος απορρόφησης με διάλυμα νερού-αμμωνίας για ψυκτική μονάδα μικρής ισχύος, με καυστήρα αερίου. [16]

Ο κύκλος αρχίζει στη γεννήτρια, όπου το διάλυμα νερό – αμμωνία θερμαίνεται εξαιτίας της θερμικής ενέργειας που χορηγείται από έναν καυστήρα μεθανίου ή GPL (υγροποιημένα πετρελαϊκά αέρια) έως την θερμοκρασία βρασμού, σε μία πίεση που κυμαίνεται από 14 έως 24 bar. Παράγεται ατμός σε υψηλή συγκέντρωση αμμωνίας και απομένει ένα υγρό

διάλυμα χαμηλής συγκέντρωσης αμμωνίας και απομένει ένα υγρό διάλυμα χαμηλής συγκέντρωσης αμμωνίας (αραιό διάλυμα).

Στο σημείο αυτό, ο ατμός φθάνει τον αναβελτιωτή όπου παραχωρεί το νερό που περιέχει. Ο ατμός της αμμωνίας, που είναι θερμός σε υψηλή πίεση, εγκαταλείπει το αναβελτιωτή και εισέρχεται στο συμπυκνωτή όπου ψύχεται από τους αεριστήρες και συμπυκνώνεται περνώντας στην υγρή κατάσταση. Η υγρή αμμωνία διασχίζει ένα ελασματοειδές όργανο όπου υφίσταται εκτόνωση και πτώση πίεσης.

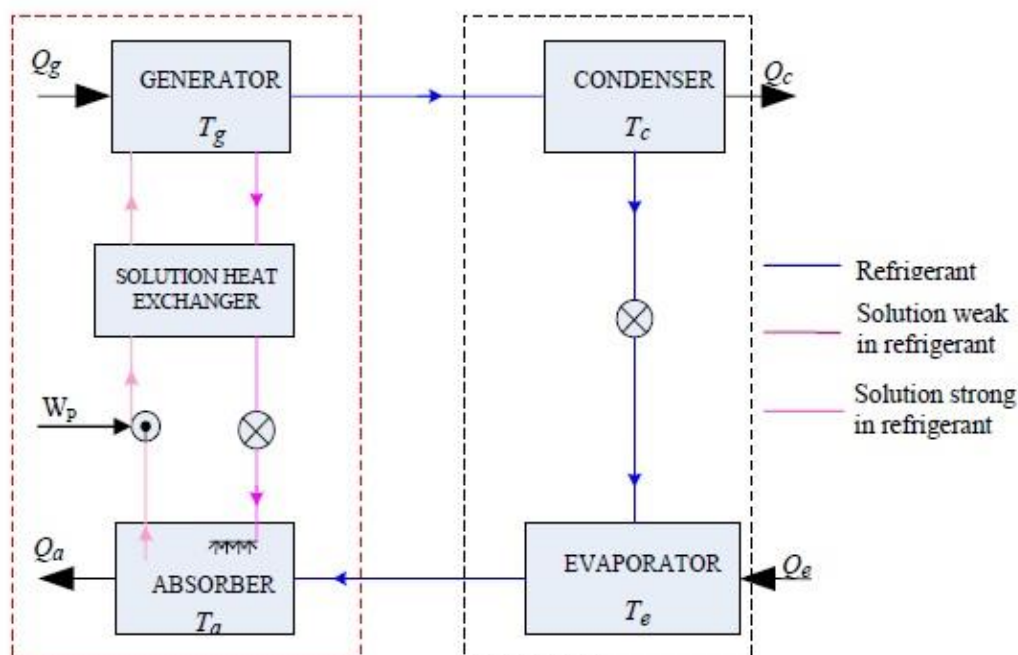
Υποψύχεται μέσα σε έναν εναλλάκτη θερμότητας και, περνώντας από ένα δεύτερο ελασματοειδές όργανο, φθάνει σε μια πίεση 2,7 έως 4 bar και σε μια θερμοκρασία μικρότερη των 3°C. Σε αυτές τις συνθήκες θερμοκρασίας και πίεσης, η αμμωνία μπαίνει στον εξατμιστή, όπου αφαιρεί τη θερμότητα από το νερό που προέρχεται από την εγκατάσταση, ψύχοντάς το.

Η θερμότητα που αφαιρείται προκαλεί βρασμό της αμμωνίας και το σχηματισμό ψυχρού ατμού σε χαμηλή πίεση. Ο ατμός βγαίνει από τον εξατμιστή και υπερθεμαίνεται, περνώντας μέσα από ένα εναλλάκτη θερμότητας εξαιτίας της θερμικής συναλλαγής με την αμμωνία που βρίσκεται σε κατάσταση θερμού υγρού και που προέρχεται από τον συμπυκνωτή.

Ο υπέρθερμος ατμός μπαίνει στον προαπορροφητή, όπου ξαναενώνεται με το αραιό διάλυμα που προέρχεται από την γεννήτρια. Αυτή η διαδικασία παράγει θερμότητα που πρέπει να διατεθεί, για αυτό το διάλυμα που βγαίνει, ψύχεται σε μια περιοχή της μονάδας θερμικής συναλλαγής από τους αεριστήρες. Αφού ολοκληρωθεί η διαδικασία απορρόφησης, το υγρό διάλυμα με υψηλή συγκέντρωση αμμωνίας (πλούσιο διάλυμα) επαναφέρεται στην αρχική πίεση του κύκλου από τη δράση μιας αντλίας με μεμβράνη. Κατόπιν προθεμαίνεται στον αναβελτιωτή και στον προαπορροφητή και τέλος, επιστρέφει στη γεννήτρια όπου ο κύκλος ξαναρχίζει.

2.5 Ο Θεωρητικός Θερμοδυναμικός Κύκλος

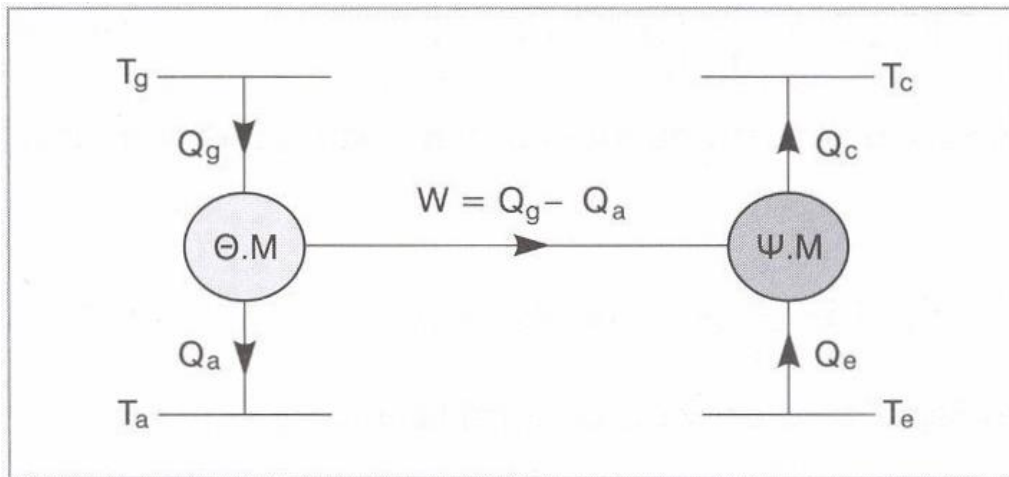
Όπως προαναφέρθηκε, ο θερμοδυναμικός κύκλος των αντλιών απορρόφησης μπορεί να περιγραφεί και ως συνδυασμός δύο κύκλων. Ο πρώτος κύκλος συγκεκριμένα μπορεί να χαρακτηριστεί και κύκλος παραγωγής έργου (κόκκινο περίγραμμα), ενώ ο δεύτερος ψυκτικός κύκλος (μαύρο περίγραμμα).



Σχήμα 2.7: Βασικός Κύκλος NH₃-Νερού. [8]

Όταν ο κύκλος βρίσκεται σε λειτουργία, ένα μεγάλο ποσό θερμότητας Q_{Gen} παρέχεται σε θερμοκρασία T_{Gen} , όπου $T_{Gen} > T_{Cond} \geq T_{Abs} > T_{Evap}$. Ο κύκλος κατά συνέπεια έχει τη δυνατότητα να επιτύχει ψύξη σε θερμοκρασία T_{Evap} αντλώντας θερμότητα Q_{Evap} από το μέσο που ψύχεται. Αυτή σε συνδυασμό με την θερμότητα συμπύκνωσης του ψυκτικού μέσου και τη θερμότητα ανάμειξης αυτού με το απορροφητικό μέσο ($Q_{Cond} + Q_{Abs}$) απορρίπτονται στο περιβάλλον.

Ο κύκλος που απεικονίζεται στο σχήμα 2.7 μπορεί να χαραχθεί και σε διάγραμμα T-s. Μάλιστα στο παρακάτω διάγραμμα T-s συνδυάζεται ο κύκλος παραγωγής έργου (θερμικός) με τον κύκλο άντλησης έργου (ψυκτικός), ενώ θεωρείται ότι οι λειτουργίες των δύο αυτών κύκλων είναι αντιστρέψιμες.



Σχήμα 2.8: Σχηματική διάταξη ψυκτικού κύκλου απορρόφησης. [21]

Όταν το πρώτο θερμοδυναμικό αξίωμα εφαρμόζεται στον ιδανικό κύκλο και το μικρό έργο που προσδίδεται στην υδραυλική αντλία αμελείται, προκύπτει η παρακάτω σχέση:

$$Q_{Gen} + Q_{Evap} = Q_{Abs} + Q_{Cond} \quad (2.21)$$

Επίσης, από το δεύτερο θερμοδυναμικό αξίωμα και λαμβάνοντας υπόψη ότι σε έναν αντιστρέψιμο κύκλο δεν υπάρχει παραγωγή εντροπίας, προκύπτει για τους δύο κύκλους:

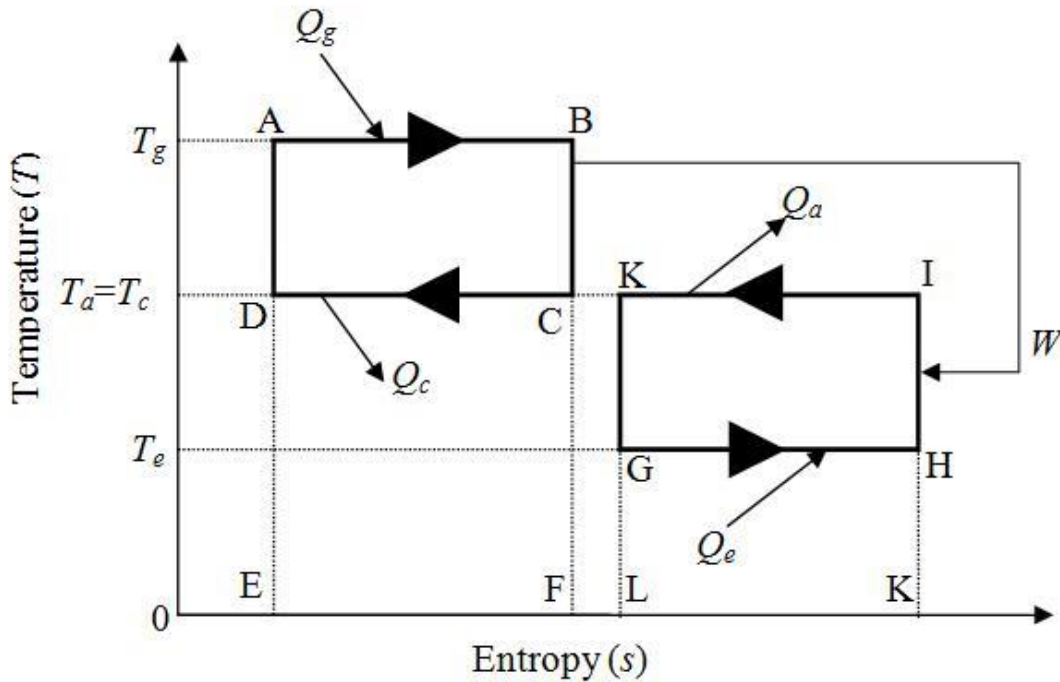
$$\frac{Q_{Gen}}{T_{Gen}} + \frac{Q_{Evap}}{T_{Evap}} = \frac{Q_{Abs}}{T_{Abs}} + \frac{Q_{Cond}}{T_{Cond}} \quad (2.22)$$

Όταν θεωρείται ότι ο συμπυκνωτής και ο απορροφητής λειτουργούν σε κοινή θερμοκρασία και η εξίσωση 2.22 αντικαθίσταται από την 2.23, ο συντελεστής απόδοσης (COP_{max}) ενός αντιστρέψιμου, θερμικά οδηγούμενου κύκλου Carnot καθορίζεται από την εξίσωση 2.23. Συγκεκριμένα προκύπτει από το λόγο του ρυθμού αφαίρεσης θερμότητας από το υπό ψύξη μέσο προς το ρυθμό της εισαγωγής ενέργειας σε μια εγκατάσταση υπό συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας.

$$COP_{max} = \frac{Q_{Evap}}{Q_{Gen}} = \frac{T_{Evap}}{T_{Cond} - T_{Evap}} \cdot \frac{T_{Gen} - T_{Abs}}{T_{Gen}} \quad (2.23)$$

Ο COP_{max} είναι ο μέγιστος δυνατός συντελεστής απόδοσης για ένα βασικό απορροφητικό σύστημα το οποίο λειτουργεί σε θερμοκρασιακές συνθήκες T_{Evap} , T_{Gen} και $T_{Abs}=T_{Cond}$. Στο

διάγραμμα 2.2 οι δύο κύκλοι Carnot εκτελούνται σε αντίθετες φορές και επειδή δεν απαιτείται μηχανικό έργο θα πρέπει τα εμβαδά των δύο να είναι ίσα μεταξύ τους.



Διάγραμμα 2.2: Κύκλοι Carnot για βασικό σύστημα απορρόφησης. [8]

2.6 Απόδοση Πραγματικών Κύκλων

Οι πραγματικοί κύκλοι απορροφητικών εγκαταστάσεων παρόλα αυτά περιλαμβάνουν μη αντιστρεπτότητες και συνεχείς αλλαγές στις συνθήκες λειτουργίας τους, με αποτέλεσμα να επηρεάζεται σημαντικά η συνολική απόδοσή τους. Για αυτό κατά την αξιολόγηση πραγματικών και όχι θεωρητικών ψυγείων, εισάγονται έννοιες όπως αποδοτικότητα, συντελεστής εποχικής απόδοσης (SCOP) και ονομαστική απόδοση. Φυσικά ο συντελεστής απόδοσης COP δεν παύει να χρησιμοποιείται σαν δείκτης έκφρασης της ενεργειακής απόδοσης απορροφητικών συστημάτων, αλλά μόνο όταν οι ποσότητες Q_e και Q_g αντιπροσωπεύουν πραγματικές τιμές που εισάγονται στις εξισώσεις αφού ληφθούν υπόψη όλοι οι παράγοντες μη αντιστρεψιμότητας και μεταβολής συνθηκών λειτουργίας. Η έννοια αποδοτικότητα χρησιμοποιείται για να περιγράψει το ποσοστό της μέγιστης δυνατής απόδοσης που μπορεί να επιτευχθεί από ένα απορροφητικό σύστημα και δίνεται από τη σχέση 2.24.

$$\eta = \frac{COP_{actual}}{COP_{max}} \quad (2.24)$$

Η ονομαστική απόδοση συνήθως δίνεται από τον κατασκευαστή, ενώ ο συντελεστής εποχικής απόδοσης (SCOP) αποτελεί μια παράμετρο μείζονος σημασίας. Χρησιμοποιείται σαν έκφραση της ενέργειας που πραγματικά χρησιμοποιείται για τον επιθυμητό σκοπό σε σχέση με την συνολική κατανάλωση ενέργειας. Η ονομαστική απόδοση μπορεί να είναι σημαντικά μεγαλύτερη του συντελεστή εποχικής απόδοσης, αλλά υπάρχει η δυνατότητα εγκατάστασης συστημάτων ελέγχου τα οποία μικραίνουν τη διαφορά μεταξύ των δύο συντελεστών. Τέτοιου είδους συστήματα βέβαια αυξάνουν το κόστος και για αυτό προηγείται έρευνα και αξιολόγηση όλων αυτών των ενεργειακών συντελεστών προκειμένου να επιτευχθεί η βέλτιστη επιλογή των εξαρτημάτων μιας εγκατάστασης.

Μια πραγματική ψυκτική μονάδα απορρόφησης μπορεί πολλές φορές να περιλαμβάνει πέρα από έναν εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος μεταφέρει θερμότητα από τη θερμή πτωχή διάλυση προς την ψυχρότερη πλούσια διάλυση (εναλλάκτης διαλύματος), και έναν άλλο εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος μεταφέρει θερμότητα από το θερμό συμπύκνωμα προς το ψυχρότερο ατμό, που προέρχεται από τον ατμοποιητή (εναλλάκτης πρόψυξης).

Αξίζει να σημειωθεί ότι στην περίπτωση της ψυκτικής εγκατάστασης απορρόφησης ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) το συγκρότημα της ατμογεννήτριας περιλαμβάνει **αναβελτιωτή και διαχωριστή**, ώστε η ατμώδης φάση που οδεύει τελικά προς τον συμπυκνωτή να έχει όσον το δυνατό μεγαλύτερη κατά μάζα σύσταση σε NH_3 .

2.7 Χρήσιμα Διαγράμματα

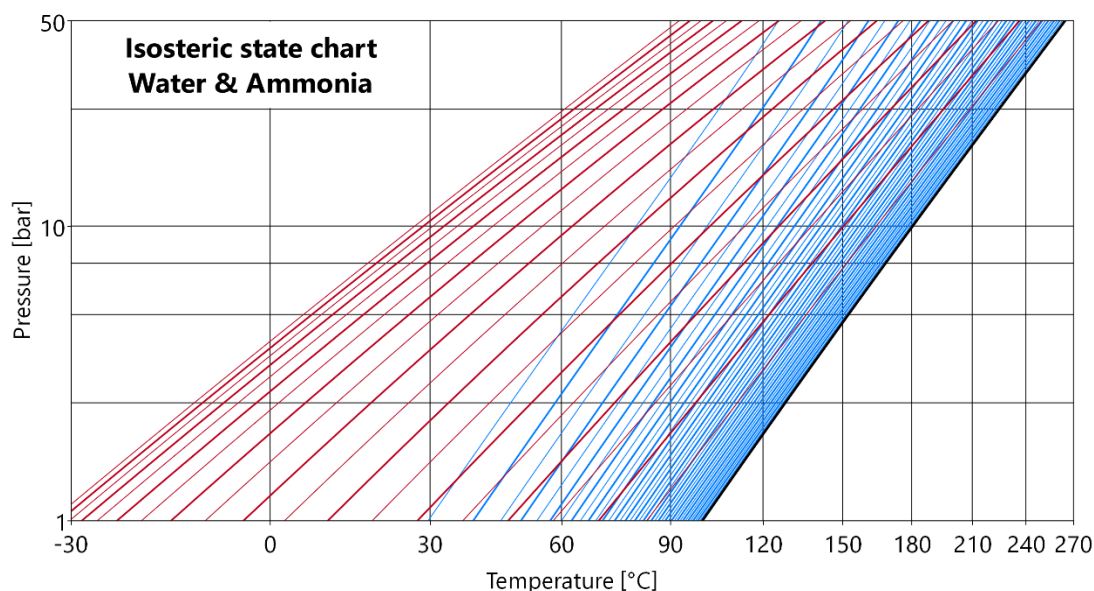
Η θερμοδυναμική παράσταση του ψυκτικού κύκλου απορρόφησης γίνεται συνήθως με την βοήθεια δύο διαγραμμάτων: Πίεσης – αντίστροφης θερμοκρασίας ($p - 1/T$) και Ενθαλπίας – κατά μάζα σύστασης ($h - \xi$).

2.7.1 Διάγραμμα Πίεσης – Αντίστροφης Θερμοκρασίας

Ένα από τα διαγράμματα, τα οποία χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό των ψυκτικών κύκλων απορρόφησης ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), είναι το διάγραμμα πίεσης – αντίστροφης θερμοκρασίας ($p - 1/T$). Σε αυτό το διάγραμμα υπάρχει μια δέσμη ευθειών που αντιστοιχούν στην τάση ατμών διαφόρων κατά μάζα περιεκτικότητας ξ του ψυκτικού μέσου (κατά μάζα περιεκτικότητα της πηκτικής συνιστώσας του διμερούς μείγματος). Σύμφωνα με τον νόμο του Raoult η τάση ατμών του μείγματος δίνεται από την σχέση:

$$p = (1 - \xi) \cdot p_1(T) + \xi \cdot p_2(T), \text{ με } 0 \leq \xi \leq 1 \quad (2.25)$$

και $p_1(T)$, $p_2(T)$ οι τάσεις ατμών των αμιγών συστατικών του μείγματος, δηλαδή του απορροφητή και του ψυκτικού μέσου αντίστοιχα. Επίσης, στο διάγραμμα αυτό φαίνεται για $\xi=0$ ή 0% NH_3 η τάση ατμών είναι $p=p_1(T)$, δηλαδή η τάση ατμών του H_2O , ενώ για $\xi=1$ ή 100% NH_3 η τάση ατμών είναι $p=p_2(T)$, δηλαδή η τάση ατμών της NH_3 .



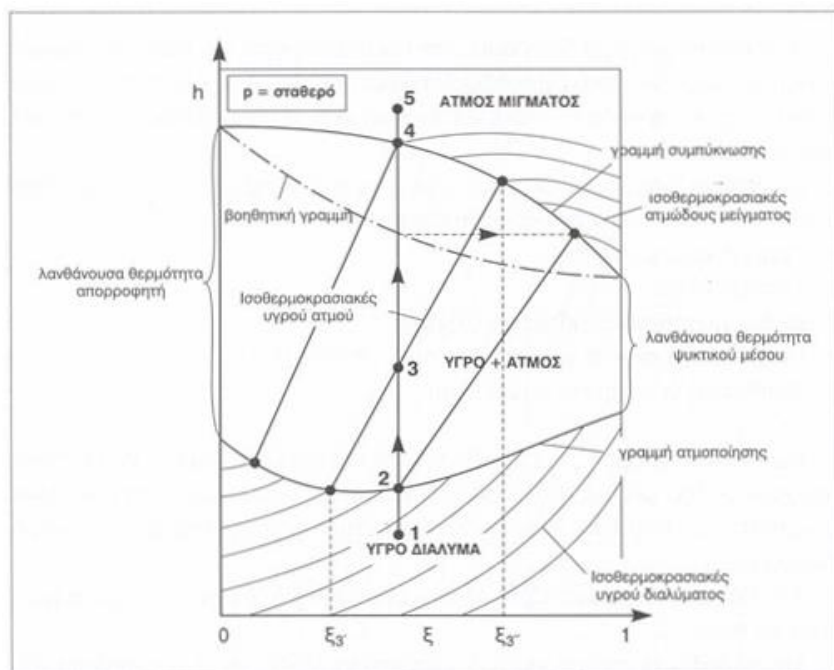
Διάγραμμα 2.3: Διάγραμμα ($p-1/T$) του μείγματος ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$). [34]

2.7.2 Διάγραμμα Ενθαλπίας – κατά Μάζα Σύστασης

Ένα επίσης χρήσιμο διάγραμμα για τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων μιας ψυκτικής μονάδας απορρόφησης είναι και το διάγραμμα ενθαλπίας – κατά μάζα σύστασης του ψυκτικού μέσου (πηκτηκή συνιστώσα του μείγματος) ($h-\xi$). Σε αυτό το διάγραμμα υπάρχουν οι εξής χαρακτηριστικές γραμμές που αναφέρονται για μια συγκεκριμένη πίεση :

1. Γραμμή συμπύκνωσης
2. Γραμμή ατμοποίησης
3. Ισοθερμοκρασιακές καμπύλες υγρού
4. Ισοθερμοκρασιακές γραμμές κορεσμένου ατμού
5. Βοηθητική γραμμή για κάθε πίεση

Μεταξύ της γραμμής συμπύκνωσης και της γραμμής ατμοποίησης συνυπάρχουν οι δύο φάσεις. Πάνω από τη γραμμή συμπύκνωσης υπάρχει μόνο μείγμα ατμών, ενώ κάτω από την γραμμή ατμοποίησης υπάρχει μόνο υγρό διάλυμα .



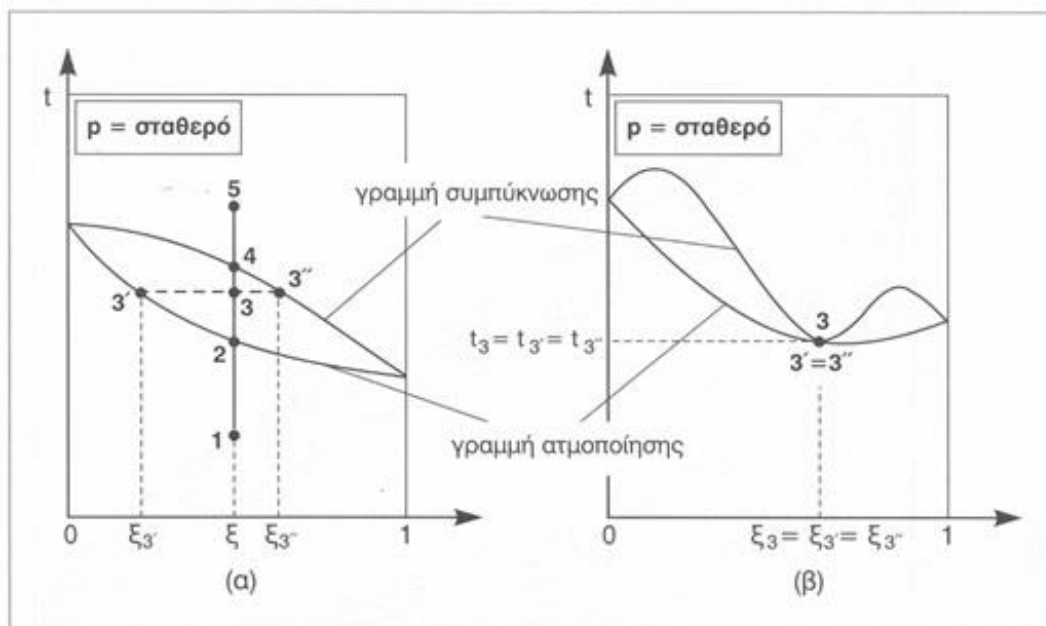
Διάγραμμα 2.4: Διάγραμμα (h-ξ) διμερούς μείγματος για σταθερή πίεση. [21]

Με τη βοήθεια της γραμμής ατμοποίησης βρίσκουμε την ενθαλπία του διαλύματος, όταν αρχίζει να ατμοποιείται, σε συνάρτηση με την κατά μάζα σύσταση. Με την γραμμή συμπύκνωσης βρίσκουμε την ενθαλπία των ατμών του μείγματος, όταν αρχίζουν να συμπυκνώνονται, δηλαδή όταν είναι κεκορεσμένοι, σε συνάρτηση με την κατά μάζα σύσταση. Το διμερές διάλυμα ξεκινάει από υπόψυκτο υγρό, κατάσταση (1), και θερμαινόμενο φθάνει στην κατάσταση κορεσμένου υγρού, κατάσταση (2). Από το σημείο (2) και μετά η θέρμανση του μείγματος οδηγεί σε ατμοποίηση όλο και μεγαλύτερης ποσότητας υγρού, φθάνοντας γενικά σε μια κατάσταση (3) διφασικού ετερογενούς υγρού μείγματος.

Στο σημείο (3) το σύστημα αποτελείται από υγρό κεκορεσμένο μείγμα κατά μάζα σύσταση ξ_3'' της πτητικής συνιστώσας. Συνεχίζοντας τη θέρμανση, το μείγμα ατμοποιείται στο σύνολό του μέχρι την κατάσταση κορεσμού (4). Μετά το τέλος της ατμοποίησης η προδιδόμενη θερμότητα προκαλεί υπερθέρμανση του ατμού κατάσταση (5).

Οι ισοθερμοκρασιακές της περιοχής συνύπαρξης των δύο φάσεων είτε δίνονται στο διάγραμμα είτε χαράσσονται μέσω βοηθητικών καμπυλών για κάθε πίεση.

Ένα άλλο διάγραμμα, που συνδυάζεται με το διάγραμμα (h-ξ) εμφανίζεται στο παρακάτω σχήμα με άξονες τη θερμοκρασία και την κατά μάζα σύσταση (t-ξ) για διάφορες πιέσεις, εδώ αναφέρεται σε μια σταθερή πίεση p.

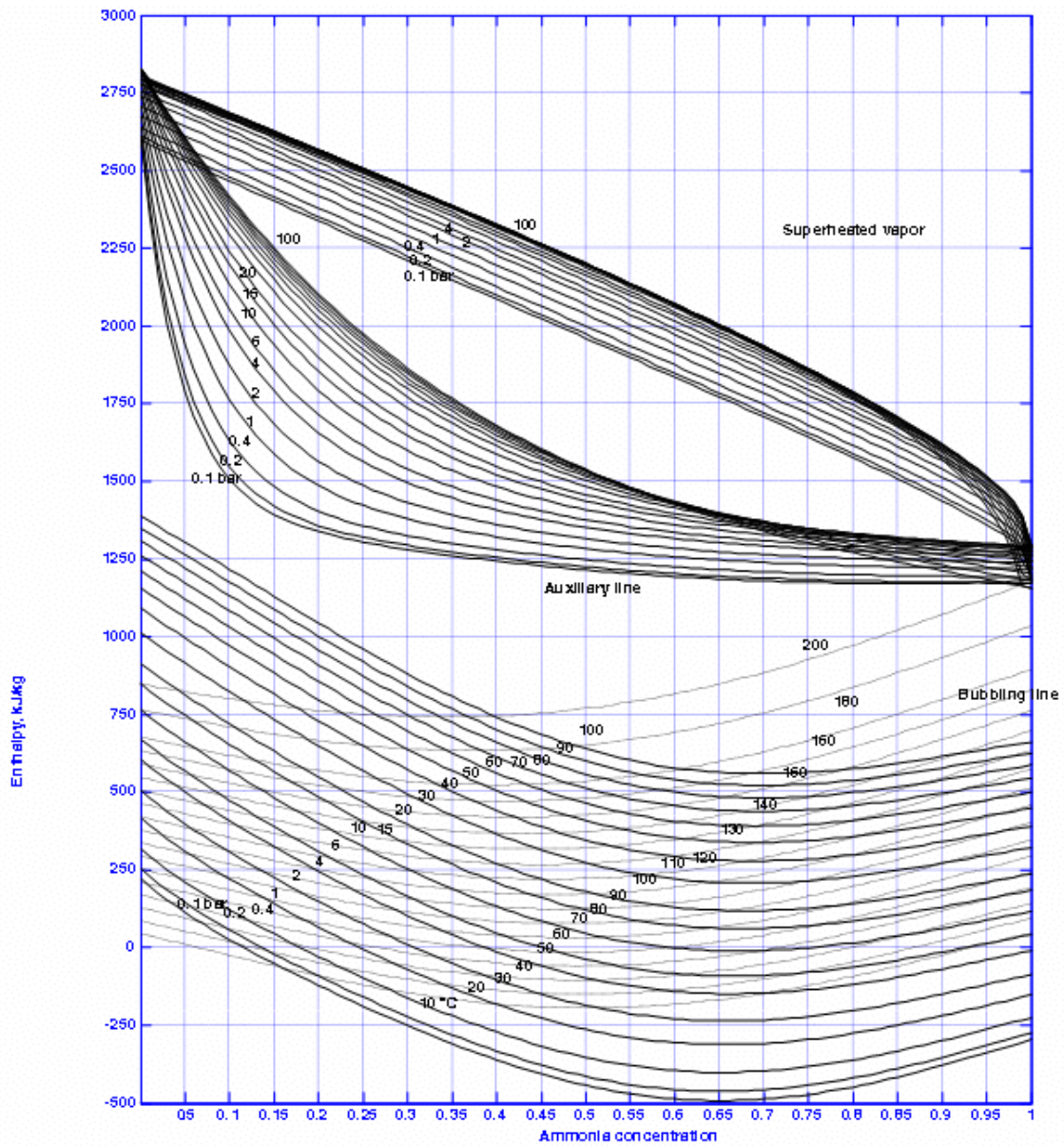


Διάγραμμα 2.5: Διάγραμμα (t-ξ) διμερούς μείγματος για σταθερή πίεση (α) ζεοτροπικό μείγμα, (β) αζεοτροπικό μείγμα. [21]

Ακολουθώντας τη διεργασία (1-2-3-4-5) από την περιοχή του υπόψυκτου υγρού διαλύματος, κατάσταση (1), μέχρι το υπέρθερμο ατμώδες μείγμα, κατάσταση (5), παρατηρούμε στη συνύπαρξη των δύο φάσεων, κατάσταση (3), το κορεσμένο υγρό διάλυμα έχει κατά μάζα σύσταση ξ_3' , ενώ το κεκορεσμένο ατμώδες μείγμα έχει κατά μάζα σύσταση ξ_3'' .

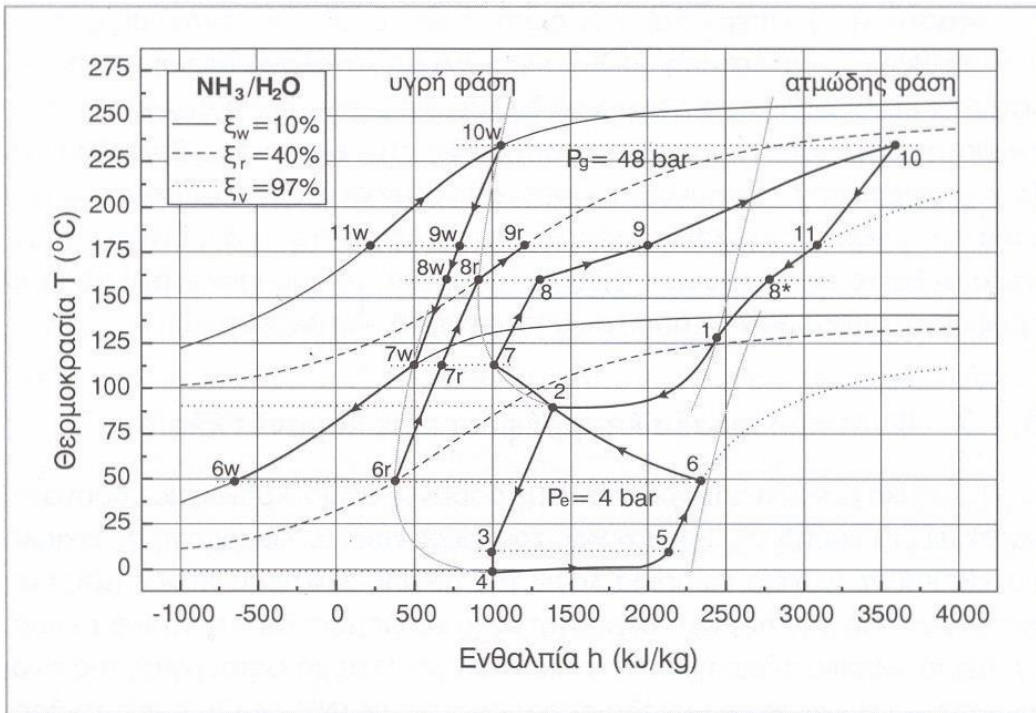
Θα πρέπει να αναφερθεί ότι τα μείγματα χωρίζονται σε: α) Ζεοτροπικά, όπου κατά τη διάρκεια της ισόθλιπτης ατμοποίησης η θερμοκρασία συνεχώς αυξάνει και οι συστάσεις των δύο φάσεων σε κάθε θερμοκρασία είναι διαφορετικές (π.χ. R407C/125/134a) και β) Αζεοτροπικά, όπου κατά τη διάρκεια της ισόθλιπτης ατμοποίησης, για μια καθορισμένη αρχική σύσταση ξ ή για ένα εύρος συστάσεων, η θερμοκρασία παραμένει σταθερή $t_3=t_3'=t_3''$ και οι συστάσεις των δύο φάσεων παραμένουν ίδιες $\xi_3=\xi_3'=\xi_3''$ (π.χ. R507/R124/134a).

Στο παρακάτω σχήμα παρουσιάζεται το διάγραμμα (h-ξ), όπως έχει δημοσιευθεί από τους Ziegler και Trepp και αφορά το διμερές μείγμα ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$). Το εύρος ισχύος του διαγράμματος αυτού είναι: $(0,2\text{bar} \leq p \leq 50\text{bar})$ και $(230\text{K} \leq T \leq 500\text{K})$.

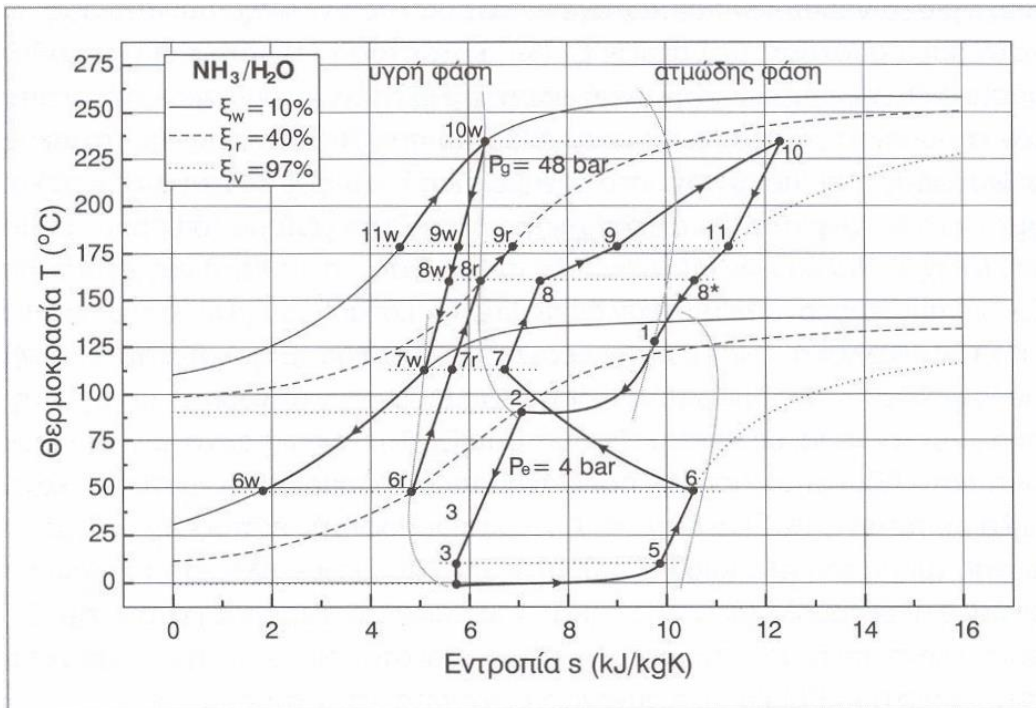


Διάγραμμα 2.6: Διάγραμμα (h-ξ) του διμερούς μείγματος ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) για διάφορες πιέσεις. [15]

Τα τελευταία χρόνια έχουν δημοσιευθεί και διαγράμματα θερμοκρασίας – ενθαλπίας (t-h) και θερμοκρασίας – εντροπίας (t-s) για κύκλους απορρόφησης ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) από τους καθηγητές Δ. Κουρεμένο και Ε. Ρογδάκη.



Διάγραμμα 2.7 : Διάγραμμα (t-h) Ψυκτικού κύκλου απορρόφησης (NH₃/H₂O). [21]



Διάγραμμα 2.8: Διάγραμμα (t-s) Ψυκτικού κύκλου απορρόφησης (NH₃/H₂O). [21]

2.8 Ταξινόμηση Απορροφητικών Αντλιών

Οι απορροφητικές μηχανές μπορούν να κατηγοριοποιηθούν βάσει διαφόρων κριτηρίων: Βασική λειτουργία, μέθοδος ανάφλεξης, αριθμός δράσεων και επιπέδων, ψυκτική μέθοδος, εργαζόμενα μέσα, εφαρμογή και ψυκτική ικανότητα.

Με κριτήριο την βασική λειτουργία, κατηγοριοποιούνται ως εξής:

- Απορροφητής ψύξης: προς παραγωγή κρύου νερού
- Απορροφητής ψύξης/θερμότητας: προς παραγωγή κρύου και ζεστού νερού
- Απορροφητική αντλία θερμότητας: προς παραγωγή ζεστού νερού ή ατμού
- Απορροφητικός μετασχηματιστής θερμότητας: προς παραγωγή θέρμανσης υψηλότερης θερμοκρασίας

Με κριτήριο τη μέθοδο ανάφλεξης, κατηγοριοποιούνται ως εξής:

- Έμμεσης ανάφλεξης: Η θερμότητα που απαιτείται για την λειτουργία του κύκλου προμηθεύεται από κάποια εξωτερική διαδικασία ή μηχανή θερμικού κύκλου. Η θερμότητα που χρειάζεται η ατμογεννήτρια συνήθως παρέχεται από κάποιο ενδιάμεσο στοιχείο (εναλλάκτης θερμότητας). Η θερμότητα αυτή βρίσκεται είτε σε μορφή ατμού, είτε σε μορφή θερμού υγρού, είτε σε μορφή θερμών καυσαερίων και συνήθως χορηγείται από ηλιακούς συλλέκτες, το τοπικό θερμικό δίκτυο, κάποιο βραστήρα ή ατμογεννήτρια, ή από κάποιου άλλου είδους συσκευή ανάκτησης θερμότητας.
- Άμεσης ανάφλεξης: Η θερμότητα που απαιτείται για την λειτουργία του κύκλου παρέχεται από την καύση ορυκτών καυσίμων. Συνεπώς, συστήματα τέτοιου τύπου συνήθως εμπεριέχουν και έναν καυστήρα υγρών καυσίμων ή φυσικού αερίου. Αυτού του τύπου τα συστήματα αναλύονται σε μια πληθώρα υποκατηγοριών. Για παράδειγμα, ανάλογα με την πηγή θερμότητας οι απορροφητήρες αυτοί χωρίζονται σε συστήματα οδηγούμενα από ατμό, από καύσιμο, από καυσαέριο, από θερμό νερό, κλπ. Ένας άλλος διαχωρισμός αφορά στην αυτονομία του εξοπλισμού σε χαμηλού, μεσαίου και υψηλού βαθμού ανάλογα με τη θερμοκρασία ενεργοποίησης της γεννήτριας. Προς βελτίωση του βαθμού απόδοσης ο απορροφητικός κύκλος, ο οποίος αποτελείται από τέσσερα βασικά στοιχεία (την γεννήτρια, τον απορροφητή, τον ατμοποιητή και τον συμπυκνωτή), μπορεί να επεκταθεί κατά ένα ή παραπάνω στοιχεία διαφορετικών πιέσεων και συστάσεων. Ανάλογα με τον αριθμό και τον τύπο των παραπάνω αυτών στοιχείων, οι απορροφητικές εγκαταστάσεις κατηγοριοποιούνται σύμφωνα με τον αριθμό των δράσεων ή επιπέδων. Ο όρος δράση αναφέρεται στον αριθμό των φορών

που ένας απορροφητικός κύκλος χρησιμοποιεί θερμότητα από την πηγή, ή πιο απλοποιημένα, στον αριθμό των γεννητριών. Σύμφωνα με αυτό, υπάρχουν απορροφητικά συστήματα μονής, διπλής ή και τριπλής δράσης. Αντίστοιχα, τα συστήματα πολλαπλών επιπέδων (single-stage, double-stage ή triple-stage) διαφέρουν σύμφωνα με τον αριθμό των συνδυαζόμενων βασικών (μονής δράσης) κύκλων, ή πιο απλοποιημένα σύμφωνα με τον αριθμό των ζευγαριών ατμοποιητή/απορροφητή διαφορετικών θερμοκρασιών.

Ανάλογα με τη μέθοδο ψύξης του συμπυκνωτή και του απορροφητή, οι απορροφητικές εγκαταστάσεις κατηγοριοποιούνται ως εξής:

- Αερόψυκτες: Το ψυκτικό ρευστό είναι αέρας και η διάλυση της θερμότητας επιτυγχάνεται μέσω ενός αερο-συμπυκνωτή. Οι αερο-συμπυκνωτές τέτοιου τύπου μπορεί να λειτουργούν έμμεσα (η μεταφορά θερμότητας από τον απορροφητή και τον συμπυκνωτή γίνεται πρώτα σε έναν κλειστό βρόγχο νερού και ύστερα στο περιβάλλον) ή άμεσα (απόρριψη θερμότητας απευθείας στο περιβάλλον).
- Υδροψυκτες: Το ψυκτικό ρευστό είναι νερό και η διάλυση της θερμότητας γίνεται μέσω ενός ψυκτικού πύργου.

Άλλη μια κατηγοριοποίηση αφορά στο ζεύγος εργαζόμενων μέσων. Όπως προαναφέρθηκε, τα δύο πιο συνηθισμένα εργαζόμενα ζεύγη είναι το βρωμιούχο λίθιο με νερό ($\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$) και η αμμωνία με νερό ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$), αλλά υπάρχουν πολλές ακόμα επιλογές που βρίσκουν εφαρμογή στις μηχανές απορρόφησης.

Οι φάσεις μέσα σε έναν απορροφητικό κύκλο διεξάγονται με τρόπο είτε συνεχή είναι διακοπτόμενο και ανάλογα με αυτό κατηγοριοποιούνται ως εξής:

- Συνεχούς λειτουργίας
- Ημι-συνεχούς λειτουργίας
- Διακεκομμένης λειτουργίας

Ανάλογα με την εφαρμογή της εκάστοτε απορροφητικής εγκατάστασης, αλλά και με τις ψυκτικές ανάγκες του χώρου, οι απορροφητικές μηχανές προορίζονται για:

- Κλιματισμό χώρου ($7-18^\circ\text{C}$)
- Αποθήκευση φαρμακευτικών προϊόντων και τροφίμων ($0-7^\circ\text{C}$)
- Κατάψυξη προς δημιουργία πάγου ή κατακρήμνιση ($<0^\circ\text{C}$)

Τέλος, ο απορροφητικός εξοπλισμός (και συγκεκριμένα ο ψυκτικός) κατηγοριοποιείται και σύμφωνα με την ψυκτική του ικανότητα σε:

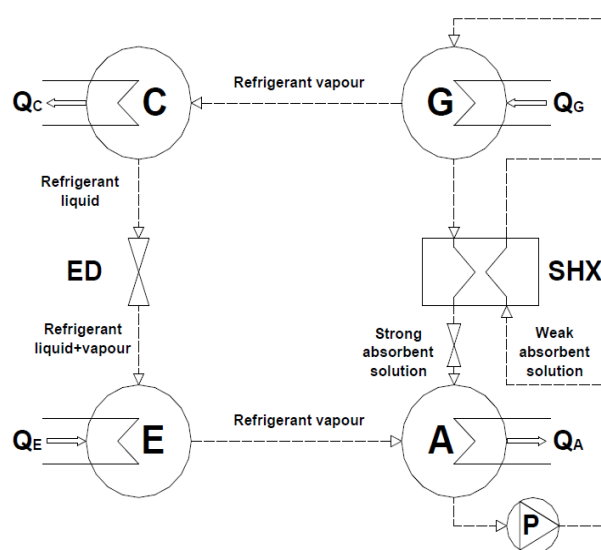
- Μεγάλης κλίμακας: ψυκτική ικανότητα άνω των 300kW
- Μεσαίας κλίμακας: ψυκτική ικανότητα μεταξύ 50 και 300kW
- Μικρής κλίμακας: ψυκτική ικανότητα μέχρι 50kW

2.9 Διατάξεις

Πέρα από τις γενικότερες κατηγοριοποιήσεις που αναφέρθηκαν παραπάνω, οι απορροφητικές μηχανές διαφέρουν μεταξύ τους και ως προς τη διάταξη ανάλογα με τη χρήση και τον κατασκευαστή. Οι μέχρι στιγμής πιθανές διατάξεις σύμφωνα με τις συσκευές που κυκλοφορούν στο εμπόριο αλλά και κάποιες που ακόμα βρίσκονται σε πειραματικό στάδιο είναι οι παρακάτω:

2.9.1 Ψύκτης Απορρόφησης μονής δράσης (single-effect)

Πρόκειται για την πιο βασική διάταξη απορροφητικού κύκλου, λειτουργεί μεταξύ δύο επιπέδων πίεσης και αποτελείται από μία γεννήτρια, έναν συμπυκνωτή, έναν ατμοποιητή, έναν απορροφητή, έναν εναλλάκτη θερμότητας, μίας αντλία και δύο εκτονωτικές βαλβίδες. Στην περίπτωση χρήσης αμμωνίας-νερού ως εργαζόμενο ζεύγος, απαιτείται και μια επιπρόσθετη συσκευή, ο αναβελτιωτής, ώστε να εξασφαλίζεται



Σχήμα 2.9: Κύκλος Απορρόφησης single-effect. [6]

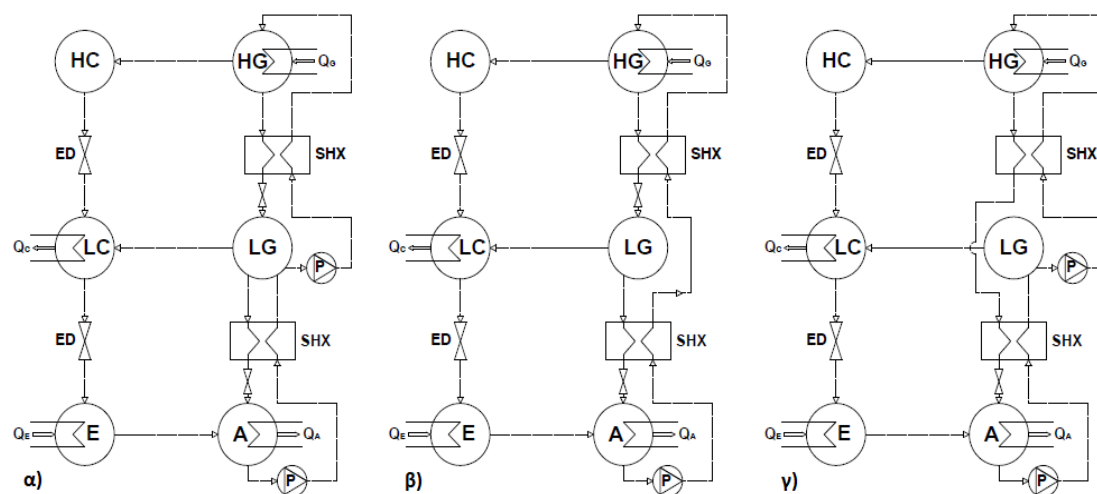
η καθαρότητα του ψυκτικού μέσου. Οι ψύκτες απορρόφησης μονής δράσης ξεπερνούν σε εφαρμογή όλες τις υπόλοιπες απορροφητικές διατάξεις, καθώς είναι συμβατές με όλα τα προαναφερθέντα εργαζόμενα μέσα για εμπορική χρήση. Ο COP τους είναι περίπου 0.7.

2.9.2 Ψύκτης Απορρόφησης διπλής δράσης (double-effect)

Σε μια διάταξη διπλής δράσης, το ψυκτικό μέσο διαχωρίζεται από το απορροφητικό σε δύο βήματα (επίπεδα). Αυτό σημαίνει ότι πέρα από τα βασικά στοιχεία που έχει κοινά με έναν

απορροφητή μονής δράσης, αποτελείται και από μια επιπρόσθετη γεννήτρια, από έναν ακόμα εναλλάκτη θερμότητας και από μια παραπάνω αντλία, όπως φαίνεται στη σχηματική διάταξη παρακάτω. Η διαδικασία του διαχωρισμού ψυκτικού και απορροφητικού μέσου ουσιαστικά διεξάγεται σε τρία επίπεδα πίεσης, ενώ η ενεργειακή πηγή που θα τροφοδοτεί την εγκατάσταση ενός ψύκτη διπλής οφείλει να είναι πολύ πιο ισχυρή από ότι αυτής των μονής δράσης. Παρόλο που όλοι οι ψύκτες τέτοιου τύπου απαρτίζονται από τα ίδια στοιχεία, έχουν αναπτυχθεί τρεις διαφορετικές παραλλαγές στην διάταξη σε σχέση με τον τρόπο κυκλοφορίας του διαλύματος: ο παράλληλος, σε σειρά και ανάστροφης σειράς κύκλος ροής.

- Στο Σχήμα 2.10α (**παράλληλη ροή**) το αραιό απορροφητικό διάλυμα χωρίζεται μεταξύ της υψηλής και της χαμηλής γεννήτριας. Σε κάθε μια από αυτές, οι δύο ποσότητες του διαλύματος συγκεντρώνονται ταυτόχρονα και στη συνέχεια ρέουν προς τον απορροφητή.
- Στο Σχήμα 2.10β (**ροή σε σειρά**) το αραιό απορροφητικό διάλυμα αντλείται αρχικά ολόκληρο στην υψηλή γεννήτρια όπου συμπυκνώνεται σε μεσαία συγκέντρωση και στη συνέχεια ρέει μέσα από την χαμηλή γεννήτρια όπου συγκεντρώνεται περαιτέρω προτού εισέλθει στον απορροφητή.
- Στο Σχήμα 2.10γ (**ανάστροφης σειράς ροή**) το αραιό απορροφητικό διάλυμα ακολουθεί αντίθετη φορά σε σχέση με τη προηγούμενη περίπτωση. Ρέει αρχικά μέσα από την χαμηλή γεννήτρια προς επίτευξη κάποιας ενδιάμεσης συγκέντρωσης και ύστερα από την υψηλή. Το διάλυμα στη συνέχεια φτάνει στον απορροφητή, χωρίς να ξαναπερνά μέσα από τη χαμηλή γεννήτρια.



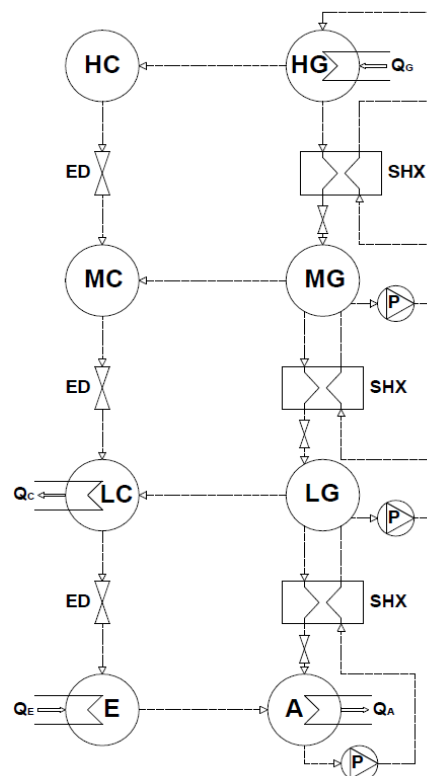
Σχήμα 2.10: Οι τρεις παραλλαγές του κύκλου double-effect ψυκτών απορρόφησης.

α) παράλληλη ροή, β) ροή σε σειρά, γ) ανάστροφης σειράς ροή [6]

Οι διαφορές αυτές μεταξύ των παραπάνω παραλλαγών εξαρτώνται από τις προτιμήσεις του εκάστοτε κατασκευαστή. Το κύριο πλεονέκτημα των ψυκτών διπλής δράσης είναι ο υψηλότερος συντελεστής απόδοσής τους, ο οποίος επιτυγχάνεται μέσω της διπλής χρήσης της θερμότητας εισόδου, μειώνοντας έτσι τις απώλειες. Ο COP τους είναι περίπου 1.2 και στην αγορά κυκλοφορούνε συσκευές που λειτουργούνε μόνο με βρωμιούχο λίθιο, μιας και η αμμωνία με το νερό απαιτούν πολύ υψηλότερες πιέσεις.

2.9.3 Ψύκτης Απορρόφησης τριπλής δράσης (triple-effect)

Ο πιο εύκολος τρόπος περιγραφής του ψύκτη τριπλής δράσης είναι η παρομοίωσή του με αυτόν της διπλής, με διαφορά ότι αντί για τρία επίπεδα λειτουργίας του κύκλου, αυτός λειτουργεί με τέσσερα. Ο ψύκτης αυτός αποτελείται από τρεις γεννήτριες και περιλαμβάνει δύο θερμικές υπο-διαδικασίες (υψηλού συμπυκνωτή/μεσαίας γεννήτριας και μεσαίου συμπυκνωτή/χαμηλής γεννήτριας). Το ατμοποιημένο ψυκτικό μέσο που προέρχεται από την υψηλή και μεσαία γεννήτρια συμπυκνώνεται και η αποβληθείσα θερμότητα χρησιμοποιείται από την επόμενη, χαμηλή γεννήτρια. Το ψυκτικό μέσο που εξέρχεται των τριών συμπυκνωτών ρέει προς τον ατμοποιητή όπου δημιουργείται το φαινόμενο της ψύξης. Το πρώτο σύστημα τριπλής δράσης αναπτύχθηκε για να λειτουργεί με βρωμιούχο λίθιο και παρουσιάστηκε στην αγορά το 2005 με COP περίπου 1.7.

