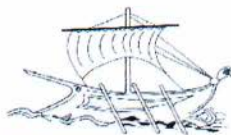


80
N/A



Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα
Τ.Ε.Ι. ΠΕΙΡΑΙΑ

ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΠΕΙΡΑΙΑ

ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ:

ΟΙ ΨΥΚΤΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ ΚΑΙ
ΟΙ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΤΟΥΣ

ΣΠΟΥΔΑΣΤΗΣ: ΤΡΙΑΝΤΗΣ ΣΤΕΦΑΝΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: Δρ. ΓΕΩΡΓΙΟΣ ΑΛΕΞΗΣ

ΠΕΙΡΑΙΑΣ 2013

ΒΙΒΛΙΟΘΗΚΗ
ΤΕΙ ΠΕΙΡΑΙΑ

ΓΡΑΜΜΑΤΕΙΑ ΜΗΧ/ΓΩΝ ΜΗΧ/ΚΩΝ Τ.Ε.Ι.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ.....	- 7 -
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	- 8 -
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	- 9 -
1.1 Η έννοια της Ψύξης.....	- 9 -
1.2 Ιστορική εξέλιξη της Ψύξης.....	- 9 -
1.3 Τύποι εγκαταστάσεων Ψύξης.....	- 10 -
1.4 Ψύξη με Συμπύεση Ατμών.....	- 11 -
1.5 Ψύξη με Απορρόφηση.....	- 13 -
2. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ.....	- 16 -
2.1 Εισαγωγή.....	- 16 -
2.2 Βασική Αρχή Λειτουργίας.....	- 16 -
2.3 Τεχνικές Μοντελοποίησης.....	- 19 -
2.3.1 Περίληψη.....	- 19 -
2.3.2 Ονοματολογία.....	- 20 -
2.3.3 Εισαγωγή.....	- 21 -
2.3.4 Η Δυναμική Θεωρία Polanyi της προσρόφησης και η D-R Εξίσωση.....	- 22 -
2.4 Θερμοδυναμική Ανάλυση ενός Βασικού Κύκλου Προσρόφησης.....	- 24 -
3. ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΜΕΘΟΔΩΝ ΨΥΞΗΣ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗΣ ΚΑΙ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ.....	- 32 -
3.1 Συγκριτικά Στοιχεία και Διαφορές.....	- 32 -
4. ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΗ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΡΟΦΗΣΗΣ.....	- 34 -
4.1 Ανάλυση του 2 ^{ου} Θερμοδυναμικού Νόμου.....	- 34 -

4.1.1 Περίληψη.....	- 34 -
4.1.2 Εισαγωγή.....	- 34 -
4.1.3 Ονοματολογία.....	- 35 -
4.1.4 Ταξινόμηση των Συστημάτων Ρόφησης.....	- 37 -
4.1.5 Περιγραφή Συστημάτων Αντλιών Μεταφοράς Θερμότητας.....	- 38 -
5. ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΕΝΟΣ ΨΥΚΤΗ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΕΝΕΡΓΟΥ ΑΝΘΡΑΚΑ ΣΕ ΜΙΓΜΑ ΠΡΟΣΡΟΦΗΤΙΚΟΥ.....	- 46 -
5.1 Περίληψη.....	- 46 -
5.2 Εισαγωγή.....	- 46 -
5.3 Προσροφητική Ένωση με ανάμιξη Ενεργού Άνθρακα και Χλωριούχου Ασβεστίου (CaCl ₂).....	- 47 -
5.4 Περιγραφή του Συστήματος.....	- 49 -
5.5 Πειραματικό Μέρος.....	- 51 -
5.5.1 Ψύξη με Τροφοδότηση από τα Θερμικά Απόβλητα.....	- 52 -
5.5.2 Ψύξη με Τροφοδότηση από την Ηλιακή Ενέργεια.....	- 53 -
6. ΜΕΛΕΤΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΑΠΟΣΥΝΘΕΣΗΣ ΤΗΣ ΜΕΘΑΝΟΛΗΣ ΣΕ ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ.....	- 55 -
6.1 Περίληψη.....	- 55 -
6.2 Εισαγωγή.....	- 55 -
6.3 Παραγωγή των προς Ανάλυση δειγμάτων.....	- 56 -
6.3.1 Όργανα και Διαδικασία Δοκιμής.....	- 57 -
6.3.2 Προκαταρκτικά Αποτελέσματα των Δοκιμών.....	- 58 -
6.4 Ο Μηχανισμός των Αντιδράσεων.....	- 60 -