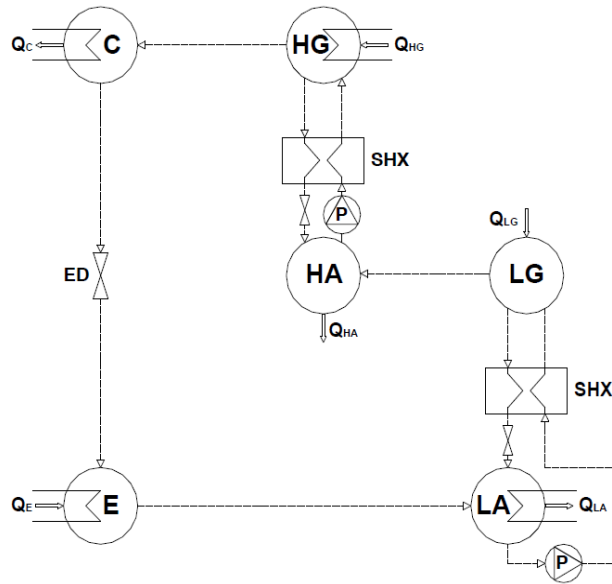


Σχήμα 2.11: Κύκλος Απορρόφησης triple-effect. [6]

2.9.4 Ψύκτης ημι-δράσης (half-effect)

Ο ψύκτης ημι-δράσης παρουσιάζεται χρήσιμος όταν μια εγκατάσταση καλείται να λειτουργήσει σε χαμηλότερες θερμοκρασίες ενεργοποίησης από αυτές που απαιτούνται για την ενεργοποίηση ενός ψύκτη μονής δράσης. Ο ψύκτης ημι-δράσης λειτουργεί μεταξύ τριών επιπέδων πίεσης, ενώ η βασική του διαφορά με έναν ψύκτη μονής δράσης είναι η ενδιάμεση αυτή πίεση η οποία επιτυγχάνεται με τη χρήση δύο επιπρόσθετων στοιχείων: ενός ακόμη απορροφητή και μιας παραπάνω γεννήτριας. Στο μεσαίο αυτό επίπεδο πίεσης, το ατμοποιημένο ψυκτικό μέσο που προέρχεται από την χαμηλή γεννήτρια εισέρχεται τον

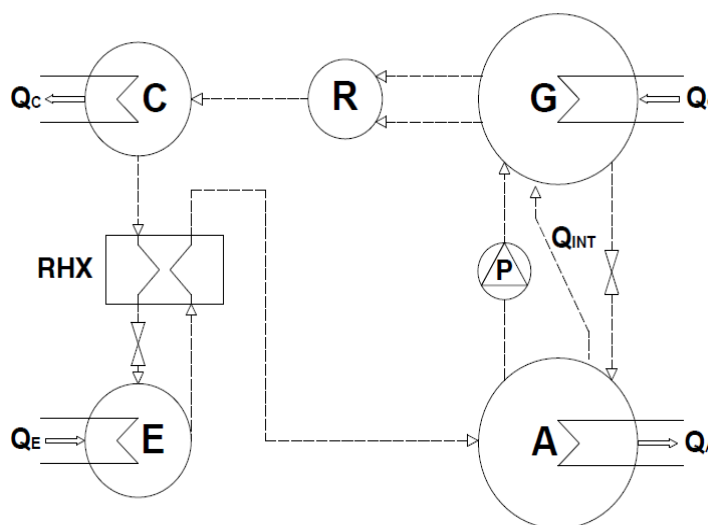
υψηλό απορροφητή. Στη συνέχεια, υγροποιημένο πια, μεταφέρεται στην υψηλή γεννήτρια μέσω του άνω κυκλώματος του διαλύματος όπου και ατμοποιείται για δεύτερη φορά προτού εισέλθει στον συμπυκνωτή. Το τμήμα λειτουργίας του κυκλώματος αυτού σε χαμηλότερες θερμοκρασίας από τα υπόλοιπα είναι ο χαμηλότερος COP του, περίπου μισός από του ψύκτη μονής δράσης. Εξαιτίας του χαρακτηριστικού του αυτού μάλιστα έλαβε και την ονομασία «ημι-δράσης» ή «μισής δράσης», παρόλο που περιέχει δύο γεννήτριες και δύο απορροφητές.



Σχήμα 2.12: Κύκλος Απορρόφησης half-effect. [6]

2.9.5 Κύκλος εναλλαγής θερμότητας Γεννήτριας – Απορροφητή - GAX (Generator Absorber heat eXchanger)

Ο κύκλος GAX παραπέμπει κατά πολύ στον κύκλο του ψύκτη μονής δράσης, από την άποψη ότι χρησιμοποιούν τον ίδιο αριθμό στοιχείων. Παρόλα αυτά ο συγκεκριμένος δίνει τη δυνατότητα εναλλαγής θερμότητας μεταξύ του απορροφητή και της γεννήτριας, μέσω μιας διαδικασίας ανάκτησης μέρους της θερμότητας από την απορριπτόμενη του απορροφητή και μεταφοράς της στην γεννήτρια. Με τον τρόπο αυτό, μειώνεται η ανάγκη της γεννήτριας για παραγωγή θερμότητας από την εξωτερική θερμική πηγή, βελτιώνοντας έτσι κατά πολύ τον COP της εγκατάστασης. Ένα ακόμα πλεονέκτημα του κύκλου GAX είναι ότι μπορεί να χρησιμοποιηθεί τόσο για



Σχήμα 2.13: Κύκλος Απορρόφησης GAX. [6]

ψύξη όσο και για θέρμανση με $COP_{\psi\upsilon\chi\eta\varsigma}$ περίπου 0.9 και $COP_{\theta\acute{\epsilon}\rho\mu\alpha\eta\sigma\eta\varsigma}$ περίπου 1.8. Οι ψύκτες και οι θερμαντλίες GAX είναι ενδεχομένως ιδανικές εναλλακτικές για εφαρμογές των οποίων οι κύκλοι καλούνται να λειτουργούν σε υψηλότερες του συνηθισμένου θερμοκρασίες, όπως μικρο-στρόβιλοι και κυψέλες καυσίμων.

Παρατίθεται μια σύντομη ανακεφαλαίωση των κύριων παραμέτρων που αφορούν τις υπάρχουσες ψυκτικές απορροφητικές εγκαταστάσεις του εμπορίου.

Parameter/Fluid	LiBr-H ₂ O				H ₂ O-NH ₃		H ₂ O-LiCl	NH ₃ -LiNO ₃
	SE	DE	TE	HE ²	SE	GAX	SE	SE
Nominal cooling capacity [kW]	4.5- >7000	17- >20000	530- 1400	10	12- 1000	10- 250	10-20	10
Thermal COP	0.6- 0.75	1.1-1.3	1.4-1.7	0.3-0.35	0.5- 0.7	0.7- 0.9	0.6-0.7	0.6-0.7
Heat source temperature range [°C]	70-120	120- 170	200- 250	50-70 (60-110)	70- 140	150- 220	65-110	80-110

Πίνακας 2.1: Περίληψη ιδιοτήτων απορροφητικών συστημάτων του εμπορίου. [6]

2.10 Εφαρμογές και Εξέλιξη

Ο συνδυασμός της τεχνολογίας απορρόφησης με άλλες καινοτομίες μπορεί να επιτευχθεί μέσω διαφόρων εφαρμογών. Παρόλα αυτά ο συνδυασμός αυτός δεν εγγυάται μεγαλύτερη απόδοση και κέρδος σε σχέση με άλλες τεχνολογίες, όπως για παράδειγμα της ατμοσυμπίεσης. Η απορρόφηση είναι ιδανική εναλλακτική σε εφαρμογές όπου υπάρχει δυνατότητα εκμετάλλευσης κάποιας ροής απορριπτόμενης θερμότητας ή θερμότητας που προέρχεται από κάποια ανανεώσιμη πηγή ενέργειας. Συγκεκριμένα μερικές εφαρμογές όπου η απορρόφηση αποδεικνύεται ευεργετική και πολλές φορές αναγκαία είναι οι εξής:

- Εγκαταστάσεις όπου παράγονται ή απορρίπτονται μεγάλα ποσά θερμότητας όπως ηλιακά πάρκα ή γραμμές παραγωγής.
- Εγκαταστάσεις που έχουν ταυτόχρονη ανάγκη τόσο για θέρμανση, όσο και για ψύξη.
- Σε περιπτώσεις όπου η παροχή ηλεκτρικού ρεύματος είναι αναξιόπιστη, δαπανηρή, ή όταν η απορρόφηση μπορεί να βοηθήσει στην αποσυμφόρηση του κυκλώματος.
- Σε περιπτώσεις που οι κυβερνητικοί φορείς επιβραβεύουν και πριμοδοτούν την χρήση τεχνολογιών φιλικών προς το περιβάλλον.

Η χρήση ηλιακής ενέργειας είναι ίσως ο πιο διακεκριμένος τρόπος αξιοποίησης των φυσικών πόρων του πλανήτη, ενώ οι αυξανόμενες απαιτήσεις ψύξης για οικιακή αλλά και για επαγγελματική χρήση ανά τον κόσμο γίνονται όλο και πιο αισθητές. Τα ηλιακά συστήματα προσφέρουν αμέτρητες επιλογές για να ανταπεξέλθουν στην αυξημένη αυτή ζήτηση για ψύξη, κλιματισμό και θέρμανση. Ο παρακάτω πίνακας συνδυάζει διάφορους τύπους ηλιακών εγκαταστάσεων ανάλογα με τη θερμική ικανότητα της εκάστοτε εφαρμογής αλλά και με τον ιδανικό τύπο απορροφητικού συστήματος.

Chiller type	Heat Source Temperature [°C]	Solar Collector Type
Single-effect	90 (60-140)	Flat-plate Evacuated tube
Double-effect	130 (120-180)	Evacuated tube Parabolic trough Linear Fresnel Compound parabolic Cylindrical trough
Triple-effect	220 (200-250)	Parabolic trough Linear Fresnel Cylindrical trough

Πίνακας 2.2: Αντιστοίχιση Απορροφητικών – Ηλιακών εγκαταστάσεων. [6]

Τα πολύ-παραγωγικά συστήματα και συγκεκριμένα η συνδυαστική ψύξη και θέρμανση σε εργοστάσια παραγωγής ισχύος είναι μια ακόμα εναλλακτική στην επίλυση του ενεργειακού προβλήματος, καθώς και μια ακόμα εφαρμογή όπου η τεχνολογία της απορρόφησης μπορεί να επιφέρει βελτιωμένη απόδοση και παραγωγικότητα. Ο όρος πολύ-παραγωγικό σύστημα συνήθως αναφέρεται στις περιπτώσεις παραγωγής και παράδοσης περισσότερης από μίας μορφής ενέργειας στον χρήστη, που προέρχεται από την εκμετάλλευση μιας ή περισσότερων ενεργειακών πηγών. Έτσι, ο όρος πολύ-παραγωγή αντιπροσωπεύει την συνδυαστική παραγωγή ηλεκτρισμού, θέρμανσης, ψύξης και προϊόντων όπως καύσιμα ή χημικά, μέσω μιας ενιαίας εγκατάστασης.

Τα συστήματα απορρόφησης έχουν επίσης βρει εφαρμογή τόσο στην αυτόνομη οικιακή ψύξη-θέρμανση, όσο και σε διεθνή θερμικά δίκτυα, τα οποία συνήθως λειτουργούν με ιδιαίτερα καινοτόμους και πολύπλοκους τρόπους. Κατατάσσονται μάλιστα στα πολύ-παραγωγικά συστήματα μιας και εκμεταλλεύονται πληθώρα ενεργειακών πηγών, όπως γεωθερμική, υδροηλεκτρική ή απορριπτόμενη θερμότητα από γραμμές παραγωγής για να τροφοδοτήσουν όχι μόνο αστικούς ιστούς, αλλά και αγροκαλλιέργειες, ιχθυοκαλλιέργειες, αφαλάτωση και άλλες μορφές παραγωγής με τρόπο πολύ πιο φιλικό προς το περιβάλλον.

Η χρήση υβριδικών συστημάτων απορροφητικών – μηχανικών κύκλων έχει επίσης ευρεία χρήση στις προαναφερθείσες εφαρμογές. Μια από τις πιο καινοτόμες ιδέες της χρήσης υβριδικών συστημάτων είναι ο συνδυασμός μικρο-στροβίλου και ψύκτη απορρόφησης του Yunho Hwang, καθηγητή του πανεπιστημίου του Maryland, ο οποίος χρησιμοποίησε το απορροφητικό σύστημα για να υποψύξει το μέσο του συστήματος ατμο-συμπίεσης, αυξάνοντας έτσι τον συντελεστή απόδοσης του κύκλου και κατά συνέπεια μειώνοντας το μέγεθος του απαιτούμενου στροβίλου. Ένα ακόμα παράδειγμα της καινοτόμου χρήσης των υβριδικών συστημάτων ψύξης αποτελεί η εφεύρεση που περιγράφεται στην ερευνητική δημοσίευση του Monsberger, κατά την οποία χρησιμοποιείται στερεό καύσιμο οξειδίου για να τροφοδοτήσει έναν κύκλο μηχανικής συμπίεσης – απορρόφησης, προς παραγωγή ψύξης σε μέσα μεταφοράς.

Οι απορροφητικές αντλίες θερμότητας με φυσικό αέριο ως θερμική πηγή είναι πλέον διαθέσιμοι στο εμπόριο για οικιακή χρήση. Προς παραγωγή εκμεταλλεύσιμης θερμότητας σε μέγιστη θερμοκρασία 70°C και ψύξη του συμπυκνωτή με αέρα ή νερό, επιτυγχάνεται βαθμός απόδοσης 150%. Με άλλα λόγια, η κατανάλωση 1kWh φυσικού αερίου προσφέρει παραγωγή 1,5kWh θερμότητας.

2.11 Απορροφητικές Μηχανές Μικρής Χωρητικότητας

Η χαμηλή απόδοση των απορροφητικών συστημάτων παρόλα αυτά παραμένει φλέγον ζήτημα προς επίλυση, ενώ το ερευνητικό ενδιαφέρον έχει επικεντρωθεί στην βελτίωση της μεταφοράς μάζας και θερμότητας, η οποία αποτελεί την πιο σημαντική παράμετρο των συστημάτων αυτών. Κρίνοντας από τις μέχρι στιγμής ενδείξεις, η λύση έγκειται στον σχεδιασμό φτηνών και συμπαγών κατασκευών και συγκεκριμένα συμπαγών εναλλακτών θερμότητας. Η έρευνα που διεξήχθη από τους Jeong και Garimella είχε σκοπό να προσδιορίσει την επιρροή της διαμέτρου των καναλιών του εναλλάκτη στον συντελεστή απόδοσης της πειραματικής τους εγκατάστασης, και διαπίστωσαν ότι η ψυκτική της ικανότητα αυξάνεται σημαντικά με τη μείωση του μεγέθους των σωλήνων. Παρατήρησαν όμως ότι με την σμίκρυνση των καναλιών, μειώνεται και η διαβρεκτικότητα των επιφανειών, κάτι που αποτελεί περιοριστικό παράγοντα στην συνολική μείωση του μεγέθους της εγκατάστασης. Τέλος, πολλές πρόσφατες προσπάθειες έχουν σκοπό την εμπορευματοποίηση του απορροφητικού εξοπλισμού μικρής κλίμακας αλλά και της ενσωμάτωσής του σε ηλιακά και μικρο-συμπαραγωγής συστήματα για οικιακή και ελαφρά επαγγελματική χρήση. Μερικές από τις εταιρίες που ξεκίνησαν την παραγωγή

απορροφητικών συστημάτων μικρής κλίμακας, καθώς και κάποια χαρακτηριστικά του προϊόντος της κάθε μίας παρατίθενται παρακάτω.

Manufacturer	Country	Type	Working pair	Nominal capacity [kW]	COP	Heat Source [°C]	Application	Coolant
AGO	Germany	Single effect	NH ₃ -H ₂ O	50	0.61	HW ³ (95)	R	Water
Broad	China	Double effect	H ₂ O-LiBr	16/23	1.2	GF	AC	Water
Cooltec5	USA	GAX Single effect	NH ₃ -H ₂ O	17.6/35	0.68	PHW (160)	AC	Air
Climatewell	Sweden	With storage Single effect	H ₂ O-LiCl	10	0.68	GF	AC	Water
EAW Wergcall	Germany	Single effect	H ₂ O-LiBr	15/30	0.75	HW (90)	AC	Water
Pink (SolarNext)	Austria (Germany)	Single effect	NH ₃ -H ₂ O	10/12	0.63	HW (85)	AC/R	Water
Rinnai Osaka gas	Japan	Double effect	H ₂ O-LiBr	6.7	1.2	GF	AC	Water
Robur	Italy	Single effect	NH ₃ -H ₂ O	17.7 12.8	0.7 0.53	GF PHW	AC/R	Air
Rotartica	Spain	Single effect	H ₂ O-LiBr	4.5	0.67	HW (90)	AC	Water Air
Solarice	Germany	Single effect	NH ₃ -H ₂ O	25/40	0.6	HW (80)	R	Water
Sonnenklima (Phonix)	Germany	Single effect	H ₂ O-LiBr	10	0.78	HW (75)	AC	Water
Termax	India	Single effect	H ₂ O-LiBr	17.5/35	0.7	HW (90)	AC	Water
Yazaki	Japan	Single effect	H ₂ O-LiBr	17.6/35	0.7	HW (88)	AC	Water
Yazaki	Japan	Double effect	H ₂ O-LiBr/ LiCl/LiI	28	0.85	GF	AC	Air

Πίνακας 2.3: Πληροφορίες σχετικά με εμπορικές μηχανές απορρόφησης μικρής κλίμακας. [6]

Μέχρι πρότινος, τέτοιου είδους συστήματα περιορίζονταν από το μεγάλο μέγεθός τους λόγω της μη διαθεσιμότητας θερμικά οδηγούμενων ψυκτικών και θερμαντικών συστημάτων μικρής κλίμακας. Ο Ernst και ο Garimella σχεδίασαν και κατασκεύασαν ένα σύστημα ατμο-συμπιέσης αμμωνίας με σκοπό την πλήρως αυτόνομη ψύξη ενός ανθρώπου. Το ψυκτικό αυτό σύστημα οδηγείτο από μία μηχανή εσωτερικής καύσης «μινιατούρα» συνδεδεμένη με έναν μικροσκοπικό συμπιεστή παλινδρομικού εμβόλου. Η διάταξη χρησιμοποιούσε έναν αλουμινένιο συμπακνωτή μικρο-καναλιών, ενώ ο ατμοποιητής ήταν ενσωματωμένος στη γλέκο του ανθρώπου, προσφέροντας ψύξη στο σώμα του. Η ψυκτική ικανότητα του συστήματος ανερχόταν στα 230W για θερμοκρασία περιβάλλοντος 43,3°C, με ψυκτική απόδοση ανά μονάδα καυσίμου 10.2%. Το 4,4 κιλών σύστημα με 1,8 kg

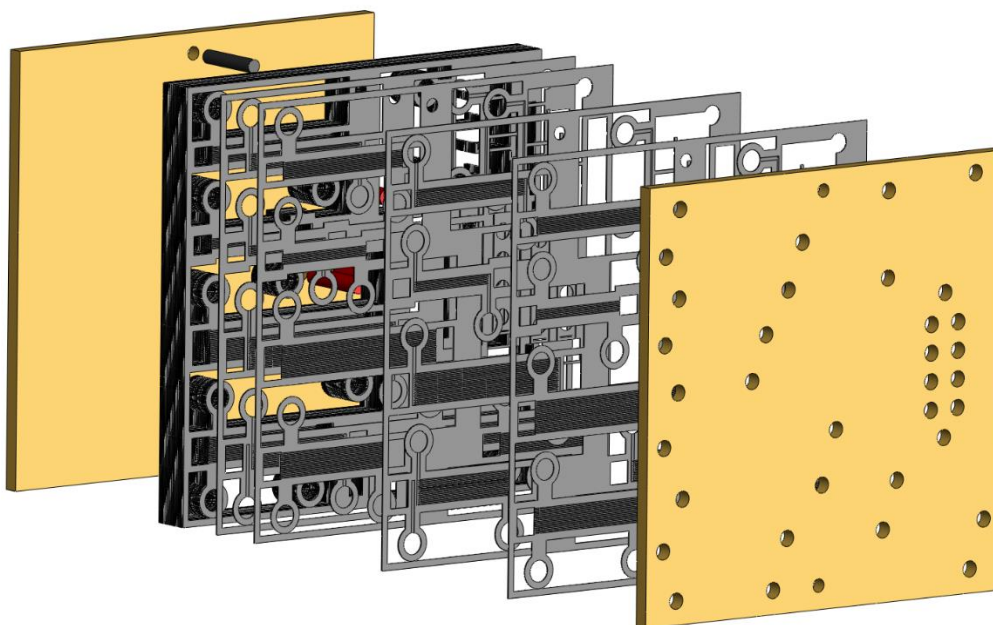
καυσίμου αρκούσε προς παραγωγή ψύξης της παραπάνω ικανότητας για 5,7 ώρες. Τα καυσαέρια και ο θόρυβος όμως που προερχόταν από τη μηχανή αποτελούσαν σοβαρά μειονεκτήματα και έτσι ο Drost σχεδίασε μια πιο εξελιγμένη φορητή ψυκτική συσκευή, και συγκεκριμένα μια απορροφητική αντλία θερμότητας μικρών διαστάσεων. Η διάταξή του περιέγραφε μια μονής-δράσης αντλία βρωμιούχου λιθίου με υδρόψυκτο απορροφητή και συμπυκνωτή, καθώς και μια θερμο-ηλεκτρική συσκευή η οποία θα προμηθεύει το κύκλωμα με την απαραίτητη ηλεκτρική ισχύ. Η δυναμική ψυκτική απόδοση του συστήματος αγγίζει τα 350W, ενώ το βάρος της στα 4-5 kg για διαστάσεις 20x22x8 cm. Δεν είναι σαφές παρόλα αυτά εάν η ιδέα της διάταξης αυτής υλοποιήθηκε, καθώς δεν παρουσιάστηκαν ποτέ αποδείξεις ή πειραματικά αποτελέσματα στην επιστημονική κοινότητα.

3. Ψυκτική Μηχανή Απορροφήσεως με Μικροκανάλια

3.1 Περιγραφή

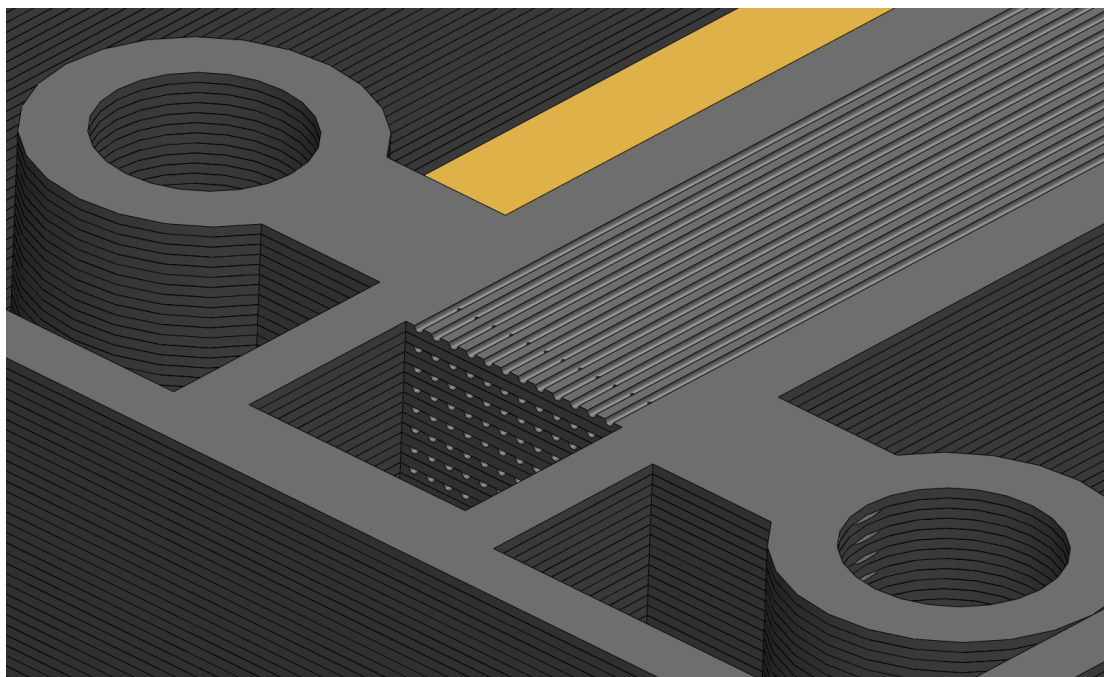
Η παρούσα εργασία βασίζεται στο πρόσφατο έργο των Srinivas Garimella και Matthew Delos Determan γύρω από τις αντλίες θερμότητας μικρών διαστάσεων και συγκεκριμένα στην διδακτορική διατριβή και αίτησή τους για κατοχύρωση πατέντας (WO 2010/014878 A1) για μια μονολιθική (συμπαγή) απορροφητική αντλία, η οποία εγκρίθηκε επισήμως στις 4 Φεβρουαρίου του 2010.

Η συγκεκριμένη αντλία παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον τόσο στον τρόπο λειτουργίας και στην απόδοσή της, όσο και στην διαδικασία σχεδιασμού και κατασκευής της. Αποτελείται από μία σειρά συσσωματωμένων λεπτών φύλλων, κάθε ένα από τα οποία περιέχει συλλέκτες και κανάλια για την κυκλοφορία του ρευστού, σχηματίζοντας έτσι τα διάφορα στοιχεία της αντλίας. Τα κανάλια του εκάστοτε φύλλου δημιουργούνται μέσω μιας φωτοχημικής διαδικασίας χάραξης και η συσσωμάτωσή τους γίνεται μέσω διάχυσης. Η τεχνική αυτή επιτρέπει την κατασκευή όλων των εναλλακτών θερμότητας της αντλίας σε μια ενιαία διαδικασία, επιτυγχάνοντας έτσι ένα σύστημα με εξ' ολοκλήρου εσωτερική επικοινωνία μεταξύ των στοιχείων, κάτι που μειώνει σημαντικά την απαιτούμενη ποσότητα των εργαζόμενων μέσων καθώς και τον κίνδυνο για διαρροή. Το παρακάτω σχέδιο απεικονίζει κάποιες όψεις των διάφορων στοιχείων της μονολιθικής συσκευής.



Εικόνα 3.1: Εσωτερικές όψεις της μονολιθικής απορροφητικής αντλίας θερμότητας.

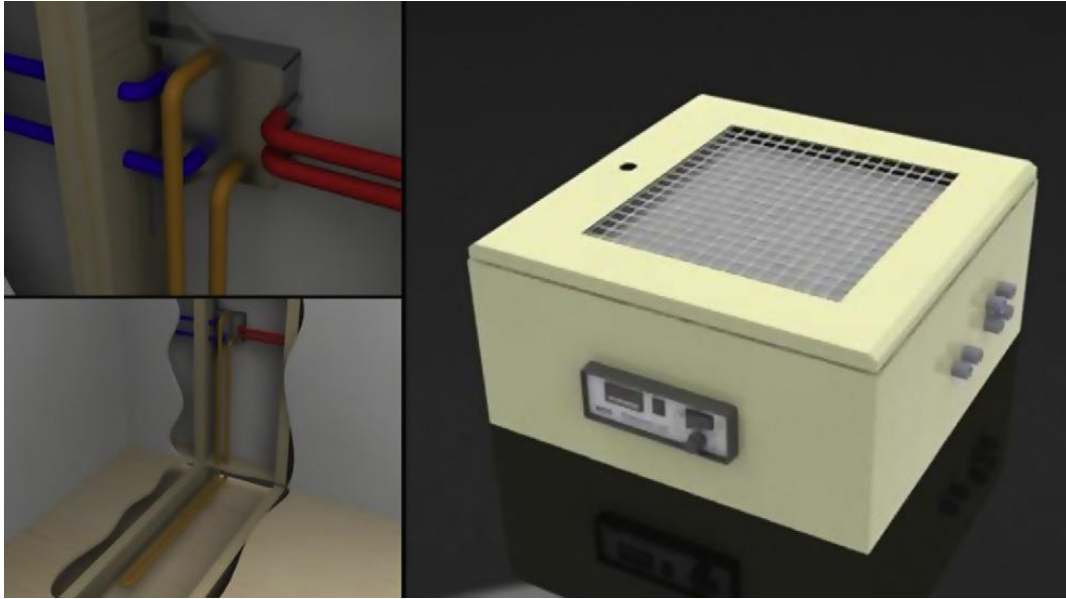
Το παρακάτω σχέδιο απεικονίζει τα στοιβαγμένα φύλλα που απαρτίζουν τον πυρήνα των εναλλακτών θερμότητας.



Εικόνα 3.2: Απεικόνιση των φύλλων και μικρο-καναλιών ενός εναλλάκτη θερμότητας και μάζας.

Το εικονιζόμενο τμήμα της κατασκευής είναι ο απορροφητής. Το αραιωμένο διάλυμα εισέρχεται στο δίκτυο μικρο-καναλιών από τον τετραγωνικό συλλέκτη, ενώ το ατμοποιημένο ψυκτικό μέσο από τον κυκλικό συλλέκτη στο κάτω δεξιά τμήμα της εικόνας. Ο ατμός στη συνέχεια διανέμεται σε όλα τα κανάλια και εισέρχεται σε αυτό του διαλύματος μέσω μικρών εγκοπών. Το υγρό ψύξης του απορροφητή ρέει μέσα από τα κανάλια του δεύτερου κατά σειρά εικονιζόμενου φύλλου και εξέρχεται από τον κυκλικό συλλέκτη στην πάνω αριστερά μεριά της εικόνας.

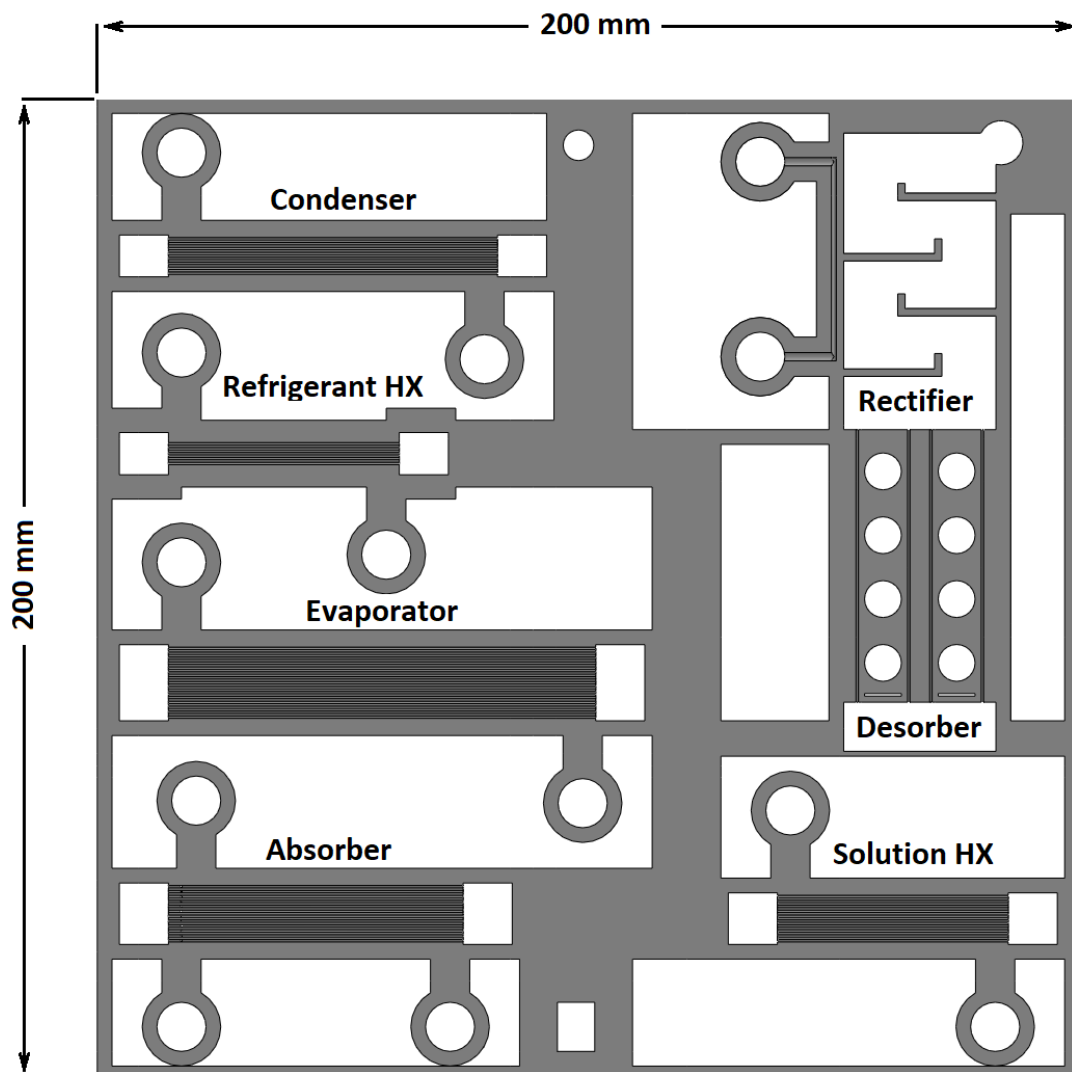
Η συμπαγής, δομοστοιχειωτή φύση των συσκευών αυτών επιτρέπει και την ενσωμάτωσή τους σε κτήρια και μικρούς χώρους, ως έτοιμα προς εγκατάσταση πτυσσόμενα συστήματα ψύξης και θέρμανσης. Η μονολιθική συσκευή που απεικονίζεται παρακάτω είναι ενσωματωμένη μέσα στον τοίχο ενός κτηρίου και μπορεί να λειτουργήσει για παροχή μεμονωμένης θέρμανσης ή ψύξης χώρου, καθώς και να καλύψει της ανάγκες του κτηρίου για θέρμανση νερού μέσω της σύνδεσής της με το δίκτυο ύδρευσης.



Εικόνα 3.3: Πιθανή ενσωμάτωση της συσκευής στην εγκατάσταση ενός κτηρίου. [1]

Οι πιέσεις και συγκεντρώσεις λειτουργίας στις διάφορες θέσεις του κύκλου χαρακτηρίζονται από τις ισορροπίες μάζας και είδους (των δύο μέσων), από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος και από την απόδοση εναλλαγής θερμότητας των στοιχείων της εγκατάστασης. Το σημείο σχεδίασης του συστήματος ήταν στους 37°C απαγωγής ψύξης με τροφοδότηση 800W θερμικής ισχύος. Για τους υπολογισμούς η παροχή μάζας του συγκεντρωμένου διαλύματος λήφθηκε ίση με 2.7×10^{-3} kg/s και με σύσταση σε αμμωνία 0.37. Οι δύο αυτές τιμές βασίστηκαν στην επιθυμητή ψυκτική ικανότητα του κύκλου (300W) καθώς και στις θερμοκρασίες περιβάλλοντος και θερμικής πηγής. Η κατάσταση του ατμοποιημένου ψυκτικού μέσου κατά την έξοδό του από τον αναγεννητή θεωρήθηκε κορεσμένη, καθώς και αυτή του αραιού διαλύματος κατά την έξοδό του από τον εκροφητή. Η κατάσταση του ρευστού αναρροής (reflux) θεωρήθηκε επίσης κορεσμένη.

Το μοντέλο αυτό χρησιμοποιήθηκε για να υπολογισθούν οι απαιτούμενοι UA καθώς και οι φυσικές διαστάσεις των εναλλακτών θερμότητας. Το γινόμενο UA αποτελεί μονάδα μέτρησης του συντελεστή μεταφοράς ενός εναλλάκτη λαμβάνοντας υπόψη και το εμβαδόν των τοιχωμάτων του, όπου U = ολικός συντελεστής μεταφοράς (W/m^2K) και A = εμβαδόν τοιχώματος (m^2).



Εικόνα 3.4: Τα διάφορα μέρη της συσκευής χαραγμένα στο Φύλλο Α.

Τα διάφορα μέρη της συσκευής χωρίζονται μεταξύ τους από κενά προκειμένου να μειώνεται όσο το δυνατόν περισσότερο η θερμική αλληλεπίδραση αλλά και για την μείωση του συνολικού βάρους της κατασκευής. Κατά τον σχεδιασμό επιλέχθηκε πάχος φύλλου 0.5mm, με βάθος χάραξης το ήμισυ του κάθε φύλλου. Το πλάτος των καναλιών ορίστηκε επίσης στα 0.5mm με ονομαστική υδραυλική διάμετρο 306μm, ενώ το εγκάρσιο βήμα μεταξύ των καναλιών στο 1mm και το κάθετο στα 0.5mm.

3.2 Κατασκευή

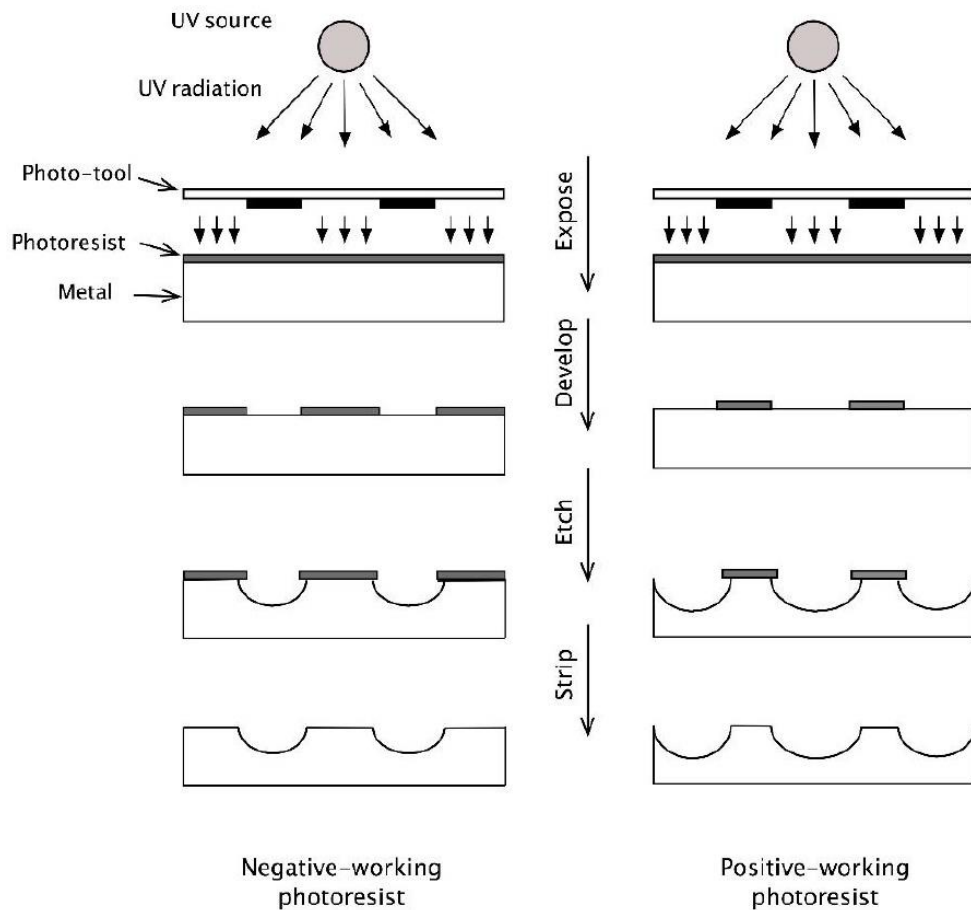
Η μονολιθική κατασκευή επιτυγχάνεται μέσω της τοποθέτησης των φύλλων σε εναλλασσόμενα επίπεδα (Τύπου Α και Τύπου Β) μεταξύ δύο τελικών πλακών που περιέχουν τις απαραίτητες συνδέσεις εισόδου-εξόδου. Το σύστημα εμπεριείχε 40 φύλλα, 20 Τύπου Α και 20 Τύπου Β. Οι τεχνικές που χρησιμοποιήθηκαν κατά την κατασκευή της μονάδας επέτρεψαν την ταυτόχρονη παραγωγή όλων των εναλλακτών θερμότητας και μάζας που περιέχει η μηχανή σε ένα ενιαίο κομμάτι. Τα μικρο-κανάλια αρχικά σχηματίστηκαν πάνω σε φύλλα ανοξειδωτού χάλυβα 304L μέσω μιας φωτοχημικής διαδικασίας χάραξης, ενώ τα φύλλα στην συνέχεια συσσωματώθηκαν μέσω διάχυσης για να σχηματίσουν την επιθυμητή διάταξη. Τοποθετώντας τα φύλλα διαφορετικής διάταξης καναλιών σε εναλλασσόμενα επίπεδα, τα ρεύματα του κάθε εναλλάκτη επιτυγχάνουν πολύ στενή θερμική επαφή μεταξύ τους. Ο ανοξειδωτός χάλυβας 304L που χρησιμοποιήθηκε για τα φύλλα περιέχει 18% Χρώμιο, 9% Νικέλιο, 1.5% Μαγγάνιο, και 0.02% Άνθρακα κατά βάρος.

Οι ανοξειδωτοί χάλυβες με χαμηλή σύσταση άνθρακα είναι γενικά οι ιδανικότεροι για συσσωμάτωση μέσω διάχυσης, καθώς και για άλλες κατεργασίες συγκόλλησης/ένωσης μετάλλων. Η ανθεκτικότητα του ανοξειδωτού χάλυβα σε οξείδωση οφείλεται σε ένα στρώμα παθητικοποίησης που δημιουργείται στις επιφάνειες των κραμάτων που εμπεριέχουν χρώμιο, ενώ δεν επηρεάζεται καθόλου από τις διαδικασίες φωτοχημικής χάραξης και διάχυσης. Το στρώμα παθητικοποίησης αυτό μπορεί να ενισχυθεί περαιτέρω μέσω της έκθεσής του σε οξειδωτικές ουσίες αλλά και μέσω ηλεκτροχημικών διεργασιών (Dillon, 1995). Τα βήματα της διαδικασίας κατασκευής της μονάδας αναλύονται περαιτέρω στις ακόλουθες παραγράφους.

3.2.1 Φωτοχημική Χάραξη

Η διεργασία φωτοχημικής χάραξης ξεκίνησε με τον καθαρισμό των επιφανειών μέσω της εμβάπτισής τους σε μια δεξαμενή υγρού αλκαλικού καθαριστικού μέτριας ισχύος προκειμένου να αφαιρεθούν έλαια, γράσα, μεταλλουργικά υγρά και άλλες ρυπαντικές ουσίες. Τα φύλλα στη συνέχεια καθαρίστηκαν με υδροχλωρικό οξύ προκειμένου να αφαιρεθούν οποιαδήποτε άλατα ή οξείδια που είχαν αναπτυχθεί στις μεταλλικές επιφάνειες. Έπειτα, ακολούθησε η επικάλυψή τους με ένα φωτοευαίσθητο υλικό το οποίο, μέσω της αλληλεπίδρασής του με υπεριώδες φως, ανέπτυξε ένα ανθεκτικό στρώμα (αρνητικής φωτο-αντίστασης) το οποίο προστάτευε τις επιφάνειες που επικάλυπτε κατά την διάρκεια της χάραξης. Το πάχος του στρώματος επικάλυψης καθορίστηκε από την

επιθυμητή ακρίβεια των φύλλων προς παραγωγή αλλά και από την ανθεκτικότητα του ίδιου του υλικού επίστρωσης. Μειώνοντας το πάχος του στρώματος φωτο-αντίστασης αυξάνεται η ακρίβεια χάραξης, αλλά ταυτόχρονα μειώνεται η ανθεκτικότητά του σε περίπτωση που απαιτείται μεγάλος χρόνος έκθεσής του στις χημικές ουσίες. Το πάχος του φωτοευαίσθητου φιλμ για τις ανάγκες κατασκευής των επιθυμητών φύλλων υπολογίστηκε στα 38μm.



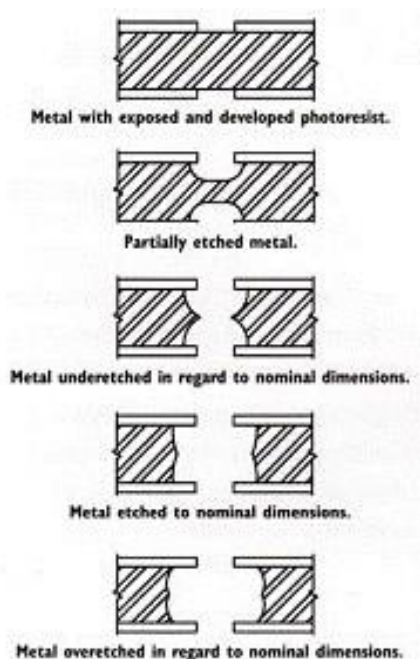
Εικόνα 3.5: Φωτοχημική χάραξη με στρώσεις αρνητικής και θετικής φωτο-αντίστασης. [17]

Για κάθε διαφορετική επιθυμητή γεωμετρία, δηλαδή διάταξη των καναλιών των δύο πλευρών του κάθε φύλλου, κατασκευάστηκαν αρχικά οι αντίστοιχες πλάκες καλύψεως. Γενικά, οι πλάκες επικάλυψης σχεδιάζονται αρχικά με τη χρήση λογισμικού CAD και στη συνέχεια εκτυπώνονται σε διαφανές πολυμερικό φιλμ προς παραγωγή του επιθυμητού φωτο-εργαλείου. Προκειμένου να κατασκευαστούν τα τελικά μέρη με την απαραίτητη ακρίβεια, κατά την δημιουργία του αρχικού σχεδίου CAD πρέπει να ληφθεί υπόψη το φαινόμενο της υποκοπής. Η υποκοπή μπορεί να περιγραφεί και ως οριζόντια χάραξη που λαμβάνει χώρα κάτω από την ακμή του φωτο-εργαλείου, και προκαλείται από την τάση του

χημικού διαλύματος χάραξης να κόβει προς όλες τις κατευθύνσεις. Αυτό το φαινόμενο είναι γνωστό και ως ιστροπική χάραξη. Το μέταλλο ακριβώς κάτω από τις ακμές των πλακών επικάλυψης εκτίθεται στο διάλυμα χάραξης και αφαιρείται, δημιουργώντας έτσι αποκλίσεις μεταξύ των σχεδίων του φωτο εργαλείου και της χαραγμένης επιφάνειας. Το αρχικό σχέδιο CAD λοιπόν πρέπει να αντισταθμίσει το φαινόμενο αυτό περιλαμβάνοντας επιμηκυμένες ακμές, ώστε η χάραξη να πετύχει τελικά την επιθυμητή γεωμετρία. Η αντιστάθμιση αυτή είναι ανάλογη του βάθους χάραξης της επιφάνειας, όπου όσο περισσότερο υλικό αφαιρείται στον κάθετο άξονα, τόσο μεγαλύτερο και το βάθος υποκοπής.

Οι πλάκες επικάλυψης της διεργασίας υπό μελέτη ήταν κατασκευασμένες από πολυτερεφθαλικό αιθυλένιο (πεγοτεράτη) και περιείχανε αδιαφανή τμήματα στις περιοχές προς χάραξη και διαφανή τμήματα στις περιοχές όπου το στρώμα φωτο-αντίστασης θα προστάτευε την επιφάνεια του μετάλλου από τα χημικά της χάραξης. Η ευθυγράμμιση της εμπρός και πίσω πλάκας κάλυψης για κάθε φύλλο ήταν εξαιρετικά σημαντική προκειμένου να εξασφαλισθεί η ακριβής αντιστοιχία των γεωμετριών στις δύο πλευρές του φύλλου. Η διάταξη μετάλλου, φιλμ φωτο-αντίστασης και πλακών κάλυψης στη συνέχεια εκτέθηκε σε υπεριώδες φως ώστε να σκληρύνει το φιλμ και να δημιουργήσει την ανθεκτική σε χημικές ουσίες επιφάνεια. Το φωτοευαίσθητο υλικό που βρίσκονταν κάτω από τις πλάκες κάλυψης και δεν εκτέθηκε στην υπεριώδη ακτινοβολία αφαιρέθηκε στη συνέχεια μέσω κατάλληλης διαδικασίας.

Τα φύλλα με το προστατευτικό φιλμ στη συνέχεια πέρασαν στη διαδικασία της χάραξης η οποία επιτυγχάνεται με τη χρήση ενός διαλύματος σιδηρικού χλωριδίου. Το όξινο διάλυμα αυτό αφαίρεσε την εκτεθειμένη επιφάνεια του μετάλλου, σχηματίζοντας έτσι τα επιθυμητά κανάλια και αγωγούς στο εκάστοτε φύλλο. Ο ρυθμός χάραξης ελεγχόταν από τη θερμοκρασία, την πίεση ψεκασμού και τη συγκέντρωση του οξέος στο διάλυμα. Οι τυπικές τιμές ρυθμού χάραξης για διεργασία τέτοιων προδιαγραφών κυμαίνεται περίπου στα 10 - 12μm/λεπτό. Κατά τη διάρκεια της χάραξης, τα φύλλα παρέμειναν ενωμένα στις ευρύτερες πλάκες διεργασίας από τις οποίες



Εικόνα 3.6: Φαινόμενο υποκοπής. [17]

παραχθήκανε μέσω λεπτών βάσεων στερέωσης, προκειμένου να εξασφαλισθεί η ομοιόμορφη και σταθερή χάραξη σε όλα τα πλήθος τους. Μετά το πέρας της χάραξης, αφαιρείται και το υπόλοιπο φωτοευαίσθητο φιλμ και στη συνέχεια αποκόπτονται οι βάσεις που κρατούν τα φύλλα ενωμένα. Η εφαρμογή του φωτοευαίσθητου φιλμ και η χημική χάραξη διεξήχθησαν σε καθαρό χώρο με σκοπό την αποφυγή ρύπανσης από σκόνη, κάτι το οποίο θα μπορούσε να προκαλέσει ελαττώματα στις επιφάνειες κατά τη διεργασία της χάραξης.

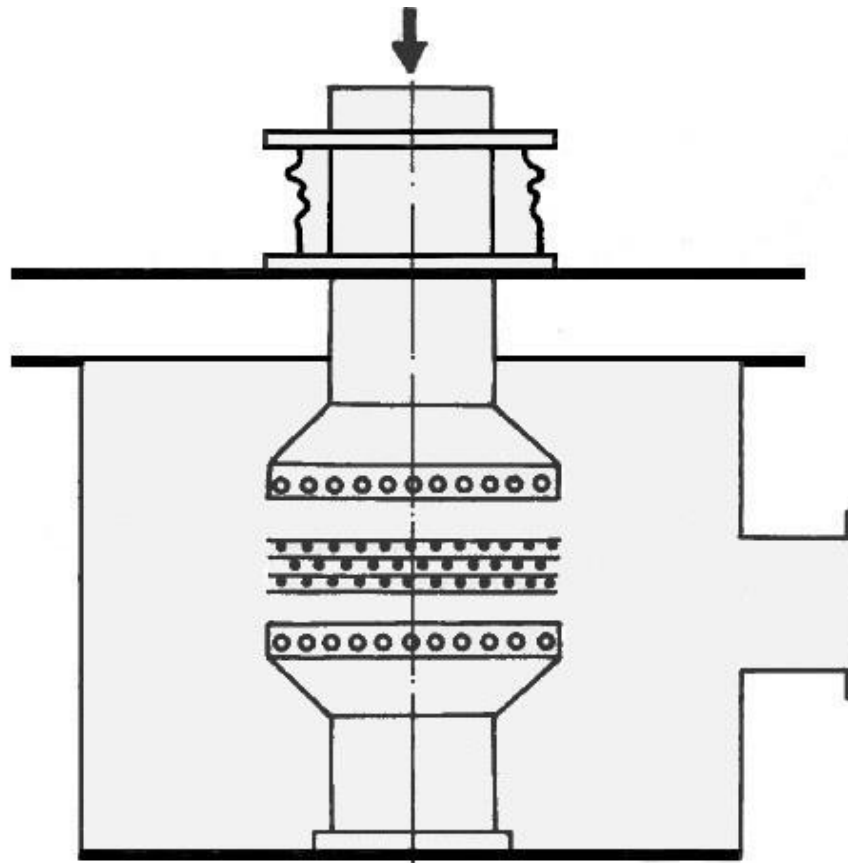


Εικόνα 3.7: Επιφάνεια μετά τη διαδικασία φωτοχημικής χάραξης. [17]

3.2.2 Συσσωμάτωση μέσω Διάχυσης

Η διαδικασία της διάχυσης ξεκινά με τον καθαρισμό και επιθεώρηση των φύλλων για να εξασφαλισθεί ότι δεν υπάρχουν ανομοιομορφίες ή ξένα σωματίδια στις επιφάνειες. Τα φύλλα στη συνέχεια επικαλυφθήκανε με μια στρώση νικελίου (99.3% καθαρό νικέλιο) μέσω μιας διαδικασίας ηλεκτρόλυσης. Το πάχος του στρώματος νικελίου στο βήμα αυτό ήταν 1.27-2.54 μm . Ο σκοπός του στρώματος αυτού είναι να βοηθήσει στην εξασφάλιση της ερμητικής στεγανοποίησης μεταξύ των φύλλων κατά τη διεργασία. Τα φύλλα και τελικές πλάκες τοποθετήθηκαν με την κατάλληλη σειρά, ενώ η ευθυγράμμισή τους ελέγχθηκε διεξοδικά. Η διατήρηση της ευθυγράμμισης εξασφαλίστηκε επίσης μέσω της χρήσης δύο πύρων που διαπερνούν όλες τις πλάκες κρατώντας τις σταθερές κατά τη διαδικασία της διάχυσης, ενώ όλα τα φύλλα αλλά και οι δύο τελικές πλάκες διαθέτουν μία στρόγγυλη και

μα ορθογωνική οπή. Το σχέδιο αυτό επιτρέπει στα φύλλα να έρχονται σε πλήρη επαφή μεταξύ τους, ακόμη και αν υπάρχουν μικρές αποκλίσεις μεταξύ των οπών. Επιτρέπει επίσης στο μέταλλο να διαστέλλεται και να συστέλλεται κατά την διαδικασία της συσσωμάτωσης χωρίς να υπάρχει κίνδυνος στρέβλωσης ή ασυνέχειας της διάταξης, επιτυγχάνοντας έτσι ανοχή ευθυγράμμισης $\pm 0.05\text{mm}$.

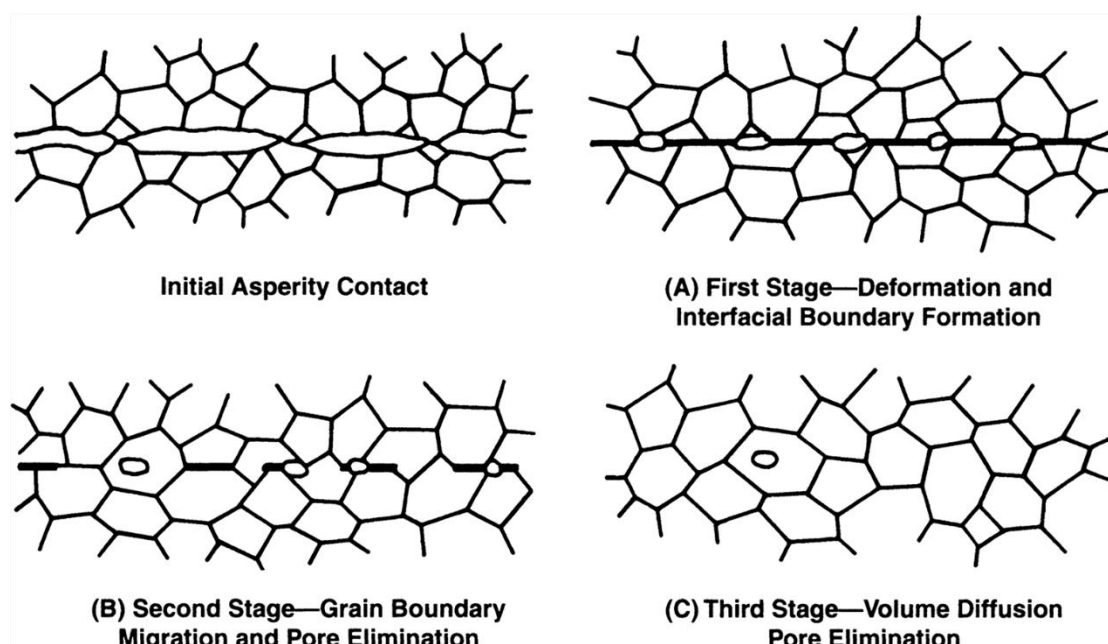


Εικόνα 3.8: Φούρνος κενού και σχηματική απεικόνιση της άσκησης του φορτίου στο σύστημα. [17]

Το συναρμολογημένο σύστημα στη συνέχεια τοποθετήθηκε σε έναν φούρνο κενού, ο οποίος αφαίρεσε όλο τον αέρα που υπήρχε μεταξύ των φύλλων και των κενών που αυτά εμπεριέχουν. Το σύστημα εκτέθηκε σε πολύ υψηλή θερμοκρασία ($\sim 1000^{\circ}\text{C}$) και του ασκήθηκε ένα φορτίο ώστε να αυξηθεί η τάση μεταξύ των επιφανειών του στην επιθυμητή τιμή ($\sim 10\text{MPa}$). Το σύστημα διατηρήθηκε σε αυτές συνθήκες για χρονικό διάστημα αρκετό (~ 5 ώρες) ώστε να επιτευχθεί ο επιθυμητός βαθμός συσσωμάτωσης.

Κατά τη διάρκεια της διαδικασίας της διάχυσης, η τραχύτητα μεταξύ των επιφανειών που έρχονται σε επαφή αρχίζει να παραμορφώνεται πλαστικά. Η παραμόρφωση αυτή συνεχίζεται μέχρι όλοι οι πόροι που υπήρχαν μεταξύ των δύο επιφανειών εξαλειφθούν. Τα

άτομα των εγκάρσιων επιφανειών μπορούν ύστερα να διαχυθούν κατά μήκος της διεπιφάνειας, επιτρέποντας έτσι στα όρια των κόκκων να ανασυνταχθούν στην περιοχή της.



Εικόνα 3.9: Τα στάδια της συσσωμάτωσης μέσω διάχυσης. [17]

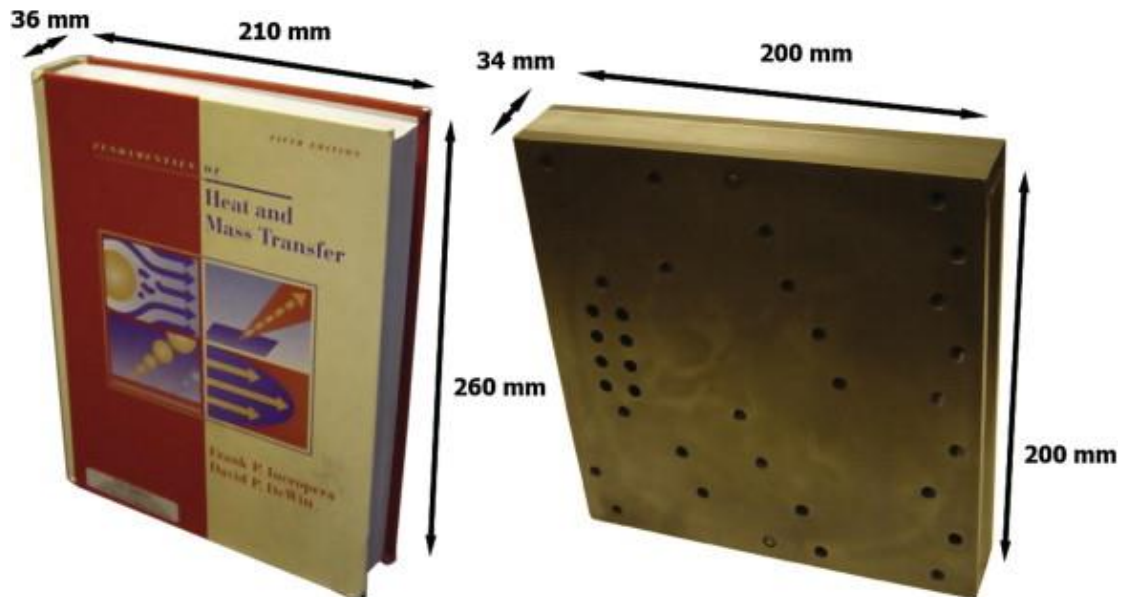
Η μέθοδος αυτή δημιουργεί δεσμούς που προσεγγίζουν κατά πολύ το όριο θραύσης του χυτού υλικού. Η επικάλυψη νικελίου διαχέεται μέσα στις διεπιφάνειες των φύλλων και ενώ ο ανοξείδωτος χάλυβας 304L περιέχει 9% νικέλιο κατά βάρος, η πρόσθεση αυτής της μικρής ποσότητας δεν επηρεάζει κατά πολύ τις φυσικές ιδιότητες του υλικού.

3.2.3 Κατασκευαστικοί Περιορισμοί

Ο σχεδιασμός των επιμέρους τμημάτων της διάταξης επηρεάστηκε από τους περιορισμούς που έθετε η γεωμετρία των καναλιών σε συνδυασμό με τις τεχνικές κατασκευής που χρησιμοποιήθηκαν. Η χημική χάραξη περιόριζε σημαντικά τον σχεδιασμό των καναλιών, δεδομένου ότι μπορούσε να χρησιμοποιηθεί ένα και μόνο βάθος καναλιού για όλα τα τμήματα της μηχανής. Το υλικό του κάθε φύλλου μπορούσε να χαραχθεί και από τις δύο πλευρές, δημιουργώντας έτσι οπή που διαπερνά όλο το πάχος του φύλλου (Εικόνα 3.6), ή μόνο από τη μια πλευρά, δημιουργώντας οπή που διαπερνά μόνο το ήμισυ του πάχους του φύλλου (Εικόνα 3.5). Επειδή όλα τα κανάλια για κάθε επιμέρους τμήμα της μηχανής κατασκευάστηκαν σε μια ενιαία διαδικασία χάραξης, ο περιορισμός αυτός εφαρμόστηκε καθολικά στη μονάδα. Παρόλα αυτά, το πάχος των καναλιών μπορούσε να μεταβληθεί για κάθε τμήμα, αλλά προκειμένου να απλοποιηθεί ο σχεδιασμός και να περιορισθούν οι

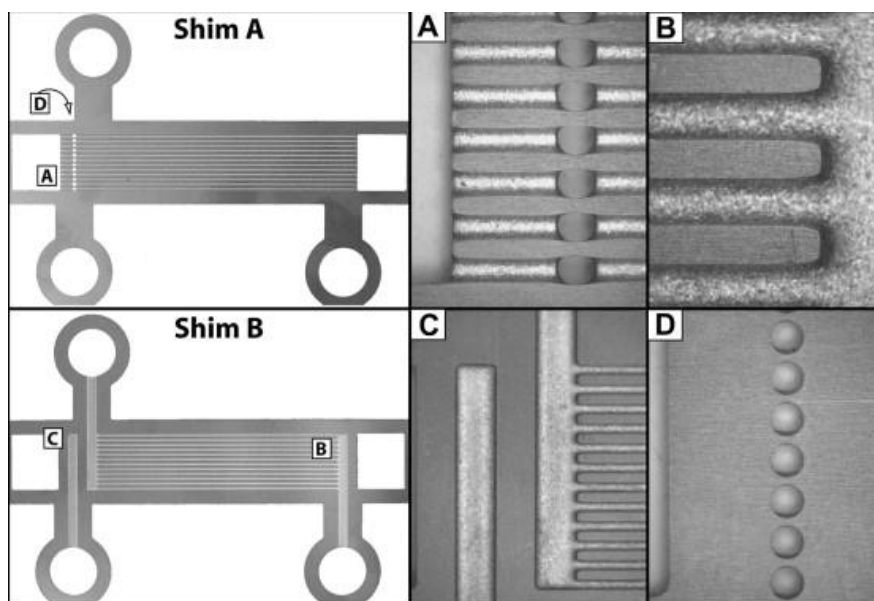
υπολογιστικοί παράμετροι για αυτό το πρωτότυπο σύστημα, χρησιμοποιήθηκε ένα κοινό μέγεθος καναλιού για τα περισσότερα τμήματά του.

Στην παρακάτω εικόνα παρουσιάζονται οι διαστάσεις της μονολιθικής κατασκευής, οι οποίες είναι 200x200x34 mm και το βάρος της 7kg.



Εικόνα 3.10: Σύγκριση διαστάσεων μονολιθικής αντλίας με βιβλίο. [1]

Το παρακάτω σχήμα απεικονίζει τα δύο τύπων φύλλα του απορροφητή μετά την χάραξη τους, καθώς και κάποια τμήματά τους που φανερώνουν τις λεπτομερείς διαφορές μεταξύ τους.



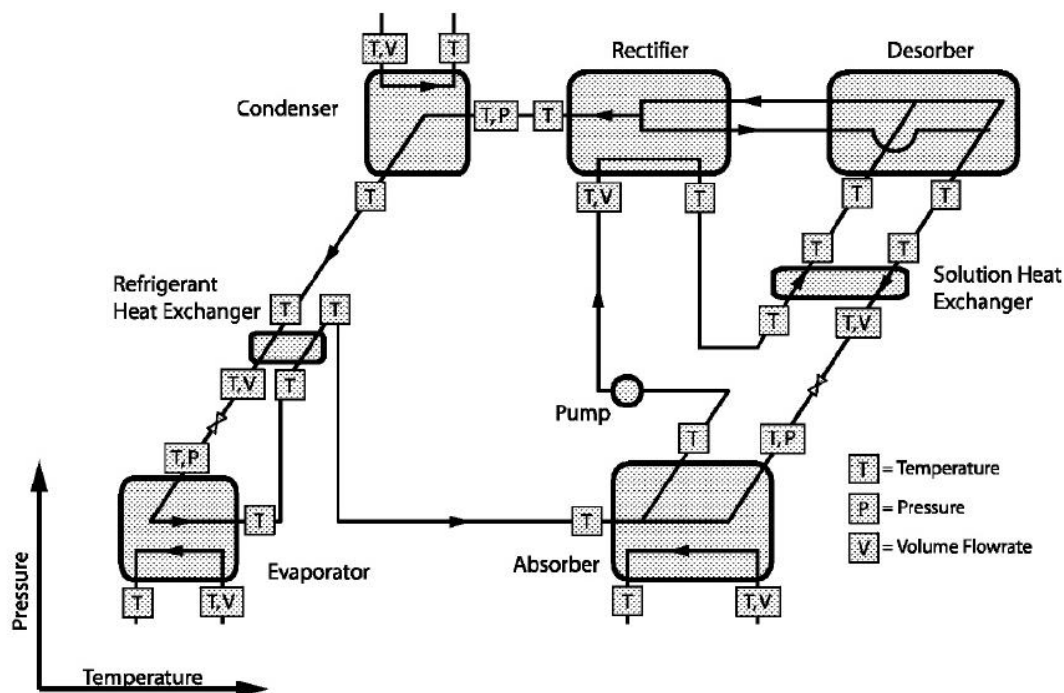
Εικόνα 3.11: Φωτογραφίες των διαφόρων τμημάτων του απορροφητή. [1]

Η εικόνα 4A απεικονίζει το τμήμα εισόδου του διαλύματος από τον συλλέκτη του Φύλλου A, καθώς και τις τρύπες ψεκασμού που επιτρέπουν στον ατμό από τον συλλέκτη του Φύλλου B να εισέλθει στα κανάλια του διαλύματος και να ξεκινήσει την απορροφητική διαδικασία. Η εικόνα 4C απεικονίζει το κανάλι διανομής του ατμού το οποίο ξεκινά από τον συλλέκτη ατμού του Φύλλου B, καθώς και τα ψυκτικά κανάλια. Η εικόνα 4B δείχνει την είσοδο των ψυκτικών μικρο-καναλιών. Τα κανάλια ρευστού έχουν ονομαστικό πλάτος 500mm, ενώ η ισοτροπική χάραξη τους προσδίδει στρογγυλεμένες εισόδους. Η εικόνα 4D απεικονίζει τις τρύπες ψεκασμού του ατμού όπως φαίνονται από την αντίθετη μεριά του Φύλλου A. Οι τρύπες αυτές έπρεπε να έχουν μικρό μέγεθος σε σχέση με το κανάλι διανομής προκειμένου να προκαλούν μικρή πτώση πίεσης σε αυτό καθώς και να επιτυγχάνουν πιο ομοιόμορφη διανομή του ατμού στα κανάλια του διαλύματος.

4. Υπολογισμοί για τον Σχεδιασμό του Κύκλου και των Στοιχείων της Μηχανής

4.1 Σχεδιασμός του Κύκλου

Κατά τον σχεδιασμό του θερμοδυναμικού κύκλου (μονής δράσης) της συσκευής αυτής, οι Determan και Garimella χρησιμοποίησαν το πρόγραμμα Engineering Equation Solver (EES) για να υπολογίσουν τα απαιτούμενα μεγέθη του εκάστοτε στοιχείου αλλά και των καναλιών που τα συνδέουν. Οι υπολογισμοί έγιναν για την παρακάτω διάταξη και το μοντέλο όρισε τις συνθήκες λειτουργίας της πειραματικής συσκευής. Προκειμένου να επιτευχθούν όσο το δυνατόν πιο ακριβή αποτελέσματα, χρειάστηκε να γίνουν ορισμένες υποθέσεις για κάποιες μεταβλητές εισόδου, καθώς και για την κατάσταση των εργαζόμενων μέσων.



Σχήμα 4.1: Σχηματική απεικόνιση της πειραματικής διάταξης. [2]

Το θερμοδυναμικό μοντέλο του συστήματος εξελίχθηκε επιλέγοντας ένα σημείο σχεδιασμού του κύκλου με θερμοκρασία απόρριψης (heat sink) 37°C και θερμική ισχύ εισόδου 800W . Στο σημείο σχεδιασμού αυτό, η παροχή μάζας του συγκεντρωμένου διαλύματος ήταν $2.7 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$, ενώ η σύστασή του σε αμμωνία 0.37 . Οι τιμές αυτές επιλέχθηκαν με γνώμονα την επιθυμητή ψυκτική ικανότητα των 300W καθώς και τις θερμοκρασίες περιβάλλοντος και θερμικής πηγής.

Οι πιέσεις υψηλού και χαμηλού επιπέδου ορίστηκαν στα 1600 και 400kPa αντίστοιχα. Το συγκεντρωμένο διάλυμα ρέει μέσα από τον εκροφητή όπου ένα μέρος του ατμοποιείται.

Ακολουθεί η λογική επίλυσης του κύκλου, όπως παρουσιάζεται από τους Determan και Garimella:

Ένας ενεργειακός ισολογισμός στον εκροφητή προσδιορίζει την ενθαλπία εξόδου.

$$\dot{Q}_{Des,Sol} = \dot{m}_{cs} \cdot (h_{Des,Out} - h_{Des,In}) \quad (4.1)$$

Το ρεύμα εξέρχεται του εκροφητή ως διφασικό και αφήνεται να διαχωριστεί λόγω της άνωσης. Η θερμοκρασία εξόδου καθώς και η ποιότητα του ατμού καθορίζονται από την πίεση, την συγκέντρωση και την ενθαλπία.

$$T_{Des,Out} = f(P_{Des}, x_{cs}, h_{Des,Out}) \quad (4.2)$$

$$q_{Des,Out} = f(P_{Des}, x_{cs}, h_{Des,Out}) \quad (4.3)$$

Η θερμοκρασία καθώς και η ποιότητα το μίγματος εξόδου από τον εκροφητή στο σημείο σχεδιασμού ανέρχονται στους 128.2°C και 14.3% αντίστοιχα. Κάνοντας κάποιες υποθέσεις σχετικά με τον κορεσμό του μίγματος, υπολογίστηκαν οι συγκεντρώσεις της ατμοποιημένης και υγρής αμμωνίας.

$$x_{Des,Out,Vap} = f(T_{Des,Out}, P_{Des}, q = 1) \quad (4.4)$$

$$x_{Des,Out,Liq} = f(T_{Des,Out}, P_{Des}, q = 0) \quad (4.5)$$

Η συγκέντρωση της υγρής αμμωνίας υπολογίστηκε στο 28.5% ενώ της ατμοποιημένης στο 87.6%. Μια τόσο χαμηλή συγκέντρωση ατμού θα προκαλούσε σοβαρές θερμοκρασιακές κυρώσεις στον ατμοποιητή. Για μια υποθετική ψυκτική εφαρμογή των 5°C, μια ροή ψυκτικού μέσου συγκέντρωσης 87.6% σε αμμωνία θα μπορούσε να εκμεταλλευτεί μόνο ένα ποιοτικό εύρος 0 – 0.4. Αντίστοιχα για συγκέντρωση 98%, είναι δυνατή η εκμετάλλευση ποιοτικού εύρους 0 – 0.9. Το εκμεταλλεύσιμο αυτό ποιοτικό εύρος έχει άμεσο αντίκτυπο στην ψυκτική ικανότητα του ατμοποιητή και συνεπώς στον συνολικό COP της εγκατάστασης. Προκειμένου λοιπόν να επιτευχθεί μια επαρκώς καθαρή ροή ψυκτικής αμμωνίας, το ατμοποιημένο σώμα πρέπει να ψυχθεί στον αναβελτιωτή για να αφαιρεθεί ο παραμένον ατμός νερού. Η θερμοκρασία εξόδου του κορεσμένου ατμού από τον αναβελτιωτή στο σημείο σχεδιασμού του κύκλου τέθηκε ίσος με 85°C ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή συγκέντρωση αμμωνίας του 98.4%.

Το ρευστό αναρροής (reflux) που συμπυκνώνεται εκτός της ψυκτικής ροής του αναβελτιωτή ρέει αντίστροφα προς το δοχείο διαχωρισμού, όπου αναμιγνύεται με το αραιωμένο μίγμα πριν εξέλθει του εκροφητή. Το ρευστό αναρροής αυτό έχει συγκέντρωση περίπου 50% σε αμμωνία και νερό. Προκειμένου να αυξηθεί η ροή μάζας του ψυκτικού μέσου, επιτρέπεται στο ρευστό αναρροής να μείνει σε επαφή με τον ατμό με σκοπό την αύξηση της θερμοκρασίας του. Αυτό επιτυγχάνει την μείωση της συγκέντρωσης του μίγματος σε αμμωνία και αύξηση της ροής και συγκέντρωσης του ατμού. Η ροή του ρευστού αναρρόφησης προς το δοχείο διαχωρισμού θεωρήθηκε πως είναι σε θερμική ισορροπία με το ρεύμα του ψυκτικού ατμού που εισέρχεται στον αναβελτιωτή. Ένας ενεργειακός ισολογισμός στον αναβελτιωτή υπολογίζει την ανάγκη για ψυκτικό φορτίο των 152W.

$$Q_{Rec} = \left(\begin{array}{c} \dot{m}_{Rec,ref,Out} \cdot h_{Rec,ref,Out} + \dot{m}_{Rec,reflux,Out} \cdot h_{Rec,reflux,Out} \\ - \dot{m}_{Rec,vap,In} \cdot h_{Rec,vap,In} \end{array} \right) \quad (4.6)$$

Προς επίτευξη της επιθυμητής ψύξης, το συγκεντρωμένο διάλυμα που εξέρχεται της αντλίας χρησιμοποιείται ως πηγή ψύξης του αναβελτιωτή, με θερμοκρασία 50.8°C. Ένας ενεργειακός ισολογισμός υπολογίζει την ενθαλπία εξόδου του συγκεντρωμένου διαλύματος.

$$h_{Rec,CS,Out} = h_{Rec,CS,In} - \frac{Q_{Rec}}{\dot{m}_{CS}} \quad (4.7)$$

Σε συνδυασμό με τη συγκέντρωση και την πίεση, ο παραπάνω υπολογισμός προσδιόρισε τα στοιχεία για την κατάσταση του διαλύματος και απέδωσε θερμοκρασία εξόδου από τον αναβελτιωτή 63.6°C.

Οι παρακάτω ισολογισμοί μάζας και συγκέντρωσης αποδίδουν τις ροές μάζας του ψυκτικού μέσου και του ρευστού αναρροής, οι οποίες βρέθηκαν ίσες με 0.3×10^{-3} kg/s και 6.0×10^{-5} kg/s αντίστοιχα.

$$\dot{m}_{Rec,In} = \dot{m}_{ref} + \dot{m}_{reflux} \quad (4.8)$$

$$\dot{m}_{Rec,In} \cdot x_{Rec,In} = \dot{m}_{ref} \cdot x_{ref} + \dot{m}_{reflux} \cdot x_{reflux} \quad (4.9)$$

Το ρευστό αναρροής αναμιγνύεται με το υγρό διάλυμα που έχει απομείνει στο δοχείο διαχωρισμού στο κάτω μέρος του αναβελτιωτή και εξέρχεται προς τον εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος (SHX). Οι παρακάτω ισολογισμοί αποδίδουν τη ροή μάζας και τη συγκέντρωση του αραιού διαλύματος, οι οποίες βρέθηκαν ίσες με 2.37×10^{-3} kg/s και 28.5% αντίστοιχα.

$$\dot{m}_{DS} = \dot{m}_{Des,liq,out} + \dot{m}_{reflux} \quad (4.10)$$

$$\dot{m}_{DS} \cdot x_{DS} = \dot{m}_{Des,liq,out} \cdot x_{Des,liq,out} + \dot{m}_{reflux} \cdot x_{reflux} \quad (4.11)$$

Με αυτό τον τρόπο υπολογίσθηκαν όλες οι παροχές και συγκεντρώσεις της ροής του διαλύματος και του ψυκτικού. Ο ψυκτικός ατμός που εξέρχεται του αναβελτιωτή εισέρχεται του συμπυκνωτή, ενώ η θερμοκρασία εξόδου του υπόψυκτου πια ψυκτικού μέσου από τον συμπυκνωτή θεωρήθηκε ίση με 2°C. Για πίεση συμπύκνωσης 1600kPa και συγκέντρωση ψυκτικού μέσου 98.4%, υπολογίσθηκε θερμοκρασία 39.6°C. Έτσι, με τις τιμές εισόδου και εξόδου προσδιορισμένες, υπολογίσθηκε και το θερμικό φορτίο του συμπυκνωτή.

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{Cond,ref,out} - h_{Cond,ref,in}) \quad (4.12)$$

Λαμβάνοντας υπόψη την απόρριψη θερμικού φορτίου καθώς και την αύξηση της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου, η παροχή του ψυκτικού ρευστού του συμπυκνωτή τέθηκε ίση με 17.8×10^{-3} kg/s, ενώ η θερμοκρασία εισόδου του ίση με τους 37°C της επιθυμητής απαγωγής θερμότητας. Ένας ενεργειακός ισολογισμός προσδιορίζει τη θερμοκρασία εξόδου του νερού στους 42.6°C.

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_{w,cond} \cdot c_{p,w} (T_{Cond,w,in} - T_{Cond,w,out}) \quad (4.13)$$

Αφού εξέλθει του συμπυκνωτή, το ψυκτικό μέσο ρέει μέσω του εναλλάκτη θερμότητάς του (RHX) όπου και ψύχεται περαιτέρω από το ψυκτικό μέσο που έρχεται από τον ατμοποιητή.

Η θερμοκρασία εξόδου του υψηλού επιπέδου πίεσης του εναλλάκτη αυτού τέθηκε ίση με 30.2°C, ενώ το αντίστοιχο θερμικό φορτίο του υπολογίσθηκε ίσο με 15W.

$$\dot{Q}_{RHX} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{RHX,high,in} - h_{RHX,high,out}) \quad (4.14)$$

Η εκτόνωση του ψυκτικού μέσου μέσα στην εκτονωτική συσκευή θεωρήθηκε ισενθαλπική.

$$h_{Evap,ref,in} = h_{RHX,high,out} \quad (4.15)$$

Αυτό οδήγησε σε θερμοκρασία εισόδου του ατμοποιητή -1.4°C. Η θερμοκρασία εξόδου του ατμοποιητή θεωρήθηκε ίση με 8.6°C, ενώ υπολογίσθηκε και το θερμικό φορτίο του μέσω του παρακάτω ισολογισμού.

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{Evap,ref,out} - h_{Evap,ref,in}) \quad (4.16)$$

Το αποτέλεσμα ήταν 354W θερμικού φορτίου του ατμοποιητή και βάσει αυτού η παροχή ψυχρού νερού τέθηκε ίση με 24×10^{-3} kg/s, εξασφαλίζοντας έτσι την επαρκή θερμοκρασιακή πτώση του. Η θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού νερού προσδιορίστηκε ίση με 9°C, ενώ η ενθαλπία, και συνεπώς η θερμοκρασία εξόδου του υπολογίσθηκε από τον παρακάτω ισολογισμό.

$$Q_{Evap} = \dot{m}_{w,Evap} \cdot (h_{Evap,w,Out} - h_{Evap,w,In}) \quad (4.17)$$

Με όλες τις παραμέτρους της εξόδου του ατμοποιητή, καθώς και με το φορτίο του εναλλάκτη θερμότητας του ψυκτικού μέσου προσδιορισμένες, αυτές του επιπέδου χαμηλής πίεσης του εναλλάκτη υπολογίζονται από τον παρακάτω ενεργειακό ισολογισμό.

$$Q_{RHX} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{RHX,low,Out} - h_{RHX,low,In}) \quad (4.18)$$

Έτσι υπολογίζεται ότι η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου του χαμηλού επιπέδου πίεσης που εξέρχεται του εναλλάκτη είναι 18°C. Οι τιμές για το σημείο αυτό αφορούν εξίσου και την είσοδο του ψυκτικού μέσου στον απορροφητή. Από τη στιγμή που υπολογίσθηκαν όλες οι τιμές για τον κύκλο του ψυκτικού μέσου, απομένει να προσδιοριστούν και τα υπόλοιπα σημεία του κυκλώματος του διαλύματος.

Η θερμοκρασία εισόδου του συγκεντρωμένου διαλύματος στον αντίστοιχο εναλλάκτη προσδιορίζεται από αυτή της εξόδου του από τον αναβελτιωτή, δηλαδή 63.6°C, ενώ η θερμοκρασία εξόδου του από τον εναλλάκτη θεωρείται ίση με 109°C. Οι τιμές αυτές περιγράφουν πλήρως την κατάσταση του διαλύματος καθώς εξέρχεται του εναλλάκτη του, ενώ υπολογίζεται εύκολα και το θερμικό του φορτίο. Ο παρακάτω ενεργειακός ισολογισμός προσδιορίζει και τις αντίστοιχες τιμές του αραιού διαλύματος κατά την έξοδο από τον εναλλάκτη του.

$$h_{SHX,DS,Out} = \frac{\dot{m}_{CS}}{\dot{m}_{DS}} (h_{SHX,CS,In} - h_{SHX,CS,Out}) + h_{SHX,DS,In} \quad (4.19)$$

Οι υπολογισμοί κατέληξαν σε θερμοκρασία εξόδου αραιού διαλύματος 75.7°C, ενώ η εκτόνωσή του στην αντίστοιχη εκτονωτική βαλβίδα θεωρήθηκε επίσης ισενθαλπική.

$$h_{SHX,DS,Out} = h_{Abs,DS,In} \quad (4.20)$$

Οι συνθήκες εισόδου του απορροφητή κατά αυτό τον τρόπο προσδιορίζονται, ενώ η θερμοκρασία της υπόψυκτης ροής εξόδου του θεωρήθηκε ίση με 4.8°C. Το θερμικό φορτίο του απορροφητή στη συνέχεια υπολογίσθηκε ως εξής και βρέθηκε ίσο με 748W.

$$\dot{Q}_{Abs} = \dot{m}_{ref} \cdot h_{Abs,ref,In} + \dot{m}_{DS} \cdot h_{Abs,DS,In} - \dot{m}_{CS} \cdot h_{Abs,CS,Out} \quad (4.21)$$

Αφού υπολογίσθηκαν όλες οι παράμετροι για όλα τα στοιχεία του σχεδιασμένου κύκλου, προσδιορίστηκαν και οι ρυθμοί μεταφοράς θερμότητάς τους. Προκειμένου τέλος να βρεθούν και τα απαραίτητα μεγέθη για τους εναλλάκτες θερμότητας, χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος UA-LMTD, όπου LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference) η λογαριθμική μέση θερμοκρασιακή διαφορά.

$$\dot{Q} = UA \cdot LMTD, \text{ όπου} \quad (4.22)$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_{In} - \Delta T_{Out}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{In}}{\Delta T_{Out}}\right)} = \frac{(T_{H,in} - T_{C,out}) - (T_{H,out} - T_{C,in})}{\ln\left[\frac{T_{H,in} - T_{C,out}}{T_{H,out} - T_{C,in}}\right]} \quad (4.23)$$

Με γνωστά τα \dot{Q} και LMTD υπολογίζεται το απαιτούμενο UA. Οι τιμές που προέκυψαν από την επίλυση του κύκλου αλλά και των απαιτούμενων UA παρατίθενται στον ακόλουθο πίνακα.

Στοιχείο	Q (W)	UA _{required} (W/K)	LMTD (K)
Απορροφητής	748	38	19.7
Συμπυκνωτής	414	29	14.3
Εναλλάκτης Διαλύματος (SHX)	562	37	15.3
Εναλλάκτης Ψυκτικού (RHX)	15	0.7	21.6
Ατμοποιητής	354	160	2.21
Αναβελτιωτής	152	3.2	47.8

Πίνακας 4.1: Τιμές Q, UA και LMTD ανά στοιχείο από την επίλυση του κύκλου. [1]

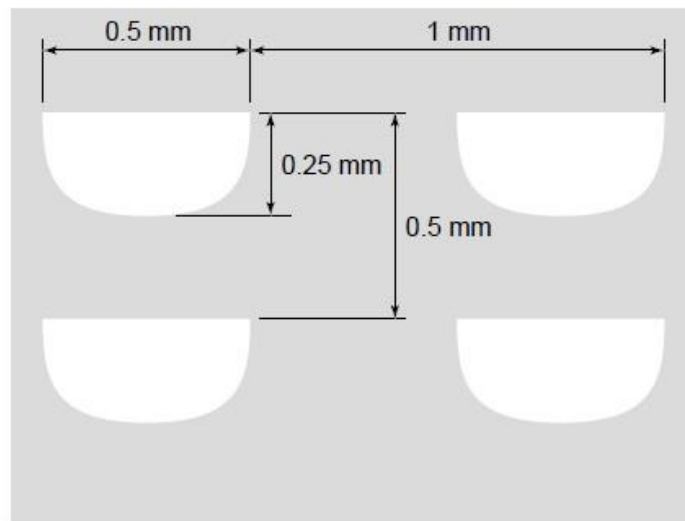
Η μέθοδος UA-LMTD δίνει έγκυρα αποτελέσματα μόνο σε εναλλάκτες θερμότητας όπου οι τιμές της θερμικής ικανότητας ($\dot{m} \cdot C_p$) των δύο ροών είναι σταθερές καθ' όλο το μήκος του εναλλάκτη. Παρόλο που αυτό στην περίπτωση της συσκευής δεν είναι απαραίτητα ακριβές, η μέθοδος μπορεί να χρησιμοποιηθεί και να δώσει επαρκώς ακριβή αποτελέσματα. Οι ρυθμοί μεταφοράς, οι LMTD καθώς και τα UA του κάθε στοιχείου παρατίθενται στον παρακάτω πίνακα. Το επόμενο βήμα των υπολογισμών είναι ο προσδιορισμός της γεωμετρίας και των φυσικών διαστάσεων του κάθε εναλλάκτη ώστε αφενός να πληρούν τις

απαραίτητες προϋποθέσεις που θέτουν οι τιμές του πίνακα, και αφετέρου να είναι δυνατή η κατασκευή τους με τις μεθόδους που συζητήθηκαν παραπάνω.

4.2 Σχεδιασμός των Στοιχείων της Μηχανής

Εφόσον οι παραπάνω τιμές υπολογίσθηκαν μέσω της ανάλυσης του κύκλου, το πλάτος, μήκος και αριθμός των καναλιών είναι οι μόνες μεταβλητές σχεδιασμού της συσκευής.

Προκειμένου να απλοποιηθεί η κατασκευή της πρωτότυπης συσκευής χρησιμοποιήθηκε ένα ενιαίο μέγεθος καναλιού για όλα τα μέρη της. Το πάχος του κάθε φύλλου επίσης ορίστηκε στα 0.5mm λόγω διαθεσιμότητας στο εμπόριο καθώς και για να καλύψει το εύρος των μεγεθών των καναλιών που χρησιμοποιήθηκαν. Με βάθος χάραξης το ήμισυ του κάθε φύλλου, το πλάτος των καναλιών ορίστηκε στα 0.5mm με ονομαστική υδραυλική διάμετρο 306μm, ενώ το εγκάρσιο βήμα μεταξύ των καναλιών στο 1mm και το κάθετο στα 0.5mm. Οι διαστάσεις αυτές απεικονίζονται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 4.2: Απεικόνιση των καναλιών ενός εναλλάκτη με τις ονομαστικές διαστάσεις τους. [1]

Η γεωμετρία και οι φυσικές ιδιότητες των εναλλακτών επηρεάζουν τις τιμές του UA , και σύμφωνα με την προσέγγιση των τιμών που υλοποιήθηκε από την θερμοδυναμική προσέγγιση της μηχανής παραπάνω, πραγματοποιήθηκε επίλυση ως προς τις τιμές των διαστάσεων, χρησιμοποιώντας τους παρακάτω τύπους για το κάθε επιμέρους τμήμα.

$$UA = \frac{1}{R_T}, \text{ όπου} \quad (4.24)$$

R_T : ολική θερμική αντίσταση

$$R_T = R_{Fin Array,H} + R_{wall} + R_{Fin Array,C}, \text{ όπου} \quad (4.25)$$

R_{wall} : Θερμική αντίσταση των τοιχωμάτων μεταξύ των στοιβάδων πτερυγίων

$R_{Fin Array}$: Θερμική αντίσταση των στοιβάδων πτερυγίων θερμών και ψυχρών ρευμάτων αντίστοιχα

$$R_{wall} = \frac{t_{wall}}{k_{wall} \cdot w \cdot L_{flow}}, \text{ όπου} \quad (4.26)$$

t_{wall} : πάχος τοιχώματος

k_{wall} : Θερμική αγωγιμότητα υλικού του εναλλάκτη θερμότητας

w : πάχος των στοιβάδων των πτερυγίων που έρχονται σε επαφή σε ολόκληρο τον εναλλάκτη

L_{flow} : το μήκος του εναλλάκτη θερμότητας κατά τη φορά της ροής (ίσο με το μήκος καναλιού)

$$w = N_{channel} \cdot (w_{channel} + t_{fin}) \cdot (N_{shim} - 2), \text{ όπου} \quad (4.27)$$

$N_{channel}$: πλήθος καναλιών σε μια στοιβάδα

$w_{channel}$: πλάτος καναλιού

t_{fin} : πάχος πτερυγίου

N_{shim} : Αριθμός φύλλων

$$R_{Fin Array} = \frac{1}{\eta_T \cdot \alpha \cdot A_T}, \text{ όπου} \quad (4.28)$$

A_T : συνολική επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας της εκάστοτε στοιβάδας πτερυγίων

α : συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του ρευστού

η_T : συνολική απόδοση επιφάνειας της στοιβάδας πτερυγίων

$Fin Array$: Στοιβάδα Πτερυγίων

$$\eta_T = 1 - \frac{N_{channel} \cdot A_f}{A_T} (1 - \eta_f), \text{ όπου} \quad (4.29)$$

A_f : εμβαδό επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας των πτερυγίων της εκάστοτε στοιβάδας

A_T : ολικό εμβαδό επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας όλων των στοιβάδων των φύλλων κάθε τύπου (μισές τύπου Α και μισές τύπου Β)

η_f : θερμική απόδοση επιφάνειας του εκάστοτε πτερυγίου

$$A_T = (A_f + A_p) \frac{N_{shim} - 2}{2}, \text{ όπου} \quad (4.30)$$

A_p : εμβαδό επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας των καναλιών της εκάστοτε στοιβάδας (μη πτερυγωμένο)

$$A_f = (\pi \cdot \frac{h_{channel}}{2} + t_{fin}) \cdot L_{channel} \cdot N_{channel}, \text{ όπου} \quad (4.31)$$

$h_{channel}$: βάθος (ύψος) καναλιού

$L_{channel}$: μήκος καναλιού

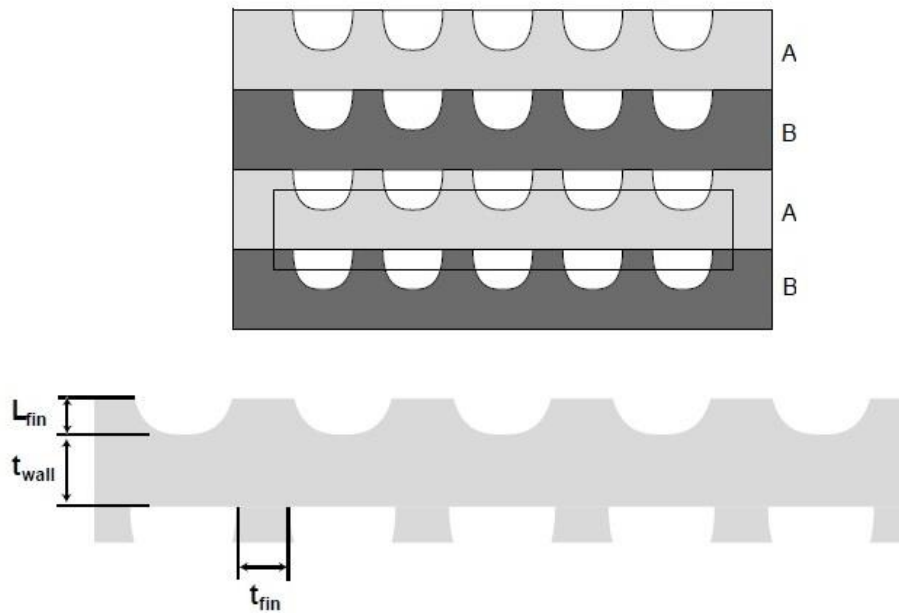
$$A_p = w_{channel} \cdot L_{channel} \cdot N_{channel} \quad (4.32)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot L_{fin})}{m \cdot L_{fin}}, \text{ όπου} \quad (4.33)$$

L_{fin} : ύψος πτερυγίου (ίσο με το ήμισι του βάθους καναλιού)

$$m = \sqrt{\frac{\alpha \cdot 2}{k \cdot t_{fin}}}, \text{ όπου} \quad (4.34)$$

k : θερμική αγωγιμότητα πτερυγίου (ίση με αυτή του υλικού ολόκληρου του εναλλάκτη)



Σχήμα 4.3: Απεικόνιση Στοιβάδας Πτερυγίων. [1]

Σύμφωνα με τα απαιτούμενα UA που υπολογίστηκαν παραπάνω, προέκυψαν κάποιες τιμές για τον αριθμό των καναλιών, καθώς και για το μήκος τους. Οι τιμές αυτές δεν ήταν ακεραίες, και έτσι με τη στρογγυλοποίησή τους προέκυψαν νέες τιμές UA.

Στη συνέχεια, αναλύονται οι μέθοδοι και οι συσχετισμοί που ακολουθήθηκαν για τον προσδιορισμό των συντελεστών μεταφοράς για κάθε τμήμα της μηχανής, καθώς παρατίθενται και τα τελικά αποτελέσματα για το πλήθος και τις διαστάσεις των καναλιών, τις ροές μάζας, τις θερμικές αντιστάσεις των στοιβάδων πτερυγίων και των τοιχωμάτων τους, καθώς και τις νέες τιμές UA.

4.2.1 Απορροφητής

Οι συνθήκες εισόδου-εξόδου του απορροφητή καταγράφονται στον Πίνακα 6. το νερό ψύξης έχει μονοφασική, γραμμική ροή ($Re = 390$). Ο συντελεστής μεταφοράς της μονοφασικής αυτής ροής υπολογίστηκε με χρήση του συσχετισμού του Kakac et al., 1987 για ροή σε κυκλική διατομή με γωνία διαβροχής 2ϕ .

$$\frac{\alpha \cdot D_h}{k} = 2.0705 \cdot \left(\frac{1 + 2.2916 \cdot \phi - 2.5682 \cdot \phi^2 + 1.4815 \cdot \phi^3}{-0.3338 \cdot \phi^4} \right), \text{ όπου} \quad (4.35)$$

D_h : υδραυλική διάμετρος

ϕ : γωνία διαβροχής

	Διάλυμα	Ψυκτικό Μέσο	Νερό Ψύξης
Παροχή Μάζας	2.37×10 ⁻³ kg/s (Είσοδος)	0.33×10 ⁻³ kg/s	20.89×10 ⁻³ kg/s
Πίεση	400 kPa	400 kPa	101 kPa
Θερμοκρασία Εισόδου	73.2°C	18.0°C	37.0°C
Θερμοκρασία Εξόδου	50.4°C		45.6°C
Q	748 W		
LMTD	19.7°C		
UA _{required}	38 W/K		

Πίνακας 4.2: Σημείο σχεδιασμού του Απορροφητή. [1]

Το διάλυμα αμμωνίας/νερού εισέρχεται στον απορροφητή σε διφασική μορφή με ποιότητα ατμού 0.1 και εξέρχεται ως υπόψυκτο υγρό. Για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς του διφασικού αυτού μίγματος χρησιμοποιήθηκε ο συσχετισμός του Shah (1979) για συμπύκνωση σε σωλίνες.

$$\alpha_{tp} = \alpha_{lo} \left[(1-q)^{0.8} + \frac{3.8 \cdot q^{0.76} \cdot (1-q)^{0.04}}{Pr^{0.38}} \right], \text{ όπου} \quad (4.36)$$

α_{lo} : συντελεστής μεταφοράς του υγρού τμήματος της ροής (liquid only)

q : περιεκτικότητα σε ατμό

Pr : λόγος της πίεσης του ρευστού προς την κρίσιμη πίεση του ψυκτικού μέσου

$$Pr = \frac{p}{p_{crit}} \quad (4.37)$$

$$\alpha_{lo} = 0.023 \cdot Re_{lo}^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4} \times \frac{k_l}{D_h}, \text{ όπου} \quad (4.38)$$

Re_{lo} : αριθμός Reynolds του υγρού τμήματος της ροής

Pr_l : αριθμός Prandtl του υγρού τμήματος της ροής

k_l : θερμική αγωγιμότητα του υγρού τμήματος της ροής

$$Re_{lo} = \frac{G \cdot D_h}{\mu_l}, \text{ όπου} \quad (4.39)$$

G : ροή μάζας

μ_l : δυναμικό ιξώδες υγρού τμήματος της ροής

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{channel}}, \text{ όπου} \quad (4.40)$$

\dot{m} : παροχή μάζας σε ένα κανάλι

$A_{channel}$: εμβαδό διατομής καναλιού

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_{total}}{N_{channel} \cdot \frac{N_{shim}}{z}}, \text{ όπου} \quad (4.41)$$

\dot{m}_{total} : ολική παροχή μάζας της ροής κάθε πλευράς του εναλλάκτη

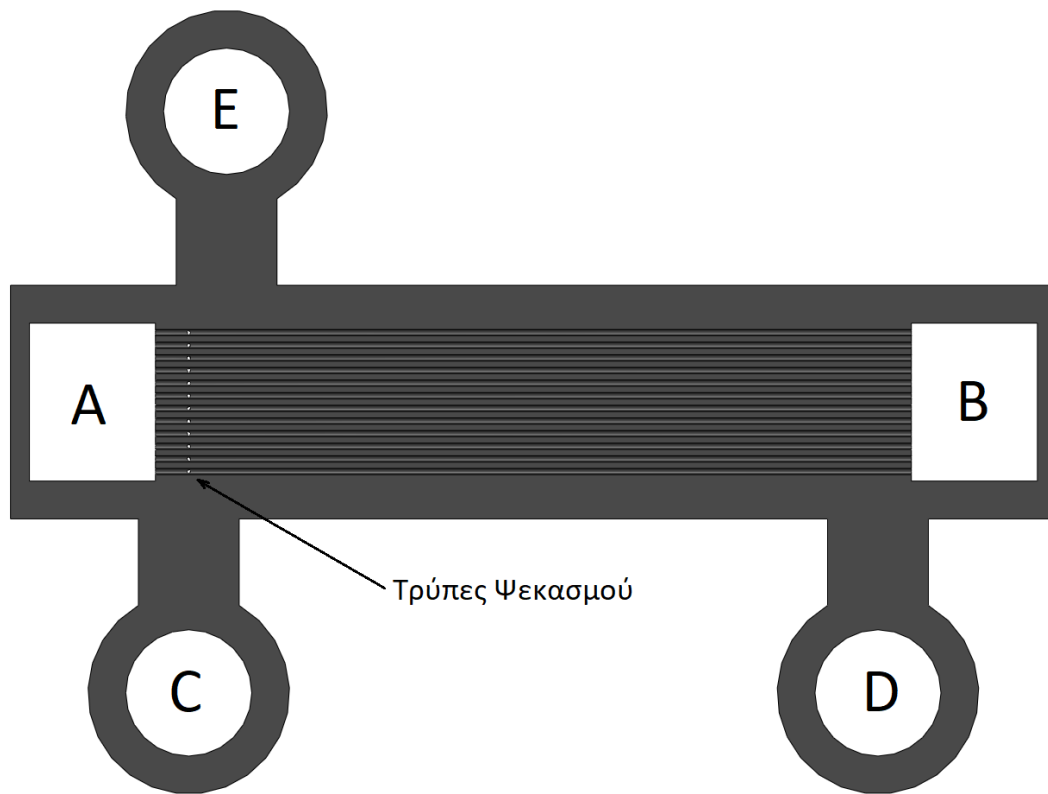
$$A_{channel} = \pi \cdot \frac{(h_{channel})^2}{2} \quad (4.42)$$

Ο συγκεκριμένος συσχετισμός αρχικά αναπτύχθηκε για σωλήνες μεγαλύτερων διαμέτρων και για διφασικές ροές ουσιών και όχι μιγμάτων. Συνεπώς, η εφαρμογή του σε διφασικό μίγμα που περνά μέσα από τόσο μικρές διατομές δίνει μόνο μια προσέγγιση του συντελεστή μεταφοράς. Παρόλα αυτά, για τις ανάγκες του αρχικού σχεδιασμού του πρωτοτύπου, η προσέγγιση που επιτυγχάνει ο συσχετισμός αυτός είναι αρκετά ικανοποιητική. Ύστερα από τους υπολογισμούς, τα αποτελέσματα σχετικά με τα υπόλοιπα χαρακτηριστικά του απορροφητή παρατίθενται στον παρακάτω πίνακα.

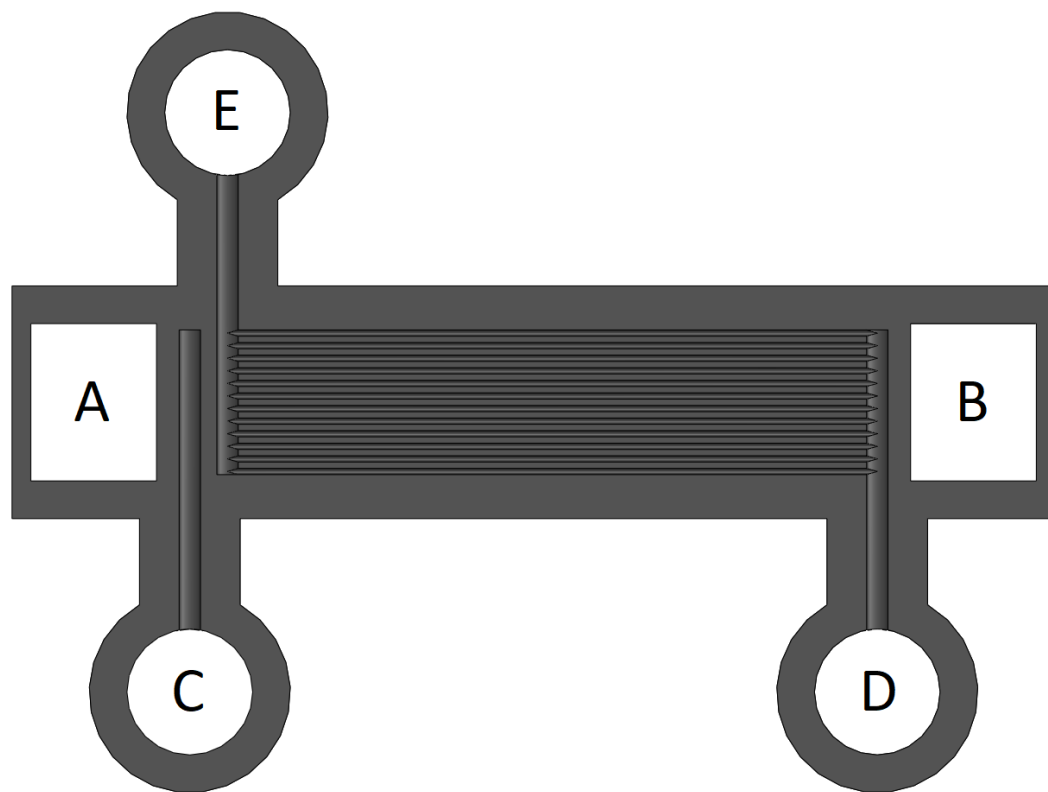
	Διάλυμα	Νερό Ψύξης
Κανάλια ανά φύλλο	12	12
$L_{channel}$	50 mm	50 mm
G	115 kg/m ² -s	887 kg/m ² -s
α	10,000 W/m ² -K	8400 W/m ² -K
$R_{fin Array}$	6.4 K/kW	7.7 K/kW
R_{wall}	0.7 K/kW	
UA	67 W/K	

Πίνακας 4.3: Αποτελέσματα υπολογισμών για το σημείο σχεδιασμού του Απορροφητή. [1]

Οι φωτογραφίες παρακάτω απεικονίζουν τη γεωμετρία των καναλιών στους δύο τύπους φύλλων του απορροφητή. Το αραιό διάλυμα εισέρχεται στον απορροφητή μέσω του συλλέκτη A ενώ το ατμοποιημένο ψυκτικό μέσο από τον συλλέκτη C. Ο ατμός αρχικά ρέει κατά μήκος ενός καναλιού στο Φύλλο B μέχρι να φτάσει και να χωριστεί στα κανάλια του Φύλλου A μέσω των τρυπών ψεκασμού. Αυτό έχει σκοπό την επίτευξη πιο ομοιόμορφης διανομής του ατμού στα κανάλια. Αφού ο ατμός και το διάλυμα αναμειχθούν, ρέουν μαζί μέσω των καναλιών του Φύλλου A προς τον συλλέκτη B, όπου το συγκεντρωμένο πια διάλυμα αφαιρείται. Το νερό ψύξης του απορροφητή εισέρχεται μέσω του συλλέκτη D και ρέει μέσα από τα κανάλια του Φύλλου B, αντίθετα με τη φορά ροής το διαλύματος, μέχρι που εξέρχεται από τον συλλέκτη E.



Εικόνα 4.1: Σχέδιο Απορροφητή, Φύλλο Α.



Εικόνα 4.2: Σχέδιο Απορροφητή, Φύλλο Β.

4.2.2 Συμπυκνωτής

Οι τιμές εισόδου-εξόδου του συμπυκνωτή παρατίθενται στον παρακάτω πίνακα.

	Ψυκτικό Μέσο	Νερό Ψύξης
Παροχή Μάζας	$0.33 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$	$17.8 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$
Πίεση	1600 kPa	101 kPa
Θερμοκρασία Εισόδου	85°C	37.0°C
Θερμοκρασία Εξόδου	39.61°C	45.6°C
Q	414 W	
LMTD	14.3°C	
UA _{required}	29 W/K	

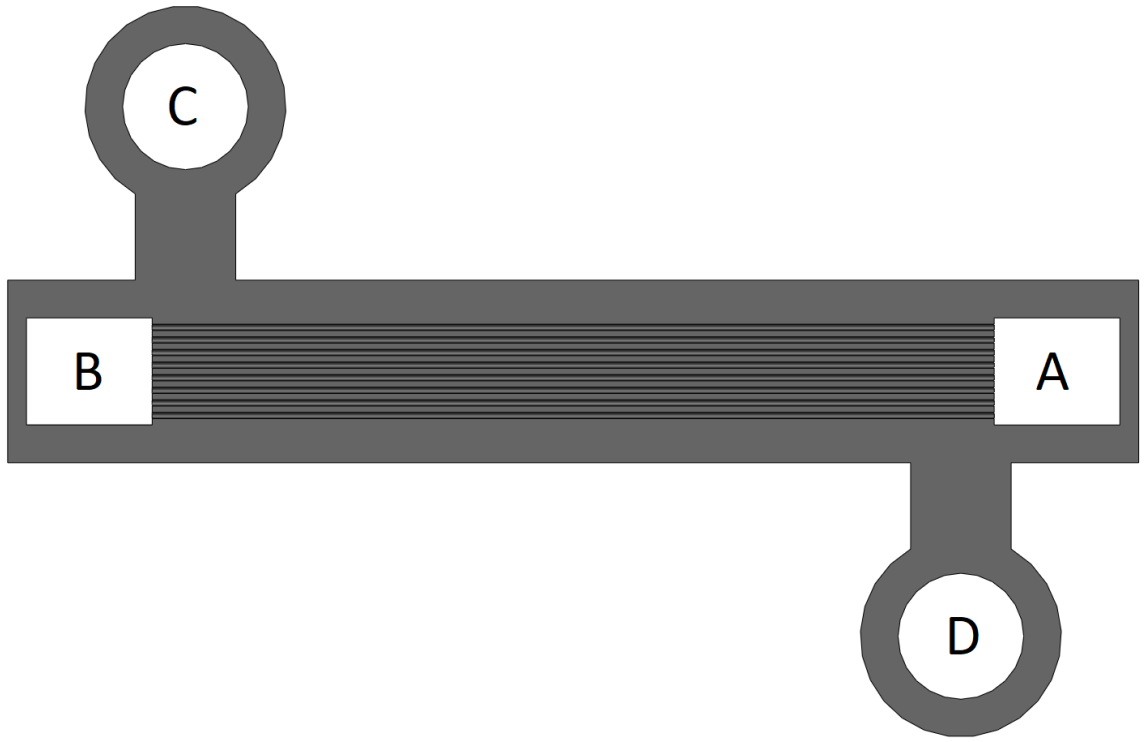
Πίνακας 4.4: Σημείο σχεδιασμού του Συμπυκνωτή. [1]

Το νερό ψύξης έχει μονοφασική, γραμμική ροή ($Re = 500$). Ο συντελεστής μεταφοράς για τη ροή του νερού ψύξης υπολογίζεται μέσω του συσχετισμού του Kakac et al., 1987 που αναφέρθηκε παραπάνω. Το ψυκτικό μέσο εισέρχεται στον συμπυκνωτή σε μορφή κορεσμένου ατμού και εξέρχεται ως υπόψυκτο υγρό. Ο συντελεστής μεταφοράς του υπολογίζεται μέσω του συσχετισμού του Shah (1979), στον οποίο η ποιότητα του ατμού θεωρήθηκε ίση με 0.4, τιμή αντιπροσωπευτική για την μη γραμμική μεταβολή της κατά μήκος του συμπυκνωτή. Τα αποτελέσματα των υπολογισμών παρατίθενται στον παρακάτω πίνακα.

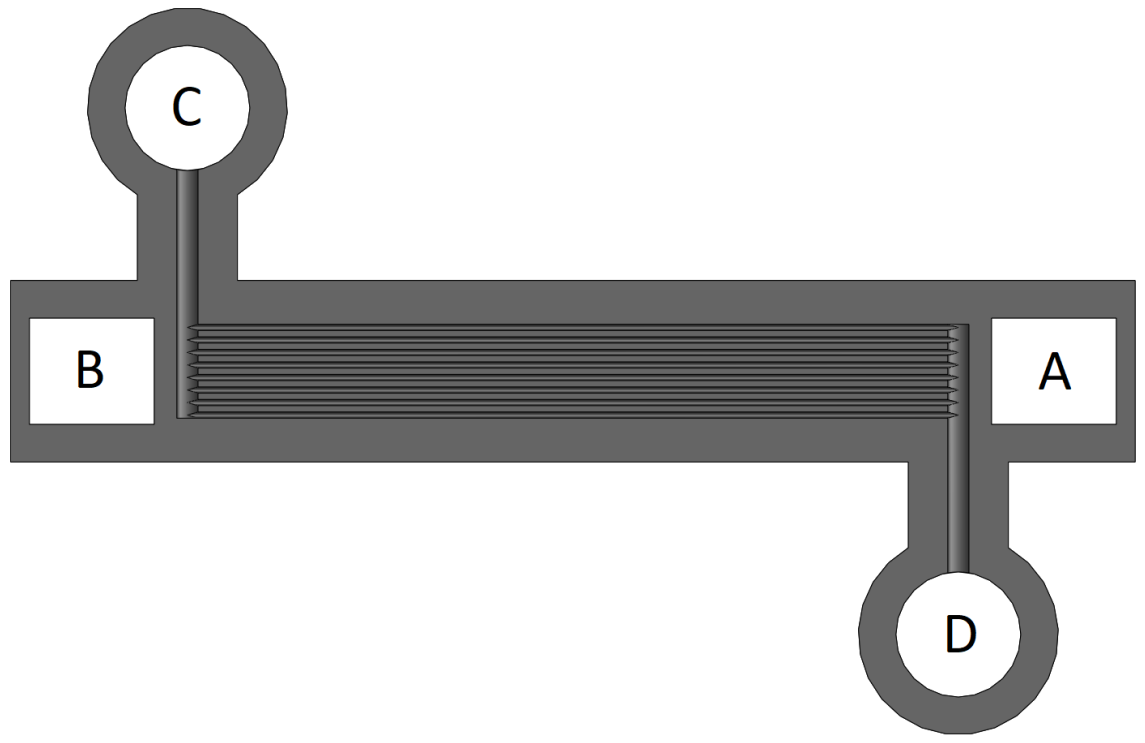
	Ψυκτικό Μέσο	Νερό Ψύξης
Κανάλια ανά φύλλο	8	8
L_{channel}	60 mm	60 mm
G	$20.8 \text{ kg/m}^2\text{-s}$	$1130 \text{ kg/m}^2\text{-s}$
α	$3700 \text{ W/m}^2\text{-K}$	$8400 \text{ W/m}^2\text{-K}$
$R_{\text{fin Array}}$	20.5 K/kW	9,7 K/kW
R_{wall}	0.88 K/kW	
UA	32 W/K	

Πίνακας 4.5: Αποτελέσματα υπολογισμών για το σημείο σχεδιασμού του Συμπυκνωτή. [1]

Οι παρακάτω εικόνες δείχνουν τα Φύλλο A και B του συμπυκνωτή. Το ατμοποιημένο ψυκτικό μέσο εισέρχεται μέσω του συλλέκτη A και ρέει μέσα από τα κανάλια του Φύλλου A προς τον συλλέκτη B, από όπου και εξέρχεται. Το νερό ψύξης εισέρχεται σε αυτόν μέσω του συλλέκτη C και ρέει μέσα από τα κανάλια του Φύλλου B, αντίστροφα με τη φορά ροής του ψυκτικού μέσου, μέχρι που φτάνει στον συλλέκτη D, από τον οποίο και εξέρχεται του συμπυκνωτή.



Εικόνα 4.3: Σχέδιο Συμπυκνωτή, Φύλλο Α.



Εικόνα 4.4: Σχέδιο Συμπυκνωτή, Φύλλο Β.

4.2.3 Εναλλάκτης Θερμότητας Διαλύματος

Οι τιμές εισόδου-εξόδου του εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος παρατίθενται στον παρακάτω πίνακα.

	Συγκεντρωμένο Διάλυμα	Αραιό Διάλυμα
Παροχή Μάζας	2.7×10^{-3} kg/s	2.37×10^{-3} kg/s
Πίεση	1600 kPa	1600 kPa
Θερμοκρασία Εισόδου	63.7°C	128.2°C
Θερμοκρασία Εξόδου	109 °C	75.7°C
Q	562 W	
LMTD	15.3°C	
UA _{required}	37 W/K	

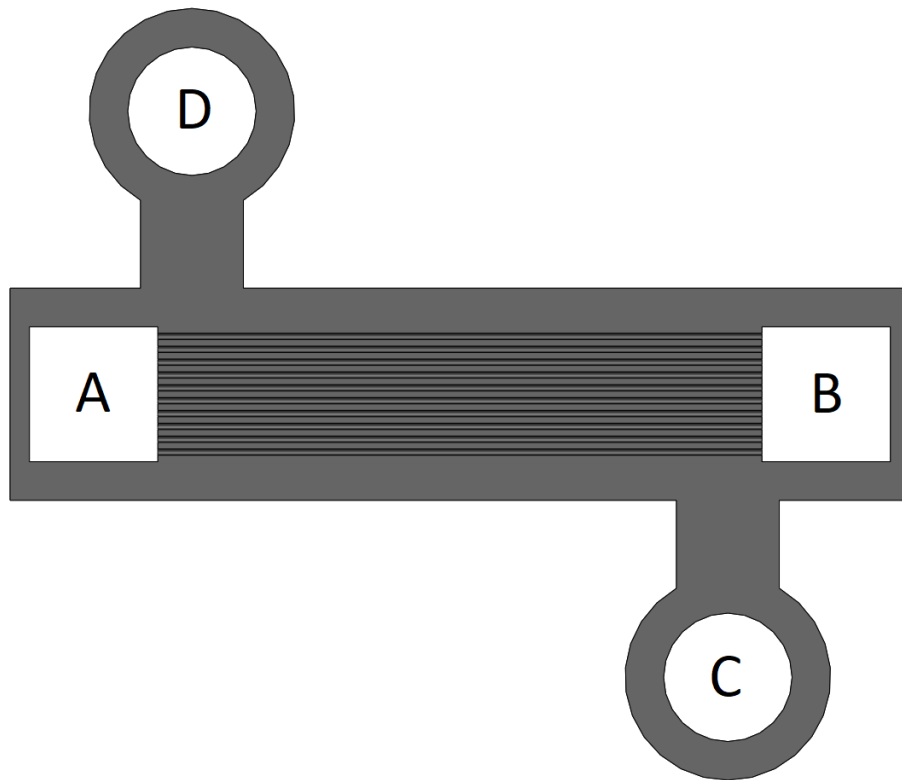
Πίνακας 4.6: Σημείο σχεδιασμού του Εναλλάκτη Θερμότητας του Διαλύματος. [1]

Οι ροή τόσο του συγκεντρωμένου, όσο και του αραιού διαλύματος είναι μονοφασικής γραμμικής μορφής ($Re_{CS} = 119$, $Re_{DS} = 122$). Οι συντελεστές μεταφοράς και των δύο ροών υπολογίστηκαν με την χρήση των συσχετισμών του Kakac et al., 1987 για μονοφασική ροή σε αγωγούς κυκλικής διατομής. Τα αποτελέσματα των υπολογισμών παρατίθενται στον ακόλουθο πίνακα.

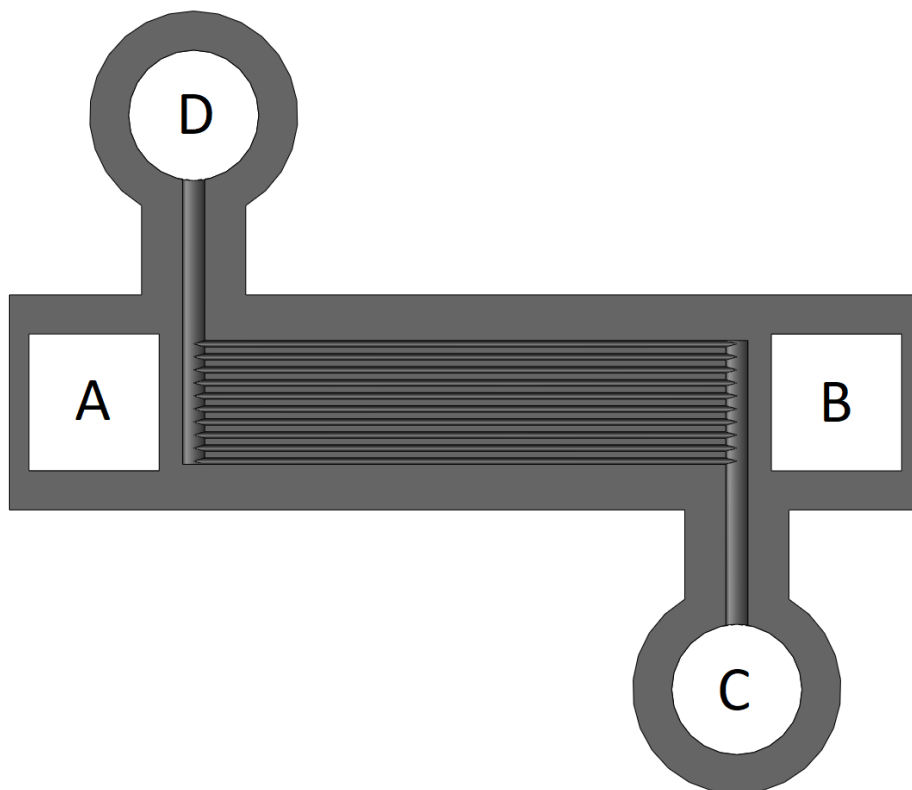
	Συγκεντρωμένο Διάλυμα	Αραιό Διάλυμα
Κανάλια ανά φύλλο	10	10
$L_{channel}$	40 mm	40 mm
G	137.5 kg/m ² -s	10.8 kg/m ² -s
α	7300 W/m ² -K	7600 W/m ² -K
$R_{fin Array}$	13.3 K/kW	12.8 K/kW
R_{wall}	1.1 K/kW	
UA	37 W/K	

Πίνακας 4.7: Αποτελέσματα υπολογισμών για το σημείο σχεδιασμού του Εναλλάκτη Θερμότητας του Διαλύματος. [1]

Οι παρακάτω εικόνες δείχνουν τα Φύλλο Α και Β του εναλλάκτη. Το συγκεντρωμένο διάλυμα εισέρχεται στον εναλλάκτη από τον συλλέκτη Α, ρέει μέσα από τα κανάλια του Φύλλου Α προς τον συλλέκτη Β. Το αραιό διάλυμα εισέρχεται μέσω του συλλέκτη C, ρέει μέσα από τα κανάλια του Φύλλου Β και εξέρχεται του εναλλάκτη από τον συλλέκτη D.



Εικόνα 4.5: Σχέδιο Εναλλάκτη Θερμότητας Διαλύματος, Φύλλο Α.



Εικόνα 4.6: Σχέδιο Εναλλάκτη Θερμότητας Διαλύματος, Φύλλο Β.

4.2.4 Εναλλάκτης Θερμότητας Ψυκτικού Μέσου (Πρόψυξη)

Οι συνθήκες εισόδου-εξόδου του εναλλάκτη θερμότητας του ψυκτικού μέσου περιγράφονται στον παρακάτω πίνακα. Η ροή του επιπέδου υψηλής πίεσης στον εναλλάκτη αυτό είναι μορφής υπόψυκτου υγρού, ενώ του επιπέδου χαμηλής πίεσης ατμός. Συνεπώς και οι δύο αντιμετωπίζονται ως μονοφασικές γραμμικές ροές ($Re_{High} = 71$, $Re_{Low} = 1008$) και οι συντελεστές μεταφοράς τους υπολογίζονται μέσω του Kakas et al., 1987.

	Επίπεδο Υψηλής Πίεσης	Επίπεδο Χαμηλής Πίεσης
Παροχή Μάζας	0.33×10^{-3} kg/s	0.33×10^{-3} kg/s
Πίεση	1600 kPa	400 kPa
Θερμοκρασία Εισόδου	39.6°C	8.6°C
Θερμοκρασία Εξόδου	30.2°C	18.0°C
Q	15 W	
LMTD	21.6°C	
UA _{required}	0.7 W/K	

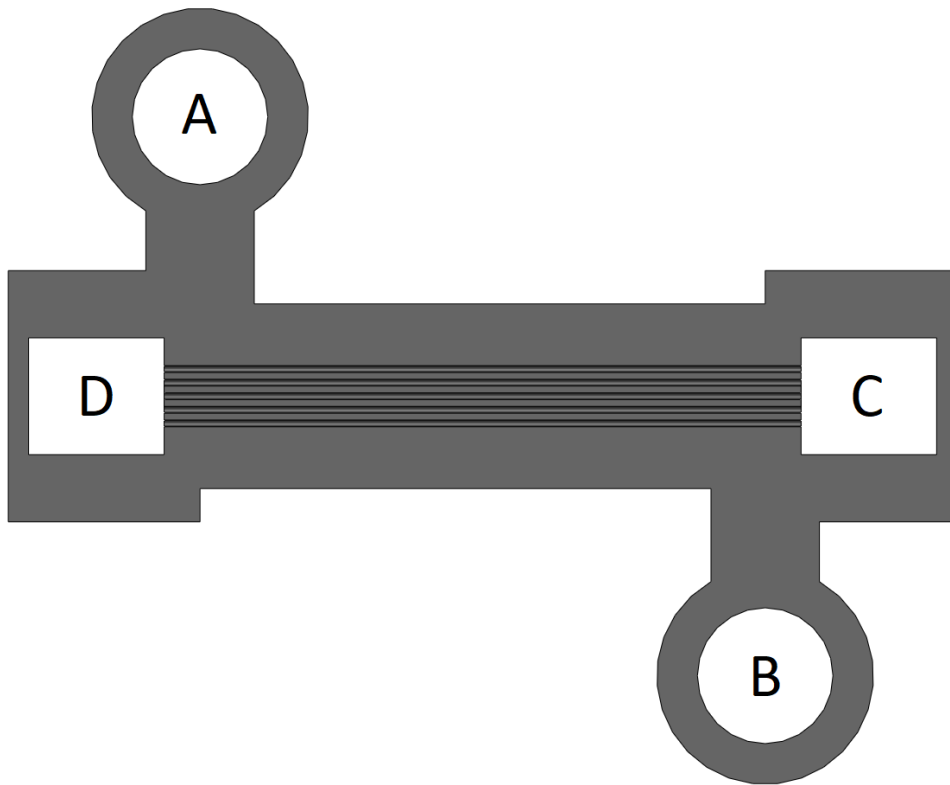
Πίνακας 4.8: Σημείο σχεδιασμού του Εναλλάκτη Θερμότητας του Ψυκτικού Μέσου. [1]

Τα αποτελέσματα των υπολογισμών για το σημείο σχεδιασμού του εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος παρατίθενται παρακάτω.

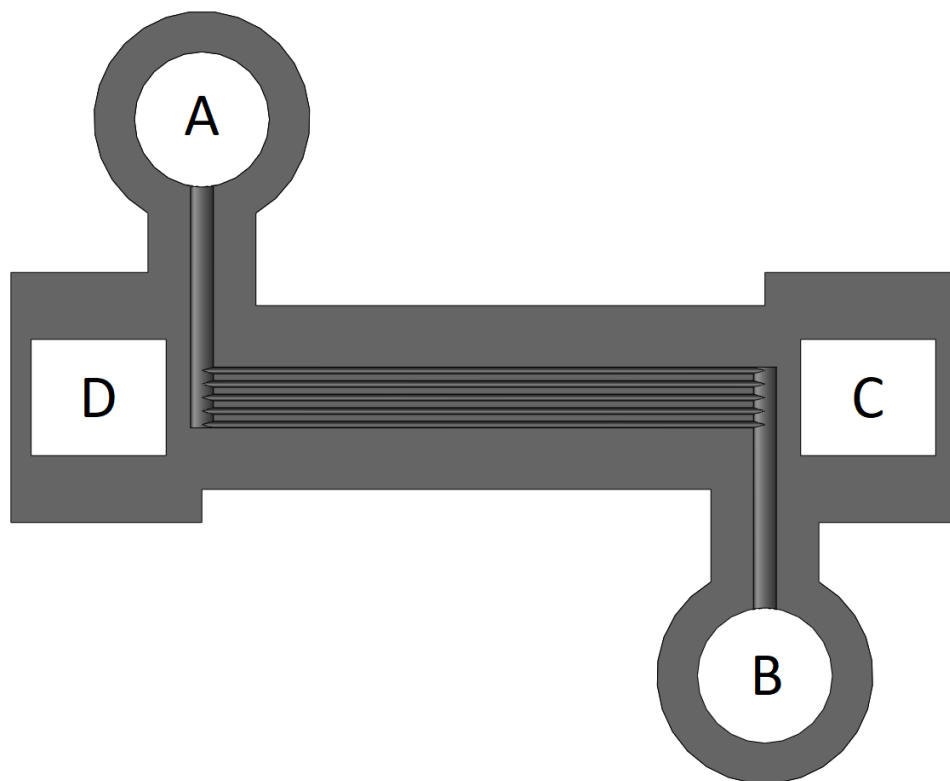
	Επίπεδο Υψηλής Πίεσης	Επίπεδο Χαμηλής Πίεσης
Κανάλια ανά φύλλο	5	5
L _{channel}	40 mm	40 mm
G	33.3 kg/m ² -s	33.3 kg/m ² -s
α	6100 W/m ² -K	380 W/m ² -K
R _{fin Array}	32 K/kW	515 K/kW
R _{wall}	2.1 K/kW	
UA	1.8 W/K	

Πίνακας 4.9: Αποτελέσματα υπολογισμών για το σημείο σχεδιασμού του Εναλλάκτη Θερμότητας του Ψυκτικού Μέσου. [1]

Οι παρακάτω εικόνες δείχνουν τα Φύλλο A και B του εναλλάκτη. Το ψυκτικό μέσο υψηλής πίεσης εισέρχεται στον εναλλάκτη από τον συλλέκτη A και ρέει μέσα από τα κανάλια του Φύλλου B προς τον συλλέκτη B. Το ψυκτικό μέσο χαμηλής πίεσης αντίστοιχα εισέρχεται του εναλλάκτη από τον συλλέκτη C και ρέει μέσα από τα κανάλια του Φύλλου A, έως ότου φτάσει στον συλλέκτη D από όπου και εξέρχεται του στοιχείου.



Εικόνα 4.7: Σχέδιο Εναλλάκτη Θερμότητας Ψυκτικού Μέσου, Φύλλο Α.



Εικόνα 4.8: Σχέδιο Εναλλάκτη Θερμότητας Ψυκτικού Μέσου, Φύλλο Β.

4.2.5 Ατμοποιητής

Οι συνθήκες εισόδου-εξόδου του ατμοποιητή περιγράφονται στον παρακάτω πίνακα. Η παροχή μάζας του ρευστού ζεύξης (υγρό ψύξης) θεωρήθηκε τόση ώστε να διατηρείται επαρκής θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ εισόδου και εξόδου, με σκοπό τον περιορισμό της πειραματικής αβεβαιότητας.

	Ψυκτικό Μέσο	Ρευστό Ζεύξης
Παροχή Μάζας	$0.33 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$	$24 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$
Πίεση	400 kPa	101 kPa
Θερμοκρασία Εισόδου	-1.4°C	9°C
Θερμοκρασία Εξόδου	8.6°C	5.5°C
Q	354 W	
LMTD	2.2°C	
UA _{required}	160 W/K	

Πίνακας 4.10: Σημείο σχεδιασμού του Ατμοποιητή. [1]

Το ρευστό ζεύξης είναι μονοφασικής, γραμμικής ροής ($Re = 175$), και έτσι ο συντελεστής μεταφοράς του υπολογίστηκε μέσω του συσχετισμού του Kakac et al. (1987). Το ψυκτικό μέσο εισέρχεται του ατμοποιητή σε χαμηλή ποιότητα (0.12) και εξέρχεται σε υψηλή (0.94). Ο συντελεστής μεταφοράς του υπολογίστηκε με τη χρήση του συσχετισμού του Kandlikar et al. (2003; 2004). Για βαθιές γραμμικές ροές ($Re_{LO} \leq 100$) όπως αυτές που συναντώνται στον συγκεκριμένο ατμοποιητή, ο συντελεστής μεταφοράς υπολογίζεται ως εξής:

$$\alpha_{TP} = \left(\frac{0.6683 \cdot Co^{-0.2} (1-q)^{0.8} \cdot \alpha_{LO} \cdot 1058.0 \cdot Bo^{0.7} (1-q)^{0.8}}{F_{Fl} \cdot \alpha_{LO}} \right), \text{ όπου} \quad (4.43)$$

Co : Convection Number

Bo : Boiling Number

F_{Fl} : παράμετρος υγρής επιφάνειας (=1 για ανοξείδωτο χάλυβα)

$$Co = \left[\frac{(1-q)}{q} \right]^{0.8} \left[\frac{\rho_v}{\rho_l} \right]^{0.5}, \text{ όπου} \quad (4.44)$$

ρ_v : πυκνότητα ατμού

ρ_l : πυκνότητα υγρού

$$\alpha_{LO} = 0.023 \cdot Re_{lo}^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4} \times \frac{k_l}{D_h} \quad (4.45)$$

$$Bo = \frac{q''}{G \cdot h_{LV}}, \text{ όπου} \quad (4.46)$$

q'' : ροή θερμότητας

h_{LV} : λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης

$$q'' = \frac{\dot{Q}}{A_T}, \text{ όπου} \quad (4.47)$$

\dot{Q} : ρυθμός μεταφοράς θερμότητας (υπολογισμένος από τον κύκλο)

$$h_{LV} = h_v - h_l, \text{ όπου} \quad (4.48)$$

h_v : ειδική ενθαλπία ατμού

h_l : ειδική ενθαλπία υγρού

Τα αποτελέσματα των υπολογισμών για το σημείο σχεδιασμού του ατμοποιητή παρατίθενται στον παρακάτω πίνακα.

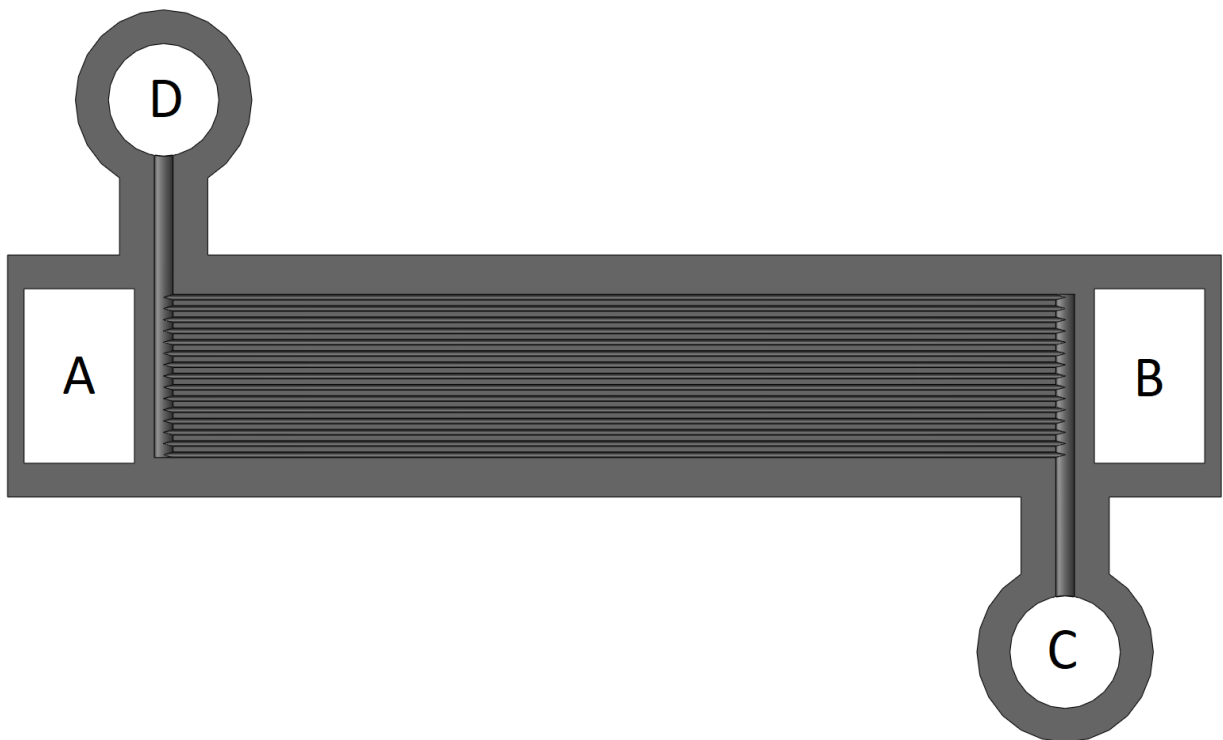
	Ψυκτικό Μέσο	Ρευστό Ζεύξης
Κανάλια ανά φύλλο	15	15
L_{channel}	80 mm	80 mm
G	11.1 kg/m ² -s	815 kg/m ² -s
α	38000 W/m ² -K	7006 W/m ² -K
$R_{\text{fin Array}}$	0.8 K/kW	4.2 K/kW
R_{wall}	0.3 K/kW	
UA	185 W/K	

Πίνακας 4.11: Αποτελέσματα υπολογισμών για το σημείο σχεδιασμού του Ατμοποιητή. [1]

Οι παρακάτω εικόνες δείχνουν τα Φύλλο Α και Β του εναλλάκτη. Το ψυκτικό μέσο εισέρχεται του ατμοποιητή μέσω του συλλέκτη Α και ρέει μέσα από τα κανάλια του Φύλλου Α. Το ψυκτικό μέσο εξέρχεται του ατμοποιητή από τον συλλέκτη Β. Το ψυχρό ρευστό εισέρχεται μέσω του συλλέκτη C και ρέει μέσα από τα κανάλια του Φύλλου Β, έως ότου εξέλθει από το στοιχείο μέσω του συλλέκτη D.



Εικόνα 4.9: Σχέδιο Ατμοποιητή, Φύλλο Α.



Εικόνα 4.10: Σχέδιο Ατμοποιητή, Φύλλο Β.

4.2.6 Εκροφητής

Οι συνθήκες εισόδου-εξόδου του διαλύματος στον εκροφητή περιγράφονται στον παρακάτω πίνακα.

	Διάλυμα
Παροχή Μάζας	$2.7 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$
Πίεση	1600 kPa
Θερμοκρασία Εισόδου	109°C
Θερμοκρασία Εξόδου	128.2°C
Q	800 W
Ποιότητα Ατμού Εξόδου	0.143

Πίνακας 4.12: Σημείο σχεδιασμού του Εκροφητή. [1]

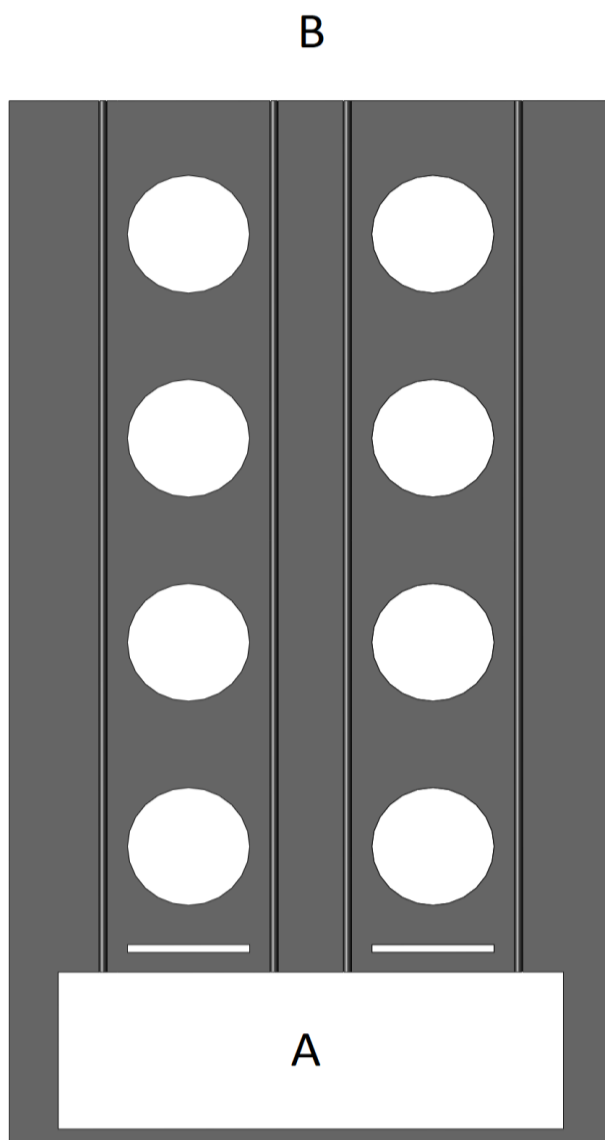
Το διάλυμα εισέρχεται στον εκροφητή σε μορφή κορεσμένου υγρού και εξέρχεται ως χαμηλής ποιότητας (~ 0.14) διφασικό μίγμα. Ο εκροφητής θερμαίνεται από οκτώ ηλεκτρικά φυσίγγια των 150W το ένα, με σκοπό την επίτευξη μέγιστης θέρμανσης 1200W. Κάθε φύλλο του περιέχει 4 κανάλια διαλύματος, άρα 160 κανάλια συνολικά. Το κάθε ένα είναι 55mm σε μήκος, με επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας $11.3 \times 10^{-3} \text{ m}^2$. Για το σημείο σχεδιασμού του εκροφητή στα 800W ρυθμού απορρόφησης θερμότητας, η μέση θερμική ροή των τοιχωμάτων είναι 70.7 kW/m^2 , ενώ στα 1200W, 106.1 kW/m^2 . Η μέγιστη θερμική ροή για τα τοιχώματα του εκροφητή λοιπόν είναι πολύ χαμηλότερη από την κρίσιμη τιμή των 3.1 MW/m^2 .

	Διάλυμα
Κανάλια ανά φύλλο	4
L_{channel}	55 mm
G	$171.9 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$
q''_{design}	70.7 kW/m^2
q''_{max}	106.1 kW/m^2
q''_{cr}	3.1 MW/m^2

Πίνακας 4.13: Αποτελέσματα υπολογισμών για το σημείο σχεδιασμού του Εκροφητή. [1]

Η γεωμετρία του εκροφητή, η οποία φαίνεται στην σχετική εικόνα, είναι η ίδια και για τα δύο Φύλλα. Το συγκεντρωμένο διάλυμα εισέρχεται σε αυτόν μέσω του συλλέκτη Α και ρέει μέσα από τα κανάλια τόσο του Φύλλου Α, όσο και του Φύλλου Β, έως ότου φτάσει και εξέλθει μέσω του συλλέκτη Β, ο οποίος είναι κοινός με του αναβελτιωτή. Οι οκτώ ηλεκτρικές αντιστάσεις είναι τοποθετημένες μέσα στις κυκλικές τρύπες που απεικονίζονται στη φωτογραφία, ενώ οι δύο εγκοπές μεταξύ του συλλέκτη Α και του πρώτου ζεύγους

αντιστάσεων αποτελούν θερμική μόνωση για το διάλυμα που ακόμη βρίσκεται στον συλλέκτη, μειώνοντας έτσι τον κίνδυνο για δημιουργία ατμού και συνεπώς ανομοιόμορφη διανομή του διαλύματος στα κανάλια.



Εικόνα 4.11: Σχέδιο Εκροφητή.

4.2.7 Αναβελτιωτής

Ο αναβελτιωτής δρα ως στήλη διύλισης που εξασφαλίζει την καθαρότητα του ρεύματος ψυκτικής αμμωνίας καθώς αυτό εξέρχεται του εκροφητή, συμπυκνώνοντας μέρος της ροής της. Το ρεύμα ατμοποιημένου διαλύματος, κατά την έξοδό του από τον εκροφητή, έχει συγκέντρωση αμμωνίας 88%. Μια τόσο χαμηλή συγκέντρωση θα προκαλούσε σοβαρές θερμοκρασιακές κυρώσεις στον ατμοποιητή και έτσι επιβάλλεται η ανόρθωσή τις σε τιμή

που προσεγγίζει το 100%, προς βελτίωση της απόδοσης του συστήματος. Προκειμένου να επιτευχθεί όσο το δυνατόν πιο αποδοτική ανάκτηση θερμότητας μέσα στο σύστημα, το ρεύμα συγκεντρωμένου διαλύματος που εξέρχεται της αντλίας χρησιμοποιείται για την ψύξη του αναβελτιωτή. Οι συνθήκες εισόδου-εξόδου του διαλύματος στον αναβελτιωτή περιγράφονται στον παρακάτω πίνακα.

	Ατμός	Ρευστό Αναρροής (Reflux)	Συγκεντρωμένο Διάλυμα
Παροχή Μάζας, Είσοδος	0.387×10 ⁻³ kg/s		2.7×10 ⁻³ kg/s
Παροχή Μάζας, Έξοδος	0.327×10 ⁻³ kg/s	60.0×10 ⁻⁶ kg/s	2.7×10 ⁻³ kg/s
Πίεση	1600 kPa	1600 kPa	1600 kPa
Συγκέντρωση, Είσοδος	0.88		0.37
Συγκέντρωση, Έξοδος	0.98	0.29	0.37
Θερμοκρασία Εισόδου	128.2°C		50.8°C
Θερμοκρασία Εξόδου	85°C	128.2°C	63.6°C
Q	152 W		
LMTD	47.7°C		
UA _{required}	3.2 W/K		

Πίνακας 4.14: Σημείο σχεδιασμού του Αναβελτιωτή. [1]

Λαμβάνοντας υπόψη την πίεση στο σημείο σχεδιασμού (1600 kPa), η συγκέντρωση του κορεσμένου ψυκτικού ατμού που εξέρχεται του αναβελτιωτή σταθεροποιείται στο 0.98 επιλέγοντας θερμοκρασία εξόδου του 85°C. Το υγρό ρευστό αναρροής και ο ατμός θεωρείται ότι βρίσκονται σε θερμική ισορροπία ώστε η θερμοκρασία του ρευστού αναρροής κατά την έξοδό του από τον αναβελτιωτή να είναι ίση με αυτή του ατμού που εισέρχεται σε αυτόν. Προκειμένου να επιτευχθεί η ισορροπία αυτή, η γεωμετρία του αναβελτιωτή περιέχει 4 επίπεδα συγκράτησης του ρευστού αναρροής, εξασφαλίζοντας ότι θα έχει αρκετό χρόνο αλληλεπίδρασης με τον ατμό πριν επιστρέψει στον εκροφητή. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του συγκεντρωμένου διαλύματος υπολογίστηκε με χρήση του συσχετισμού του Kakac et al. (1987) για γραμμική ροή ($Re_{CS} = 212$) σε κανάλι ορθογωνικής διατομής με λόγο διαστάσεων λ.

$$\frac{\alpha \cdot D_h}{k} = 8.235 \times \left(1 - 2.0421 \times \lambda + 3.0853 \times \lambda^2 - 2.4765 \times \lambda^3 + 1.0578 \times \lambda^4 - 0.1861 \times \lambda^5 \right) \quad (4.49)$$

$$\lambda = \frac{w_{channel}}{2 \cdot L_{fin}} \quad (4.50)$$

Για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς του ψυκτικού μέσου χρησιμοποιήθηκε ο συσχετισμός των Sadasivan και Lienhard (1987).

$$\alpha = 0,943 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l (T_{sat} - T_s) L} \right]^{\frac{1}{4}}, \text{ όπου} \quad (4.51)$$

g : επιτάχυνση της βαρύτητας

h'_{fg} : τροποποιημένη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης σύμφωνα με Rohsenow

T_{sat} : θερμοκρασία για γνωστή πίεση ρευστού στο σημείο κορεσμού

T_s : Μέση θερμοκρασία ρευστού (η μεταβολή της θεωρείται γραμμική κατά μήκος της επιφάνειας για της ανάγκες του συσχετισμού)

L : Μήκος επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας (ίσο με το μήκος καναλιού)

$$h'_{fg} = h_{LV} + 0.68 \cdot C p_l \cdot (T_{sat} - T_s) \quad (4.52)$$

$$T_s = \frac{T_f + T_{sat}}{2} \quad (4.53)$$

$$T_f = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}, \text{ όπου} \quad (4.54)$$

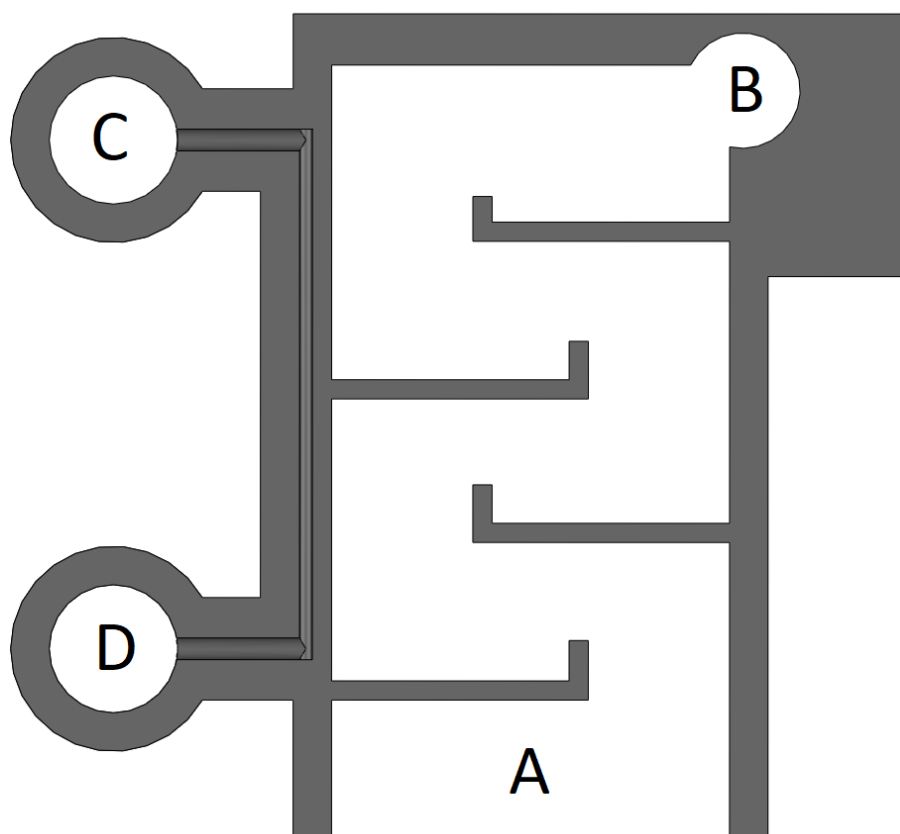
T_{in}, T_{out} : υπολογισμένα από τον κύκλο

Ύστερα από τους υπολογισμούς προέκυψαν οι τιμές του παρακάτω πίνακα.

	Συγκεντρωμένο Διάλυμα	Ατμός
Κανάλια ανά φύλλο	1	NA
$L_{channel}$	38 mm	NA
G	300 kg/m ² -s	NA
α	5900 W/m ² -K	8000 W/m ² -K
$R_{Thermal}$	49.1 K/kW	157.8 K/kW
R_{wall}	86.61 K/kW	
UA	3.4 W/K	

Πίνακας 4.15: Αποτελέσματα υπολογισμών για το σημείο σχεδιασμού του Αναβελτιωτή. [1]

Η γεωμετρία του αναβελτιωτή είναι η ίδια και για τα δύο Φύλλα. Το διφασικό μίγμα ακάθαρτου ψυκτικού ατμού και αραιού διαλύματος που μόλις έχει εξέλθει του εκροφητή βρίσκεται στον συλλέκτη Α. Η άνωση διαχωρίζει τον ατμό από το διάλυμα καθώς τον ωθεί ανοδικά μέσα από τα επίπεδα της στήλης διύλισης, προς τον συλλέκτη Β από όπου και εξέρχεται.



Εικόνα 4.12: Σχέδιο Αναβελτιωτή.

Το ρευστό αναρροής συγκεντρώνεται στα επίπεδα και ρέει καθοδικά προς τον συλλέκτη A, όπου και αναμιγνύεται με το αραιό διάλυμα, το οποίο εξέρχεται από τον συλλέκτη αυτό. Η ψύξη του αναβελτιωτή επιτυγχάνεται μέσω της ροής του συγκεντρωμένου διαλύματος από την αντλία, η οποία εισέρχεται αυτού μέσω του συλλέκτη C. Το διάλυμα αυτό ρέει μέσα από τα κανάλια τόσο το Φύλλου A, όσο και του Φύλλου B έως ότου εξέλθει του στοιχείου από τον συλλέκτη D. Λόγω του περιορισμένου αριθμού καναλιών συγκεντρωμένου διαλύματος που ήταν δυνατό να τοποθετηθούν τόσο κοντά στην στήλη ανόρθωσης, το πλάτος τους στην συγκεκριμένη διάταξη είναι 1mm, προκειμένου να μειωθεί η ροή μάζας και συνεπώς η πτώση πίεσης σε αποδεκτά επίπεδα.

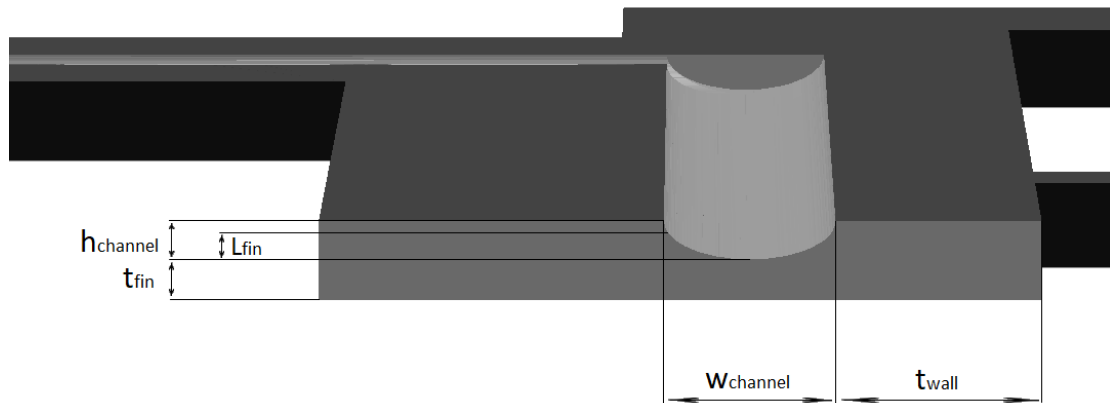
4.3 Επαλήθευση των Υπολογισμών των UA στο Mathcad

Προκειμένου να επιτευχθεί πληρέστερη κατανόηση των μεθόδων που χρησιμοποιήθηκαν στην προηγούμενη παράγραφο, ακολουθήθηκε η αντίστροφη διαδικασία στους υπολογισμούς των UA, με την βοήθεια του λογισμικού Mathcad 15.0. Το πρόγραμμα που

δημιουργήθηκε στο Mathcad ξεκινά με τον ορισμό των θερμο-φυσικών διαστάσεων που είναι κοινά για όλους τους εναλλάκτες θερμότητας ως μεταβλητές εισόδου. Αυτές είναι:

- Ο αριθμός των φύλλων
- Η θερμική αγωγιμότητα του υλικού της μονάδας
- Το πάχος των πτερυγίων
- Το ύψος των πτερυγίων
- Το βάθος των καναλιών
- Το πλάτος των καναλιών
- Η υδραυλική διάμετρος των καναλιών
- Η κρίσιμη πίεση της αμμωνίας

Σημειώνεται ότι οι τιμές αυτές είναι κοινές για όλα τα στοιχεία της μηχανής εκτός του αναβελτιωτή. Για αυτόν αρχικά ορίζεται διαφορετικό πλάτος καναλιού (άρα και διαφορετική υδραυλική διάμετρος), ενώ οι διεύθυνση συναλλαγής θερμότητας αλλάζει, και δεν γίνεται από πλάκα σε πλάκα όπως στους υπόλοιπους εναλλάκτες, αλλά μεταξύ του καναλιού και της στήλης διύλισης της εκάστοτε πλάκας. Αυτό σημαίνει ότι για τους υπολογισμούς, το πάχος πτερυγίου είναι η κάθετη απόσταση μεταξύ των καναλιών, ενώ το πάχος του τοιχώματος η απόσταση μεταξύ του καναλιού και της στήλης διύλισης.



Εικόνα 4.13: Ονομασίες διαστάσεων αναβελτιωτή.

Το μόνο που παραμένει ίδιο, και το οποίο αποτελεί έναν από τους κατασκευαστικούς περιορισμούς της φωτοχημικής χάραξης, είναι το βάθος καναλιού. Το ύψος των πτερυγίων παρόλα αυτά, ενώ στους υπόλοιπους εναλλάκτες είναι περίπου το ήμισυ του βάθους καναλιού, στην περίπτωση του αναβελτιωτή είναι πολύ μεγαλύτερο (παραπάνω από τα $\frac{3}{4}$ του συνολικού βάθους) λόγω του πλατύτερου πυθμένα του καναλιού.

Ύστερα, για κάθε στοιχείο της μηχανής ορίζονται οι μεταβλητές εισόδου που αφορούν το καθένα ξεχωριστά. Αυτές είναι:

- Αριθμός καναλιών
- Μήκος καναλιών

Τέλος, για την κάθε ροή του εκάστοτε στοιχείου ορίζονται οι επιμέρους μεταβλητές εισόδου για την κάθε μία ξεχωριστά. Αυτές είναι:

- Παροχή μάζας
- Πίεση
- Θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου
- Περιεκτικότητα ατμού

Σύμφωνα με τις τιμές αυτές το πρόγραμμα υπολογίζει τα διάφορα μεγέθη που επηρεάζουν την θερμική συμπεριφορά της εκάστοτε ροής σε κάθε στοιχείο, όπως

- αριθμό Reynolds
- ροή μάζας
- συντελεστή μεταφοράς
- εμβαδό επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας
- θερμική απόδοση πτερυγίων
- θερμική απόδοση επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας
- θερμική αντίσταση τοιχωμάτων
- θερμική αντίσταση στοιβάδας πτερυγίων

Έχοντας υπολογίσει όλες τις παραπάνω τιμές, το πρόγραμμα μπορεί να υπολογίσει την ολική θερμική αντίσταση, και τελικά το UA του εκάστοτε εναλλάκτη. Το πρόγραμμα περιλαμβάνει επίσης και πίνακες με ομαδοποιημένα τα αποτελέσματα που προκύπτουν, με σκοπό την σύγκρισή τους με αυτά των ερευνητών, καθώς και για τον υπολογισμό του συντελεστή απόδοσης της μηχανής, μέσω της μεθόδου UA-LMTD.

Το παρακάτω πρόγραμμα είναι ιδιαίτερα χρήσιμο διότι πέρα από την επίτευξη πληρέστερης κατανόησης των μεθόδων που χρησιμοποιήθηκαν μέσα από την επαλήθευση των αποτελεσμάτων τους, δίνει και τη δυνατότητα εξέτασης εναλλακτικών γεωμετριών και θερμο-φυσικών ιδιοτήτων μέσα από τον έλεγχο των μεταβλητών εισόδου, και της επίδρασης που θα είχαν στο συνολικό συντελεστή απόδοσης της μηχανής.

Υπολογισμός των UA

$$N_{\text{shim}} := 40$$

$$k_{\text{wall}} := 15.5 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$t_{\text{wall}} := 0.25 \cdot \text{mm}$$

$$t_{\text{fin}} := 0.5 \cdot \text{mm}$$

$$L_{\text{fin}} := 127 \cdot \mu\text{m}$$

$$h_{\text{channel}} := 0.25 \cdot \text{mm}$$

$$w_{\text{channel}} := 0.5 \cdot \text{mm}$$

$$D_h := 306 \cdot \mu\text{m}$$

$$p_{\text{crit_NH}_3} := 11339 \cdot \text{kPa}$$

Απορροφητής (Absorber)

$$N_{\text{channel_Abs}} := 12$$

$$L_{\text{channel_Abs}} := 50 \cdot \text{mm}$$

$$L_{\text{flow_Abs}} := L_{\text{channel_Abs}}$$

$$w_{\text{Abs}} := N_{\text{channel_Abs}} \cdot (w_{\text{channel}} + t_{\text{fin}}) \cdot (N_{\text{shim}} - 2) = 456 \cdot \text{mm}$$

$$R_{\text{wall_Abs}} := \frac{t_{\text{wall}}}{k_{\text{wall}} \cdot w_{\text{Abs}} \cdot L_{\text{flow_Abs}}}$$

$$R_{\text{wall_Abs}} = 0.707 \cdot \frac{\text{K}}{\text{kW}}$$

Διάλυμα Shah et al. (1979)
(Solution)

Για $p_{\text{low}} := 400 \cdot \text{kPa}$ στο σημείο κορεσμού υγρού και ατμού:

$$T_{\text{sat_low}} := (-1.968) \text{ } ^\circ\text{C} = 271.182 \text{ K}$$

$$\rho_{\text{l_low}} := 641.2473 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{\text{v_low}} := 3.2315 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_{\text{l_low}} := 173.879 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$\mu_{\text{v_low}} := 8.995 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$k_{\text{l_low}} := 522.201 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$k_{\text{v_low}} := 20.975 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$Pr_{\text{l_low}} := 1.529$$

$$Pr_{\text{v_low}} := 1.136$$

$$Cp_{\text{l_low}} := 4.605 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$Cp_{\text{v_low}} := 2.651 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$m_{\text{total_Abs_sol}} := 2.37 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$h_{\text{l_low}} := 1909.0 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$h_{\text{v_low}} := 14600.3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$m_{\text{total_Abs_vap}} := 0.33 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Pr_{low} := \frac{p_{low}}{P_{crit_NH3}} = 0.035$$

$$m_{total_Abs_sol_vap} := m_{total_Abs_sol} + m_{total_Abs_vap} = 2.7 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

$$m_{Abs_sol_vap} := \frac{m_{total_Abs_sol_vap}}{N_{channel_Abs} \cdot \frac{N_{shim}}{2}}$$

$$G_{Abs_sol} := \frac{m_{Abs_sol_vap}}{\left[\pi \frac{(h_{channel})^2}{2} \right]} = 114.592 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

$$Re_{Abs_sol_lo} := \frac{G_{Abs_sol} \cdot D_h}{\mu_{low}} \quad Re_{Abs_sol_lo} = 201.663$$

$$\alpha_{Abs_sol_lo} := 0.023 \cdot Re_{Abs_sol_lo}^{0.8} \cdot Pr_{low}^{0.4} \cdot \frac{k_{l_low}}{D_h} = 3.246 \times 10^3 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$q_{Abs_sol} := 0.1$$

$$\alpha_{Abs_tp} := \alpha_{Abs_sol_lo} \cdot \left[(1 - q_{Abs_sol})^{0.8} + \frac{3.8 \cdot q_{Abs_sol}^{0.76} \cdot (1 - q_{Abs_sol})^{0.04}}{Pr_{low}^{0.38}} \right] = 1.059 \times 10^4 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\alpha_{Abs_H} := \alpha_{Abs_tp} \quad \alpha_{Abs_H} = 1.059 \times 10^4 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Νερό Ψύξης Kakac et al. (1987) $m_{total_Abs_CW} := 20.89 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s}$
(Cooling Water)

$$\varphi_{Abs_CW} := 76.294^\circ$$

$$\theta_{Abs_CW} := 2\varphi_{Abs_CW} = 2.663$$

$$m_{Abs_CW} := \frac{m_{total_Abs_CW}}{N_{channel_Abs} \cdot \frac{N_{shim}}{2}}$$

$$G_{Abs_CW} := \frac{m_{Abs_CW}}{\left[\pi \frac{(h_{channel})^2}{2} \right]} = 886.599 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

$$\alpha_{Abs_C} := \frac{2.0705 \cdot \left(1 + 2.2916 \cdot \theta_{Abs_CW} - 2.5682 \cdot \theta_{Abs_CW}^2 + 1.4815 \cdot \theta_{Abs_CW}^3 - 0.3338 \cdot \theta_{Abs_CW}^4 \right) \cdot k_{wall}}{D_h}$$

$$\alpha_{Abs_C} = 8.403 \times 10^3 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$m_{\text{Abs}_H} := \sqrt{\frac{(\alpha_{\text{Abs}_H} \cdot 2)}{k_{\text{wall}} \cdot t_{\text{fin}}}} = 1.653 \times 10^3 \frac{1}{\text{m}}$$

$$\eta_{f_{\text{Abs}_H}} := \frac{\tanh(m_{\text{Abs}_H} \cdot L_{\text{fin}})}{(m_{\text{Abs}_H} \cdot L_{\text{fin}})} = 0.986$$

$$m_{\text{Abs}_C} := \sqrt{\frac{(\alpha_{\text{Abs}_C} \cdot 2)}{k_{\text{wall}} \cdot t_{\text{fin}}}} = 1.473 \times 10^3 \frac{1}{\text{m}}$$

$$\eta_{f_{\text{Abs}_C}} := \frac{\tanh(m_{\text{Abs}_C} \cdot L_{\text{fin}})}{m_{\text{Abs}_C} \cdot L_{\text{fin}}} = 0.989$$

$$A_{f_{\text{Abs}}} := \left(\pi \cdot \frac{h_{\text{channel}}}{2} + t_{\text{fin}} \right) L_{\text{channel}_{\text{Abs}}} \cdot N_{\text{channel}_{\text{Abs}}} = 5.356 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

$$A_{p_{\text{Abs}}} := w_{\text{channel}} \cdot L_{\text{channel}_{\text{Abs}}} \cdot N_{\text{channel}_{\text{Abs}}} = 3 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

$$A_{T_{\text{Abs}}} := (A_{f_{\text{Abs}}} + A_{p_{\text{Abs}}}) \cdot \frac{N_{\text{shim}} - 2}{2} = 0.016 \text{m}^2$$

$$\eta_{T_{\text{Abs}_H}} := 1 - N_{\text{channel}_{\text{Abs}}} \cdot \frac{A_{f_{\text{Abs}}} \cdot (1 - \eta_{f_{\text{Abs}_H}})}{A_{T_{\text{Abs}}}} = 0.994$$

$$\eta_{T_{\text{Abs}_C}} := 1 - N_{\text{channel}_{\text{Abs}}} \cdot \frac{A_{f_{\text{Abs}}} \cdot (1 - \eta_{f_{\text{Abs}_C}})}{A_{T_{\text{Abs}}}} = 0.995$$

$$R_{\text{FINARRAY}_{\text{Abs}_H}} := \frac{1}{\eta_{T_{\text{Abs}_H}} \cdot \alpha_{\text{Abs}_H} \cdot A_{T_{\text{Abs}}}} = 5.982 \cdot \frac{\text{K}}{\text{kW}}$$

$$R_{\text{FINARRAY}_{\text{Abs}_C}} := \frac{1}{\eta_{T_{\text{Abs}_C}} \cdot \alpha_{\text{Abs}_C} \cdot A_{T_{\text{Abs}}}} = 7.531 \cdot \frac{\text{K}}{\text{kW}}$$

$$R_{T_{\text{Abs}}} := R_{\text{FINARRAY}_{\text{Abs}_H}} + R_{\text{wall}_{\text{Abs}}} + R_{\text{FINARRAY}_{\text{Abs}_C}} = 14.221 \cdot \frac{\text{K}}{\text{kW}}$$

$$UA_{\text{Abs}} := \frac{1}{R_{T_{\text{Abs}}}} = 70.32 \cdot \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Συμπυκνωτής (Condenser)

$$N_{\text{channel_Cond}} := 8$$

$$L_{\text{channel_Cond}} := 60 \text{ mm}$$

$$L_{\text{flow_Cond}} := L_{\text{channel_Cond}}$$

$$w_{\text{Cond}} := N_{\text{channel_Cond}} \cdot (w_{\text{channel}} + t_{\text{fin}}) \cdot (N_{\text{shim}} - 2) = 304 \text{ mm}$$

$$R_{\text{wall_Cond}} := \frac{t_{\text{wall}}}{k_{\text{wall}} \cdot w_{\text{Cond}} \cdot L_{\text{flow_Cond}}}$$

$$R_{\text{wall_Cond}} = 0.884 \cdot \frac{\text{K}}{\text{kW}}$$

Ψυκτικό Μέσο Shah et al. (1979) (Refrigerant)

Για $p_{\text{high}} := 1600 \text{ kPa}$ στο σημείο κορεσμού υγρού και ατμού:

$$T_{\text{sat_high}} := 40.98 \text{ }^\circ\text{C} = 314.13 \text{ K}$$

$$\rho_{\text{l_high}} := 577.83 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{\text{v_high}} := 12.38 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_{\text{l_high}} := 112.97 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$\mu_{\text{v_high}} := 10.36 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$k_{\text{l_high}} := 439.41 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$k_{\text{v_high}} := 30.16 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$\text{Pr}_{\text{l_high}} := 1.268$$

$$\text{Pr}_{\text{v_high}} := 1.213$$

$$C_{p\text{l_high}} := 49.44 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$C_{p\text{v_high}} := 35.39 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$h_{\text{l_high}} := 3954.8 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$h_{\text{v_high}} := 14901.9 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$\text{Pr}_{\text{high}} := \frac{p_{\text{high}}}{P_{\text{crit_NH3}}} = 0.141$$

$$m_{\text{total_Cond_ref}} := 0.33 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_{\text{Cond_ref}} := \frac{m_{\text{total_Cond_ref}}}{N_{\text{channel_Cond}} \cdot \frac{N_{\text{shim}}}{2}}$$

$$G_{\text{Cond_ref}} := \frac{m_{\text{Cond_ref}}}{\left[\pi \cdot \frac{(h_{\text{channel}})^2}{2} \right]} = 21.008 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

$$\text{Re}_{\text{Cond_ref_lo}} := \frac{G_{\text{Cond_ref}} \cdot D_{\text{h}}}{\mu_{\text{l_high}}}$$

$$\text{Re}_{\text{Cond_ref_lo}} = 56.905$$

$$\alpha_{\text{Cond_ref_lo}} := 0.023 \cdot \text{Re}_{\text{Cond_ref_lo}}^{0.8} \cdot \text{Pr}_{\text{l_high}}^{0.4} \cdot \frac{k_{\text{l_high}}}{D_{\text{h}}} = 920.971 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$q_{\text{Cond_ref}} := 0.4$$

$$\alpha_{\text{Cond_tp}} := \alpha_{\text{Cond_ref_lo}} \cdot \left[(1 - q_{\text{Cond_ref}})^{0.8} + \frac{3.8 \cdot (q_{\text{Cond_ref}})^{0.76} \cdot (1 - q_{\text{Cond_ref}})^{0.04}}{Pr_{\text{high}}^{0.38}} \right] = 4.209 \times 10^3 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\alpha_{\text{Cond_H}} := \alpha_{\text{Cond_tp}} \quad \alpha_{\text{Cond_H}} = 4.209 \times 10^3 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Νερό Ψύξης Kakac et al. (1987)
(Cooling Water)

$$m_{\text{total_Cond_CW}} := 17.8 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\varphi_{\text{Cond_CW}} := 76.294^\circ$$

$$m_{\text{Cond_CW}} := \frac{m_{\text{total_Cond_CW}}}{N_{\text{channel_Cond}} \cdot \frac{N_{\text{shim}}}{2}}$$

$$\theta_{\text{Cond_CW}} := 2\varphi_{\text{Cond_CW}} = 2.663$$

$$G_{\text{Cond_CW}} := \frac{m_{\text{Cond_CW}}}{\left[\pi \frac{(h_{\text{channel}})^2}{2} \right]} = 1.133 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{m^2 \cdot s}$$

$$\alpha_{\text{Cond_C}} := \frac{2.0705 \cdot \left(1 + 2.2916 \cdot \theta_{\text{Cond_CW}} - 2.5682 \cdot \theta_{\text{Cond_CW}}^2 + 1.4815 \cdot \theta_{\text{Cond_CW}}^3 - 0.3338 \cdot \theta_{\text{Cond_CW}}^4 \right) \cdot k_{\text{wall}}}{D_h}$$

$$\alpha_{\text{Cond_C}} = 8.403 \times 10^3 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$m_{\text{Cond_H}} := \sqrt{\frac{(\alpha_{\text{Cond_H}} \cdot 2)}{k_{\text{wall}} \cdot t_{\text{fin}}}} = 1.042 \times 10^3 \frac{1}{m}$$

$$\eta_{f_Cond_H} := \frac{\tanh(m_{\text{Cond_H}} \cdot L_{\text{fin}})}{(m_{\text{Cond_H}} \cdot L_{\text{fin}})} = 0.994$$

$$m_{\text{Cond_C}} := \sqrt{\frac{(\alpha_{\text{Cond_C}} \cdot 2)}{k_{\text{wall}} \cdot t_{\text{fin}}}} = 1.473 \times 10^3 \frac{1}{m}$$

$$\eta_{f_Cond_C} := \frac{\tanh(m_{\text{Cond_C}} \cdot L_{\text{fin}})}{m_{\text{Cond_C}} \cdot L_{\text{fin}}} = 0.989$$

$$A_{f_Cond} := \left(\pi \cdot \frac{h_{\text{channel}}}{2} + t_{\text{fin}} \right) L_{\text{channel_Cond}} \cdot N_{\text{channel_Cond}} = 4.285 \times 10^{-4} m^2$$

$$A_{p_Cond} := w_{\text{channel}} \cdot L_{\text{channel_Cond}} \cdot N_{\text{channel_Cond}} = 2.4 \times 10^{-4} m^2$$

$$A_{T_Cond} := (A_{f_Cond} + A_{p_Cond}) \cdot \frac{N_{\text{shim}} - 2}{2} = 0.013 m^2$$

$$\eta_{T_Cond_H} := 1 - N_{channel_Cond} \cdot \frac{A_{f_Cond} (1 - \eta_{f_Cond_H})}{A_{T_Cond}} = 0.998$$

$$\eta_{T_Cond_C} := 1 - N_{channel_Cond} \cdot \frac{A_{f_Cond} (1 - \eta_{f_Cond_C})}{A_{T_Cond}} = 0.997$$

$$R_{FINARRAY_Cond_H} := \frac{1}{\eta_{T_Cond_H} \alpha_{Cond_H} A_{T_Cond}} = 18.736 \cdot \frac{K}{kW}$$

$$R_{FINARRAY_Cond_C} := \frac{1}{\eta_{T_Cond_C} \alpha_{Cond_C} A_{T_Cond}} = 9.399 \cdot \frac{K}{kW}$$

$$R_{T_Cond} := R_{FINARRAY_Cond_H} + R_{wall_Cond} + R_{FINARRAY_Cond_C} = 29.02 \cdot \frac{K}{kW}$$

$$UA_{Cond} := \frac{1}{R_{T_Cond}} = 34.459 \cdot \frac{W}{K}$$

Εναλλάκτης Θερμότητας Διαλύματος (Solution Heat Exchanger (SHX))

$$N_{channel_SHX} := 10$$

$$L_{channel_SHX} := 40 \cdot mm$$

$$L_{flow_SHX} := L_{channel_SHX}$$

$$w_{SHX} := N_{channel_SHX} \cdot (w_{channel} + t_{fin}) \cdot (N_{shim} - 2) = 380 \cdot mm$$

$$R_{wall_SHX} := \frac{t_{wall}}{k_{wall} \cdot w_{SHX} \cdot L_{flow_SHX}}$$

$$R_{wall_SHX} = 1.061 \cdot \frac{K}{kW}$$

Συγκεντρωμένο Διάλυμα (Concentrated Solution) Kakac et al. (1987)

$$m_{total_SHX_CS} := 2.7 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

$$\varphi_{SHX_CS} := 76.353^\circ$$

$$m_{SHX_CS} := \frac{m_{total_SHX_CS}}{N_{channel_SHX} \cdot \frac{N_{shim}}{2}}$$

$$\theta_{SHX_CS} := 2\varphi_{SHX_CS} = 2.665$$

$$G_{SHX_CS} := \frac{m_{SHX_CS}}{\left[\frac{\pi (h_{channel})^2}{2} \right]} = 137.51 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

$$\alpha_{\text{SHX}_C} := \frac{2.0705 \cdot \left(1 + 2.2916 \cdot \theta_{\text{SHX}_CS} - 2.5682 \cdot \theta_{\text{SHX}_CS}^2 + 1.4815 \cdot \theta_{\text{SHX}_CS}^3 - 0.3338 \cdot \theta_{\text{SHX}_CS}^4\right) \cdot k_{\text{wall}}}{D_h}$$

$$\alpha_{\text{SHX}_C} = 7.302 \times 10^3 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Αραιό Διάλυμα Kakac et al. (1987)
(Dilute Solution)

$$m_{\text{total_SHX_DS}} := 2.37 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\varphi_{\text{SHX_DS}} := 76.337^\circ$$

$$m_{\text{SHX_DS}} := \frac{m_{\text{total_SHX_DS}}}{N_{\text{channel_SHX}} \cdot \frac{N_{\text{shim}}}{2}}$$

$$\theta_{\text{SHX_DS}} := 2\varphi_{\text{SHX_DS}} = 2.665$$

$$G_{\text{SHX_DS}} := \frac{m_{\text{SHX_DS}}}{\left[\pi \frac{(h_{\text{channel}})^2}{2}\right]} = 120.703 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

$$\alpha_{\text{SHX}_H} := \frac{2.0705 \cdot \left(1 + 2.2916 \cdot \theta_{\text{SHX_DS}} - 2.5682 \cdot \theta_{\text{SHX_DS}}^2 + 1.4815 \cdot \theta_{\text{SHX_DS}}^3 - 0.3338 \cdot \theta_{\text{SHX_DS}}^4\right) \cdot k_{\text{wall}}}{D_h}$$

$$\alpha_{\text{SHX}_H} = 7.601 \times 10^3 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$m_{\text{SHX}_H} := \sqrt{\frac{(\alpha_{\text{SHX}_H} L_{\text{fin}})^2}{k_{\text{wall}} \cdot t_{\text{fin}}}} = 1.401 \times 10^3 \frac{1}{\text{m}}$$

$$\eta_{f_SHX_H} := \frac{\tanh(m_{\text{SHX}_H} L_{\text{fin}})}{(m_{\text{SHX}_H} L_{\text{fin}})} = 0.99$$

$$m_{\text{SHX}_C} := \sqrt{\frac{(\alpha_{\text{SHX}_C} L_{\text{fin}})^2}{k_{\text{wall}} \cdot t_{\text{fin}}}} = 1.373 \times 10^3 \frac{1}{\text{m}}$$

$$\eta_{f_SHX_C} := \frac{\tanh(m_{\text{SHX}_C} L_{\text{fin}})}{m_{\text{SHX}_C} L_{\text{fin}}} = 0.99$$

$$A_{f_SHX} := \left(\pi \cdot \frac{h_{\text{channel}}}{2} + t_{\text{fin}}\right) L_{\text{channel_SHX}} N_{\text{channel_SHX}} = 3.571 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

$$A_{p_SHX} := w_{\text{channel}} L_{\text{channel_SHX}} N_{\text{channel_SHX}} = 2 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

$$A_{T_SHX} := (A_{f_SHX} + A_{p_SHX}) \cdot \frac{N_{\text{shim}} - 2}{2} = 0.011 \text{m}^2$$

$$\eta_{T_SHX_H} := 1 - N_{\text{channel_SHX}} \cdot \frac{A_{f_SHX} (1 - \eta_{f_SHX_H})}{A_{T_SHX}} = 0.996$$

$$\eta_{T_SHX_C} := 1 - N_{\text{channel_SHX}} \cdot \frac{A_{f_SHX} (1 - \eta_{f_SHX_C})}{A_{T_SHX}} = 0.997$$

$$R_{\text{FINARRAY_SHX_H}} := \frac{1}{\eta_{T_SHX_H} \alpha_{\text{SHX_H}} A_{T_SHX}} = 12.473 \cdot \frac{\text{K}}{\text{kW}}$$

$$R_{\text{FINARRAY_SHX_C}} := \frac{1}{\eta_{T_SHX_C} \alpha_{\text{SHX_C}} A_{T_SHX}} = 12.982 \cdot \frac{\text{K}}{\text{kW}}$$

$$R_{T_SHX} := R_{\text{FINARRAY_SHX_H}} + R_{\text{wall_SHX}} + R_{\text{FINARRAY_SHX_C}} = 26.517 \cdot \frac{\text{K}}{\text{kW}}$$

$$UA_{\text{SHX}} := \frac{1}{R_{T_SHX}} = 37.712 \cdot \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Εναλλάκτης Θερμότητας Ψυκτικού Μέσου (Refrigerant Heat Exchanger (RHX))

$$N_{\text{channel_RHX}} := 5$$

$$L_{\text{channel_RHX}} := 40 \cdot \text{mm}$$

$$L_{\text{flow_RHX}} := L_{\text{channel_RHX}}$$

$$w_{\text{RHX}} := N_{\text{channel_RHX}} \cdot (w_{\text{channel}} + t_{\text{fm}}) \cdot (N_{\text{shim}} - 2) = 190 \cdot \text{mm}$$

$$R_{\text{wall_RHX}} := \frac{t_{\text{wall}}}{k_{\text{wall}} w_{\text{RHX}} L_{\text{flow_RHX}}}$$

$$R_{\text{wall_RHX}} = 2.122 \cdot \frac{\text{K}}{\text{kW}}$$

Υψηλή Πίεση Kakac et al. (1987)
(High Pressure)

$$m_{\text{total_RHX_high}} := 0.33 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\varphi_{\text{RHX_high}} := 76.417^\circ$$

$$m_{\text{RHX_high}} := \frac{m_{\text{total_RHX_high}}}{N_{\text{channel_RHX}} \cdot \frac{N_{\text{shim}}}{2}}$$

$$\theta_{\text{RHX_high}} := 2\varphi_{\text{RHX_high}} = 2.667$$

$$G_{\text{RHX_high}} := \frac{m_{\text{RHX_high}}}{\left[\pi \frac{(h_{\text{channel}})^2}{2} \right]} = 33.614 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

$$\alpha_{\text{RHX_H}} := \frac{2.0705 \cdot \left(1 + 2.2916 \cdot \theta_{\text{RHX_high}} - 2.5682 \cdot \theta_{\text{RHX_high}}^2 + 1.4815 \cdot \theta_{\text{RHX_high}}^3 - 0.3338 \cdot \theta_{\text{RHX_high}}^4\right) \cdot k_{\text{wall}}}{D_h}$$

$$\alpha_{\text{RHX_H}} = 6.103 \times 10^3 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Χαμηλή Πίεση Kakac et al. (1987)
(Low Pressure)

$$m_{\text{total_RHX_low}} := 0.33 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\varphi_{\text{RHX_low}} := 76.719^\circ$$

$$m_{\text{RHX_low}} := \frac{m_{\text{total_RHX_low}}}{N_{\text{channel_RHX}} \cdot \frac{N_{\text{shim}}}{2}}$$

$$\theta_{\text{RHX_low}} := 2\varphi_{\text{RHX_low}} = 2.678$$

$$G_{\text{RHX_low}} := \frac{m_{\text{RHX_low}}}{\left[\pi \frac{(h_{\text{channel}})^2}{2}\right]} = 33.614 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

$$\alpha_{\text{RHX_C}} := \frac{2.0705 \cdot \left(1 + 2.2916 \cdot \theta_{\text{RHX_low}} - 2.5682 \cdot \theta_{\text{RHX_low}}^2 + 1.4815 \cdot \theta_{\text{RHX_low}}^3 - 0.3338 \cdot \theta_{\text{RHX_low}}^4\right) \cdot k_{\text{wall}}}{D_h}$$

$$\alpha_{\text{RHX_C}} = 376.533 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$m_{\text{RHX_H}} := \sqrt{\left[\frac{(\alpha_{\text{RHX_H}} \cdot 2)}{k_{\text{wall}} \cdot t_{\text{fin}}}\right]} = 1.255 \times 10^3 \frac{1}{\text{m}}$$

$$\eta_{\text{f_RHX_H}} := \frac{\tanh(m_{\text{RHX_H}} \cdot L_{\text{fin}})}{(m_{\text{RHX_H}} \cdot L_{\text{fin}})} = 0.992$$

$$m_{\text{RHX_C}} := \sqrt{\left[\frac{(\alpha_{\text{RHX_C}} \cdot 2)}{k_{\text{wall}} \cdot t_{\text{fin}}}\right]} = 311.721 \frac{1}{\text{m}}$$

$$\eta_{\text{f_RHX_C}} := \frac{\tanh(m_{\text{RHX_C}} \cdot L_{\text{fin}})}{m_{\text{RHX_C}} \cdot L_{\text{fin}}} = 0.999$$

$$A_{\text{f_RHX}} := \left(\pi \cdot \frac{h_{\text{channel}}}{2} + t_{\text{fin}}\right) L_{\text{channel_RHX}} \cdot N_{\text{channel_RHX}} = 1.785 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

$$A_{\text{p_RHX}} := w_{\text{channel}} \cdot L_{\text{channel_RHX}} \cdot N_{\text{channel_RHX}} = 1 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

$$A_{\text{T_RHX}} := (A_{\text{f_RHX}} + A_{\text{p_RHX}}) \cdot \frac{N_{\text{shim}} - 2}{2} = 5.292 \times 10^{-3} \text{m}^2$$

$$\eta_{\text{T_RHX_H}} := 1 - N_{\text{channel_RHX}} \cdot \frac{A_{\text{f_RHX}} \cdot (1 - \eta_{\text{f_RHX_H}})}{A_{\text{T_RHX}}} = 0.999$$

$$\eta_{T_RHX_C} := 1 - N_{channel_RHX} \cdot \frac{A_{f_RHX} (1 - \eta_{f_RHX_C})}{A_{T_RHX}} = 1$$

$$R_{FINARRAY_RHX_H} := \frac{1}{\eta_{T_RHX_H} \alpha_{RHX_H} A_{T_RHX}} = 0.031 \cdot \frac{K}{W}$$

$$R_{FINARRAY_RHX_C} := \frac{1}{\eta_{T_RHX_C} \alpha_{RHX_C} A_{T_RHX}} = 0.502 \cdot \frac{K}{W}$$

$$R_{T_RHX} := R_{FINARRAY_RHX_H} + R_{wall_RHX} + R_{FINARRAY_RHX_C} = 0.535 \cdot \frac{K}{W}$$

$$UA_{RHX} := \frac{1}{R_{T_RHX}} = 1.869 \cdot \frac{W}{K}$$

Ατμοποιητής (Evaporator)

$$N_{channel_Evap} := 15$$

$$L_{channel_Evap} := 80 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$L_{flow_Evap} := L_{channel_Evap}$$

$$w_{Evap} := N_{channel_Evap} \cdot (w_{channel} + t_{fin}) \cdot (N_{shim} - 2) = 0.57 \text{ m}$$

$$R_{wall_Evap} := \frac{t_{wall}}{k_{wall} \cdot w_{Evap} \cdot L_{flow_Evap}}$$

$$R_{wall_Evap} = 3.537 \times 10^{-4} \cdot \frac{K}{W}$$

Ψυκτικό Μέσο Kandlikar et al. (2003; 2004)
(Refrigerant)

$$m_{total_Evap_ref} := 0.33 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_{Evap_ref} := \frac{m_{total_Evap_ref}}{N_{channel_Evap} \cdot \frac{N_{shim}}{2}}$$

$$p_{r_low} = 0.035$$

$$F_{Fl} := 1$$

$$G_{Evap_ref} := \frac{m_{Evap_ref}}{\left(\frac{\pi \cdot h_{channel}^2}{2} \right)} = 11.205 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

$$Re_{Evap_ref_lo} := \frac{G_{Evap_ref} \cdot D_h}{\mu_{l_low}} \quad Re_{Evap_ref_lo} = 19.718$$

$$\alpha_{Evap_ref_lo} := 0.023 \cdot Re_{Evap_ref_lo}^{0.8} \cdot Pr_{l_low}^{0.4} \cdot \frac{k_{l_low}}{D_h} = 505.244 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$A_{f_Evap} := \left(\pi \cdot \frac{h_{channel}}{2} + t_{fin} \right) L_{channel_Evap} \cdot N_{channel_Evap} = 1.071 \times 10^{-3} m^2$$

$$A_{p_Evap} := w_{channel} \cdot L_{channel_Evap} \cdot N_{channel_Evap} = 6 \times 10^{-4} m^2$$

$$A_{T_Evap} := (A_{f_Evap} + A_{p_Evap}) \cdot \frac{N_{shim} - 2}{2} = 0.032 m^2$$

$$Q_{Evap_th} := 354 W \quad \text{υπολογισμένο από τον κύκλο}$$

$$q'' := \frac{Q_{Evap_th}}{A_{T_Evap}} = 1.115 \times 10^4 \frac{kg}{s^3}$$

$$h_{LV} := h_{v_low} - h_{l_low} = 1.269 \times 10^4 \frac{m^2}{s}$$

$$Bo := \frac{q''}{G_{Evap_ref} \cdot h_{LV}} = 0.078$$

$$Co := \left(\frac{1 - q}{q} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\rho_{v_low}}{\rho_{l_low}} \right)^{0.5} = 0.036$$

$$\alpha_{tp_Evap} := 0.6683 \cdot Co^{-0.2} \cdot (1 - q)^{0.8} \cdot \alpha_{Evap_ref_lo} + 1058.0 \cdot Bo^{0.7} \cdot (1 - q)^{0.8} \cdot F_{Fl} \cdot \alpha_{Evap_ref_lo} = 3.458 \times 10^4 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\alpha_{Evap_C} := \alpha_{tp_Evap} \quad \alpha_{Evap_C} = 3.458 \times 10^4 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Ρευστό Ζεύξης Kakac et al. (1987)
(Coupling Fluid)

$$m_{total_Evap_CF} := 24 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

$$\varphi_{Evap_CF} := 76.369^\circ$$

$$m_{Evap_CF} := \frac{m_{total_Evap_CF}}{N_{channel_Evap} \cdot \frac{N_{shim}}{2}}$$

$$\theta_{Evap_CF} := 2\varphi_{Evap_CF} = 2.666$$

$$G_{Evap_CF} := \frac{m_{Evap_CF}}{\left[\frac{\pi (h_{channel})^2}{2} \right]} = 814.873 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

$$\alpha_{\text{Evap}_H} := \frac{2.0705 \cdot \left(1 + 2.2916 \cdot \theta_{\text{Evap}_CF} - 2.5682 \cdot \theta_{\text{Evap}_CF}^2 + 1.4815 \cdot \theta_{\text{Evap}_CF}^3 - 0.3338 \cdot \theta_{\text{Evap}_CF}^4\right) \cdot k_{\text{wall}}}{D_h}$$

$$\alpha_{\text{Evap}_H} = 7.003 \times 10^3 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$m_{\text{Evap}_H} := \sqrt{\frac{(\alpha_{\text{Evap}_H} \cdot 2)^2}{k_{\text{wall}} \cdot t_{\text{fin}}}} = 1.344 \times 10^3 \frac{1}{\text{m}}$$

$$\eta_{f_{\text{Evap}_H}} := \frac{\tanh(m_{\text{Evap}_H} \cdot L_{\text{fin}})}{(m_{\text{Evap}_H} \cdot L_{\text{fin}})} = 0.99$$

$$m_{\text{Evap}_C} := \sqrt{\frac{(\alpha_{\text{Evap}_C} \cdot 2)^2}{k_{\text{wall}} \cdot t_{\text{fin}}}} = 2.987 \times 10^3 \frac{1}{\text{m}}$$

$$\eta_{f_{\text{Evap}_C}} := \frac{\tanh(m_{\text{Evap}_C} \cdot L_{\text{fin}})}{m_{\text{Evap}_C} \cdot L_{\text{fin}}} = 0.955$$

$$\eta_{T_{\text{Evap}_H}} := 1 - N_{\text{channel}_{\text{Evap}}} \cdot \frac{A_{f_{\text{Evap}}} \cdot (1 - \eta_{f_{\text{Evap}_H}})}{A_{T_{\text{Evap}}}} = 0.995$$

$$\eta_{T_{\text{Evap}_C}} := 1 - N_{\text{channel}_{\text{Evap}}} \cdot \frac{A_{f_{\text{Evap}}} \cdot (1 - \eta_{f_{\text{Evap}_C}})}{A_{T_{\text{Evap}}}} = 0.977$$

$$R_{\text{FINARRAY}_{\text{Evap}_H}} := \frac{1}{\eta_{T_{\text{Evap}_H}} \cdot \alpha_{\text{Evap}_H} \cdot A_{T_{\text{Evap}}}} = 4.519 \times 10^{-3} \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$R_{\text{FINARRAY}_{\text{Evap}_C}} := \frac{1}{\eta_{T_{\text{Evap}_C}} \cdot \alpha_{\text{Evap}_C} \cdot A_{T_{\text{Evap}}}} = 9.32 \times 10^{-4} \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$R_{T_{\text{Evap}}} := R_{\text{FINARRAY}_{\text{Evap}_H}} + R_{\text{wall}_{\text{Evap}}} + R_{\text{FINARRAY}_{\text{Evap}_C}} = 5.805 \times 10^{-3} \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$UA_{\text{Evap}} := \frac{1}{R_{T_{\text{Evap}}}} = 172.273 \cdot \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Αναβελπωτής (Rectifier)

$$N_{\text{channel_Rec}} := 1$$

$$L_{\text{channel_Rec}} := 38 \cdot \text{mm}$$

$$L_{\text{flow_Rec}} := L_{\text{channel_Rec}}$$

$$t_{\text{wall_Rec}} := 2.45 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$L_{\text{fin_Rec}} := 215.42 \mu\text{m}$$

$$h_{\text{channel_Rec}} := 0.25 \text{ mm}$$

$$w_{\text{channel_Rec}} := 1.0138 \text{ mm}$$

$$t_{\text{fin_Rec}} := 0.5 \text{ mm} - h_{\text{channel_Rec}} = 0.25 \cdot \text{mm}$$

$$r := h_{\text{channel_Rec}}$$

$$R := \frac{w_{\text{channel_Rec}}}{2}$$

$$A_{\text{Rec_CS}} := r \cdot R \cdot \frac{\pi}{2} = 0.199 \cdot \text{mm}^2$$

$$P_{\text{Rec_CS}} := 2R + \left[4 \cdot (r + R) \cdot \frac{\left(\frac{\pi}{4} \right) \left[\frac{4r \cdot R}{(r+R)^2} \right]}{2} \right] = 2.236 \cdot \text{mm}$$

$$D_{\text{h_Rec}} := 4 \cdot \frac{A_{\text{Rec_CS}}}{P_{\text{Rec_CS}}} = 356.053 \cdot \mu\text{m}$$

$$w_{\text{Rec}} := N_{\text{channel_Rec}} \cdot (w_{\text{channel_Rec}} + t_{\text{fin_Rec}}) \cdot (N_{\text{shim}} - 2) = 48.024 \cdot \text{mm}$$

$$R_{\text{wall_Rec}} := \frac{t_{\text{wall_Rec}}}{k_{\text{wall}} \cdot w_{\text{Rec}} \cdot L_{\text{flow_Rec}}}$$

$$R_{\text{wall_Rec}} = 86.614 \cdot \frac{\text{K}}{\text{kW}}$$

Συγκεντρωμένο Διάλυμα (Concentrated Solution)

Kakac et al. 1987 (για γραμμική ροή σε ορθογωνική διατομή)

$$\lambda := \frac{w_{\text{channel_Rec}}}{2 \cdot L_{\text{fin_Rec}}} = 2.353$$

$$\alpha_{\text{Rec_CS}} := 8.235 \cdot \left(1 - 2.0421 \cdot \lambda + 3.0853 \cdot \lambda^2 - 2.4765 \cdot \lambda^3 + 1.0578 \cdot \lambda^4 - 0.1861 \cdot \lambda^5 \right) \cdot \frac{k_{\text{wall}}}{D_{\text{h_Rec}}}$$

$$\alpha_{\text{Rec_C}} := \alpha_{\text{Rec_CS}} \quad \alpha_{\text{Rec_C}} = 5.94 \times 10^3 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$m_{\text{total_Rec_CS}} := 2.7 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_{\text{Rec_CS}} := \frac{m_{\text{total_Rec_CS}}}{N_{\text{channel_Rec}} \cdot N_{\text{shim}}} = 6.75 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$G_{\text{Rec_CS}} := \frac{m_{\text{Rec_CS}}}{\pi \cdot \left[\frac{\left(h_{\text{channel_Rec}} + \frac{w_{\text{channel_Rec}}}{2} \right)^2}{2} \right]} = 300.032 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Ατμός Sadasivan and Lienhard 1987 (για γραμμικού προφίλ συμπίκνωση σε επιφάνεια)
(Refrigerant Vapor)

$$T_{\text{in}} := 128.2 \text{ } ^\circ\text{C} = 401.35 \text{ K}$$

υπολογισμένα από την επίλυση του κύκλου

$$T_{\text{out}} := 85 \text{ } ^\circ\text{C} = 358.15 \text{ K}$$

$$L := L_{\text{channel_Rec}}$$

$$T_{\text{sat_high}} = 314.13 \text{ K}$$

$$T_{\text{f}} := \frac{T_{\text{in}} + T_{\text{out}}}{2} = 379.75 \text{ K} \quad T_{\text{s}} := \frac{T_{\text{f}} + T_{\text{sat_high}}}{2} = 346.94 \text{ K}$$

$$\rho_{\text{l_s}} := 10.53 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Για } T_{\text{s}} \text{ και } P_{\text{high}}: \quad \mu_{\text{l_s}} := 11.75 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$k_{\text{l_s}} := 33.73 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$h_{\text{fg}} := h_{\text{v_high}} - h_{\text{l_high}} = 1.095 \times 10^4 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

$$h'_{\text{fg}} := h_{\text{fg}} + 0.68 C_{\text{p1_high}} (T_{\text{sat_high}} - T_{\text{s}}) = 9.844 \times 10^3 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

$$g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\alpha_{\text{TS}} := 0.943 \cdot \left[\frac{g \cdot \rho_{\text{l_s}} (\rho_{\text{l_s}} - \rho_{\text{v_high}}) \cdot k_{\text{l_s}}^3 \cdot h'_{\text{fg}}}{\mu_{\text{l_s}} (T_{\text{sat_high}} - T_{\text{s}}) \cdot L} \right]^{\frac{1}{4}} = 7.9 \times 10^3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\alpha_{\text{Rec_H}} := \alpha_{\text{TS}} \quad \alpha_{\text{Rec_H}} = 7.9 \times 10^3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$m_{\text{Rec}_H} := \sqrt{\frac{(\alpha_{\text{Rec}_H}^2)}{k_{\text{wall}} \cdot t_{\text{fin_Rec}}}} = 2.019 \times 10^3 \frac{1}{\text{m}}$$

$$\eta_{f_Rec_H} := \frac{\tanh(m_{\text{Rec}_H} \cdot w_{\text{channel_Rec}})}{(m_{\text{Rec}_H} \cdot w_{\text{channel_Rec}})} = 0.472$$

$$m_{\text{Rec}_C} := \sqrt{\frac{(\alpha_{\text{Rec}_C}^2)}{k_{\text{wall}} \cdot t_{\text{fin_Rec}}}} = 1.751 \times 10^3 \frac{1}{\text{m}}$$

$$\eta_{f_Rec_C} := \frac{\tanh(m_{\text{Rec}_C} \cdot w_{\text{channel_Rec}})}{m_{\text{Rec}_C} \cdot w_{\text{channel_Rec}}} = 0.532$$

$$A_{f_Rec} := t_{\text{fin_Rec}} \cdot L_{\text{channel_Rec}} \cdot N_{\text{shim}} = 3.8 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_{p_Rec} := (\pi \cdot h_{\text{channel_Rec}}) \cdot (N_{\text{shim}}) \cdot L_{\text{channel_Rec}} = 1.194 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_{T_Rec} := (A_{f_Rec} + A_{p_Rec}) = 1.574 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\eta_{T_Rec_H} := 1 - N_{\text{channel_Rec}} \cdot \frac{A_{f_Rec} \cdot (1 - \eta_{f_Rec_H})}{A_{T_Rec}} = 0.873$$

$$\eta_{T_Rec_C} := 1 - N_{\text{channel_Rec}} \cdot \frac{A_{f_Rec} \cdot (1 - \eta_{f_Rec_C})}{A_{T_Rec}} = 0.887$$

$$R_{\text{Thermal_Rec}_H} := \frac{1}{\eta_{T_Rec_H} \cdot \alpha_{\text{Rec}_H} \cdot A_{T_Rec}} = 92.168 \frac{\text{K}}{\text{kW}}$$

$$R_{\text{Thermal_Rec}_C} := \frac{1}{\eta_{T_Rec_C} \cdot \alpha_{\text{Rec}_C} \cdot A_{T_Rec}} = 120.597 \frac{\text{K}}{\text{kW}}$$

$$R_{T_Rec} := R_{\text{Thermal_Rec}_H} + R_{\text{wall_Rec}} + R_{\text{Thermal_Rec}_C} = 299.38 \frac{\text{K}}{\text{kW}}$$

$$UA_{\text{Rec}} := \frac{1}{R_{T_Rec}} = 3.34 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

4.4 Σύγκριση Αποτελεσμάτων

Στους παρακάτω πίνακες εμφανίζονται συγκεντρωμένες οι τιμές που προσδιορίστηκαν από τους υπολογισμούς της προηγούμενης παραγράφου. Με εξαίρεση τον πίνακα του UA, κάθε ένας από τους ακόλουθους πίνακες αφορά σε μια διαφορετική μεταβλητή που το ελέγχει, ξεκινώντας από τη ροή μάζας, στους συντελεστές μεταφοράς, έως τις θερμικές αντιστάσεις των στοιβάδων πτερυγίων καθώς και των τοιχωμάτων που τις χωρίζουν. Δίπλα από κάθε τιμή που υπολογίστηκε είναι καταγεγραμμένη και η τιμή που υπολόγισαν οι Determan και Garimella, μέσα από τη δική τους επίλυση με χρήση του λογισμικού EES, καθώς και η ποσοστιαία απόκλιση των δύο τιμών. Τέλος, για κάθε διαφορετική μεταβλητή έχει προσδιοριστεί και η μέση ποσοστιαία απόκλιση του συνόλου των τιμών, με σκοπό τον έλεγχο της γενικότερης ακρίβειας των υπολογισμών, αλλά και για τον εντοπισμό σφαλμάτων σε αυτούς.

UA (W/K)	Calculated	Garimella	Dev (%)
Absorber	70.320	67	4.956%
Condenser	34.459	32	7.686%
SHX	37.712	37	1.925%
RHX	1.869	1.8	3.842%
Evaporator	172.273	185	6.880%
Rectifier	3.340	3.4	1.758%
UA_Avg_Dev (%)			
		4.508%	

Πίνακας 4.16: Τιμές UA και απόκλιση υπολογισμών.

G (kg/m·s)	Side	Calculated	Garimella	Dev (%)
Absorber	sol	114.592	115	0.355%
	CW	886.599	887	0.045%
Condenser	ref	21.008	20.8	1.002%
	CW	1133.183	1130	0.282%
SHX	CS	137.510	137.5	0.007%
	DS	120.703	120.8	0.080%
RHX	high	33.614	33.3	0.942%
	low	33.614	33.3	0.942%
Evaporator	ref	11.205	11.1	0.942%
	CF	814.873	815	0.016%
Rectifier	CS	300.032	300	0.011%
	RV	NA	NA	NA
G_Avg_Dev (%)				
		0.420%		

Πίνακας 4.17: Τιμές Ροών Μάζας και απόκλιση υπολογισμών.

α (W/m ² ·K)	Side	Calculated	Garimella	Dev (%)
Absorber	H	10590.41	10100	4.856%
	C	8402.65	8400	0.032%
Condenser	H	4208.64	3700	13.747%
	C	8402.65	8400	0.032%
SHX	H	7601.03	7600	0.014%
	C	7302.16	7300	0.030%
RHX	H	6103.42	6100	0.056%
	C	376.53	380	0.912%
Evaporator	H	7002.96	7006	0.043%
	C	34582.73	38000	8.993%
Rectifier	H	7900.25	8000	1.247%
	C	5940.20	5900	0.681%
α_Avg_Dev (%) 2.553%				

Πίνακας 4.18: Τιμές Συντελεστών Μεταφοράς και απόκλιση τιμών.

$R_{FINARRAY}$ (K/W)	Side	Calculated	Garimella	Dev (%)
Absorber	H	0.00598	0.0064	6.526%
	C	0.00753	0.0077	2.196%
Condenser	H	0.01874	0.0205	8.603%
	C	0.00940	0.0097	3.103%
SHX	H	0.01247	0.0128	2.552%
	C	0.01298	0.0133	2.390%
RHX	H	0.03100	0.032	3.116%
	C	0.50187	0.515	2.549%
Evaporator	H	0.00452	0.0042	7.595%
	C	0.00093	0.0008	16.505%
Rectifier	H	0.09217	0.1578	41.592%
	C	0.12060	0.0491	145.616%
$R_{FINARRAY}$_Avg_Dev 5.514%				

Πίνακας 4.19: Τιμές Θερμικών Αντιστάσεων Πτερυγίων και απόκλιση τιμών.

R_{wall} (K/W)	Calculated	Garimella	Dev (%)
Absorber	0.0007074	0.0007	1.059%
Condenser	0.0008843	0.00088	0.485%
SHX	0.0010611	0.0011	3.534%
RHX	0.0021222	0.0021	1.059%
Evaporator	0.0003537	0.0003	17.902%
Rectifier	0.0866141	0.08661	0.005%
R_{wall}_Avg_Dev (%) 4.007%			

Πίνακας 4.20: Τιμές Θερμικών Αντιστάσεων Τοιχωμάτων και απόκλιση τιμών.

4.5 Υπολογισμός του Συντελεστή Απόδοσης (COP)

Ο COP του συστήματος υπολογίζεται από τον ρυθμό μεταφοράς θερμότητας του ατμοποιητή, δηλαδή από την ικανότητα του ατμοποιητή να αντλεί θερμότητα από το περιβάλλον, προς την θερμική ισχύ του εκροφητή. Ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας του ατμοποιητή στην μία περίπτωση είναι αποτέλεσμα της επίλυσης του θερμοδυναμικού κύκλου και μόνο (Q_{theor}), ενώ στην άλλη προκύπτει από τη μέθοδο UA·LMTD, λαμβάνοντας δηλαδή υπόψη και τα θερμο-φυσικά μεγέθη της μηχανής, όπως τις διαστάσεις των εναλλακτών, το υλικό τους, αλλά και τις ιδιότητες των εργαζόμενων μέσων (Q).

	T	H (°C)	C (°C)	LMTD (K)	UA (W/K)	Q (W)	Q_{theor} (W)
Absorber	In	73.2	37	19.7	70.3	1382.0	748
	Out	50.4	45.6				
Condenser	In	85	37	14.3	34.5	491.8	414
	Out	39.6	42.6				
SHX	In	128.2	63.7	15.3	37.7	577.7	562
	Out	75.7	109				
RHX	In	39.6	8.6	21.6	1.9	40.4	15
	Out	30.2	18				
Evaporator	In	9	-1.4	2.3	172.3	393.2	354
	Out	5.5	8.6				
Rectifier	In	128.2	50.8	47.8	3.3	159.7	152
	Out	85	63.6				
Desorber						800	800
COP	0.491				COP Improvement	11.1%	
COP_{theor}	0.443						

Πίνακας 4.21: Θερμοκρασίες εισόδου-εξόδου, υπολογισμός LMTD και COP.

Ο παραπάνω πίνακας περιλαμβάνει τις τιμές των δύο συντελεστών απόδοσης, του COP, που προκύπτει από το Q, και του COP_{theor}, που προκύπτει από το Q_{theor}. Το ποσοστό στο κάτω δεξί μέρος του πίνακα αντιπροσωπεύει την βελτίωση της ακρίβειας του COP, όταν στους υπολογισμούς λαμβάνονται υπόψη και τα θερμο-φυσικά μεγέθη της εγκατάστασης, τα οποία μέσω της μεθόδου UA·LMTD μπορούν να προσαρμοστούνε προς βελτιστοποίηση του συντελεστή απόδοσης.

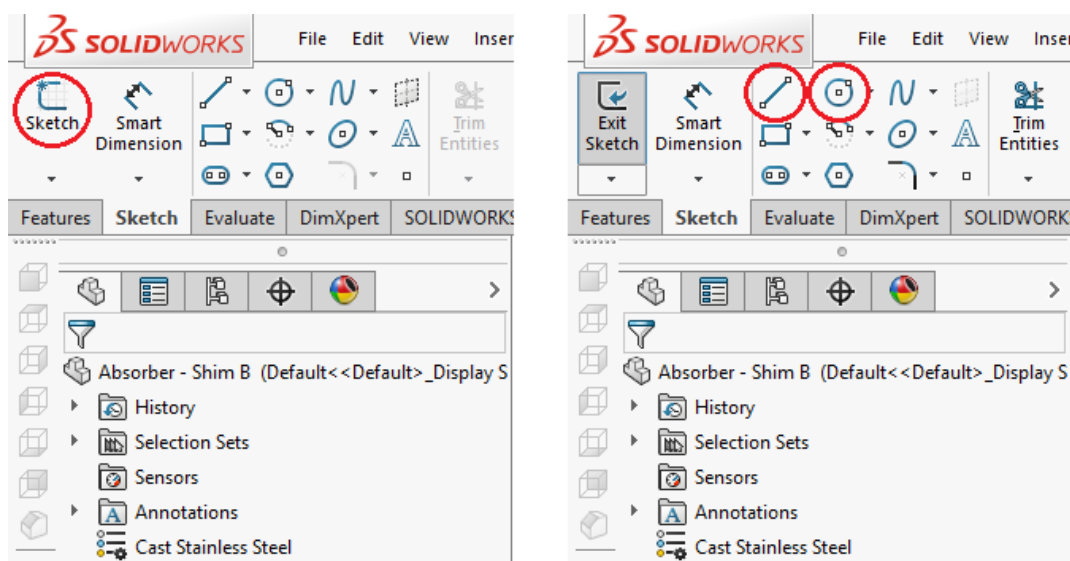
5. Κατασκευή Μοντέλου στο SolidWorks

Σε αυτό το κεφάλαιο περιγράφεται η διαδικασία που ακολουθήθηκε για την κατασκευή της μονάδας στο πρόγραμμα SolidWorks 2016. Στην εργασία των Determan και Garimella αναφέρονται οι εξωτερικές διαστάσεις της κατασκευής, η γεωμετρία και αριθμός των καναλιών του κάθε εναλλάκτη, καθώς και των φύλλων που απαρτίζουν τα επίπεδα της μηχανής, αλλά παραλείπονται άλλες εξίσου σημαντικές διαστάσεις, όπως οι αποστάσεις μεταξύ των εναλλακτών, το μέγεθος των συλλεκτών, ή το πλάτος των οδηγών καναλιών που κατευθύνουν τις ροές από αυτούς στα επιμέρους κανάλια. Οι διαστάσεις αυτές συλλέχθηκαν με τη χρήση του προγράμματος 3D Builder των Windows 10, το οποίο δίνει την δυνατότητα μετατροπής εικόνας σε διδιάστατο/τριδιάστατο σχέδιο, και την κατά προσέγγιση διαστασιολόγηση αυτού. Παρόλο που η κατασκευή του σχεδίου στο SolidWorks βασίστηκε στις προσεγγίσεις αυτές, οι αποκλίσεις τους σε σχέση με το έργο των Determan και Garimella είναι τόσο μικρές, που μπορούν να θεωρηθούν αμελητέες για τις ανάγκες της μελέτης που ακολουθεί.

5.1 Σχεδιασμός των Στοιχείων της Μηχανής

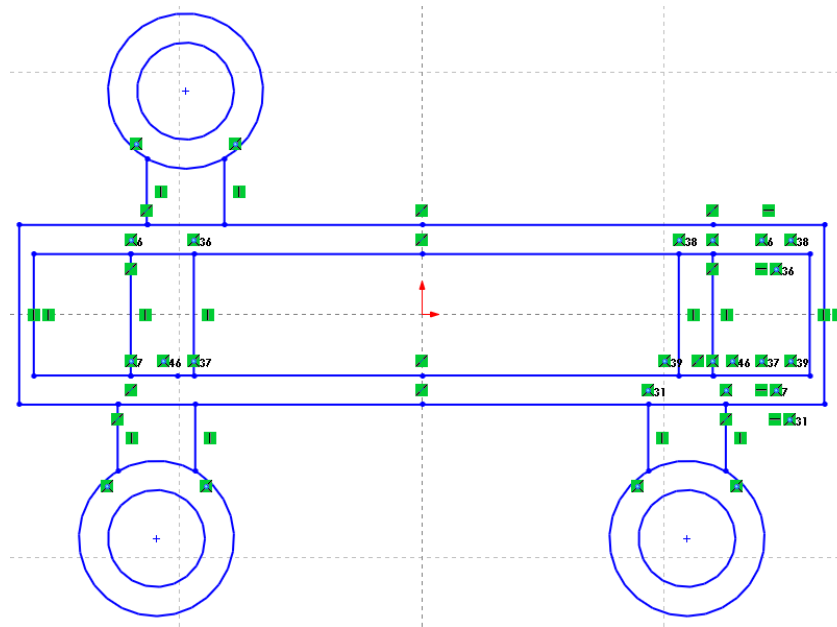
Η κατασκευή του μοντέλου ξεκινά με τον κατά τμήμα σχεδιασμό κάθε μέρους της μηχανής. Η μέθοδος που ακολουθήθηκε είναι κοινή για όλα τα στοιχεία και έτσι ως αναφορά θα επεξηγηθεί η διαδικασία σχεδιασμού του Φύλλου Β του Απορροφητή.

Το αρχικό σχέδιο δημιουργείται σε διδιάστατο περιβάλλον, η πρόσβαση στο οποίο γίνεται μέσω του Sketch.



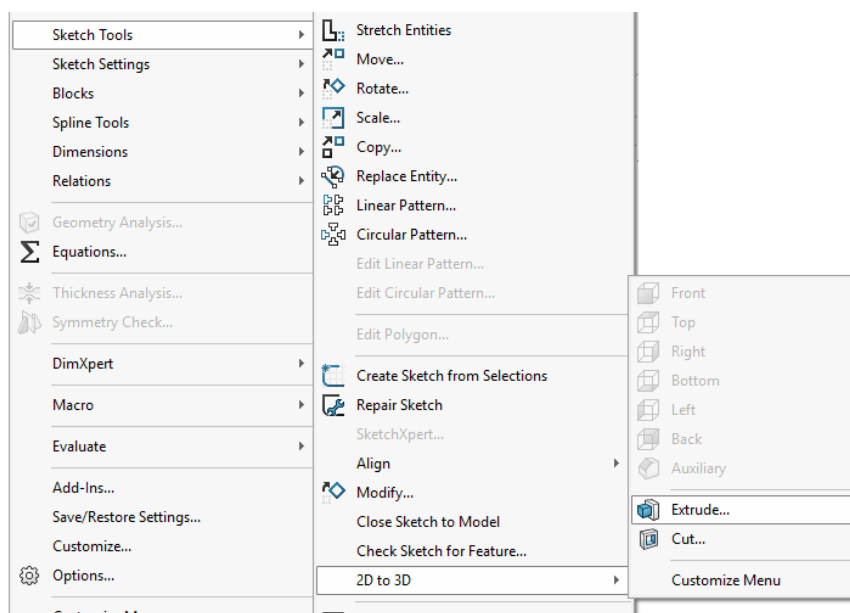
Εικόνα 5.1: Πρόσβαση στο Sketch και εντολές Line και Circle.

Αφού οριστεί το περιβάλλον μονάδων στο οποίο θα λάβει χώρα το σχέδιο (για mm είναι το MMGS), το πλαίσιο κατασκευάζεται εύκολα με τη χρήση των εντολών Line και Circle, οι οποίες επιτρέπουν την τροποποίηση των παραμέτρων του κάθε σώματος (τοποθεσία ή διαστάσεις) οποιαδήποτε στιγμή κατά τη διάρκεια του σχεδιασμού.



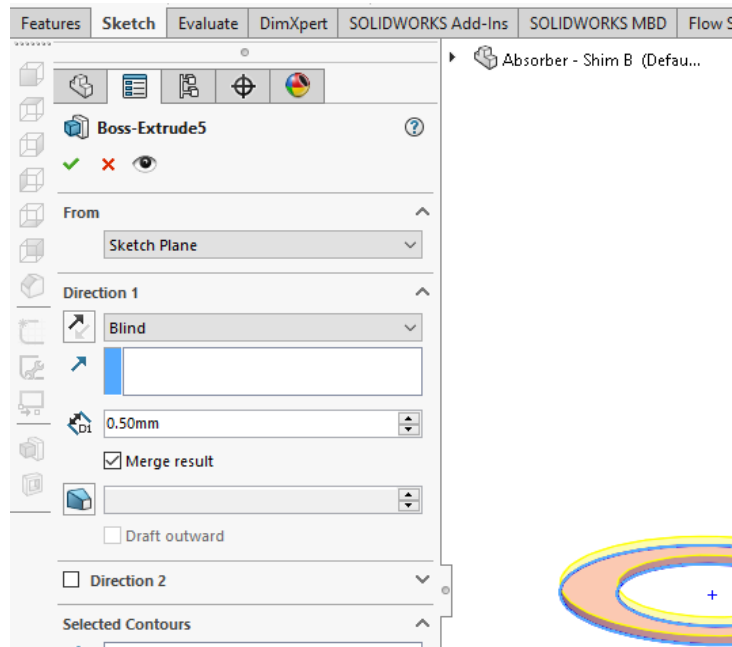
Εικόνα 5.2: Σχέδιο πλαισίου Απορροφητή.

Στη συνέχεια, ακολουθεί η μετατροπή του παραπάνω σχεδίου σε τριδιάστατη μορφή, μέσω της εντολής Extruded Boss/Base ενώ το διδιάστατο σχέδιο είναι ακόμα στο περιβάλλον επεξεργασίας του. Η εντολή αυτή βρίσκεται στην τοποθεσία Tools -> Sketch Tools -> 2d to 3D -> Extrude.



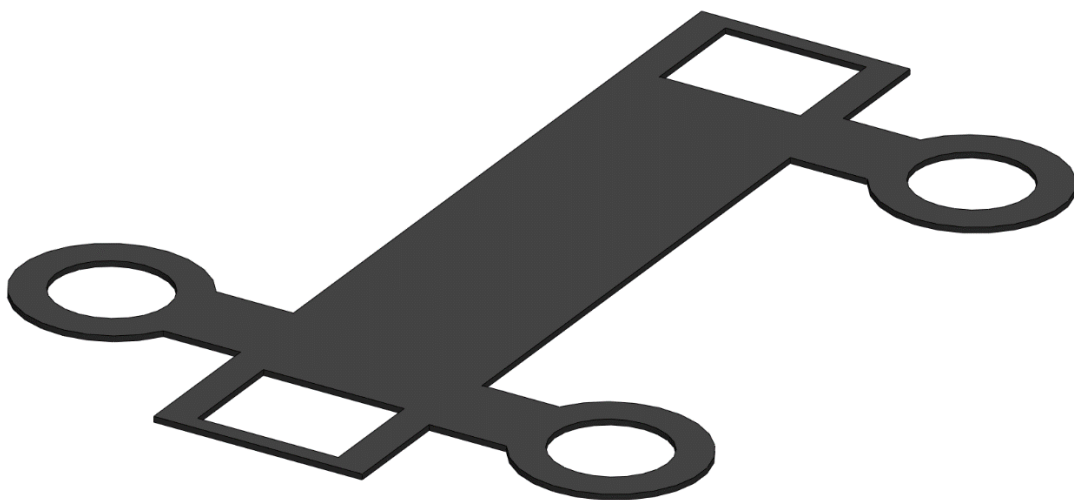
Εικόνα 5.3: Εντολή Extrude.

Στο περιβάλλον της εντολής Extruded Boss/Base, δίνεται η δυνατότητα επέκτασης των επιλεγμένων επιφανειών του σχεδίου προς την τρίτη διάσταση, κατά την κατεύθυνση και μήκος της επιλογής του χρήστη.



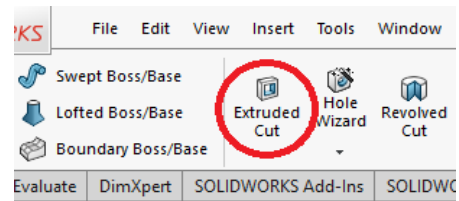
Εικόνα 5.4: Επιλογές Εντολής Extruded Boss/Base.

Η επιλογή Merge Result επιτρέπει την δημιουργία ενιαίου στερεού κατά την επέκταση του σχεδίου στην τρίτη διάσταση, όταν αυτό είναι αποτέλεσμα πολλαπλών επιφανειών, όπως στην περίπτωση του παραπάνω σχεδίου. Το σώμα που προκύπτει από την εντολή αυτή απεικονίζεται παρακάτω.

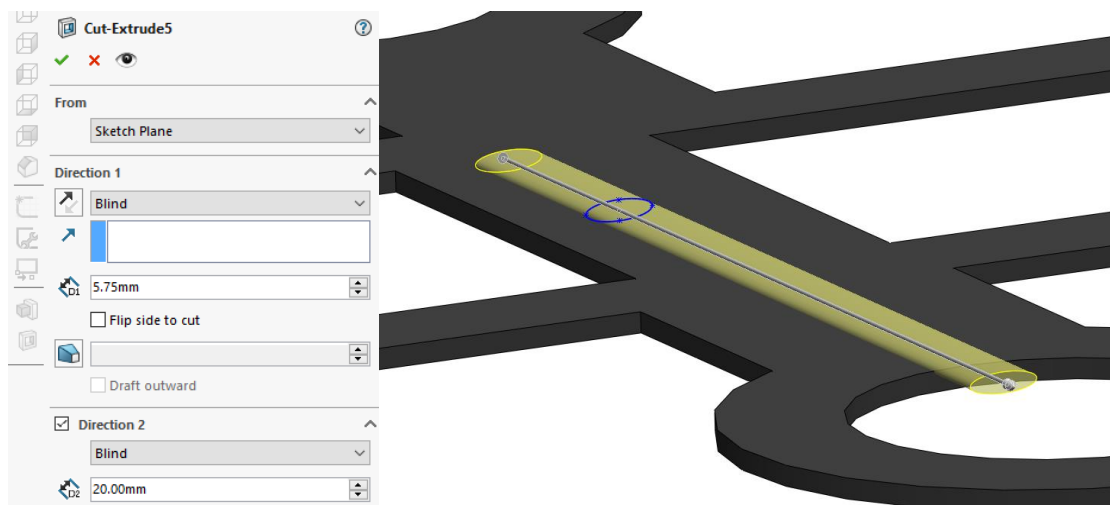


Εικόνα 5.5: Φύλλο Β Απορροφητή χωρίς κανάλια.

Το επόμενο βήμα περιλαμβάνει την χάραξη των καναλιών του εναλλάκτη καθώς και εκείνων που οδηγούν τη ροή από τους συλλέκτες σε αυτά, με την ίδια εντολή, σε τέσσερα διαδοχικά βήματα. Η εντολή αυτή ονομάζεται Extruded Cut, είναι ουσιαστικά η ακριβώς αντίθετη της Extruded Boss/Base και η πρόσβασή της γίνεται από το τρισδιάστατο περιβάλλον. Τα πρώτα τρία βήματα αφορούν την διαδοχική χάραξη των 3 οδηγών καναλιών, ενώ το τέταρτο την χάραξη όλων των καναλιών του εναλλάκτη ταυτόχρονα.

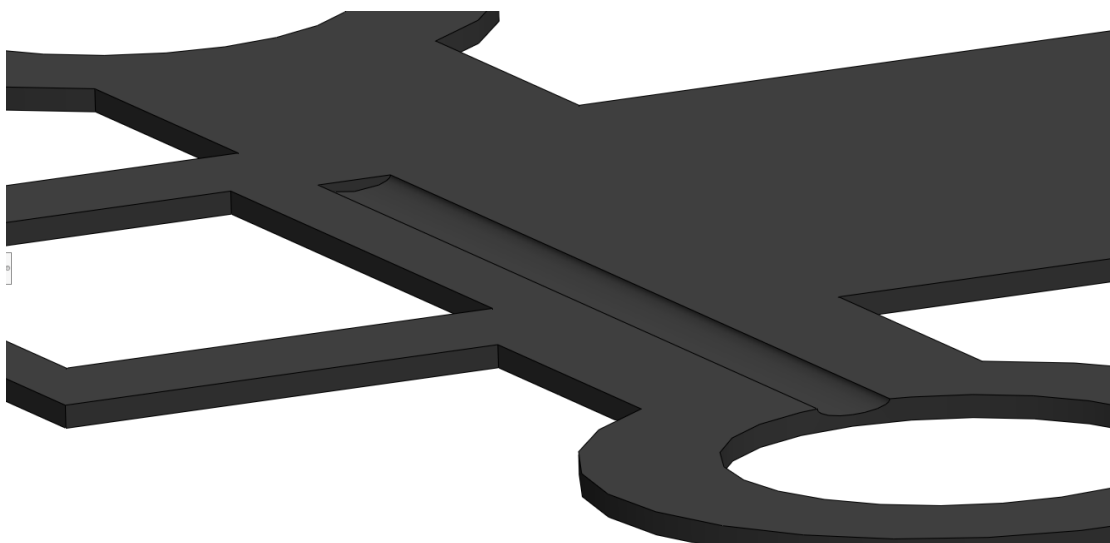


Εικόνα 5.6: Εντολή Extruded Cut.



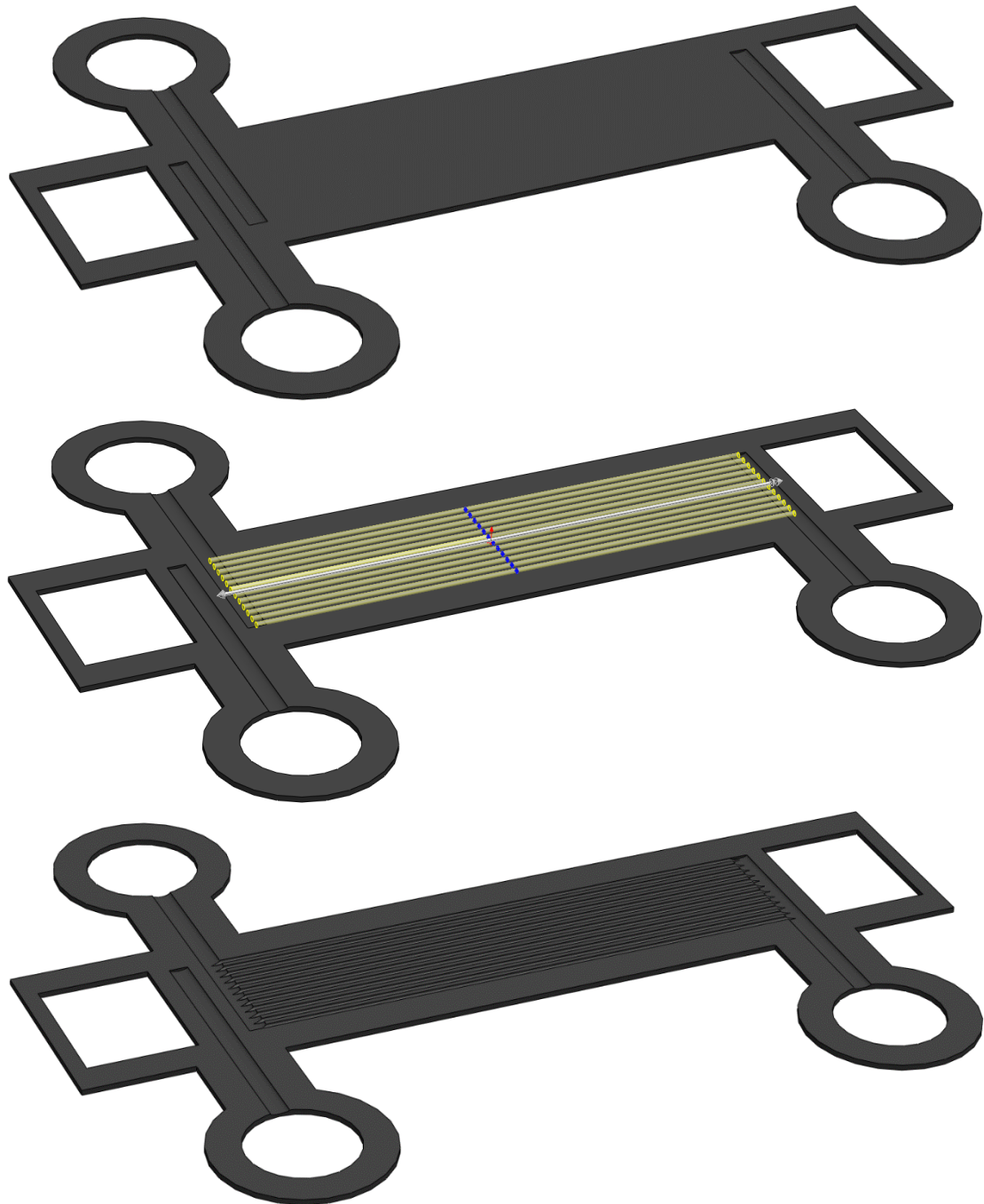
Εικόνα 5.7: Επιλογές Εντολής Extruded Cut.

Το κανάλι που δημιουργήθηκε απεικονίζεται παρακάτω. Ακριβώς με τον ίδιο τρόπο χαράσσονται και τα άλλα 2 οδηγά κανάλια.

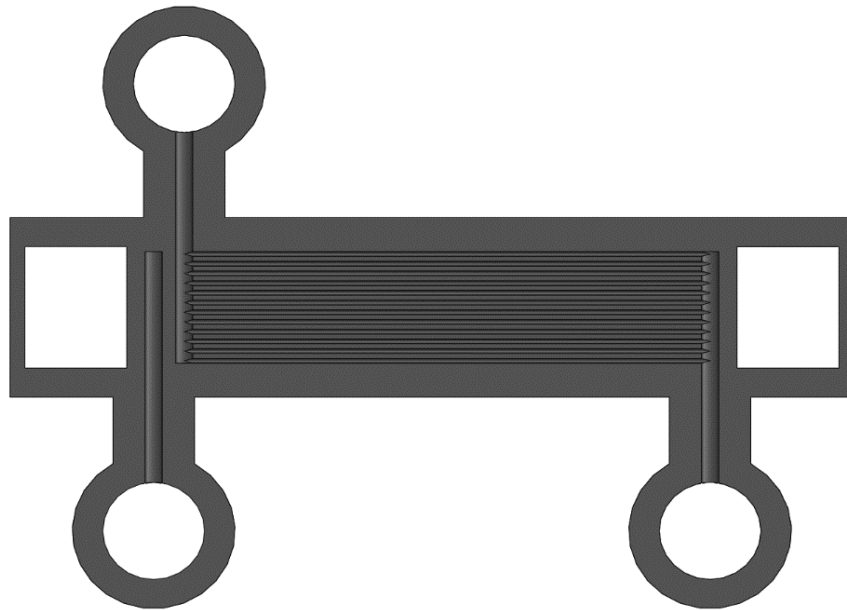


Εικόνα 5.8: Δημιουργία οδηγών καναλιών.

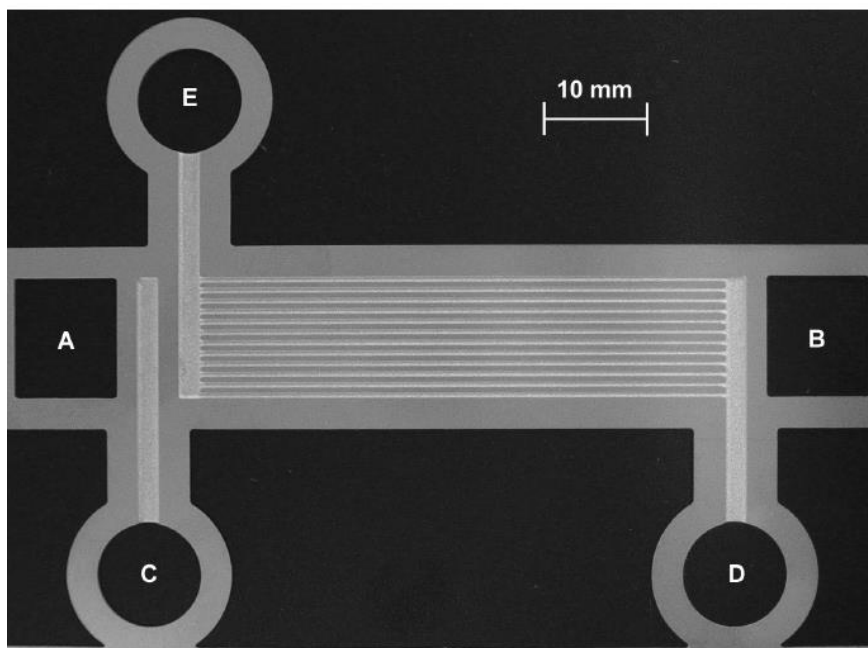
Τα κανάλια του εναλλάκτη χαράσσονται ακριβώς με τον ίδιο τρόπο. Αξίζει να σημειωθεί ότι στο μήκος των καναλιών συναλλαγής θερμότητας που υπολόγισαν οι Determan και Garimella, προστίθεται και το ήμισυ της διαμέτρου του κάθε καναλιού οδηγού σε κάθε πλευρά, ώστε ο διαχωρισμός της ροής στα κανάλια να επιτυγχάνεται όσο το δυνατόν πιο ομαλά.



Εικόνα 5.9: Στάδια εκτέλεσης της εντολής Extruded Cut.



Εικόνα 5.10: Μοντέλο Φύλλου Β Απορροφητή στο SolidWorks.

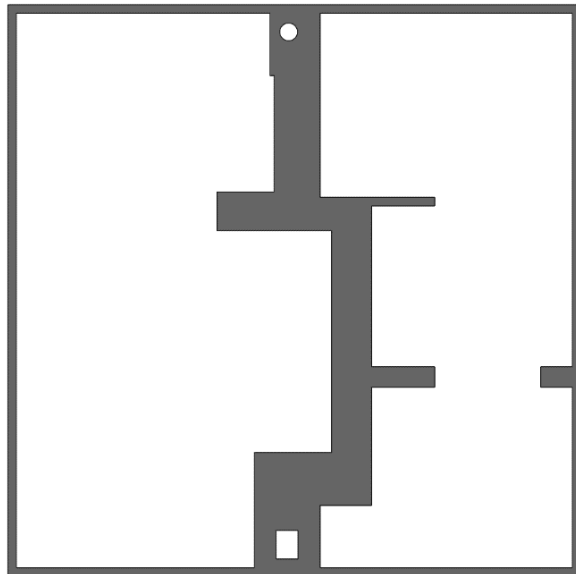


Εικόνα 5.11: Φωτογραφία Φύλλου Β Απορροφητή του Garimella. [1]

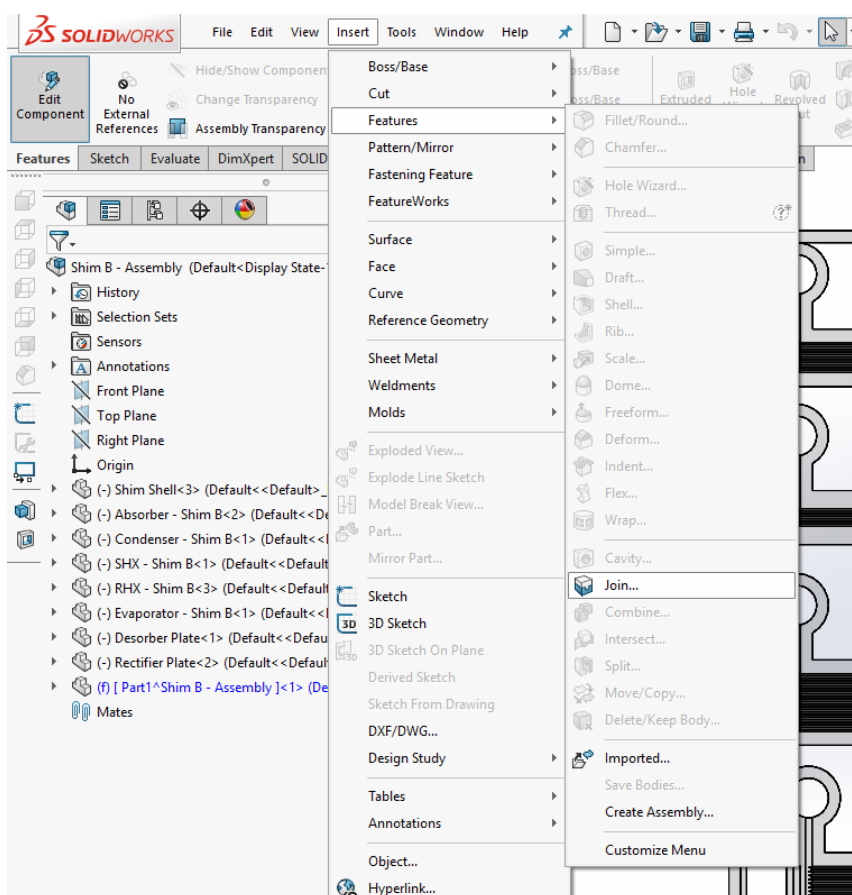
5.2 Συγκώνευση των Στοιχείων σε Δύο Ενιαία Σώματα

Η διαδικασία για τον σχεδιασμό του απορροφητή στο Φύλλο Β ακολουθείται και για τα υπόλοιπα τμήματα των δύο φύλλων και προκειμένου να συνδεθούν όλα σε μια ενιαία διάταξη, απαιτείται η κατασκευή του πλαισίου των φύλλων, το οποίο είναι κοινό και για τους δύο τύπους.

Αφού τοποθετηθούν όλα τα στοιχεία σε ένα κοινό Assembly, χρησιμοποιείται η εντολή Join, η οποία απαλείφει τις επιφάνειες μεταξύ στερεών που έρχονται σε επαφή και τα ενώνει σε ένα ενιαίο σώμα. Συγκεκριμένα, ενώ το Assembly βρίσκεται ακόμα υπό επεξεργασία, εισάγεται ένα καινούριο σώμα μέσω του Insert -> New Part. Επιλέγεται το σώμα και εκτελούνται τα βήματα Edit Component -> Insert -> Features -> Join.

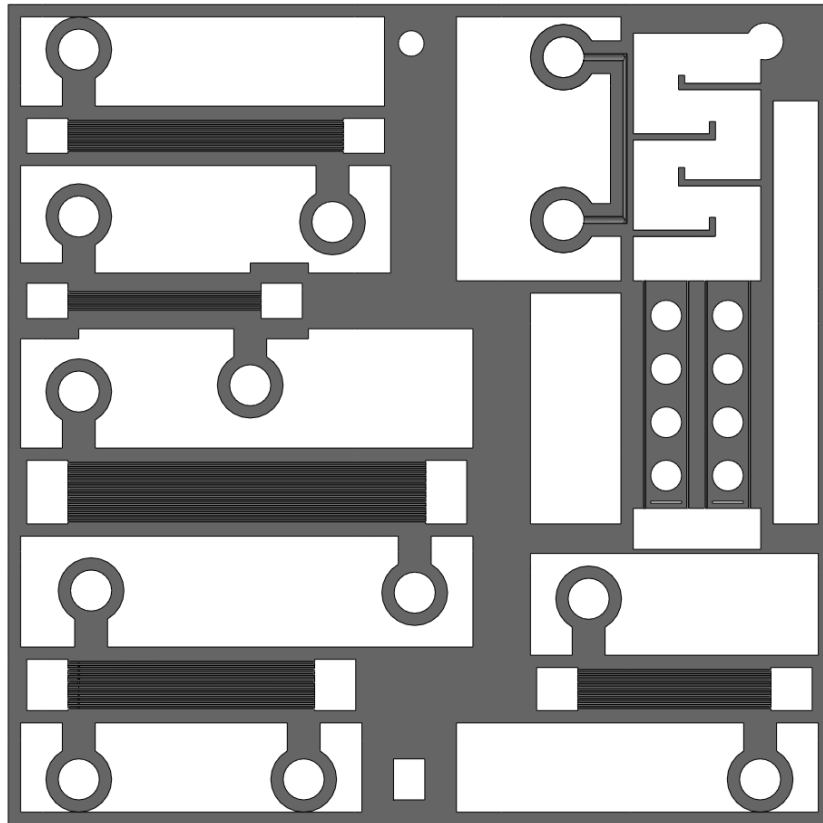


Εικόνα 5.12: Πλαίσιο Φύλλων μηχανής.

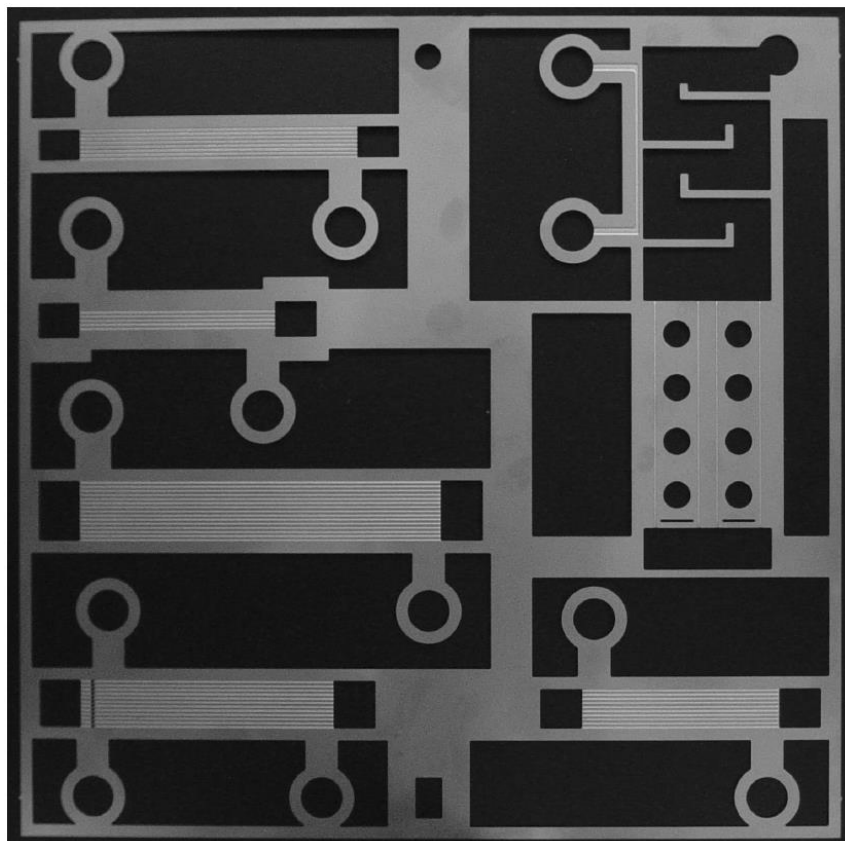


Εικόνα 5.13: Εντολή Join.

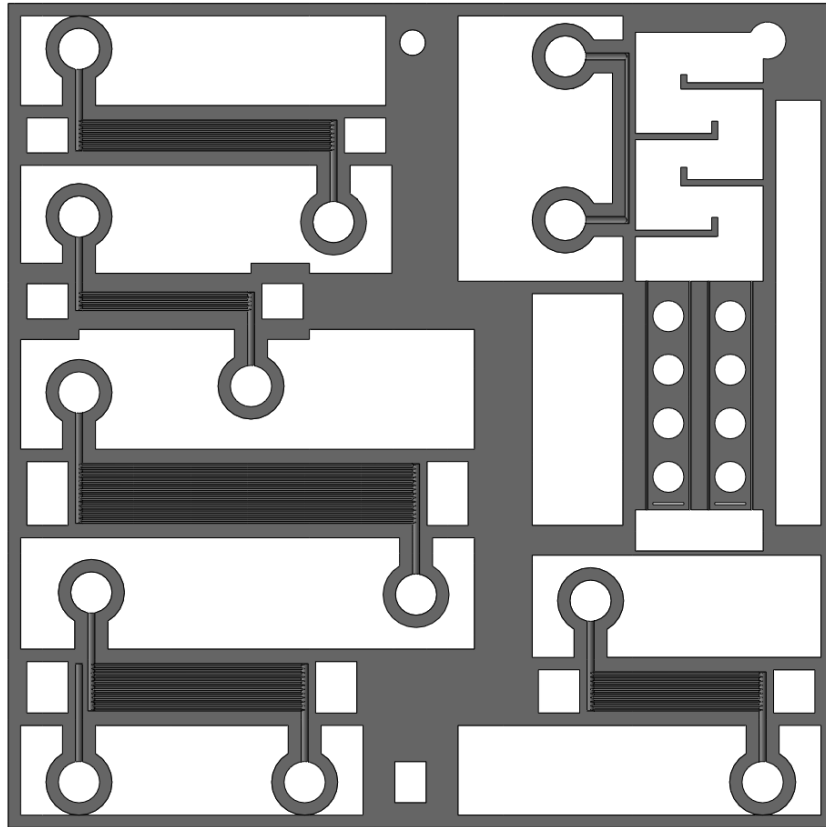
Τα δύο φύλλα που προκύπτουν από τη διαδικασία που περιγράφεται παραπάνω απεικονίζονται στη συνέχεια σε συνδυασμό με τις φωτογραφίες των φύλλων όπως κατασκευάστηκαν από τους Determan και Garimella.



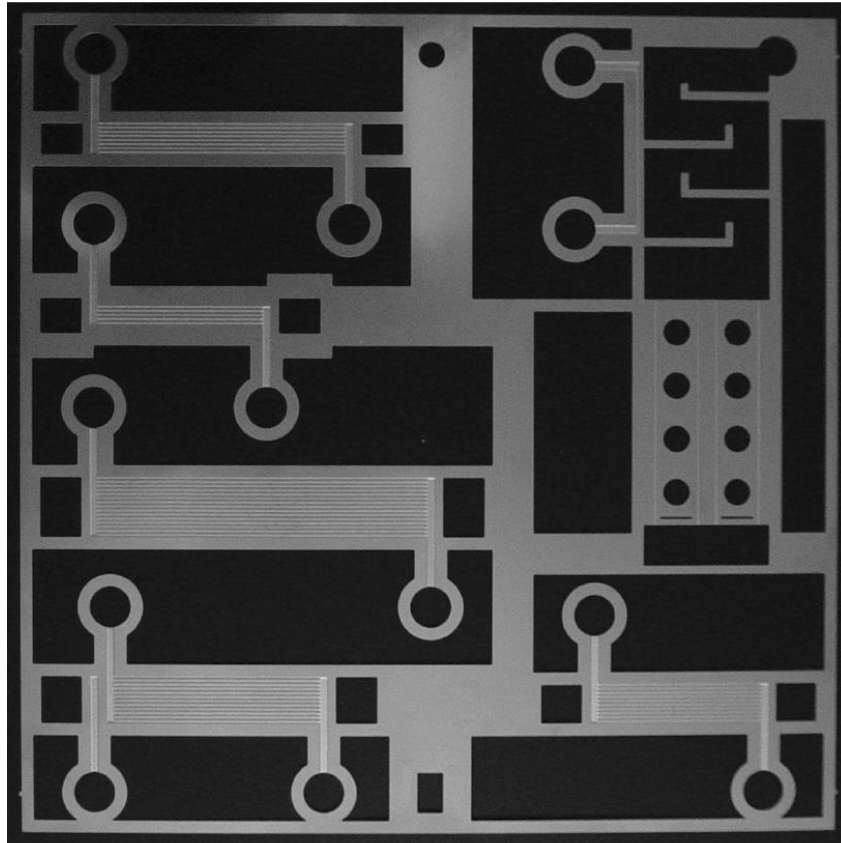
Εικόνα 5.14: Μοντέλο Φύλλου Α στο SolidWorks.



Εικόνα 5.15: Φωτογραφία Φύλλου Α των Determan και Garimella. [1]



Εικόνα 5.16: Μοντέλο Φύλλου Β στο SolidWorks.

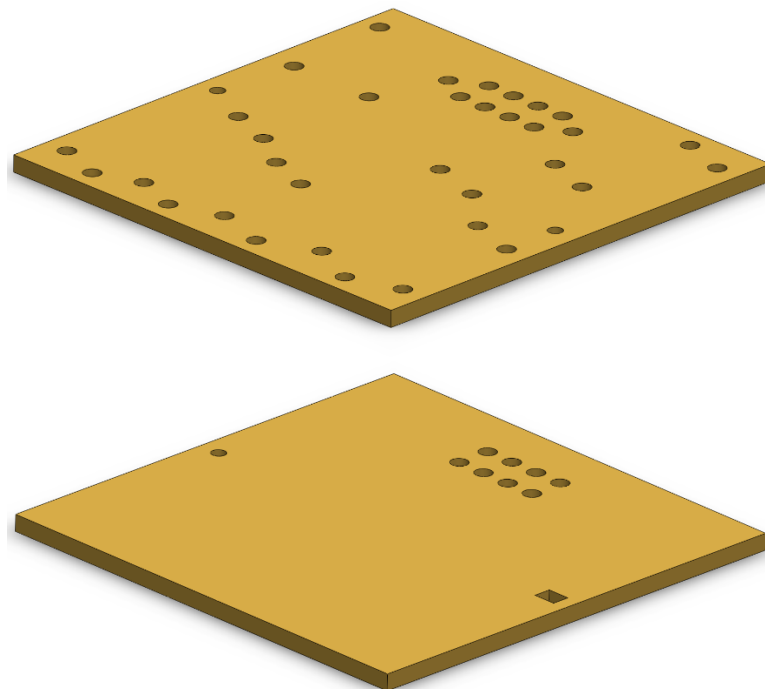


Εικόνα 5.17: Φωτογραφία Φύλλου Β των Determan και Garimella. [1]

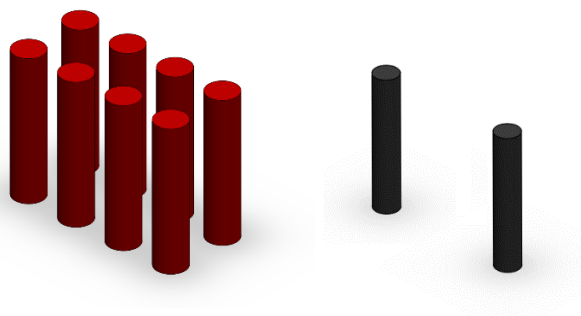
5.3 Κατασκευή Τελικών Πλακών και Λοιπών Εξαρτημάτων

Προκειμένου να είναι δυνατή η τελική συγχώνευση όλων των φύλλων και η ολοκλήρωση του μοντέλου της μηχανής, είναι απαραίτητη και η κατασκευή των τελικών πλακών, των θερμαντήρων καθώς και των πύρων ευθυγραμμίσεως.

Η κατασκευή των Τελικών πλακών ξεκινά από το διδιάστατο επίπεδο, και στη συνέχεια απαιτεί τη χρήση των βασικών εντολών που αναφέρονται παραπάνω, όπως το Extruded Boss/Base και το Extruded Cut. Η διαφορά της πρόσωπλάκας από την πίσω, είναι ότι πέρα από τις εισόδους για τους θερμαντήρες και τους πύρους ευθυγραμμίσεως που έχουν και οι δύο, η πρόσω περιέχει και όλες τις εισόδους/εξόδους των στοιχείων της μονάδας.



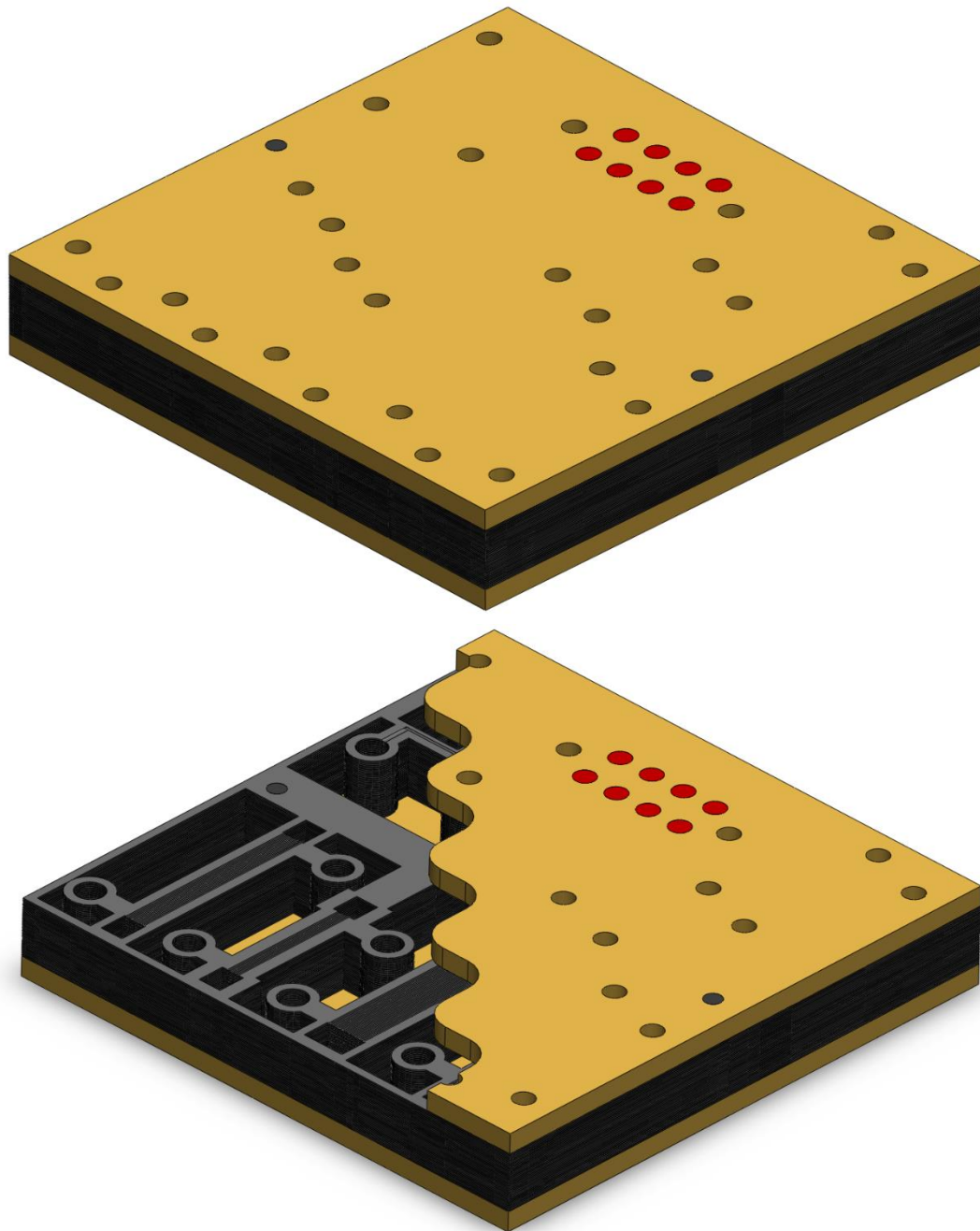
Εικόνα 5.18: Πρόσω και Πίσω Τελικές Πλάκες.



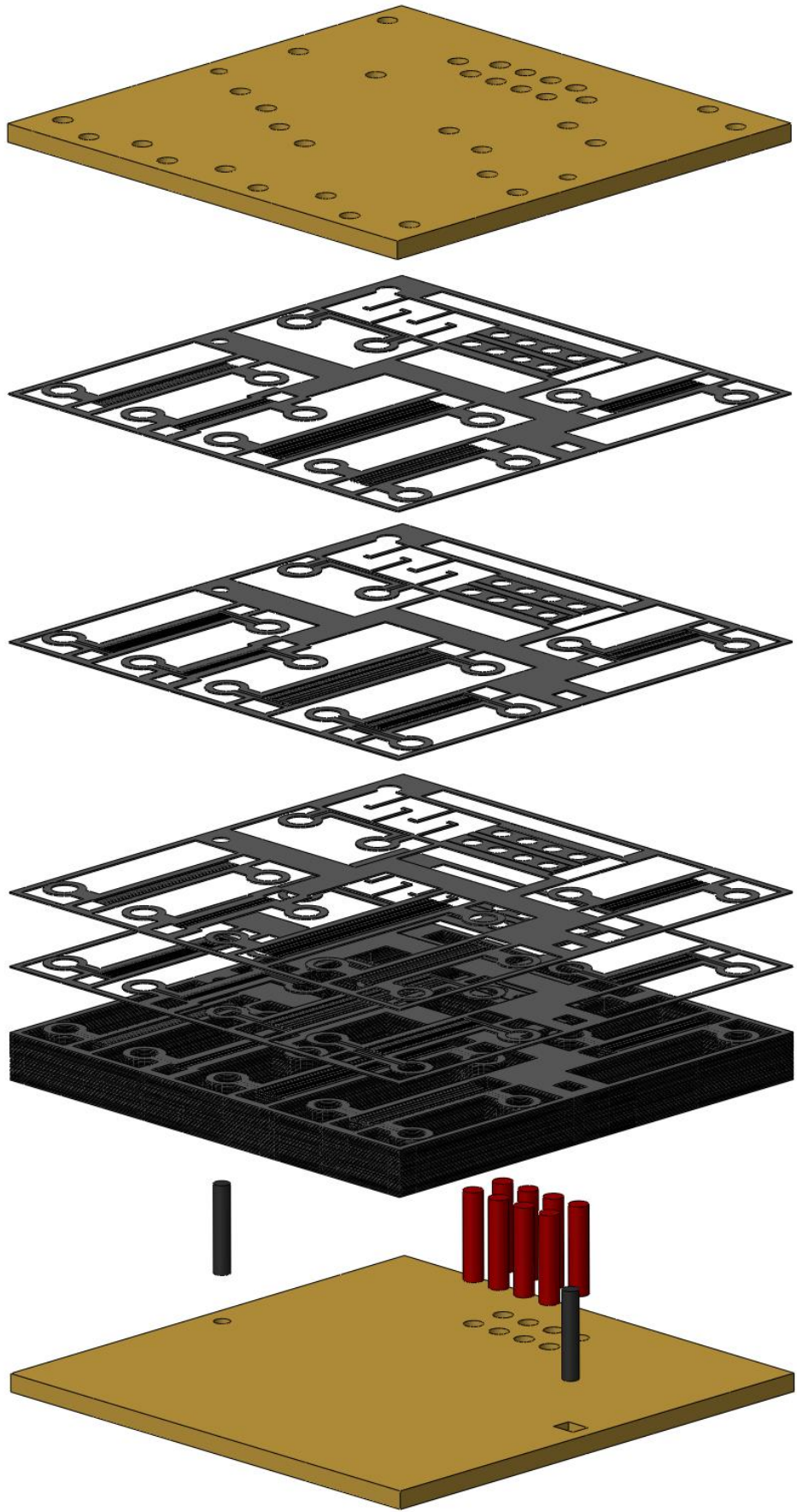
Εικόνα 5.19: Θερμαντήρες και Πύροι Ευθυγράμμισης.

5.4 Δημιουργία Ολοκληρωμένης Συναρμογής

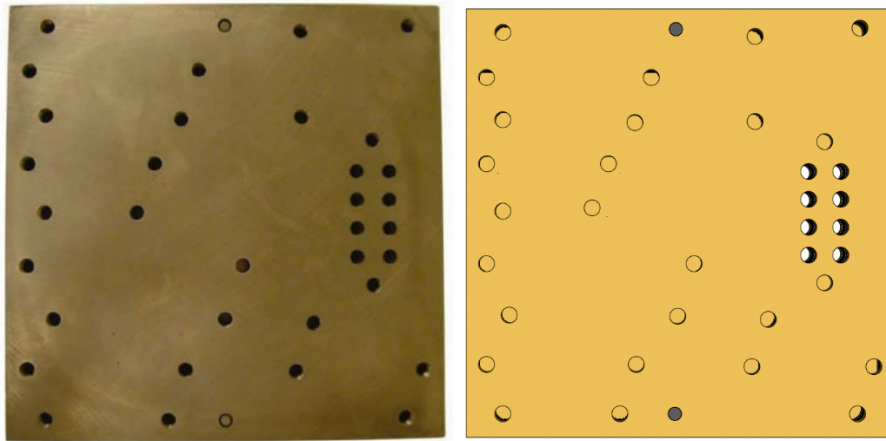
Η τελική συναρμογή αποτελείται από 6 διαφορετικά σώματα, 2 από τα οποία (τα Φύλλα) απλά επαναλαμβάνονται 20 φορές το καθένα. Η διαδικασία περιλαμβάνει και πάλι την δημιουργία νέου αρχείου Assembly, στο οποίο προστίθενται κατά σειρά: Πίσω Πλάκα, Φύλλο Β, Φύλλο Α ×20 φορές (εναλλασσόμενη σειρά), Πρόσω Πλάκα, Θερμαντήρες και Πίροι Ευθυγραμμίσεως. Ακολουθούν εικόνες με διάφορες όψεις της ολοκληρωμένης μονάδας.



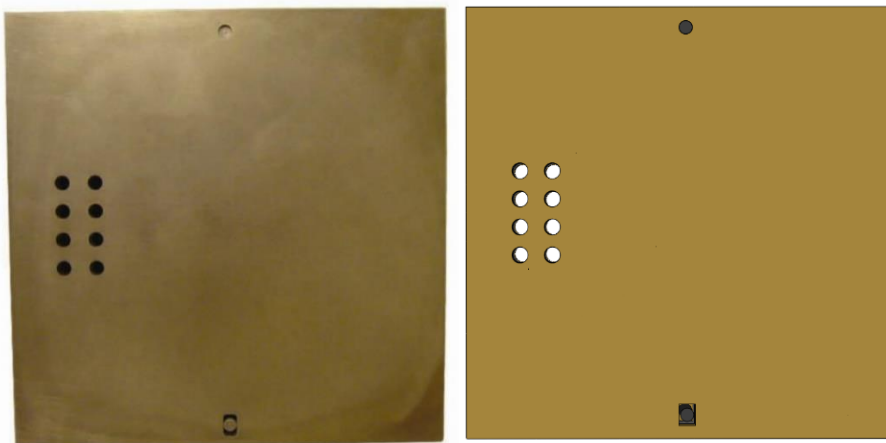
Εικόνα 5.20: Ολοκληρωμένη συναρμογή της Ψυκτικής Μονάδας και με τομή στην πρόσω τελική πλάκα.



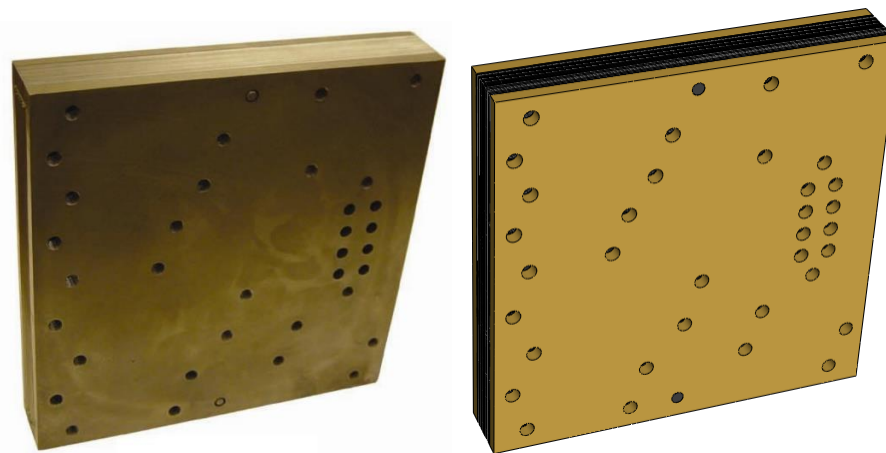
Εικόνα 5.21: Ανοιγμένη όψη της συναρμογής.



Εικόνα 5.22: Φωτογραφία (αριστερά) και εικόνα μοντέλου (δεξιά)
της πρόσω όψης της μονάδας. [1]



Εικόνα 5.23: Φωτογραφία (αριστερά) και εικόνα μοντέλου (δεξιά)
της πίσω όψης της μονάδας. [1]



Εικόνα 5.24: Φωτογραφία (αριστερά) και εικόνα μοντέλου (δεξιά)
κεκλιμένης όψης της μονάδας. [1]

6. Θερμο-Ρευστομηχανική Μελέτη της Ψυκτικής Μονάδας στο SolidWorks

Κατά τη μελέτη και σχεδιασμό της ψυκτικής μονάδας τους, οι Determan και Garimella εισήγαγαν το CAD μοντέλο της μηχανής σε ένα πρόγραμμα θερμο-ρευστομηχανικής ανάλυσης (ANSYS), με σκοπό να απεικονίσουν την θερμοδυναμική συμπεριφορά της στις ορισμένες συνθήκες σχεδιασμού. Στην ανάλυση που περιγράφεται στις εργασίες τους παρόλα αυτά, φαίνεται να περιορίστηκαν στην θερμοδυναμική μελέτη ενός μοντέλου το οποίο είναι φαινομενικά συμπαγές, και δεν περιέχει κανάλια. Σκοπός τους ήταν να απεικονίσουν την θερμοκρασιακή κατανομή στις εξωτερικές επιφάνειες της μονάδας, ορίζοντας απλά κάθετες ροές συγκεκριμένης παροχής, θερμοκρασίας και πίεσης στις περιοχές των συλλεκτών, μη λαμβάνοντας καθόλου υπόψη την συναλλαγή θερμότητας που εκτελούν οι εναλλάκτες.

Στο κεφάλαιο αυτό θα προσομοιωθεί αφενός η μοντελοποίηση που πραγματοποίησαν οι ερευνητές στο πρόγραμμα ANSYS για την μονάδα δίχως κανάλια, με τη χρήση της επέκτασης Flow Simulation του SolidWorks, και αφετέρου η μοντελοποίηση της θερμοδυναμικής συμπεριφοράς της μονάδας λαμβάνοντας υπόψη την πλήρη ροή των εργαζόμενων μέσων μέσα από τα κανάλια των εναλλακτών.

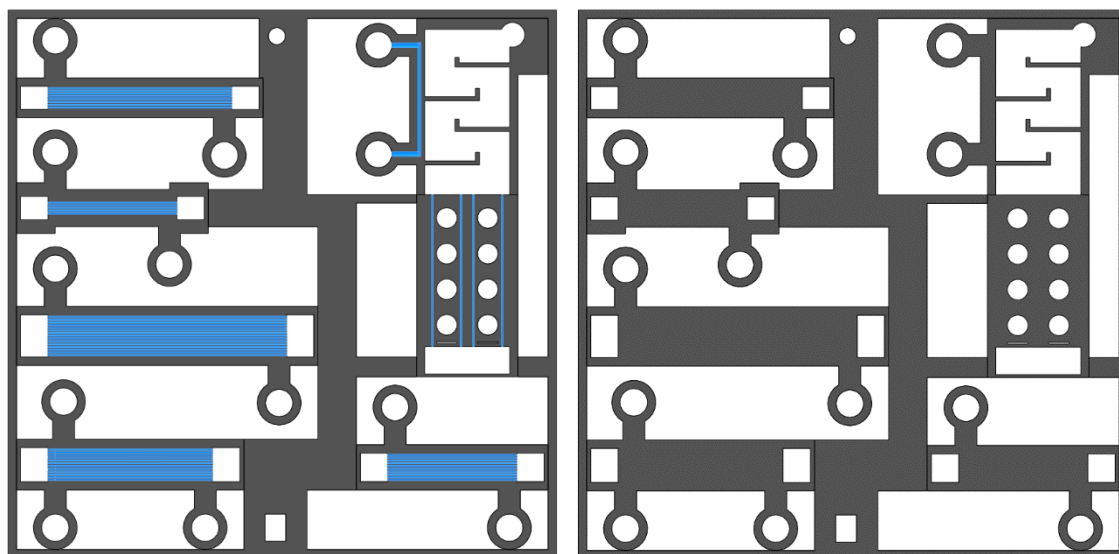
Σημειώνεται ότι το SolidWorks, και κατ' επέκταση το Flow Simulation του, δεν δίνουν την δυνατότητα επιλογής του ανοξείδωτου χάλυβα 304L ως υλικό κατασκευής, και το πιο κοντινό υλικό από πλευράς ιδιοτήτων που μπορεί να επιλεγεί από την βάση δεδομένων του προγράμματος είναι ο ανοξείδωτος χάλυβας 304. Η διαφορά στις συστάσεις μεταξύ των δύο υλικών είναι ελάχιστη, αλλά αρκετή για να παρουσιάζουν ελαφρώς διαφορετική θερμική αγωγιμότητα, και έτσι οι οποιεσδήποτε αποκλίσεις μεταξύ των δύο μοντέλων μπορούν να αποδοθούν στην παραδοχή αυτή, μιας και οι υπόλοιπες παράμετροι τέθηκαν με ακριβώς τον ίδιο τρόπο.

6.1 Μοντελοποίηση της Ροής και της Θερμοκρασιακής Κατανομής για Μονάδα Χωρίς Κανάλια

Η συγκεκριμένη μοντελοποίηση προϋποθέτει την τροποποίηση του μοντέλου που περιγράφεται στο προηγούμενο κεφάλαιο, και συγκεκριμένα την αφαίρεση όλων των καναλιών που εμπεριέχει. Αυτό γίνεται εύκολα ακολουθώντας την παρακάτω διαδικασία.

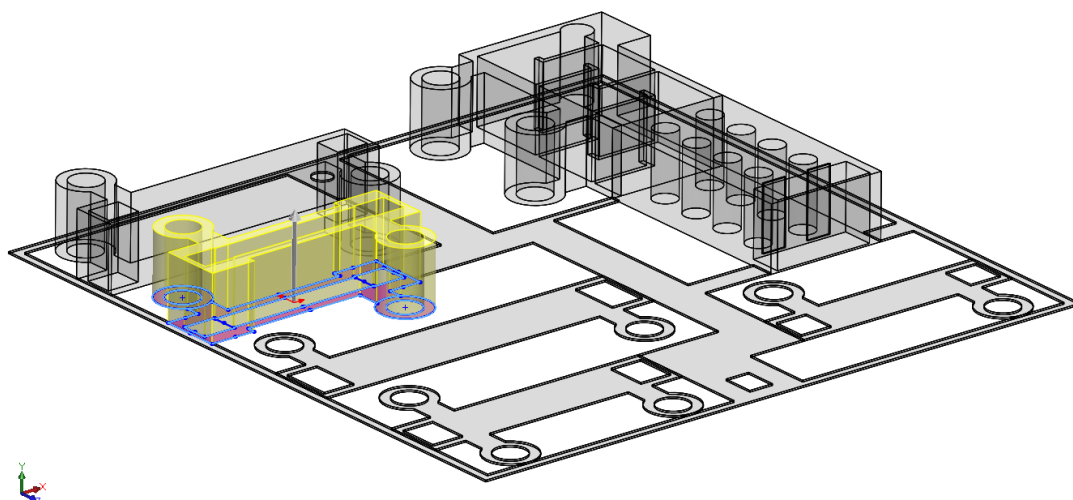
6.1.1 Απαλειφή των Καναλιών

Αρχικά επιλέγεται ένα από τα δύο ήδη κατασκευασμένα φύλλα και ανοίγεται το αρχείο της συναρμογής του προς επεξεργασία. Στην περίπτωση που φαίνεται στις παρακάτω εικόνες έχει επιλεγθεί το Φύλλο Α. Το πρώτο βήμα είναι η επιλογή και το δεύτερο η διαγραφή όλων των χαραγμένων καναλιών, δηλαδή όλων των εντολών Extruded Cut.

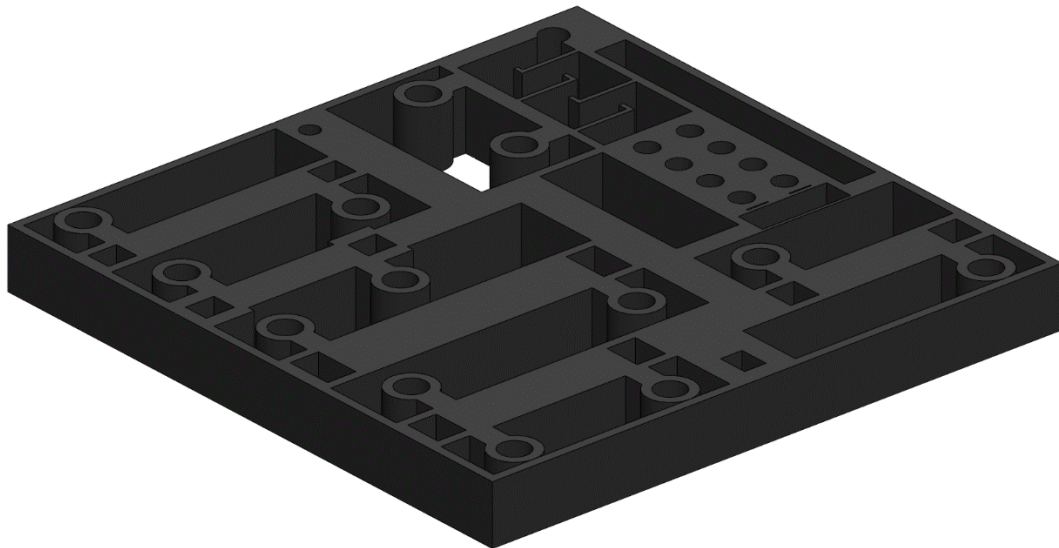


Εικόνα 6.1: Επιλογή και διαγραφή όλων των καναλιών του Φύλλου Α.

Από τη στιγμή που αφαιρεθούν τα κανάλια από το Φύλλο Α, δεν παρουσιάζει πια καμία διαφορά από το Φύλλο Β, αν αυτό υποστεί την ίδια τροποποίηση. Συνεπώς, το μόνο που μένει είναι η επιμήκυνση κάθε στοιχείου του Assembly από τα 0.5mm, στα 20mm προς την κατεύθυνση του ύψους.

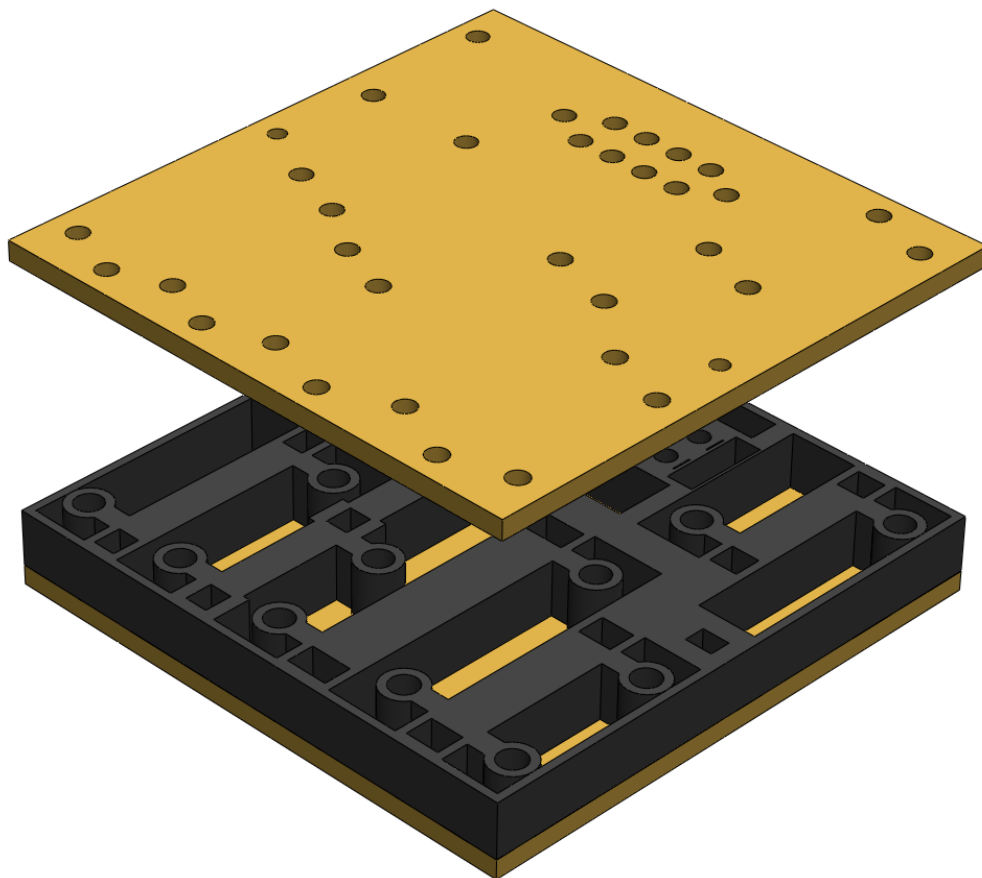


Εικόνα 6.2: Επιμήκυνση των στοιχείων της μηχανής.



Εικόνα 6.3: Πυρήνας Μονάδας χωρίς κανάλια.

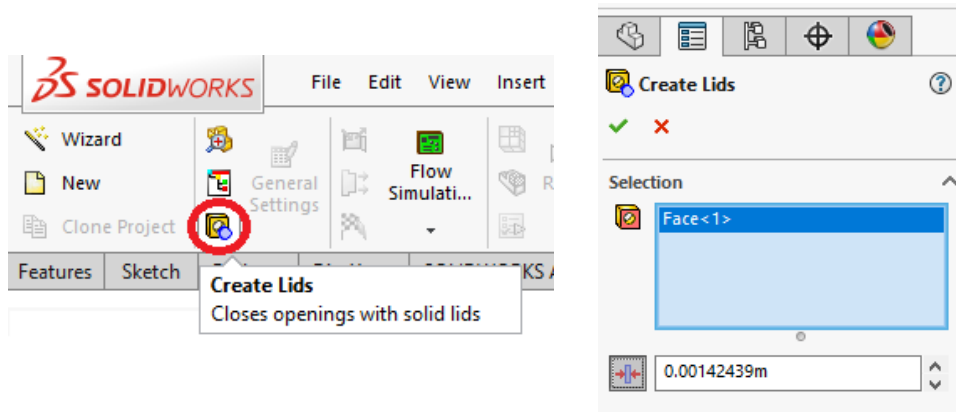
Τελικά προκύπτει το παραπάνω στερεό, το οποίο στη συνέχεια αφού ανοιχθεί σε περιβάλλον Assembly, σε συνδυασμό με τις πρόσω και πίσω τελικές πλάκες, θα αποτελέσει τον πυρήνα της τροποποιημένης μονάδας.



Εικόνα 6.4: Ανοιγμένη όψη της ολοκληρωμένης συναρμογής.

6.1.2 Έναρξη του Flow Simulation, Ορισμός Μεταβλητών και Συνθηκών

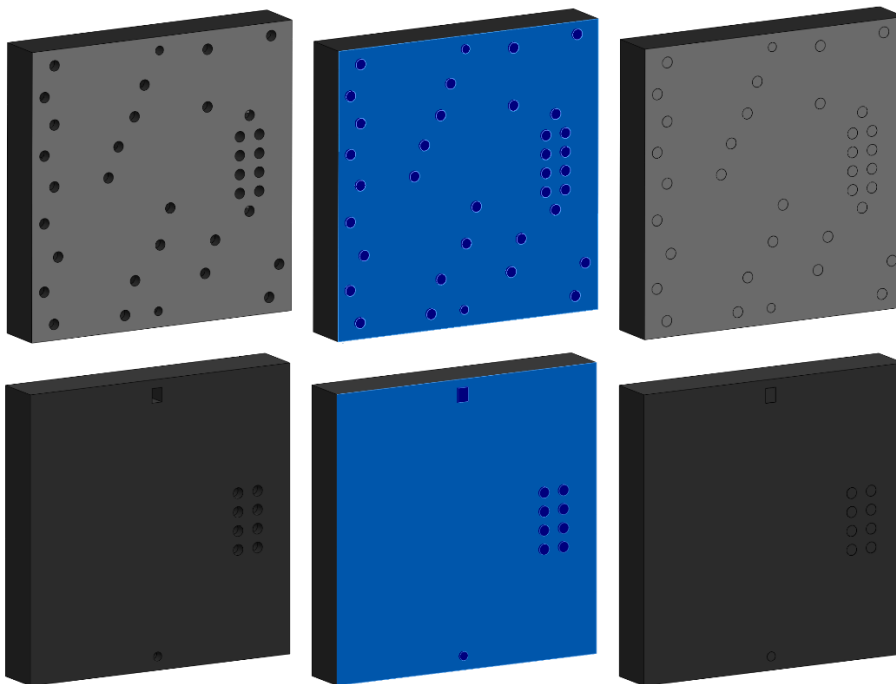
Προκειμένου να μπορέσει το πρόγραμμα να εντοπίσει τις εσωτερικές κοιλότητες μέσα στις οποίες πρόκειται να οριστούν οι συνθήκες της ροής, προϋποθέτει την κάλυψη όλων των ανοιγμάτων των συλλεκτών. Αυτό επιτυγχάνεται μέσω της εντολής Create Lids που βρίσκεται στο περιβάλλον του Flow Simulation.



Εικόνα 6.5: Εντολή Create Lids και οι επιλογές της.

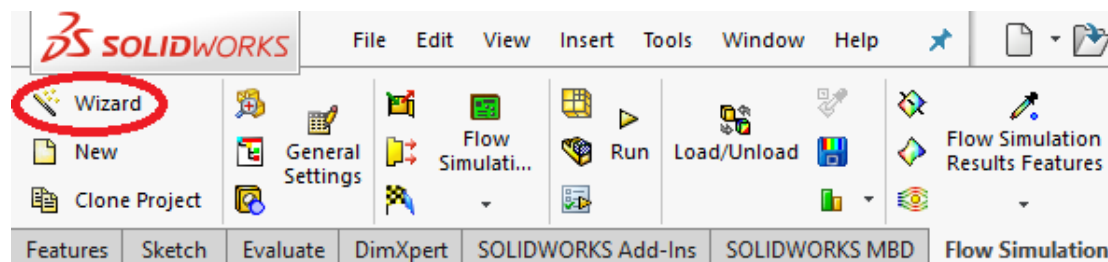
Η κατασκευή των πωμάτων γίνεται εύκολα με την απλή επιλογή των επιφανειών που μας ενδιαφέρουν να σφραγίσουμε. Από εκεί και πέρα το πρόγραμμα εντοπίζει μόνο του τα ανοίγματα και κατασκευάζει σώματα με τις απαραίτητες διαστάσεις ώστε να τα καλύψει. Δίνεται επίσης η δυνατότητα επιλογής του πάχους των σωμάτων που θα δημιουργηθούν.

Οι παρακάτω εικόνες συνοψίζουν τα βήματα που ακολουθούνται κατά το σφράγισμα αυτό των εσωτερικών κοιλιοτήτων της μηχανής.



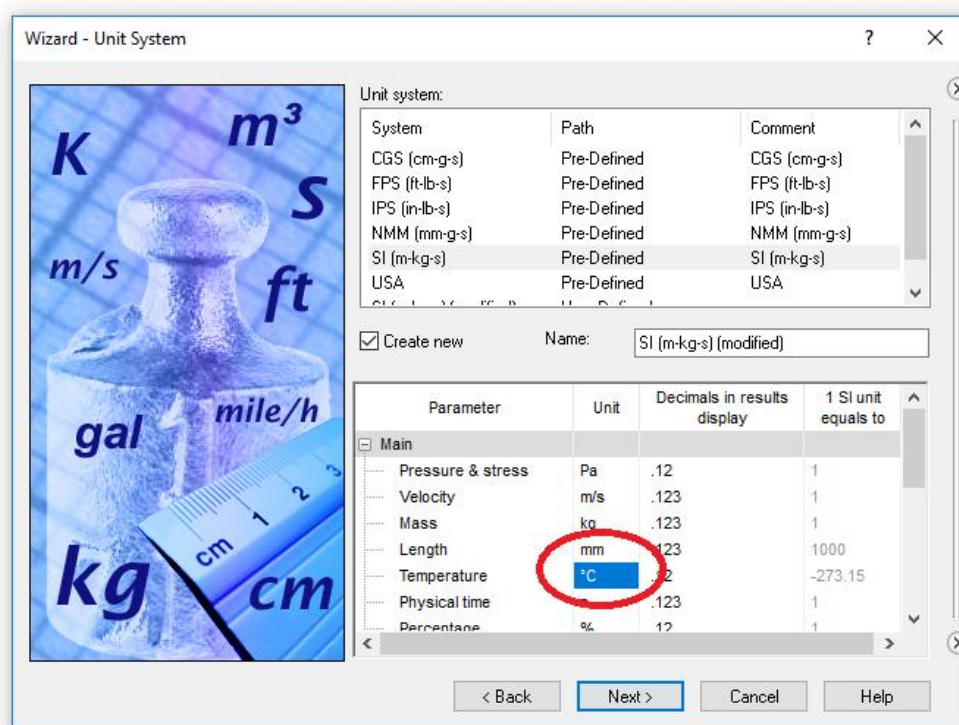
Εικόνα 6.6: Βήματα εκτέλεσης της εντολής Create Lids.

Η προσομοίωση ξεκινά με την επιλογή των αρχικών ρυθμίσεων της μελέτης, η οποία γίνεται μέσω του Wizard που παρέχει το Flow Simulation.



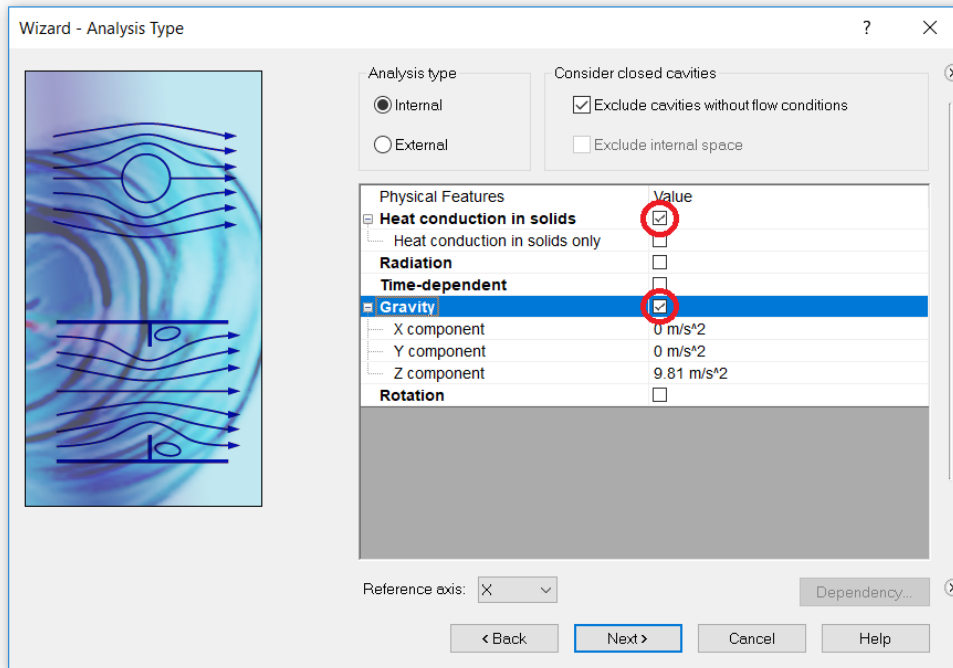
Εικόνα 6.7: Έναρξη Wizard.

Οι ρυθμίσεις ξεκινούν με τον ορισμό του συστήματος μονάδων στο οποίο επιθυμεί ο χρήστης να εργαστεί.



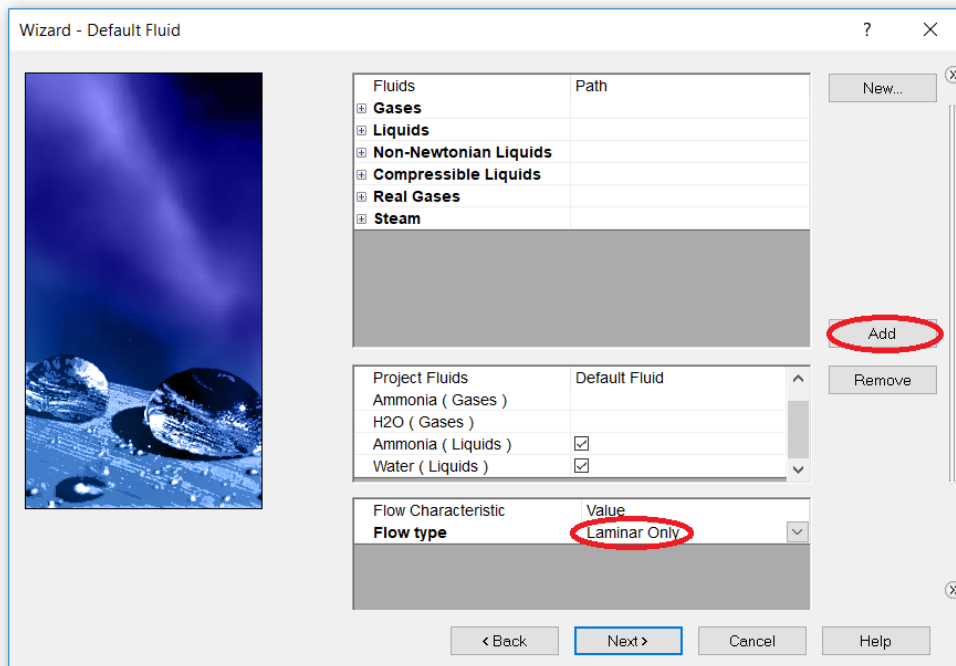
Εικόνα 6.8: Ορισμός συστήματος μονάδων.

Στη συνέχεια, ορίζεται το είδος της ανάλυσης που πρόκειται να εκπονηθεί. Στην περίπτωση της συγκεκριμένης έρευνας, επιλέγεται εσωτερική ροή, αποκλεισμός κοιλοτήτων για τις οποίες δεν ορίζονται οριακές συνθήκες, και η θερμική αγωγιμότητα με την βαρύτητα ως οι μόνες παράμετροι που επηρεάζουν την ανάλυση.



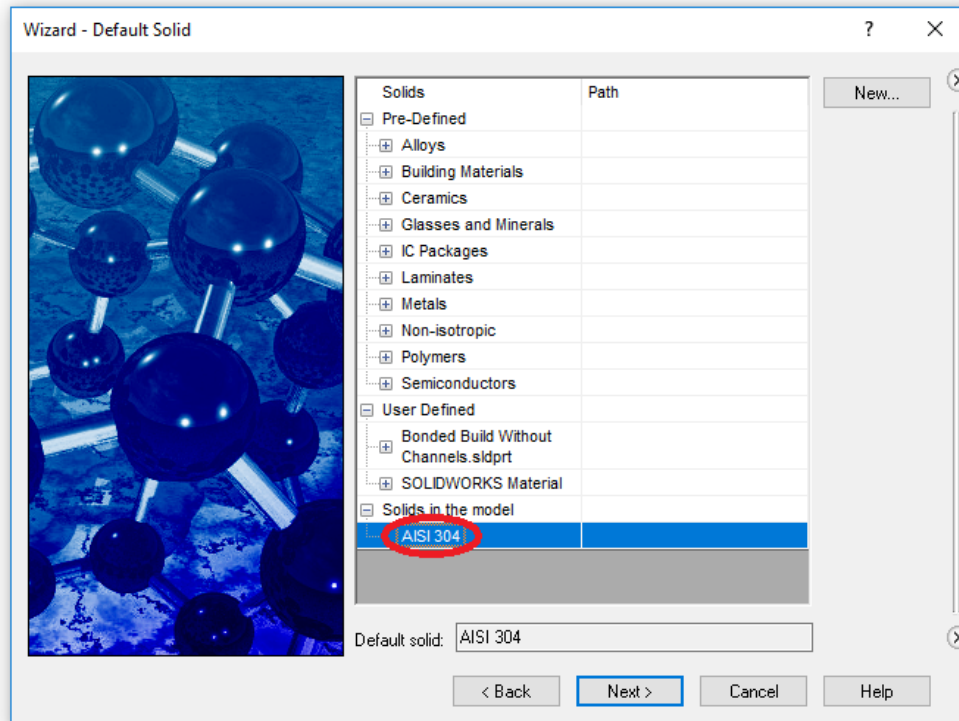
Εικόνα 6.9: Ορισμός είδους ανάλυσης.

Ακολουθεί ο ορισμός των εργαζόμενων μέσων που απασχολούν την έρευνα, καθώς και το είδος της ροής. Στην περίπτωσή μας επιλέγεται η αμμωνία και το νερό σε υγρή και αέρια μορφή, καθώς και στρωτή ροή.

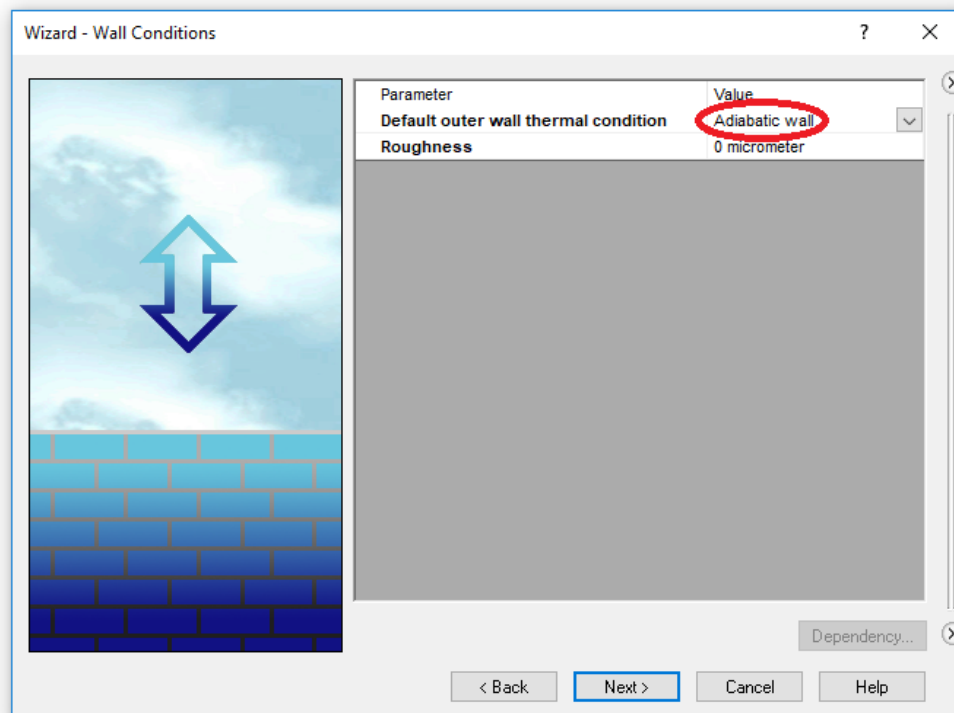


Εικόνα 6.10: Επιλογή εργαζόμενων μέσων και είδους ροής.

Έπειτα ορίζεται το υλικό των στερεών σωμάτων, καθώς και οι συνθήκες των εξωτερικών τοιχωμάτων της μονάδας. Όπως προαναφέρθηκε, επιλέγεται το ανοξείδωτος χάλυβας 304 διότι ο 304L δεν είναι καταχωρημένος στην βάση δεδομένων του προγράμματος.

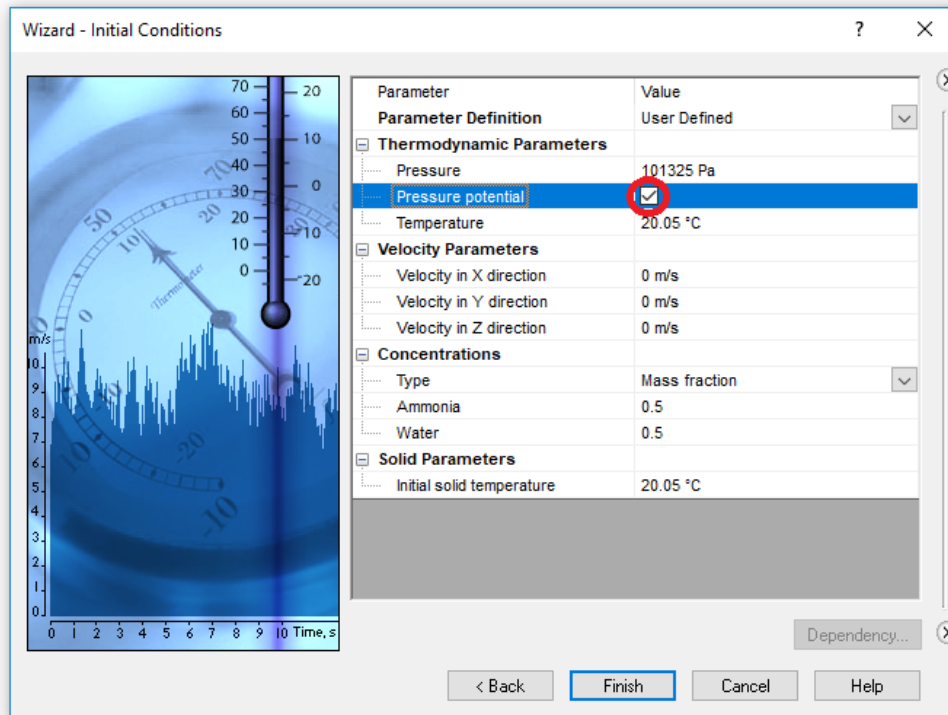


Εικόνα 6.11: Επιλογή υλικού.



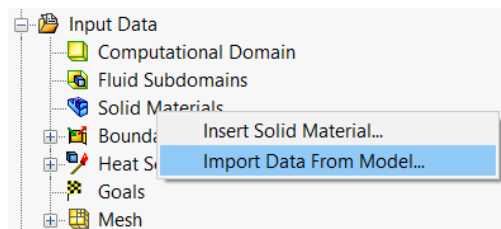
Εικόνα 6.12: Ορισμός συνθηκών εξωτερικών τοιχωμάτων μονάδας.

Τέλος, ορίζονται και οι αρχικές συνθήκες της ανάλυσης, ενώ επιλέγεται και το pressure potential ώστε να ληφθεί υπόψη στην ανάλυση η επίδραση της ατμοσφαιρικής πίεσης.

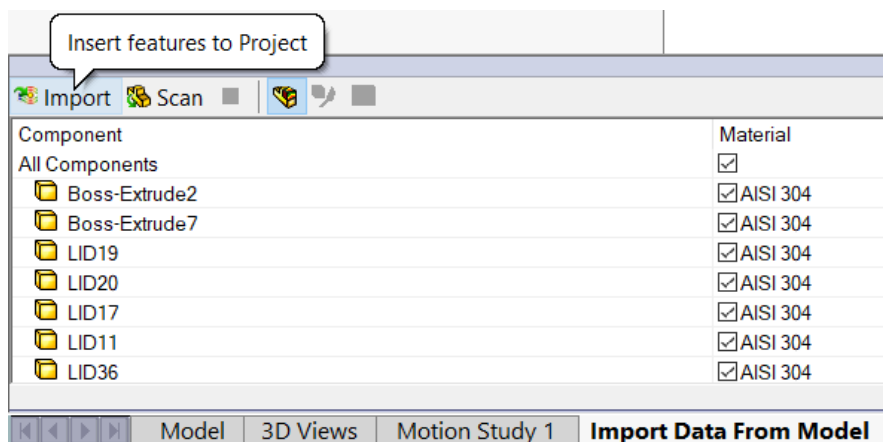


Εικόνα 6.13: Ορισμός αρχικών συνθηκών ανάλυσης.

Η προσομοίωση πια για να ξεκινήσει χρειάζεται αρχικά την επιλογή και εισαγωγή των στερεών προς μελέτη στο περιβάλλον του Flow Simulation. Αυτό επιτυγχάνεται μέσω της εντολής Import Data From Model που βρίσκεται στην καρτέλα Solid Materials.

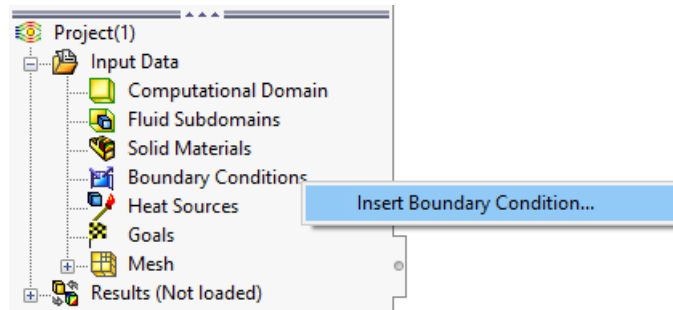


Εικόνα X: Εντολή Import Solid Materials



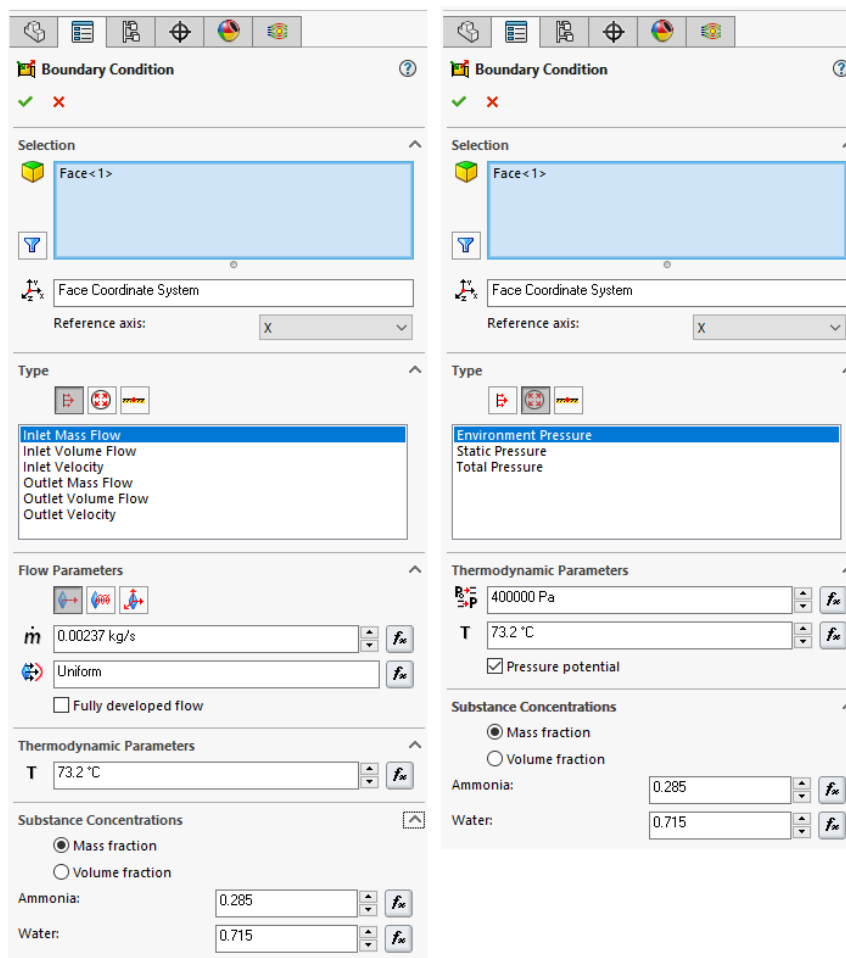
Εικόνα 6.14: Επιλογή των επιθυμητών στερεών προς μελέτη.

Στη συνέχεια ακολουθεί ο ορισμός των οριακών συνθηκών για τα διάφορα σημεία της μηχανής. Αυτό γίνεται μέσω της εντολής Insert Boundary Condition στην καρτέλα των οριακών συνθηκών.



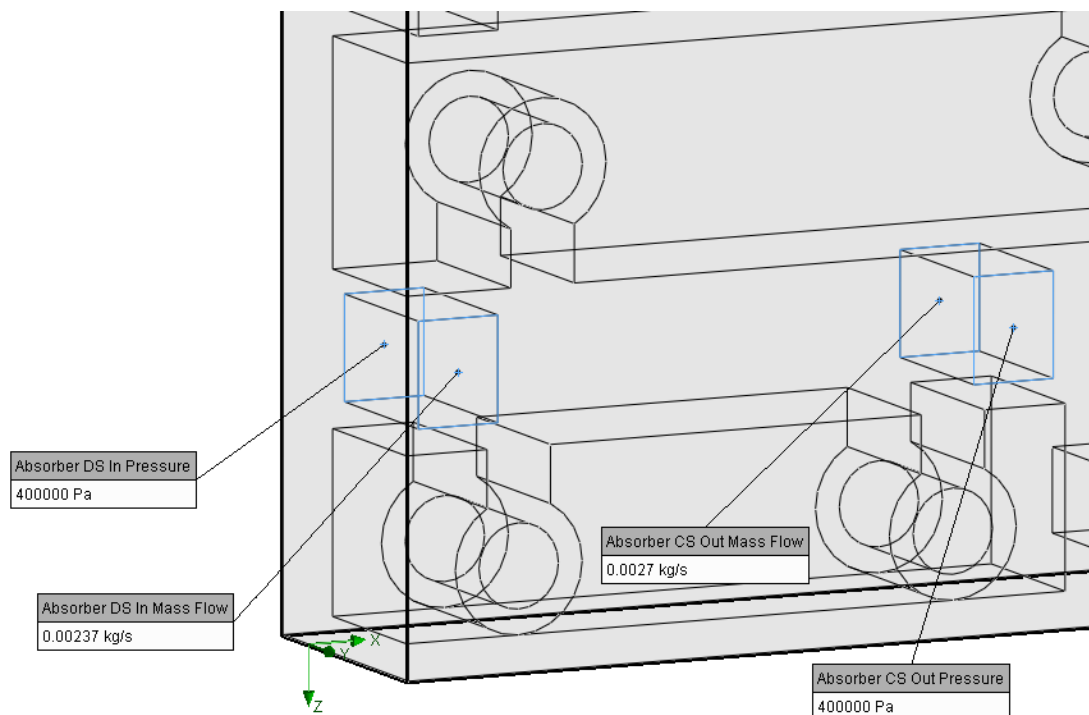
Εικόνα 6.15: Ορισμός νέας οριακής συνθήκης.

Μια οριακή συνθήκη εισόδου ορίζεται από την παροχή μάζας, τη θερμοκρασία και τις συγκεντρώσεις των εργαζόμενων μέσων στο σημείο εισόδου της ροής. Μια οριακή συνθήκη εξόδου αντίστοιχα ορίζεται από την πίεση, τη θερμοκρασία και τις συγκεντρώσεις στο σημείο εξόδου της ροής.



Εικόνα 6.16: Ορισμός οριακών συνθηκών για είσοδο (αριστερά) και για έξοδο (δεξιά).

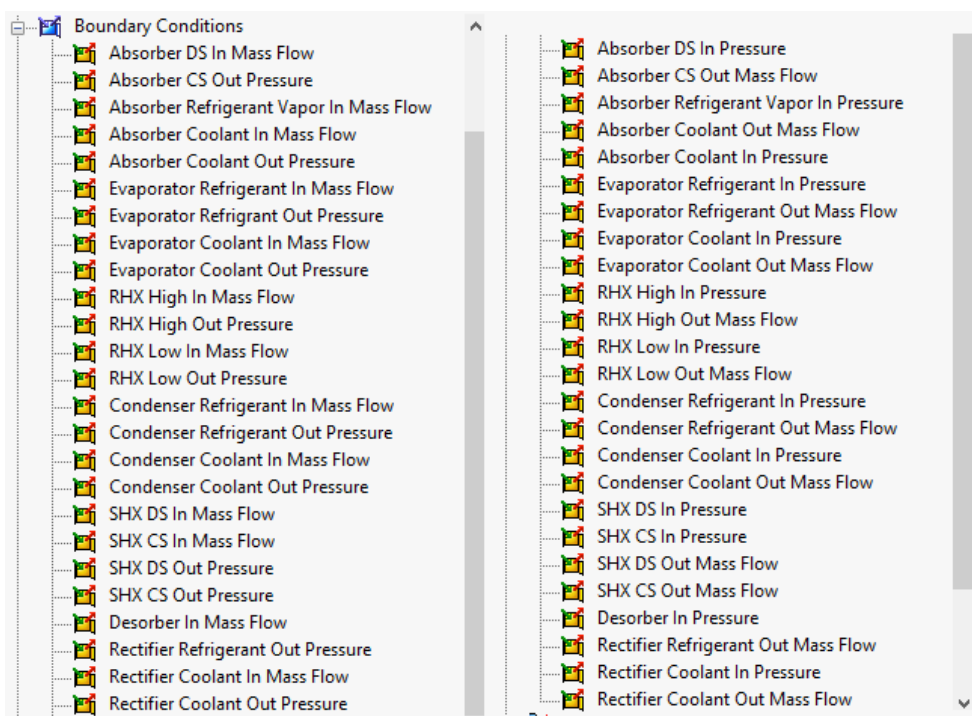
Επειδή η συγκεκριμένη μελέτη αφορά την μηχανή χωρίς κανάλια, οι εισοδοι και οι εξοδοι ορίζονται κατά τη φορά της ροής στους συλλέκτες των στοιχείων και μόνο. Για παράδειγμα, η είσοδος του συγκεντρωμένου διαλύματος του απορροφητή ξεκινά από την επιφάνεια της πρόσω τελικής πλάκας από όπου και πραγματικά εισέρχεται, αλλά αντί η ροή να περνά μέσα από τα κανάλια του και να εξέρχεται από άλλο συλλέκτη της ίδιας επιφάνειας, στην μελέτη αυτή έξοδος της ροής ορίζεται η επιφάνεια της πίσω τελικής πλάκας, στην πίσω δηλαδή μεριά του ίδιου συλλέκτη.



Εικόνα 6.17: Ορισμός εισόδου και εξόδου ροής για μονάδα χωρίς κανάλια.

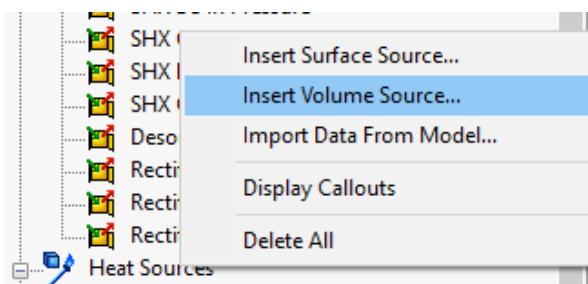
Στην παρακάτω εικόνα, εάν η μελέτη συμπεριελάμβανε και τα κανάλια, δεν θα υφίστατο ο ορισμός του Absorber DS In Pressure και του Absorber CS Out Mass Flow, διότι η ροή δεν εξέρχεται, ούτε εισέρχεται αντίστοιχα από την πίσω τελική πλάκα, όπως ορίζεται εδώ. Οι μόνες οριακές συνθήκες που θα έπρεπε να οριστούν είναι οι άλλες δύο, του Absorber DS In (όπου εφόσον είναι η είσοδος, ορίζεται μέσω της παροχής) και του Absorber CS Out (όπου εφόσον είναι έξοδος, ορίζεται μέσω της πίεσης).

Με αυτή τη λογική ορίζονται και όλες οι υπόλοιπες οριακές συνθήκες που χαρακτηρίζουν την τροποποιημένη μονάδα.

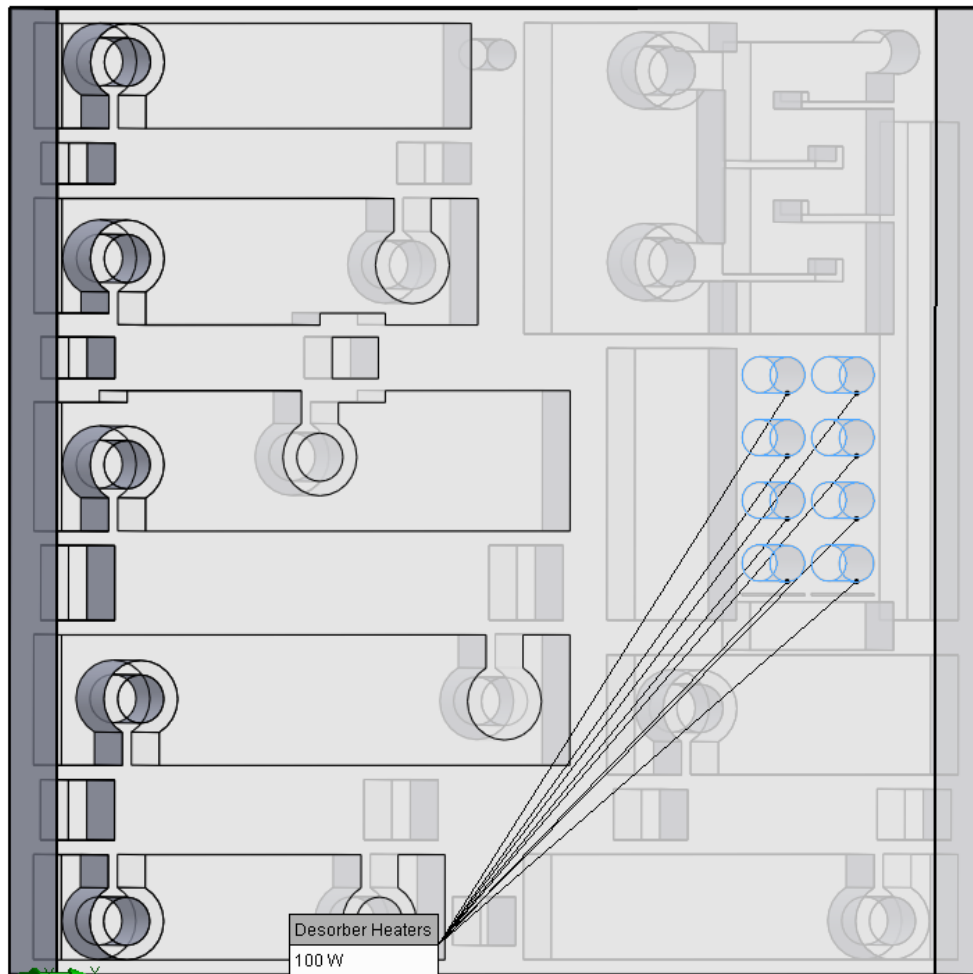


Εικόνα 6.18: Οριακές συνθήκες για μονάδα χωρίς κανάλια.

Στη συνέχεια πρέπει να οριστούν οι θερμικές πηγές. Ακριβώς κάτω από τις οριακές συνθήκες και με ακριβώς την ίδια λογική, βρίσκεται η καρτέλα Heat Sources στην οποία επιλέγουμε την εντολή Insert Volume Source, εφόσον η συγκεκριμένη μονάδα λαμβάνει την ισχύ της από θερμικό σώμα και όχι από επιφάνεια.

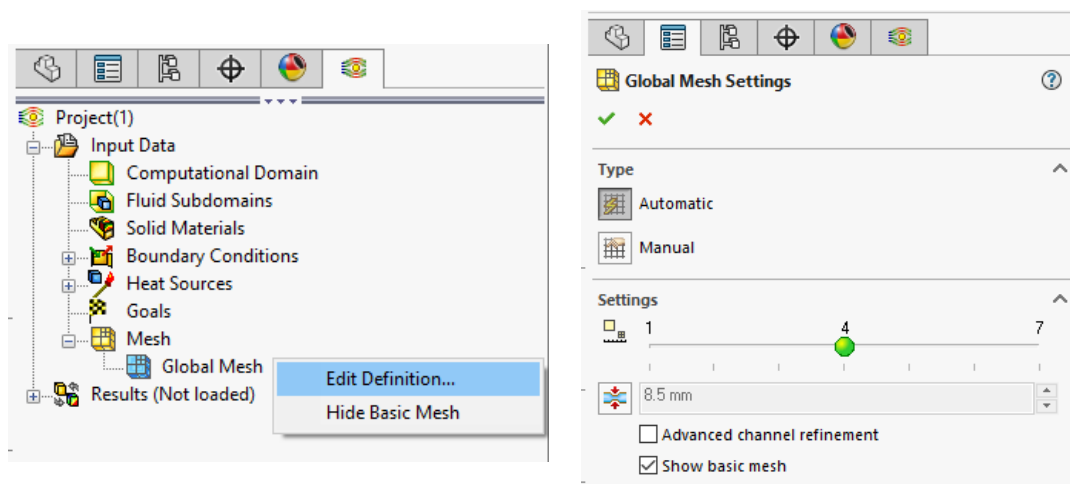


Εικόνα 6.19: Εντολή Insert Volume Heat Source.



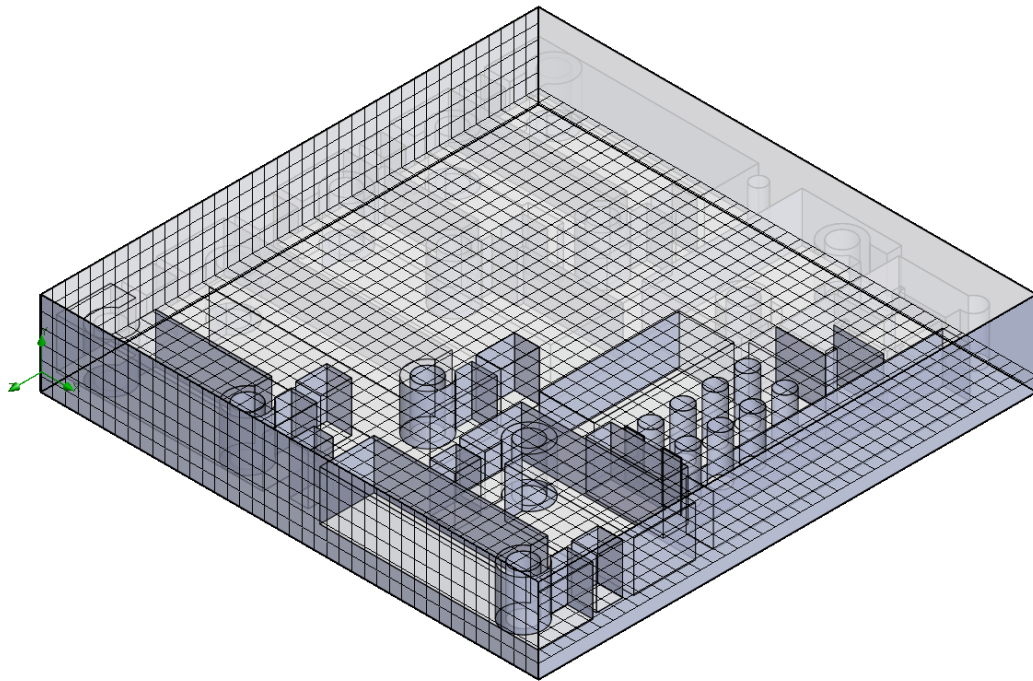
Εικόνα 6.20: Ορισμός των θερμαντήρων του Εκροφητή.

Τέλος, το μόνο που μένει να οριστεί προτού ξεκινήσει η διαδικασία υπολογισμού είναι η πυκνότητα του πλέγματος πάνω στο οποίο θα βασιστεί η ανάλυση. Το πλέγμα που επιλέχθηκε για τη συγκεκριμένη μελέτη είναι μέτριας πυκνότητας, της τάξεως 4, με το 7 να είναι το ακριβέστερο αλλά και πιο χρονοβόρο πλέγμα να υπολογισθεί.



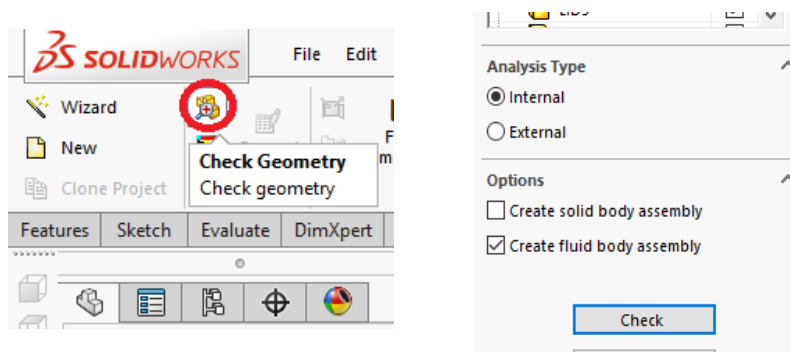
Εικόνα 6.21: Ορισμός πυκνότητας πλέγματος και επιλογές.

Τελικά, το πλέγμα που προκύπτει έχει την μορφή που απεικονίζεται παρακάτω.



Εικόνα 6.22: Απεικόνιση πλέγματος τάξεως 4.

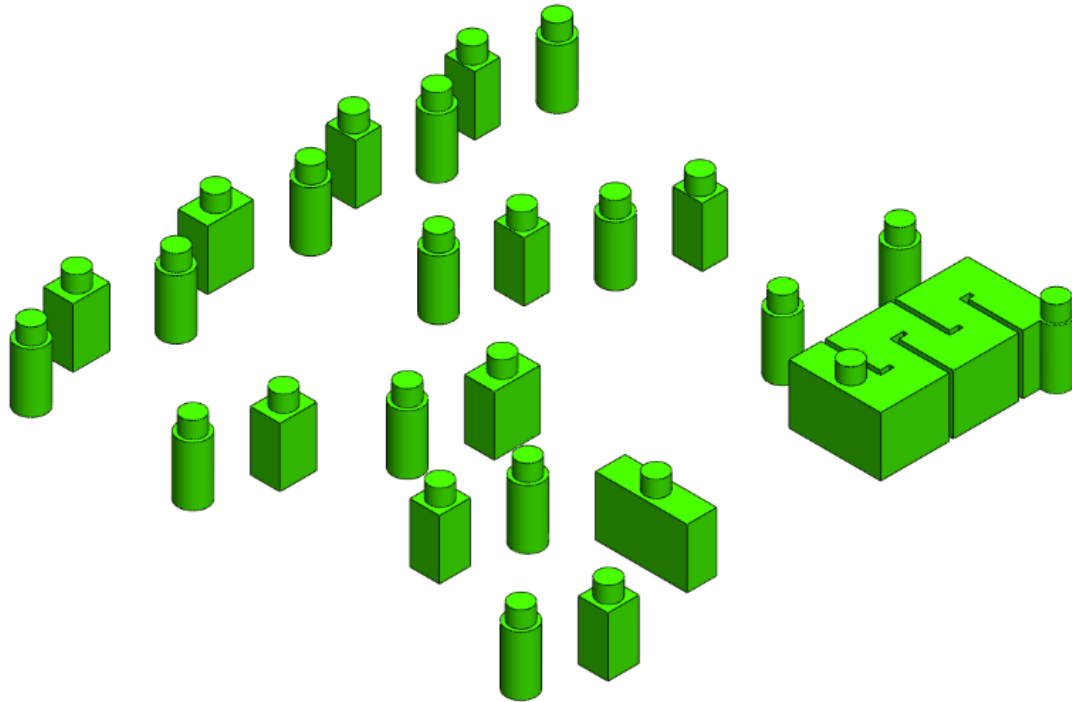
Το πρόγραμμα είναι έτοιμο πια να ξεκινήσει τους υπολογισμούς. Επειδή όμως πρόκειται για μια χρονοβόρα διαδικασία, πρέπει να γίνει εκτενής έλεγχος όλων των συνθηκών που έχουν οριστεί, καθώς και της γεωμετρίας, ώστε να μειωθεί όσο το δυνατόν περισσότερο το ενδεχόμενο σφάλματος κατά τους υπολογισμούς. Το Flow Simulation περιέχει μια χρήσιμη λειτουργία που εξυπηρετεί το σκοπό αυτό, η οποία δίνει τη δυνατότητα ελέγχου της γεωμετρίας του σώματος προς μελέτη. Η λειτουργία αυτή είναι το Check Geometry, στο οποίο επιλέγονται οι ακόλουθες ρυθμίσεις.



Εικόνα 6.23: Εντολή Check Geometry και οι επιλογές της.

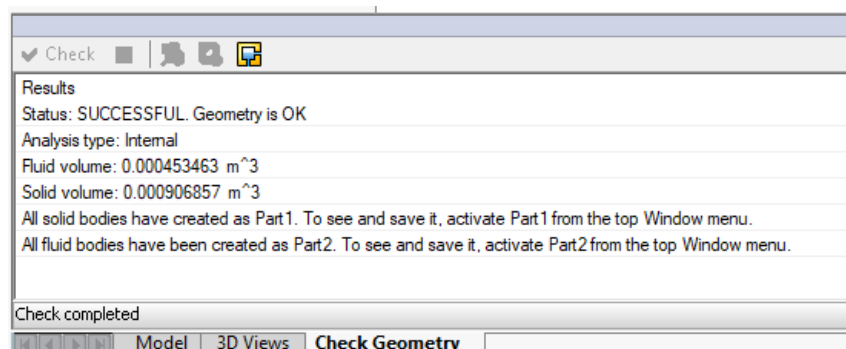
Η επιλογή Create fluid body assembly δημιουργεί ένα νέο αρχείο συναρμογής το οποίο περιέχει τα σώματα των εσωτερικών κοιλοτήτων που πρόκειται να λάβουν μέρος στην

μελέτη, ώστε να δοθεί η δυνατότητα οπτικού ελέγχου στον χρήστη, για το αν η εντολή Create Lids έθεσε σωστά τα όρια των ροών. Το ίδιο ακριβώς επιτυγχάνεται και με την εντολή Intersect, εκτός περιβάλλοντος Flow Simulation. Η παρακάτω εικόνα παρουσιάζει όλες τις εσωτερικές κοιλότητες μέσα από τις οποίες περνά το ρευστό.



Εικόνα 6.24: Απεικόνιση των εσωτερικών κοιλοτήτων της μονάδας χωρίς κανάλια.

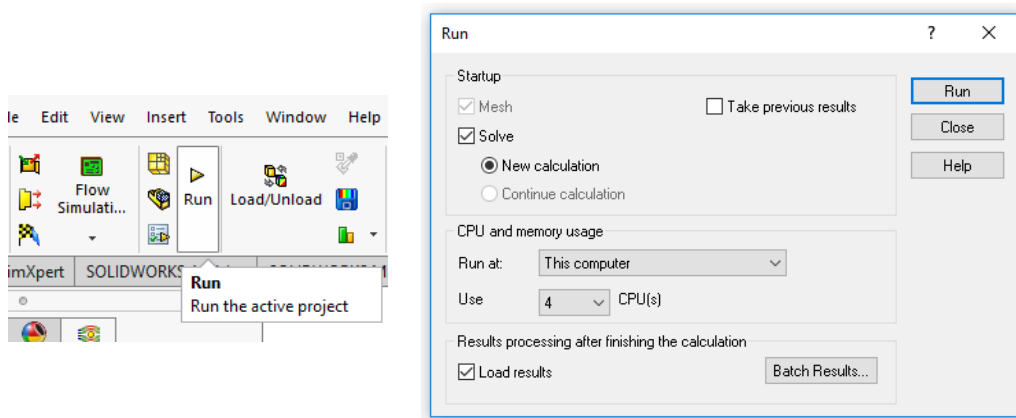
Μόνο όταν η εκτέλεση της εντολής Check Geometry δώσει το αποτέλεσμα Successful έχει νόημα να προχωρήσει η μελέτη στους υπολογισμούς.



Εικόνα 6.25: Αποτελέσματα εντολής Check Geometry.

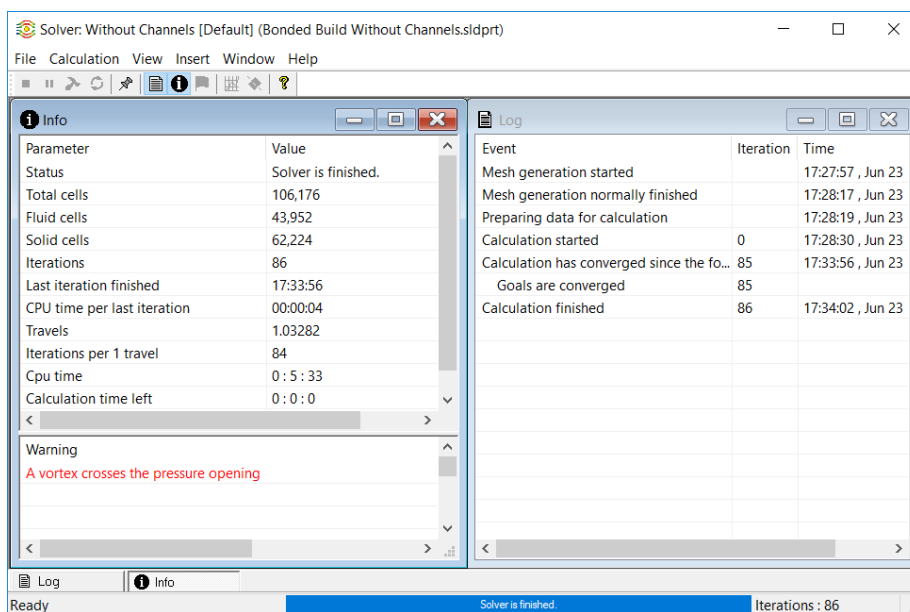
6.1.3 Εκκίνηση των Υπολογισμών και Αποτελέσματα

Η έναρξη της υπολογιστικής διαδικασίας γίνεται μέσω του Run, οι ρυθμίσεις του οποίου θέτονται όπως στην παρακάτω απεικόνιση.



Εικόνα 6.26: Εντολή Run και οι επιλογές της.

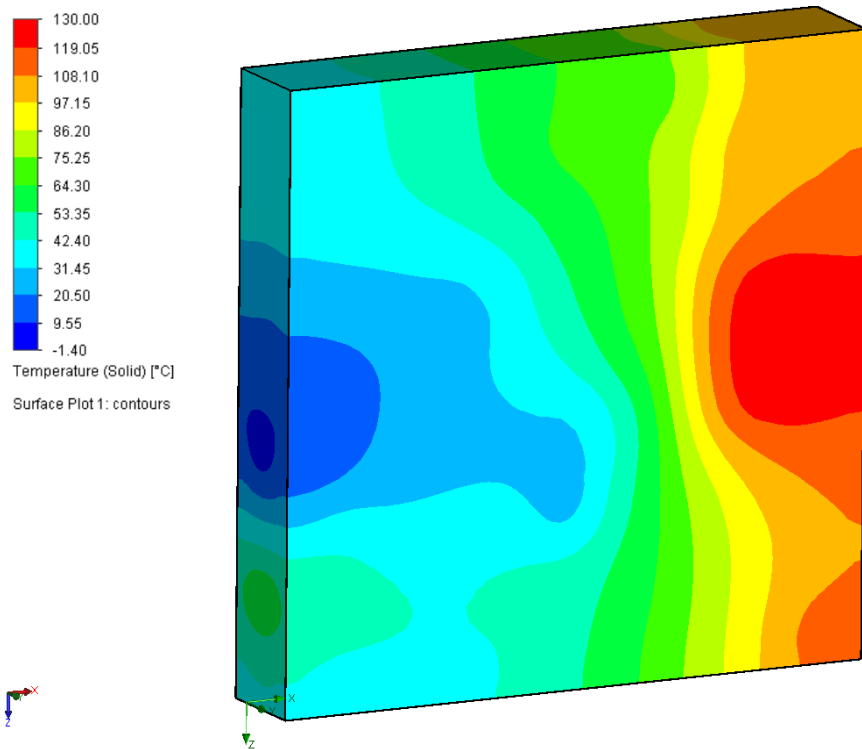
Αφού ολοκληρωθούν οι υπολογισμοί, ο χρήστης έχει στην διάθεσή του ένα ευρύ φάσμα αποτελεσμάτων, και ακόμα περισσότερων τρόπων απεικόνισής τους πάνω στην κατασκευή που μελετήθηκε. Η σύγκλιση των υπολογισμών επιτεύχθηκε μετά από περίπου 5 λεπτά και ύστερα από 86 επαναλήψεις.



Εικόνα 6.27: Σύνοψη υπολογιστικής διαδικασίας μετά την ολοκλήρωσή της.

Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τους υπολογισμούς στην προκειμένη περίπτωση απεικονίζονται παρακάτω μέσω της θερμοκρασιακής κατανομής στις επιφάνειες και της ροής θερμότητας σε συγκεκριμένη διατομή, καθώς και η σύγκριση αυτών με τις αντίστοιχες απεικονίσεις των αποτελεσμάτων των ερευνητών στο ANSYS.

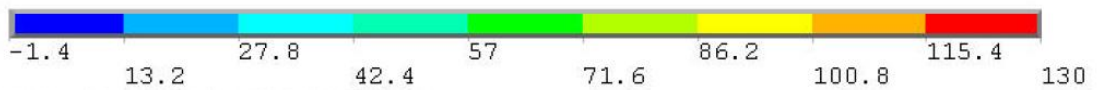
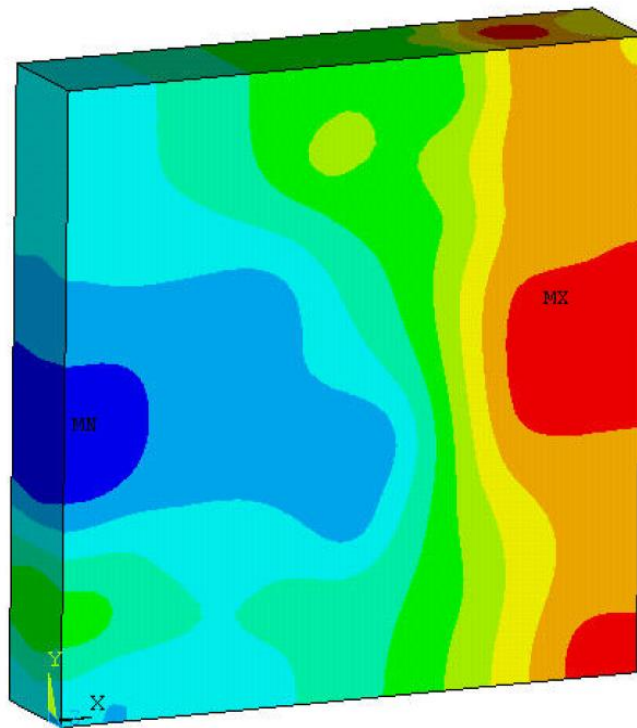
Η απεικόνιση των ροών που προέκυψαν από την παρούσα μελέτη δεν παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον, μιας και αυτές περιορίζονται στις κοιλότητες των συλλεκτών και μόνο.



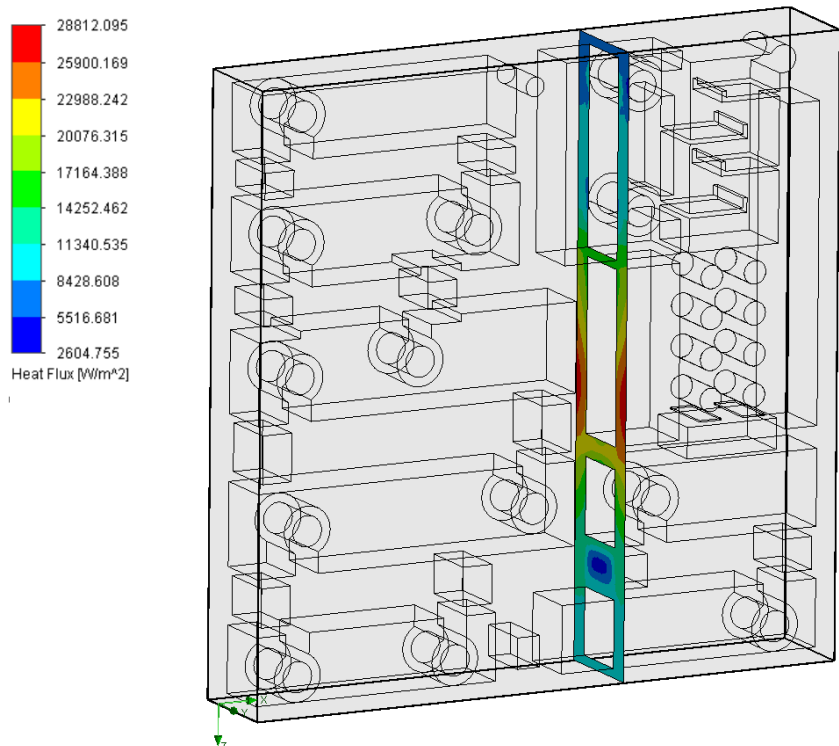
Εικόνα 6.28: Θερμοκρασιακή κατανομή στις επιφάνειες της μονάδας μέσω SolidWorks.

NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
TEMP (AVG)
RSYS=0
SMN =-1.4
SMX =130

ANSYS 11.0



Εικόνα 6.29: Θερμοκρασιακή κατανομή στις επιφάνειες της μονάδας μέσω ANSYS. [1]

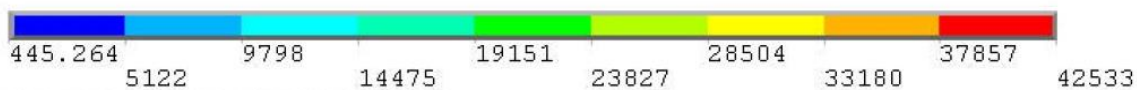
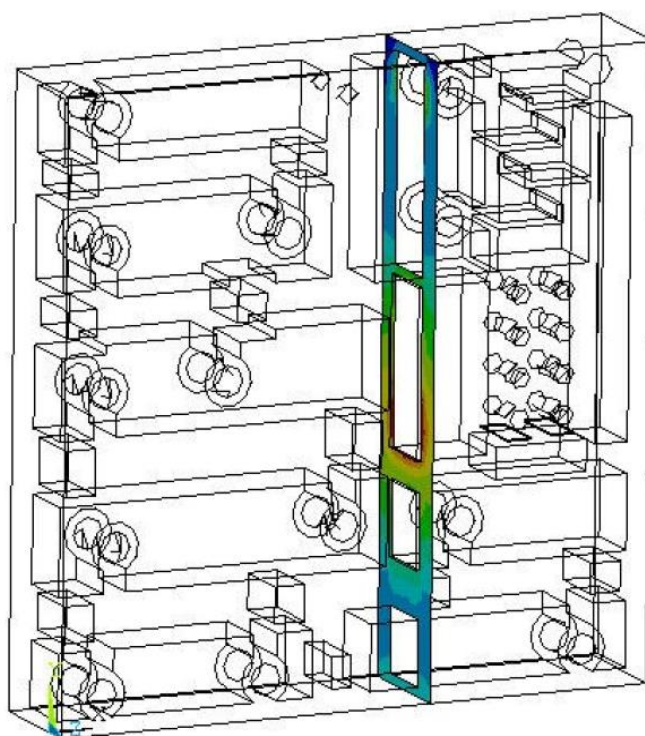


Εικόνα 6.30: Ροή θερμότητας σε διατομή της μονάδας μέσω SolidWorks.

POST1 SURFACES

ANSYS 11.0

VALUE= HFSUM
 SURF1
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1



Εικόνα 6.31: Ροή θερμότητας σε διατομή της μονάδας μέσω ANSYS. [1]

Σύμφωνα με τους ερευνητές, το μοντέλο που δημιούργησαν και ανέλυσαν με τη χρήση του ANSYS, στην εικονιζόμενη διατομή χαρακτηρίζεται από ροή θερμότητας ελάχιστης και μέγιστης τιμής 445.264W/m^2 και 42533W/m^2 αντίστοιχα. Το εύρος αυτό δίνει μια μέση τιμή 21490W/m^2 για την διατομή, και δεδομένου ότι το εμβαδόν της είναι περίπου 28cm^2 καταλήγουν στο συμπέρασμα ότι η θερμότητα που παράγεται και ρέει προς τα υπόλοιπα στοιχεία της μηχανής μέσω του υλικού από την πλευρά του αναβελτιωτή, εκροφητή και εναλλάκτη του διαλύματος είναι 60W .

Το εύρος ροών θερμότητας στο μοντέλο που αναλύθηκε με τη χρήση του SolidWorks στα πλαίσια τη παρούσας εργασίας και για την περίπτωση χωρίς κανάλια, ακριβώς στην ίδια διατομή κυμαίνεται από 2604.755W/m^2 έως 28812.095W/m^2 , με μέση τιμή τα 15710W/m^2 . Για εμβαδόν περίπου 28cm^2 η θερμότητα που άγεται από την πλευρά του αναβελτιωτή, του εκροφητή και του εναλλάκτη του διαλύματος προς τα υπόλοιπα εξαρτήματα της μονάδας είναι 44W . Η απόκλιση αυτή από το σημείο σχεδιασμού των ερευνητών κατά μεγάλο ποσοστό οφείλεται στην επιλογή διαφορετικού υλικού με ελαφρώς διαφορετικό συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας.

6.2 Μοντελοποίηση της Ροής και της Θερμοκρασιακής Κατανομής για Μονάδα Με Κανάλια

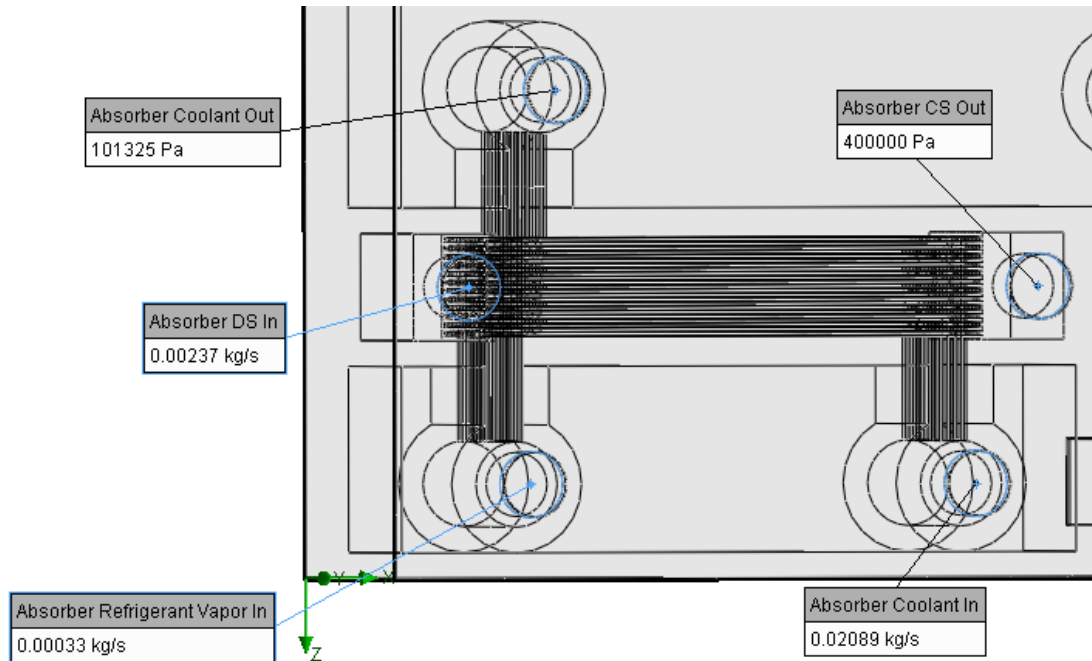
Η συγκεκριμένη μοντελοποίηση αφορά στην ανάλυση του μοντέλου που περιγράφεται στο προηγούμενο κεφάλαιο, και συγκεκριμένα στην απεικόνιση διαφόρων θερμο-ρευστομηχανικών ιδιοτήτων που χαρακτηρίζουν την μηχανή, λαμβάνοντας υπόψη και τη συναλλαγή θερμότητας που εκτελούν οι εναλλάκτες καθώς τα εργαζόμενα μέσα περνούν μέσα από τα μικροκανάλια τους.

6.2.1 Έναρξη του Flow Simulation, Ορισμός Μεταβλητών και Συνθηκών

Η διαδικασία που ακολουθείται για την έναρξη του Flow Simulation και για τον ορισμό των αρχικών και οριακών συνθηκών της ανάλυσης είναι η ίδια με αυτή που περιγράφεται στην προηγούμενη παράγραφο. Οι αρχικές ρυθμίσεις της μελέτης που θέτονται μέσω του Wizard, η ισχύς και τοποθεσία των θερμαντήρων καθώς και η πυκνότητα του πλέγματος είναι ακριβώς οι ίδιες με αυτές για τη μονάδα χωρίς κανάλια.

Η βασική διαφορά όμως και αυτό που καθιστά την προσομοίωση αυτή τόσο πιο εκτενή και χρήσιμη σε σχέση με την τελευταία είναι τα σημεία που ορίζονται οι οριακές συνθήκες.

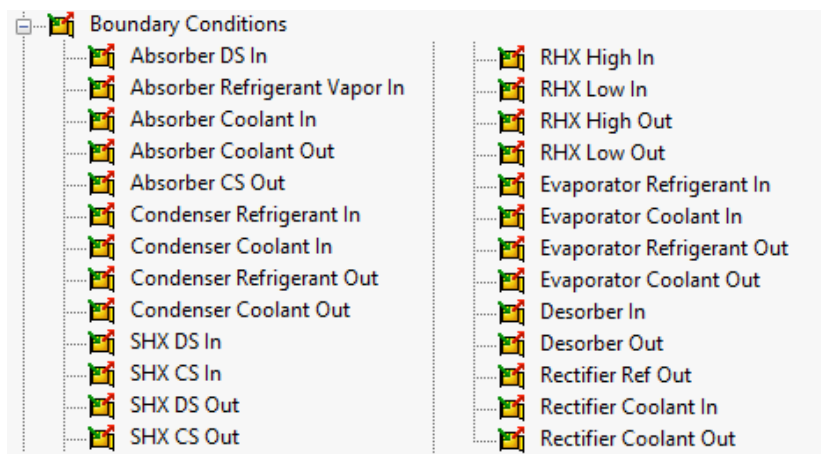
Χρησιμοποιώντας πάλι το παράδειγμα της εισόδου/εξόδου του διαλύματος στον απορροφητή, γίνεται φανερή η λογική του ορισμού των συνθηκών για αυτή τη μελέτη.



Εικόνα 6.32: Ορισμός οριακών συνθηκών για μελέτη μονάδας με κανάλια.

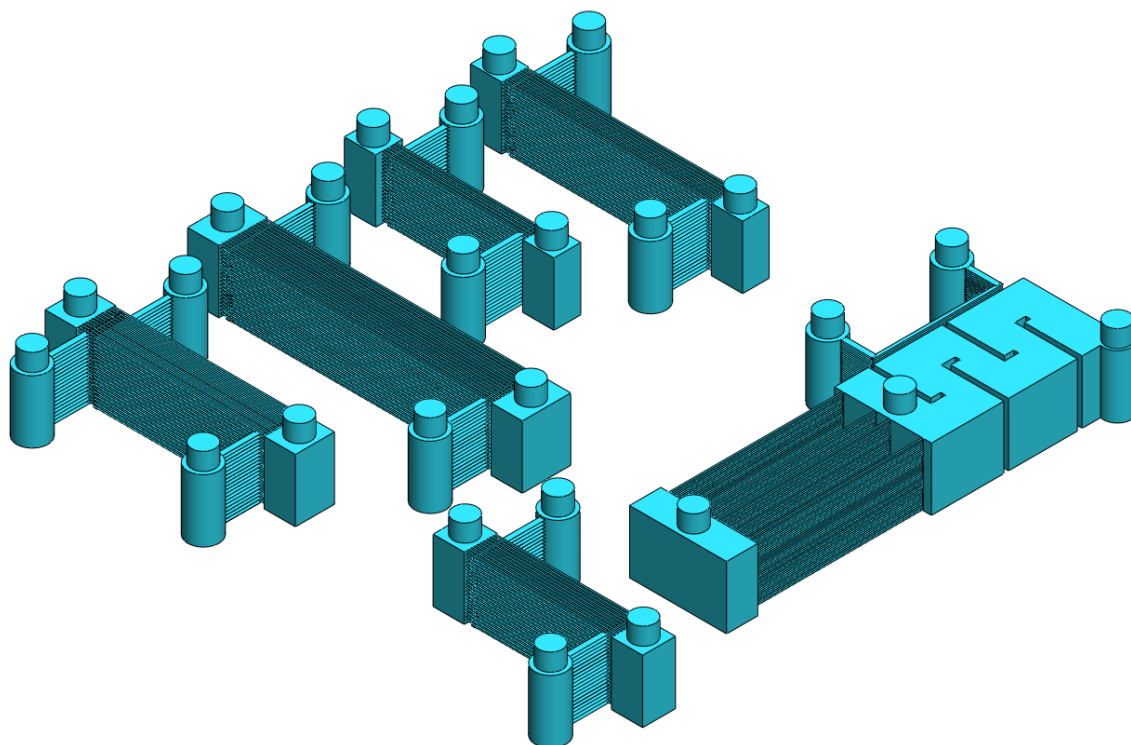
Οι εισοδοί και οι έξοδοι ορίζονται στην επιφάνεια της πρόσω τελικής πλάκας διότι το πρόγραμμα μπορεί να δημιουργήσει μια ένωση μεταξύ τους, σε αντίθεση με την προηγούμενη περίπτωση όπου λόγω τη απώλειας των καναλιών, αυτό ήταν αδύνατο.

Με αυτή τη λογική ορίζονται και όλες οι υπόλοιπες οριακές συνθήκες που χαρακτηρίζουν την τροποποιημένη μονάδα.



Εικόνα 6.33: Οριακές συνθήκες για μονάδα με κανάλια.

Ένας έλεγχος της γεωμετρίας φανερώνει ότι το πρόγραμμα έχει ορίσει πλήρως τον όγκο των εσωτερικών κοιλοτήτων μέσα στον οποίο εκτυλίσσεται η ροή, μέσω του μηνύματος Successful αλλά και μέσω της οπτικής απεικόνισης που παρέχεται από την επιλογή Create fluid body assembly.

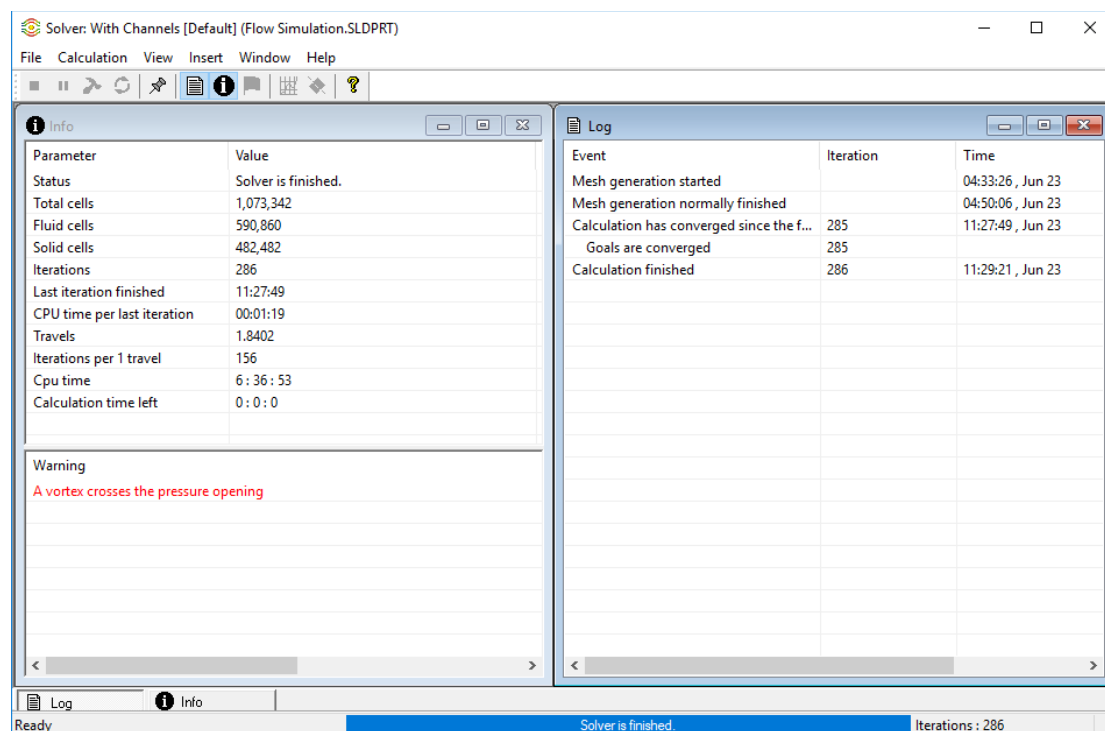


Εικόνα 6.34: Απεικόνιση εσωτερικών κοιλοτήτων της μονάδας με κανάλια.

Σημειώνεται ότι η οριακή συνθήκη που τέθηκε στην έξοδο του αναβελτιωτή βασίζεται σε μια παραδοχή που λάβαν και οι ερευνητές σχετικά με τη θερμοκρασία και τη σύσταση των ρευμάτων που εξέρχονται από αυτόν. Το υγρό ρευστό αναρροής και ο ατμός θεωρείται ότι βρίσκονται σε θερμική ισορροπία ώστε η θερμοκρασία του ρευστού αναρροής κατά την έξοδό του από τον αναβελτιωτή να είναι ίση με αυτή του ατμού που εισέρχεται σε αυτόν. Επειδή το πρόγραμμα δεν επιτρέπει τον ορισμό δύο διαφορετικών οριακών συνθηκών της ροής σε μια διατομή της, και δεδομένου ότι η ροή χωρίζεται σε δύο συνιστώσες (0.327×10^{-3} kg/s ατμού στους 85°C , συγκέντρωσης σύστασης 0.98 και 60.0×10^{-6} kg/s ρευστού αναρροής στους 128.2°C , συγκέντρωσης 0.29), ορίζεται οριακή συνθήκη που αφορά μια ενιαία ροή με παροχή ίση με το άθροισμα των παροχών, και θερμοκρασία ίση με την μέση τιμή των θερμοκρασιών ($106,75^\circ\text{C}$) των δύο επιμέρους ροών, καθώς και σύσταση 0.98 εφόσον η παροχή του ρευστού αναρροής είναι πολύ μικρότερη από αυτή του ατμού για να την επηρεάσει.

6.2.2 Εκκίνηση των Υπολογισμών και Αποτελέσματα

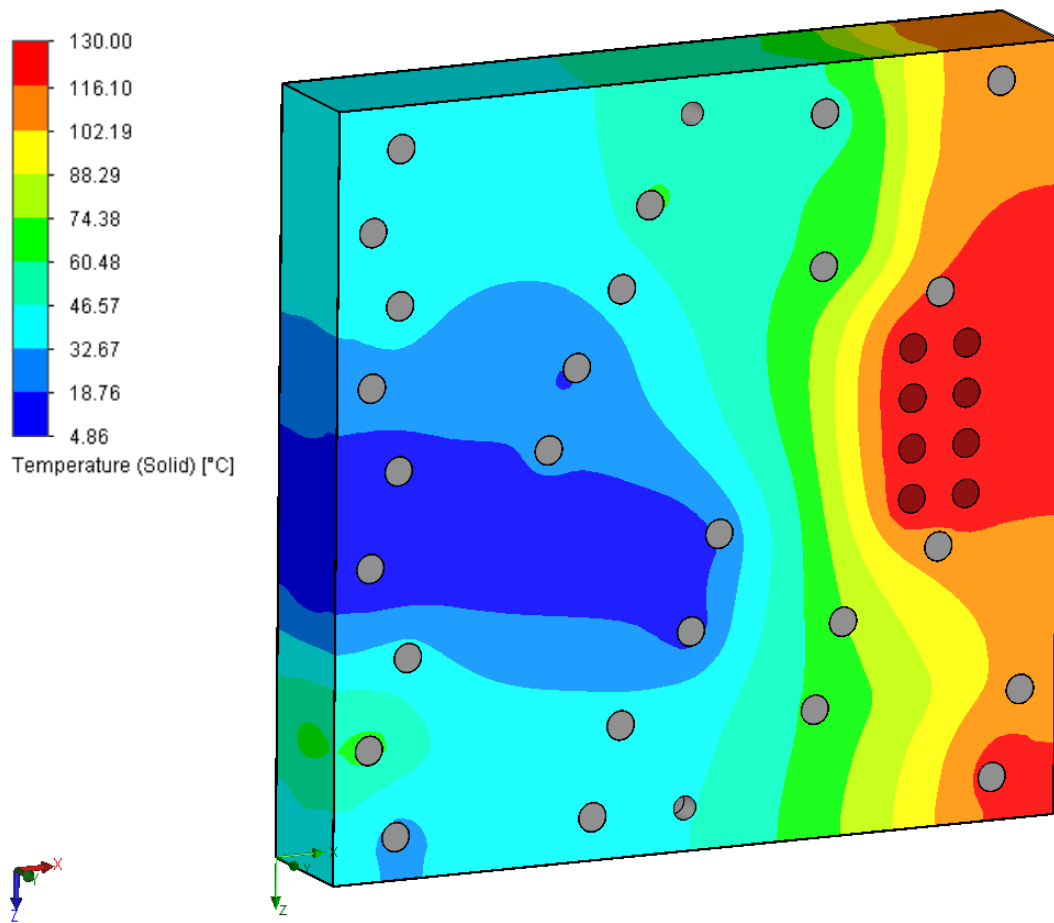
Η έναρξη των υπολογισμών γίνεται υπό τις ίδιες ρυθμίσεις με την προηγούμενη περίπτωση. Η σύγκλιση των υπολογισμών επιτεύχθηκε στις 6 ώρες και 36 λεπτά και μετά από 286 επαναλήψεις. Η χρονική διαφορά σε σχέση με την προηγούμενη περίπτωση είναι προφανής και οφείλεται στην πολυπλοκότερη γεωμετρία της συγκεκριμένης περίπτωσης.



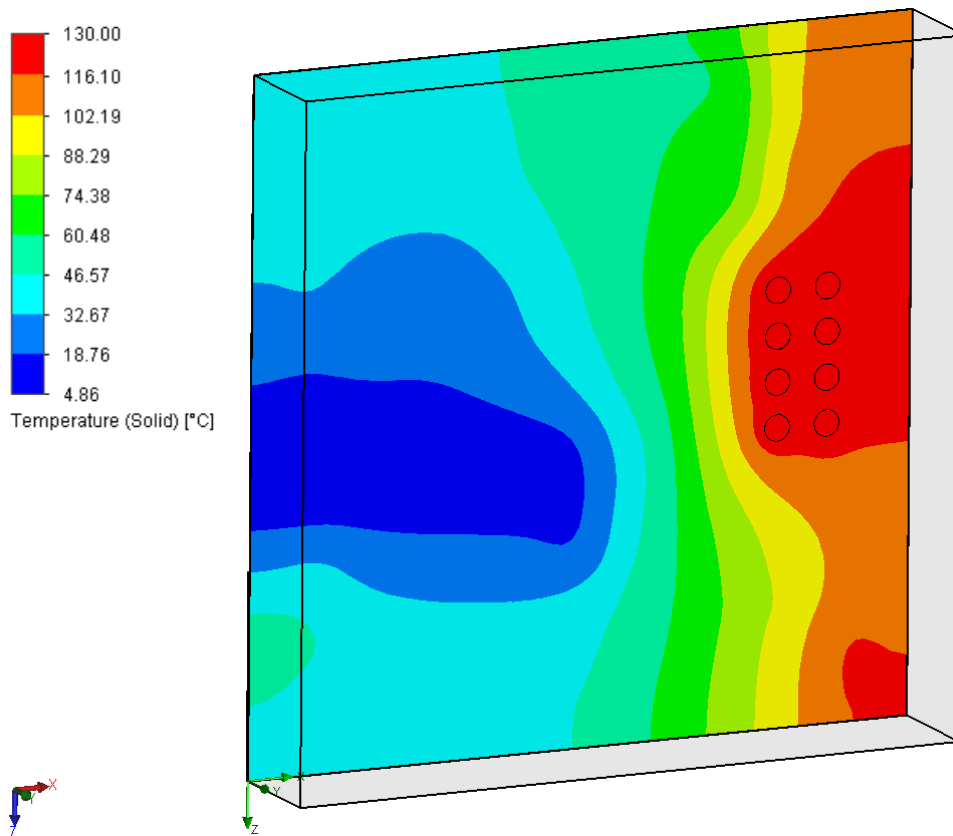
Εικόνα 6.35: Σύνοψη υπολογιστικής διαδικασίας μετά την ολοκλήρωσή της.

Τα αποτελέσματα της ανάλυσης παρατίθενται παρακάτω μέσω των απεικονίσεων για τη θερμοκρασία, τις τροχιές της ροής μέσα από το κύκλωμα, την πίεση, τη ροή θερμότητας και τις συγκεντρώσεις για τα διάφορα επίπεδα της μηχανής. Προκειμένου το θερμοκρασιακό εύρος του ρευστού να κυμαίνεται μέσα στις τιμές του σημείου σχεδίασης της μηχανής, οι θερμικές πηγές ορίστηκαν σύμφωνα με την θερμοκρασία στην οποία καλούνται να θερμάνουν το διερχόμενο διάλυμα. Έτσι δεν ορίστηκαν ως θερμικές πηγές θερμότητας 800W, αλλά 130°C. Σύμφωνα με αυτό, το πρόγραμμα υπολόγισε ότι η μέγιστη θερμοκρασία του στερεού σώματος θα είναι οι 130°C στην περιοχή του εκροφητή, και η ελάχιστη 4.86 °C στην περιοχή του ατμοποιητή.

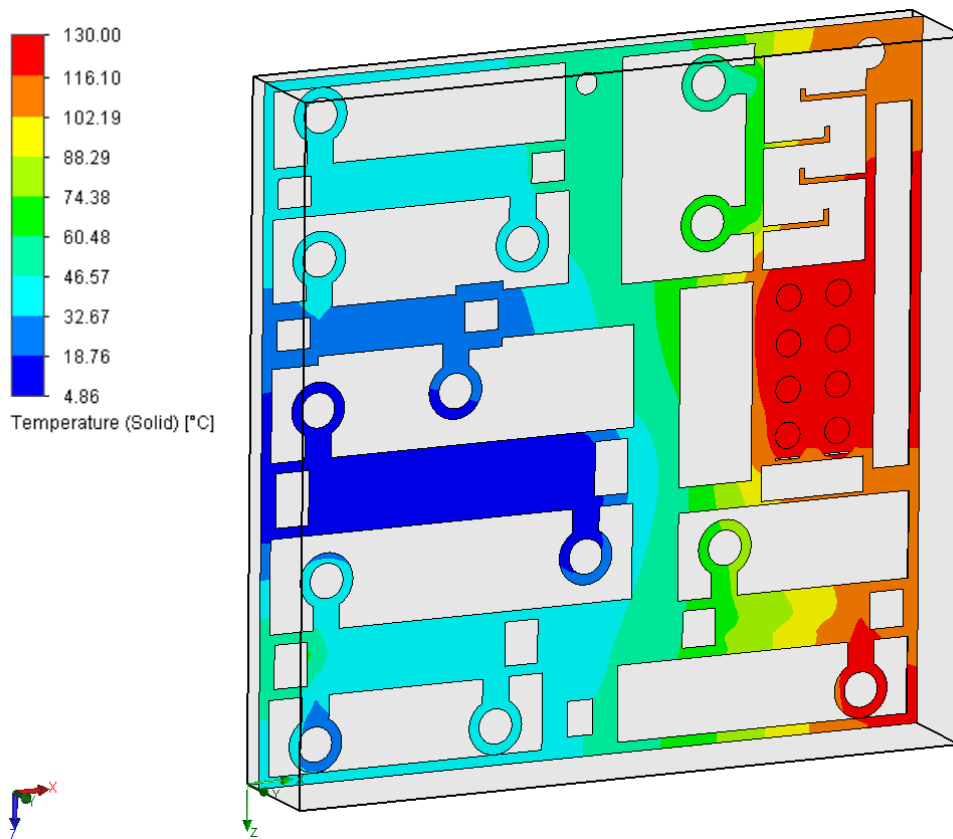
Θερμοκρασία Στερεού & Ρωών



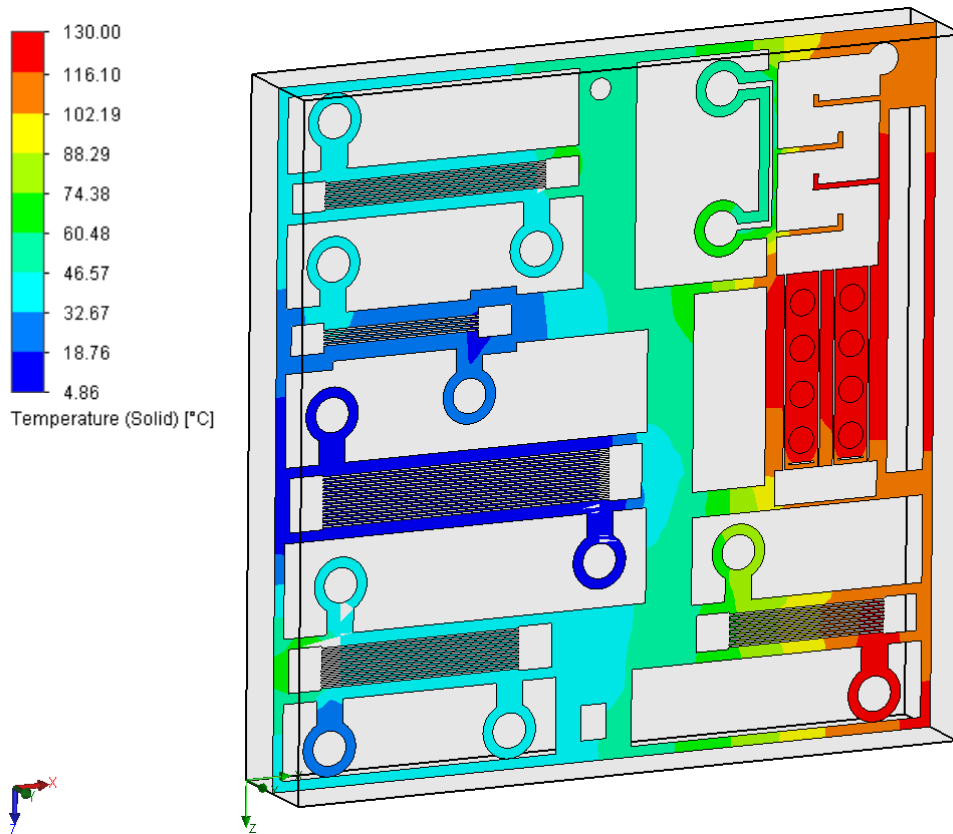
Εικόνα 6.36: Θερμοκρασιακή κατανομή στις επιφάνειες της μονάδας με κανάλια.



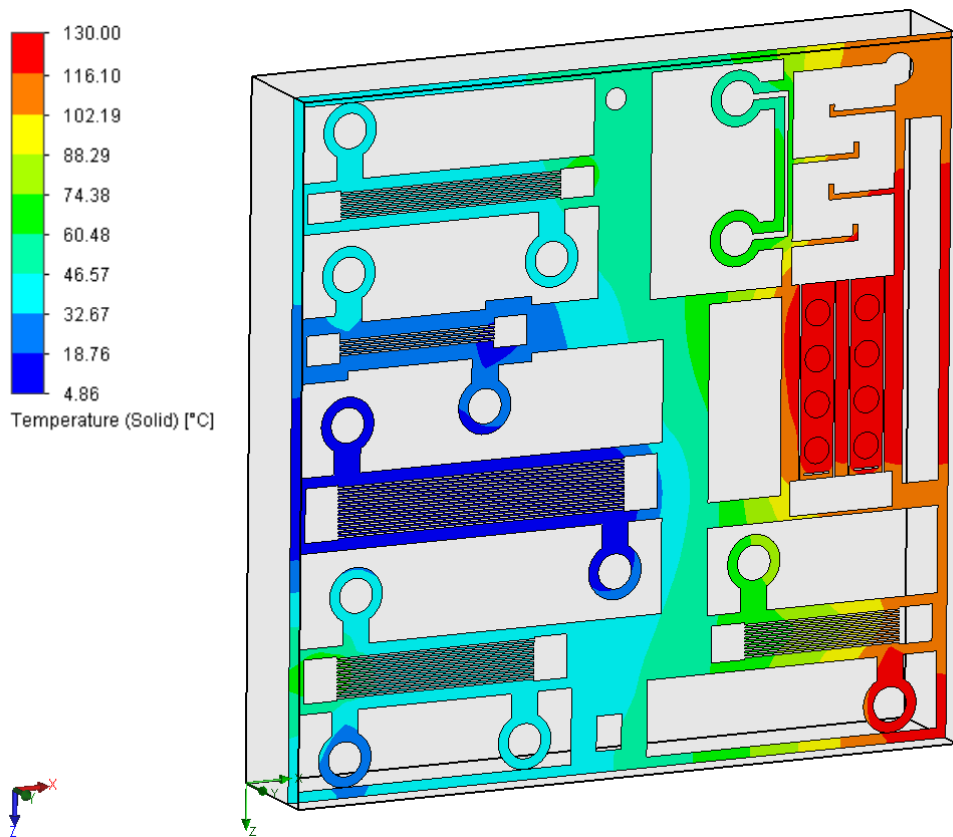
Εικόνα 6.37: Θερμοκρασιακή κατανομή στην επιφάνεια $\gamma=0\text{mm}$ της μονάδας με κανάλια.



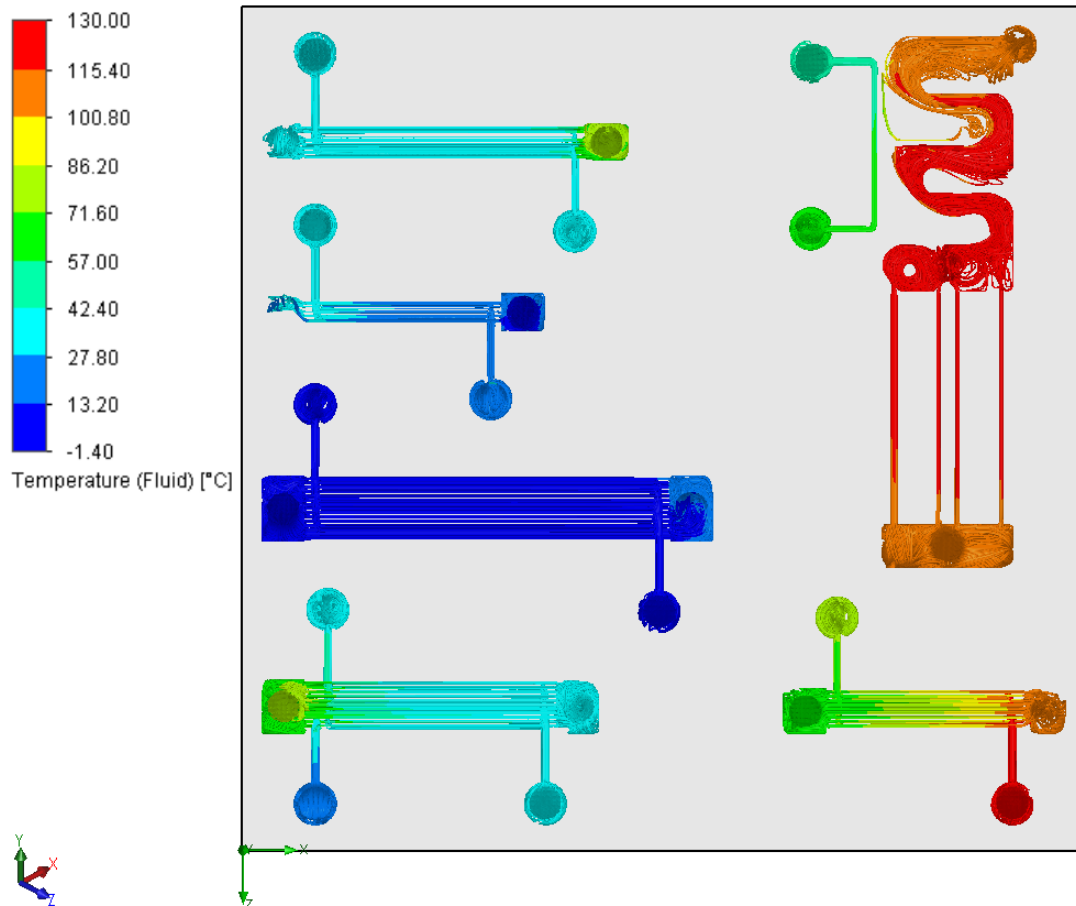
Εικόνα 6.38: Θερμοκρασιακή κατανομή στη διατομή $\gamma=7\text{mm}$ της μονάδας με κανάλια.



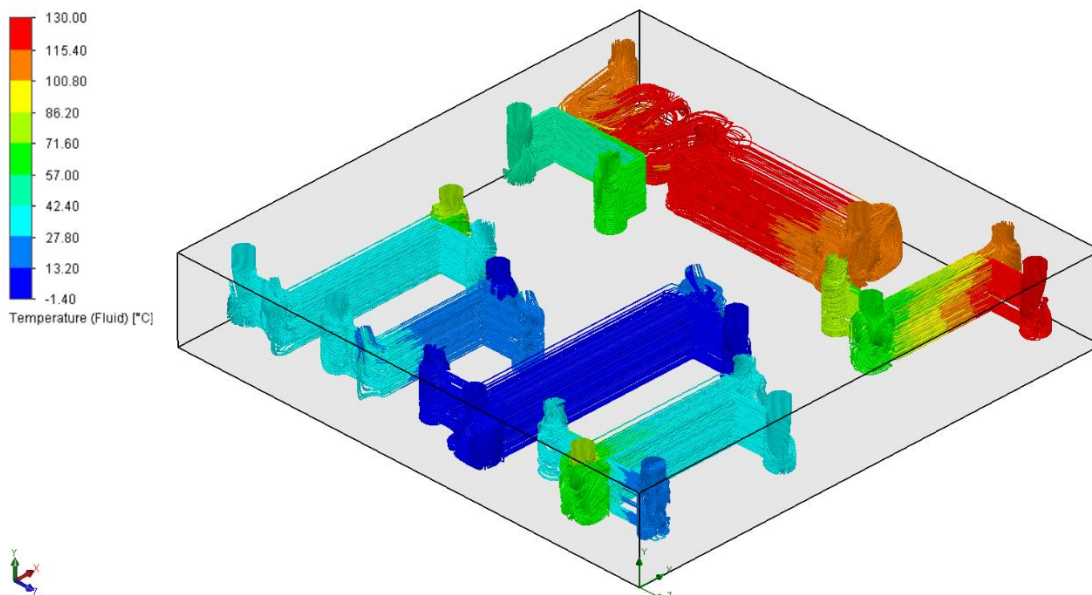
Εικόνα 6.39: Θερμοκρασιακή κατανομή στη διατομή $\gamma=17\text{mm}$ της μονάδας με κανάλια.



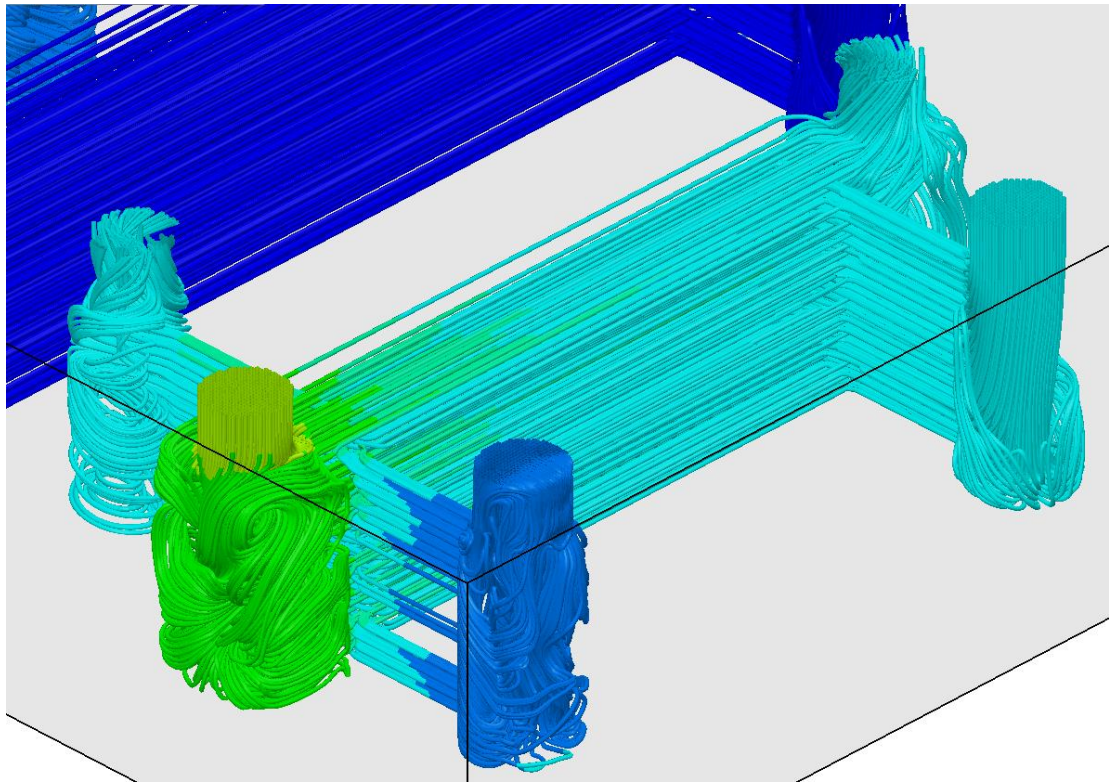
Εικόνα 6.40: Θερμοκρασιακή κατανομή στη διατομή $\gamma=27\text{mm}$ της μονάδας με κανάλια.



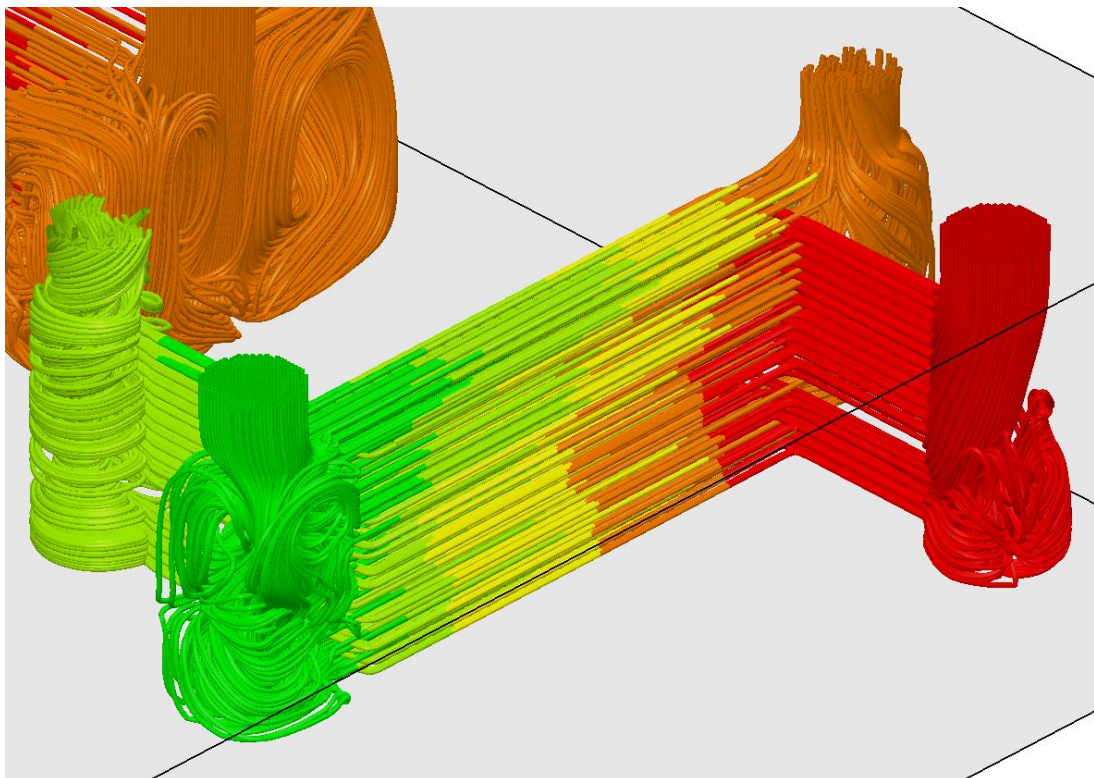
Εικόνα 6.41: Τροχιές Ροής μέσα από το κύκλωμα της μονάδας με κανάλια.



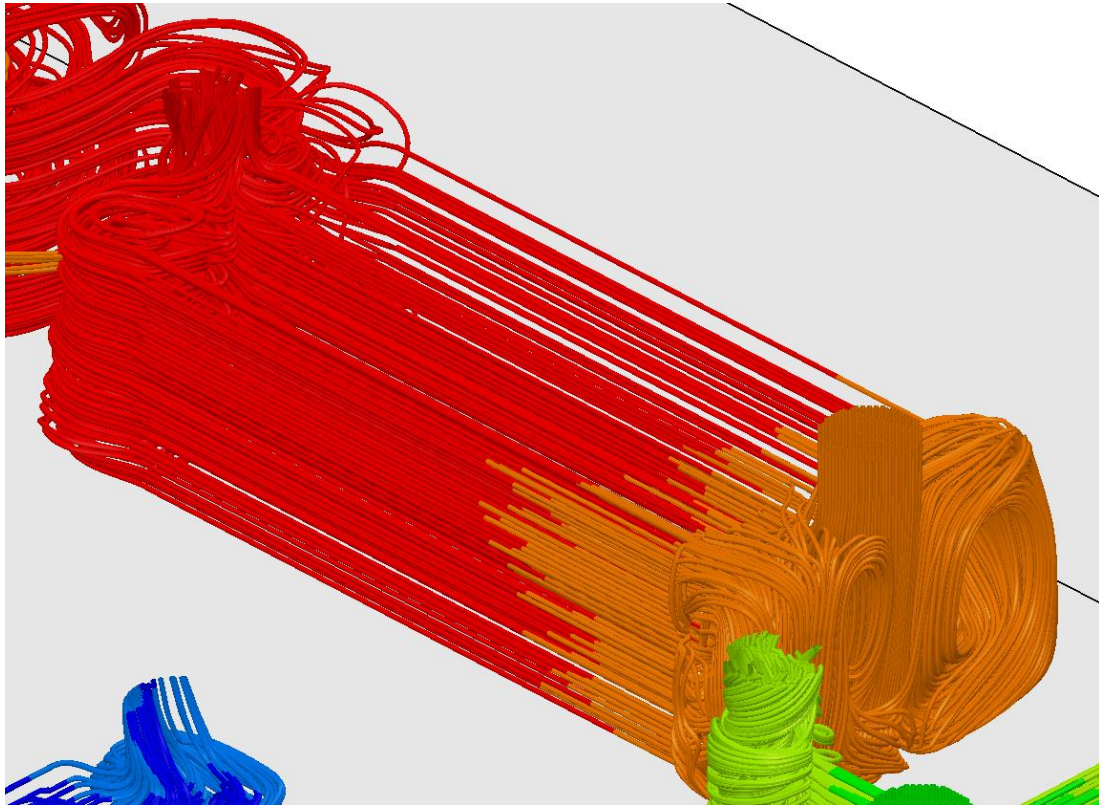
Εικόνα 6.42: Θερμοκρασία των τροχιών ροής στο κύκλωμα της μονάδας.



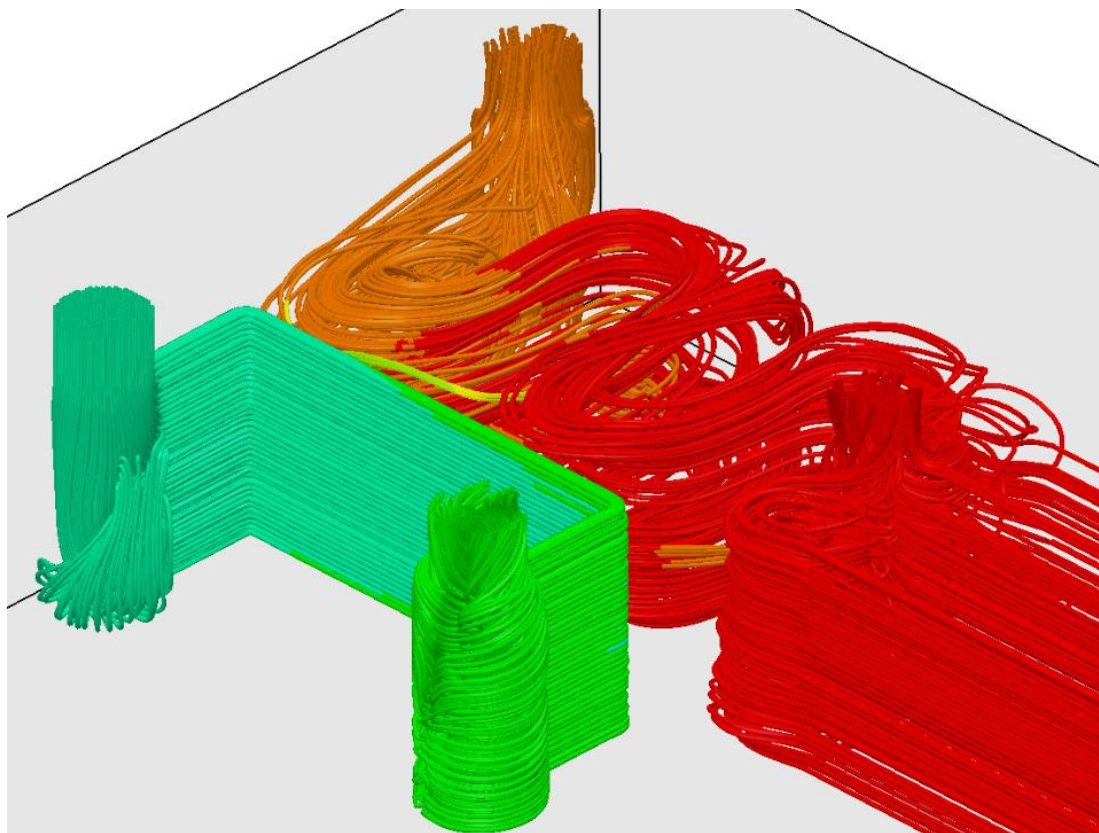
Εικόνα 6.43: Θερμοκρασία των τροχιών ροής στο κύκλωμα του απορροφητή.



Εικόνα 6.44: Θερμοκρασία των τροχιών ροής στο κύκλωμα του εναλλάκτη του διαλύματος.

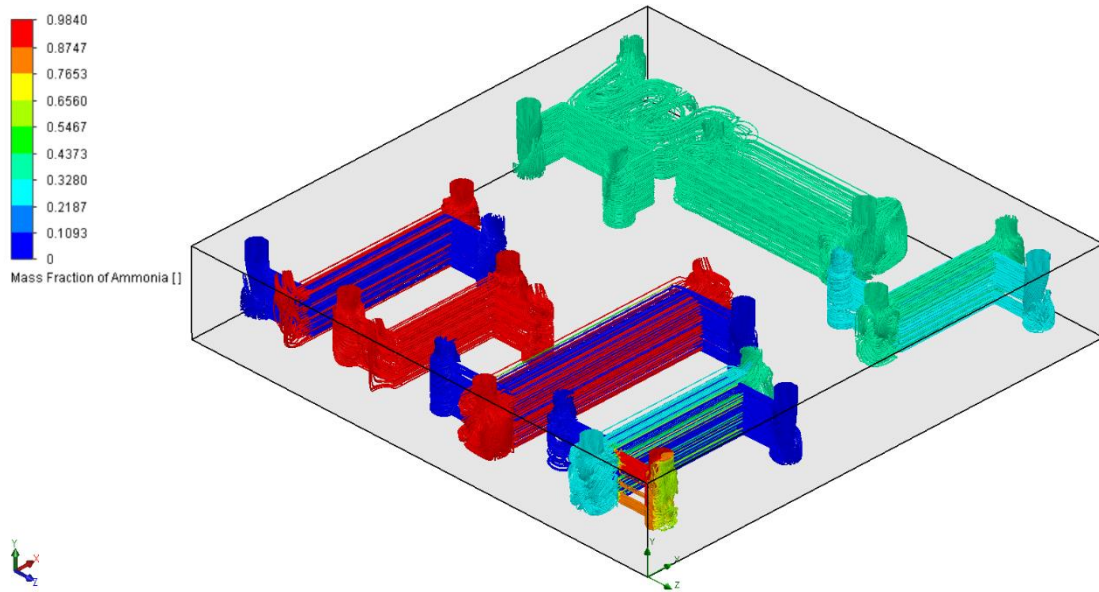


Εικόνα 6.45: Θερμοκρασία των τροχιών ροής στο κύκλωμα του εκροφητή.

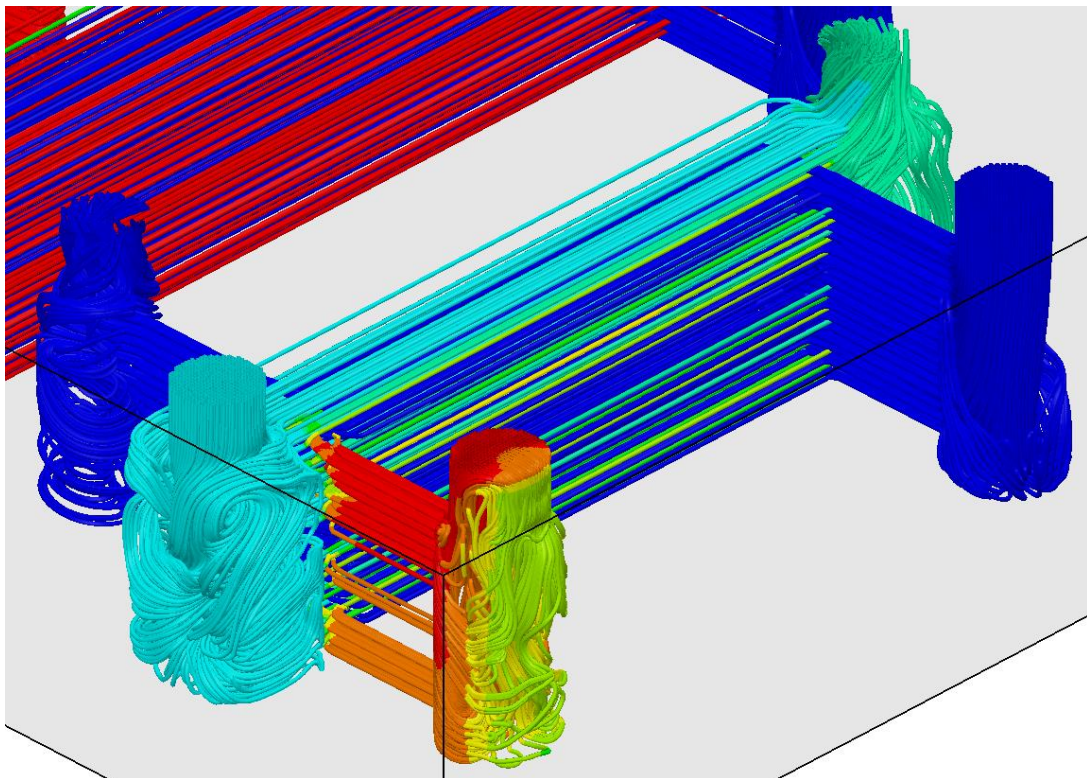


Εικόνα 6.46: Θερμοκρασία των τροχιών ροής στο κύκλωμα του αναβελτιωτή.

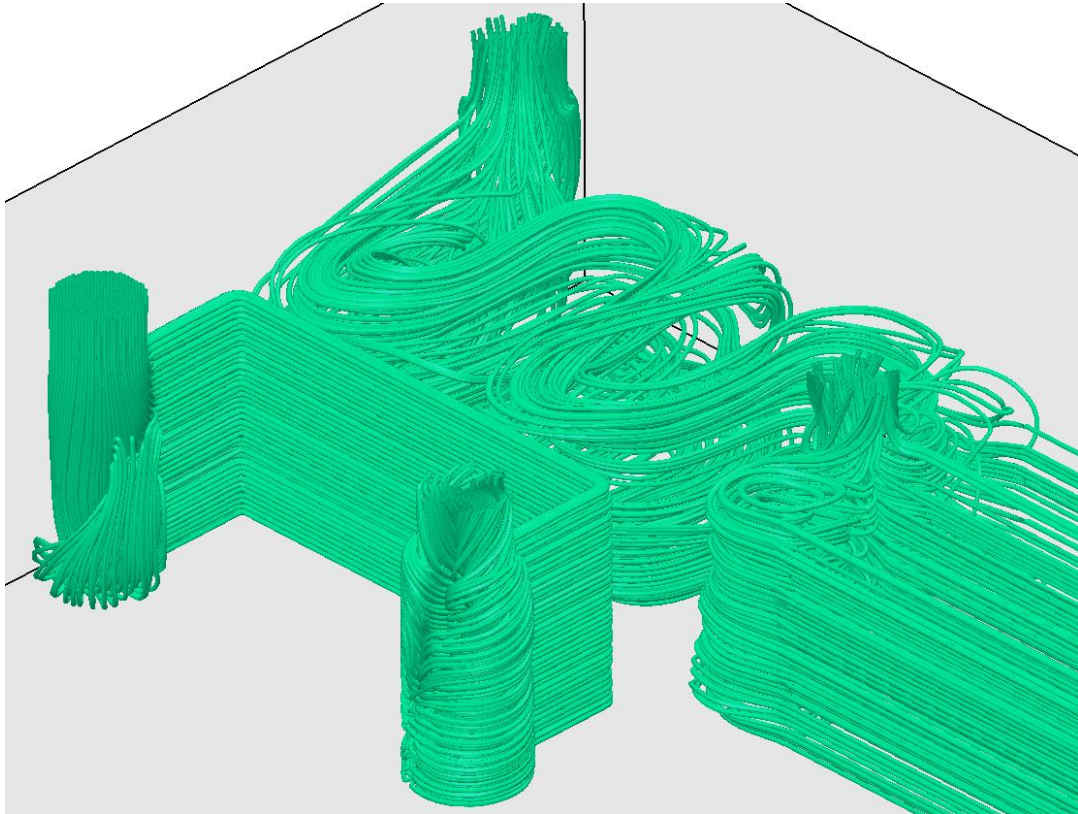
Συγκέντρωση Αμμωνίας



Εικόνα 6.47: Συγκέντρωση των τροχιών ροής σε αμμωνία στο κύκλωμα της μονάδας.



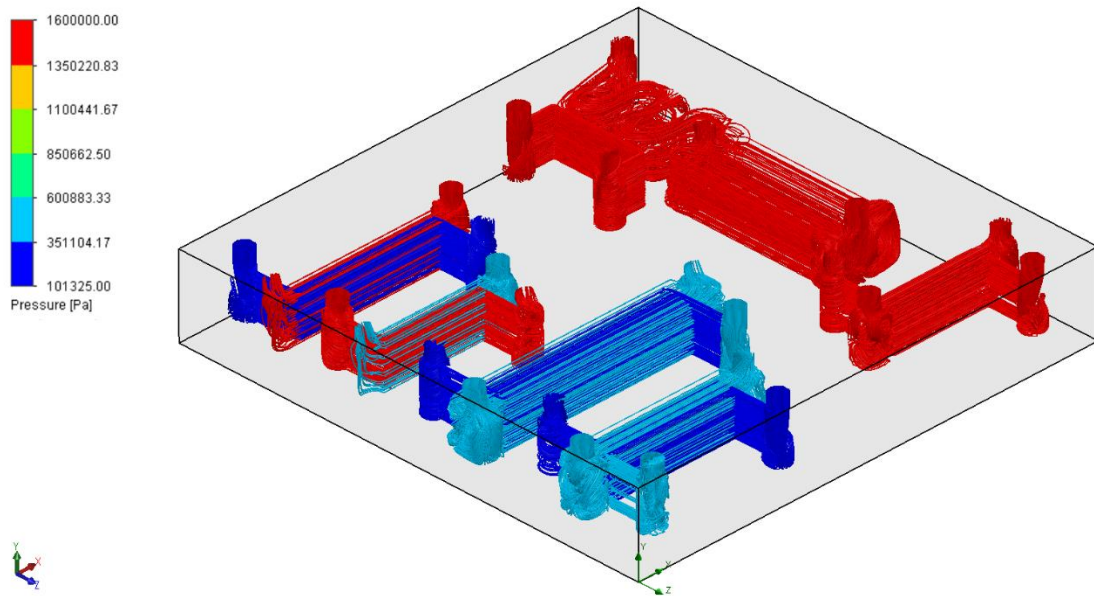
Εικόνα 6.48: Συγκέντρωση των τροχιών ροής σε αμμωνία στο κύκλωμα του απορροφητή.



Εικόνα 6.49: Συγκέντρωση των τροχιών ροής σε αμμωνία στο κύκλωμα του αναβελτιωτή.

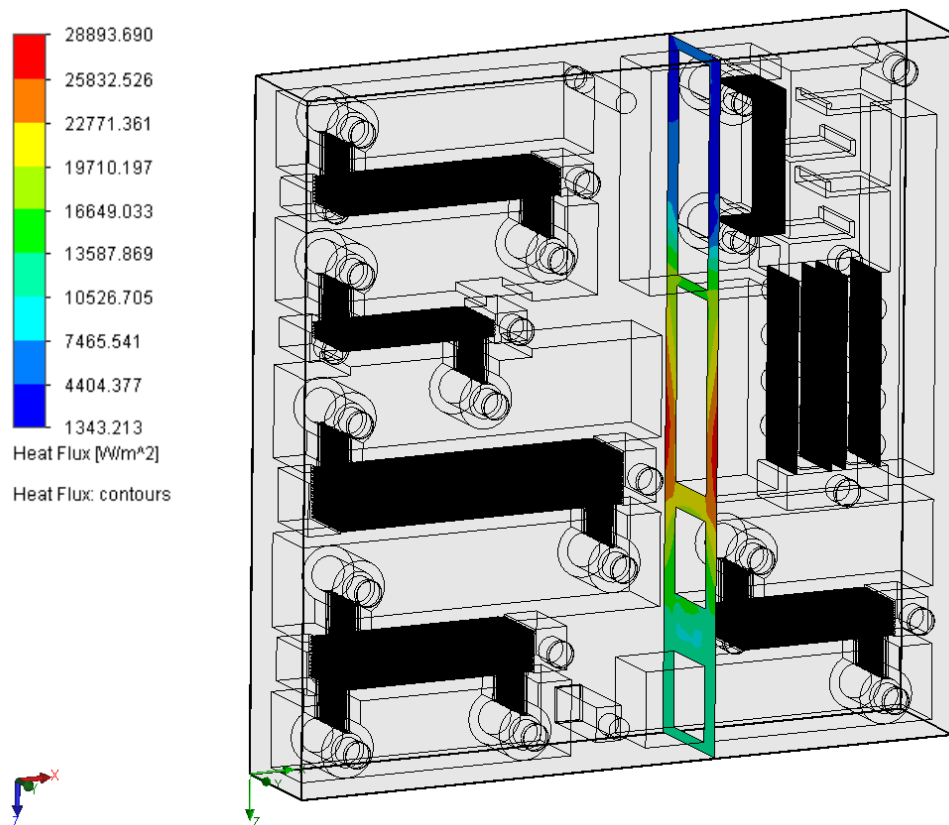
Στην παραπάνω εικόνα γίνεται αισθητό το τμήμα της παραδοχής που χρειάστηκε να ληφθεί όσον αφορά στον ορισμό των οριακών συνθηκών της εξόδου του αναβελτιωτή. Όπως στη θερμοκρασιακή απεικόνιση παραπάνω, έτσι και εδώ, η αδυναμία να τεθούν σωστά οι συνθήκες εξόδου δύο ροών και ο συμβιβασμός της ένωσής τους σε μία, δίνει ένα αποτέλεσμα το οποίο αποκλίνει σημαντικά από το πραγματικό. Η συγκέντρωση στην έξοδο του αναβελτιωτή για το ρεύμα αναρροής είναι 0.370, για τον ατμό 0.984, ενώ οι θερμοκρασίες τους αντίστοιχα 128.2 °C και 85 °C. Με τον ορισμό του μέσου όρου αυτών των τιμών στην έξοδο, είναι αδύνατο στο πρόγραμμα να αντιληφθεί την ιδιότητα του αναβελτιωτή να προκαλεί διαχωρισμό των δύο ροών, ώστε να απεικονίσει σωστά την μεταβολή της θερμοκρασίας και της συγκέντρωσης. Στην περίπτωση της συγκέντρωσης συγκεκριμένα, όσο και να τεθεί στην έξοδο, το πρόγραμμα δεν έχει λόγο να την μεταβάλει μέσα στον αναβελτιωτή, εφόσον η οριακή συνθήκη δηλώνει ότι ακριβώς όση ποσότητα θα εισέλθει σε αυτόν από την είσοδο A, τόση και θα εξέλθει από την έξοδο B, απλά με χαμηλότερη θερμοκρασία και χωρίς άλλες ροές εισόδου/εξόδου που να μπορούν να μεταβάλλουν τη σύσταση του ρευστού (όπως στην περίπτωση του απορροφητή).

Πίεση Ροών



Εικόνα 6.50: Πίεση των ροών στο κύκλωμα της μονάδας.

Ροή Θερμότητας (Heat Flux) σε ορισμένη διατομή



Εικόνα 6.51: Ροή Θερμότητας σε ορισμένη διατομή της μηχανής.

Το εύρος ροών θερμότητας ακριβώς στην ίδια διατομή με αυτήν της προηγούμενης παραγράφου, κυμαίνεται από 1343.213W/m^2 έως 28893.690W/m^2 , με μέση τιμή τα 15118.45W/m^2 . Για εμβαδόν περίπου 28cm η θερμότητα που άγεται από την πλευρά του αναβελτιωτή, του εκροφητή και του εναλλάκτη του διαλύματος προς τα υπόλοιπα εξαρτήματα της μονάδας είναι 42.3W . Είναι λογικό η αγωγή θερμότητας σε αυτή την περίπτωση να είναι χαμηλότερη από αυτή της περίπτωσης χωρίς κανάλια, διότι η ύπαρξη των καναλιών του εκροφητή συνεπάγεται με άντληση μέρους της θερμότητας που εκπέμπουν οι θερμαντήρες από το διάλυμα που ρέει μέσα από αυτά.

7. Σύνοψη και Συμπεράσματα

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματοποιήθηκε τις αρχές πίσω από την κατασκευή και λειτουργία μιας ψυκτικής μονάδας απορρόφησης με μικροκανάλια, η οποία σχεδιάστηκε, κατασκευάστηκε και κατοχυρώθηκε από τους Srinivas Garimella και Matthew Delos Determan, στα πλαίσια εκπόνησης της διδακτορικής διατριβής του M. Determan, υπό την επίβλεψη του Δρ. S. Garimella.

Η μελέτη ξεκίνησε με την ανάλυση των κατασκευαστικών μεθόδων που επέλεξαν οι ερευνητές για την δημιουργία της πρωτότυπης αυτής μηχανής, ενώ στη συνέχεια έγινε παρουσίαση των βημάτων που ακολούθησαν για την επίλυση του θερμοδυναμικού της κύκλου. Οι μέθοδοι που χρησιμοποιήθηκαν για τον προσδιορισμό της γεωμετρίας των εναλλακτών ερευνήθηκαν και επεξηγήθηκαν περαιτέρω σε σχέση με το έργο των ερευνητών και τα βήματά τους παρουσιάστηκαν λεπτομερώς, με τη χρήση του λογισμικού Mathcad. Η παρουσίαση αυτή αποτελεί ένα διαδραστικό υπολογιστικό μοντέλο, το οποίο δίνει τη δυνατότητα στον χρήστη να παρατηρήσει πως μεταβάλλεται η ψυκτική ικανότητα μιας μονάδας, μέσω της τροποποίησης των φυσικών ιδιοτήτων των εναλλακτών της, όπως οι διαστάσεις και αριθμός των καναλιών, καθώς και το υλικό από το οποίο είναι κατασκευασμένοι. Αποτελεί επίσης ένα εργαλείο βελτιστοποίησης της συγκεκριμένης μηχανής, διότι σε συνδυασμό με το μοντέλο του θερμοδυναμικού της κύκλου και τη χρήση της μεθόδου UA-LMTD, θα μπορούσε κανείς να προσαρμόσει όλα τα μεγέθη που την χαρακτηρίζουν, θερμοδυναμικά και φυσικά, προς επίτευξη της βέλτιστης δυνατής απόδοσης. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τον προσδιορισμό των UA επίσης συγκρίθηκαν αρχικά με τα αποτελέσματα των ερευνητών, και στη συνέχεια με αυτά της αποκλειστικά θερμοδυναμικής προσέγγισης, επιβεβαιώνοντας την υπεροχή της μεθόδου UA-LMTD ως προς την ακρίβεια για τον προσδιορισμό των θερμικών φορτίων μιας μονάδας.

Στη συνέχεια ακολούθησε η τρισδιάστατη μοντελοποίηση της ψυκτικής μονάδας με τη χρήση λογισμικού CAD, και συγκεκριμένα του SolidWorks 2016. Η διαδικασία σχεδιασμού της μηχανής επεξηγήθηκε με αναλυτικές οδηγίες για την κατασκευή των επιμέρους στοιχείων της μηχανής, για τη συνένωσή τους προς δημιουργία των φύλλων του πυρήνα της, καθώς και για τη δημιουργία της ολοκληρωμένης συναρμογής.

Έπειτα, διεξήχθη θερμο-ρευστομηχανική ανάλυση της μονάδας με τη χρήση λογισμικού CFD, και συγκεκριμένα μέσω της επέκτασης Flow Simulation που διαθέτει το SolidWorks. Η

μελέτη περιλαμβάνει όλα τα στάδια παραμετροποίησης της ανάλυσης βήμα προς βήμα, από τον ορισμό των αρχικών και οριακών συνθηκών του προβλήματος, μέχρι τον τελικό έλεγχο της γεωμετρίας και την έναρξη των υπολογισμών. Η μελέτη αφορά δύο παραλλαγές της μηχανής. Η πρώτη είναι αυτή που διεξήγαγαν οι ερευνητές, και αφορά την μηχανή χωρίς κανάλια. Η ανάλυση αυτή αποτελεί απλά μια προσέγγιση της πραγματικής συμπεριφοράς της μηχανής και δημιουργήθηκε με σκοπό την απεικόνιση της ροής θερμότητας που πηγάζει από την ατμογεννήτρια και της επιρροής της στην λειτουργία των υπόλοιπων στοιχείων της μονάδας. Η προσπάθεια να αναπαραχθεί η ανάλυση αυτή μέσω της χρήσης του SolidWorks ήταν επιτυχής, με τις μόνες αποκλίσεις να οφείλονται στην κατ' ανάγκη επιλογή διαφορετικού υλικού κατασκευής.

Η μελέτη αυτή παρείχε την επιβεβαίωση για την ακρίβεια του τρισδιάστατου μοντέλου καθώς και για τον ορισμό των συνθηκών της ανάλυσης, και αποτέλεσε τη βάση για την δεύτερη παραλλαγή της μελέτης, η οποία αφορά την μηχανή με τα κανάλια, όπως ακριβώς είναι κατασκευασμένη. Τα αποτελέσματα της ανάλυσης αυτής φανερώνουν την πραγματική λειτουργία της μηχανής, δίνοντας μορφή στα διάφορα θερμικά και ρευστομηχανικά της μεγέθη, όπως στις τροχιές των ροών, στις θερμοκρασίες, πιέσεις και συγκεντρώσεις των εργαζόμενων μέσων, καθώς και στον τρόπο που μεταφέρουν τη θερμότητα μέσα από τα κυκλώματα των στοιχείων της. Η συγκεκριμένη μοντελοποίηση πρόκειται για την πρώτη προσπάθεια απεικόνισης της εσωτερικής ροής και της συμπεριφοράς της μέσα στο κύκλωμα, και αποτελεί ένα μοναδικό εργαλείο κατανόησης των θερμικών διεργασιών της συγκεκριμένης μονάδας, ενώ στα πλαίσια της βελτιστοποίησης, σε συνδυασμό με το αρχείο Mathcad, παρέχει τη δυνατότητα πλήρους προσομοίωσης της λειτουργίας της, χωρίς να απαιτείται η κατασκευή νέου πρωτότυπου για κάθε τροποποίηση.

Η συγκεκριμένη θερμική μονάδα είναι φανερό ότι πρόκειται για μια καινοτόμα δημιουργία η οποία ενώ βρίσκεται ακόμα σε πολύ πρώιμο εξελικτικό στάδιο, παρουσιάζει πολυάριθμα σημαντικά πλεονεκτήματα τόσο στη μέθοδο κατασκευής της, όσο και στην εξαιρετική της ψυκτική απόδοση δεδομένου του μικρού της μεγέθους. Αποτελεί αδιαμφισβήτητα μια πολλά υποσχόμενη ιδέα για τον τομέα της ψύξης/θέρμανσης, αλλά και ένα μεγάλο βήμα μπροστά για την, μέχρι σήμερα, περιορισμένης εμβέλειας τεχνολογία απορρόφησης.

Βιβλιογραφία

1. Srinivas Garimella, Matthew Delos Determan. Thermally Activated Miniaturized Cooling System, 2008.
2. Srinivas Garimella, Matthew Delos Determan. Design, fabrication, and experimental demonstration of a microscale monolithic modular absorption heat pump, 2011.
3. Frank P. Incropera. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 2007.
4. S. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, S. Colin, M.R. King. Heat Transfer and Fluid Flow In Minichannels and Microchannels, 2006.
5. Ρογδάκης Δ. Εμμανουήλ. Θερμοδυναμική II, 2013.
6. Jerko Labus. Modelling of Small Capacity Absorption Chillers driven by solar thermal energy or waste heat. Universitat Rovira I Virgili, 2011.
7. A.R. Trott and T.c. Welch, ««Refrigeration & Air-Conditioning»», Butterworth Heinemann, 2000.
8. Ronald Muhumuza, Paul Strachan. Modelling, Implementation and Simulation of a Single-Effect Absorption Chiller in MERIT, 2010.
9. R. Shankar Subramanian. Pipe Flow Calculations, Department of Chemical and Biomolecular Engineering, Clarkson University.
10. Matthew Trainer. Albert Einstein's Patents, 2006.
11. Eric Granryd, Ingvar Ekroth, Per Lundqvist, Ake Melinder, Bjorn Palm, Peter Rohlin. Refrigerating Engineering, KTH Department of Energy Technology, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration.
12. Turner WC. Energy management handbook. New York: John Wiley & Sons, Inc. 1982.
13. Hwang Y. Potential energy benefits of integrated refrigeration system with microturbine and absorption chiller. International Journal of Refrigeration, 2004.
14. Monsberger M., Kim D.S., Malenkovic I., Haslinger G., Claassen D.P., Herunter J. Fuel cell powered hybrid absorption refrigeration system for mobile applications. In: The International Sorption Heat Pump Conference 2008 (ISHPC08); Seoul, Korea, 23-26 September 2008.
15. Ganesh, Shankar & Srinivas, Tangellapalli. Evaluation of thermodynamic properties of ammonia- water mixture up to 100 bar for power application systems. J. Mech. Eng. Res, 2011.
16. Ge, Yunting & Tassou, Savvas & Chaer, Issa. 68.full, 2014.

17. Muhammad Eesa, Gary Marriott. Photochemical Etching of Heat Exchanger Plates, Advanced Chemical Etching Ltd.
18. Πλαστικά Κρήτης ΑΕ. Τεχνικό Φυλλάδιο Σωλήνων PE.
19. Ursula Eicker. Solar Technologies for Buildings, 2001.
20. Χρηματοπούλου Μ., 'Προσομοίωση ηλιακά υποβοηθούμενης αντλίας θερμότητας', 2009.
21. Καλογεράκης Κ., 'Μελέτη Υβριδικού (Θερμο-Φωτοβολταϊκού) Συστήματος για Ψύξη Κτιρίων με Απορρόφηση με χρήση του λογισμικού TRNSYS', 2009.

Ιστοσελίδες και Σύνδεσμοι

22. <http://www.industrialheatpumps.nl/en/>
23. <https://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2009-05/>
24. https://el.wikipedia.org/wiki/%CE%91%CE%BD%CF%84%CE%BB%CE%AF%CE%B1_%CE%B8%CE%B5%CF%81%CE%BC%CF%8C%CF%84%CE%B7%CF%84%CE%B1%CF%82
25. <http://www.york.com/for-your-workplace/chilled-water-systems/water-cooled-chillers/yk-ep-centrifugal-chiller-with-economizer>
26. https://www.robur.com/technical_dossiers/heat_pumps_absorption_technology/heat_pumps_comparison_basic_principles
27. <http://energy.gov/energysaver/absorption-heat-pumps>
28. https://neutrium.net/fluid_flow/hydraulic-diameter/
29. http://www.peacesoftware.de/einigewerte/nh3_e.html
30. <https://www.gas-refrigerators.com/>
31. https://en.wikipedia.org/wiki/Einstein_refrigerator
32. <http://customers.hbci.com/~wenonah/new/heat.htm>
33. <http://phys.org/news/2008-09-einstein-green-refrigerator-comeback.html#jCp>
34. <https://www.tlk-thermo.com/index.php/en/>
35. http://www.thermax-europe.com/exhaust_gas_chiller