6.5 Οι Επιπτώσεις των Ανεπιθύμητων Αερίων για τον Ιδανικό Κύκλο του Συστήματος.....	- 61 -
6.5.1 Ιδανικός Κύκλος.....	- 61 -
6.5.2 Ο Κύκλος των Ανεπιθύμητων Αερίων.....	- 62 -
6.6 Συμπεράσματα.....	- 64 -
7. Ο ΗΛΙΑΚΟΣ ΣΥΛΛΕΚΤΗΣ ΣΤΗΝ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ.....	- 65 -
7.1 Εισαγωγή.....	- 65 -
7.2 Επίδραση των Ελασμάτων Μεταβίβασης Θερμότητας.....	- 68 -
7.3 Επίδραση της Θερμικής Αγωγιμότητας του Προσοροφητή.....	- 69 -
7.4 Επίδραση του Αριθμού των Υαλοπινάκων και της Επιλεκτικής Επιφάνειας.....	- 70 -
7.5 Επίδραση της Ηλιακής Ακτινοβολίας.....	- 72 -
7.6 Επίδραση της Θερμοκρασίας Συμπυκνώσεως και Ατμοποίησης.....	- 73 -
7.7 Διαθέσιμη Ηλιακή Τεχνολογία.....	- 76 -
8. Ο ΒΑΣΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΣΤΗΝ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ.....	- 78 -
8.1 Εισαγωγή.....	- 78 -
8.2 Ανάπτυξη Ηλιακού Ψύκτη Χωρίς Βαλβίδες.....	- 79 -
8.2.1 Αρχή Λειτουργίας.....	- 79 -
8.2.2 Κατασκευή Ηλιακού Ψύκτη Χωρίς Βαλβίδες.....	- 80 -
8.2.3 Πειραματικά Αποτελέσματα.....	- 84 -
8.3 Ανάπτυξη Ηλιακού Ψύκτη Με Βαλβίδες.....	- 85 -
8.3.1 Σχεδιασμός της Επίπεδης Πλάκας του Συστήματος Ηλιακής Προσρόφησης.....	- 85 -
8.3.2 Αρχή Λειτουργίας.....	- 86 -

8.3.3 Χαρακτηριστικές Εξισώσεις..... - 87 -

8.3.4 Πειραματικά Αποτελέσματα..... - 87 -

9. ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΜΑΖΑΣ ΚΑΙ ΑΝΑΓΕΝΝΗΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΤΗΝ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ..... - 92 -

9.1 Εισαγωγή..... - 92 -

9.2 Ανάκτηση Μάζας στην Ψύξη με Προσρόφηση..... - 92 -

9.3 Αναγέννηση Θερμότητας στην Ψύξη με Προσρόφηση..... - 94 -

9.4 Ανάκτηση Μάζας και Αναγέννηση Θερμότητας Ταυτόχρονα..... - 96 -

9.5 Διασύνδεση Τεσσάρων Προσοροφητικών Τραπεζών σε Κύκλο με Ανάκτηση Μάζας..... - 97 -

10. Ο ΠΟΛΥΒΑΘΜΙΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΣΤΗΝ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ..... - 104 -

10.1 Εισαγωγή..... - 104 -

10.2 Αρχή Λειτουργίας του Προηγμένου Διβάθμιου Κύκλου Προσρόφησης..... - 104 -

10.3 Αρχή Λειτουργίας του Προηγμένου Τριβάθμιου Κύκλου Προσρόφησης..... - 108 -

10.3.1 Αποτελέσματα και Συζήτηση..... - 110 -

11. Ο ΚΑΙΜΑΚΩΤΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΣΤΗΝ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ..... - 115 -

11.1 Εισαγωγή..... - 115 -

11.2 Λειτουργία του Κύκλου..... - 115 -

11.3 Πειραματικά Αποτελέσματα..... - 118 -

11.4 Θερμική Ισορροπία..... - 121 -

12. Ο ΘΕΡΜΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ ΣΤΗΝ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ..... - 123 -

12.1 Εισαγωγή..... - 123 -

12.2 Διερεύνηση Κύκλου Θερμικού Κύματος..... - 123 -

12.3 Συμπεράσματα.....	- 127 -
13. ΥΒΡΙΔΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΣΤΗΝ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ.....	- 128 -
13.1 Εισαγωγή.....	- 128 -
13.2 Αρχή Λειτουργίας.....	- 129 -
13.3 Προσομοίωση της Απόδοσης: Μοντέλο.....	- 132 -
13.3.1 Ενεργειακή Ανάλυση της Ηλιακής Θέρμανσης.....	- 132 -
13.3.2 Ενεργειακή Ανάλυση του Προσοροφητή στο Δοχείο Νερού.....	- 133 -
13.3.3 Ενεργειακό Ισοζύγιο Μεταξύ του Νερού του Δοχείου και του Προσοροφητή.....	- 134 -
13.3.4 Ψυκτική Ικανότητα.....	- 135 -
13.3.5 Οι Συντελεστές COP _{cycle} και COP _{solar}	- 135 -
13.4 Συμπεράσματα.....	- 136 -
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ.....	- 138 -
ΔΙΑΔΙΚΤΥΑΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ.....	- 139 -

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Για την ανάθεση του συγκεκριμένου θέματος και την συμβολή στην πορεία εκπόνησης της πτυχιακής εργασίας, θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερα τον επιβλέποντα καθηγητή μου και δρ. κ. Γ. Αλέξη αλλά και όλους τους καθηγητές με τους οποίους συνεργάστηκα κατά την διάρκεια των σπουδών μου στο εκπαιδευτικό ίδρυμα. Η συγκεκριμένη εργασία είναι αφιερωμένη στη μνήμη της μητέρας μου που έφυγε πέρυσι ξαφνικά από τη ζωή.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η ψύξη ως γνωστόν, αποτελεί ένα σημαντικό πεδίο της εφαρμοσμένης θερμοδυναμικής. Η επίτευξή της μπορεί να γίνει με διάφορες εφαρμογές, οι πιο γνωστές εκ των οποίων, είναι με συμπίεση των ατμών και με απορρόφηση. Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι, αφού γίνει μια σύντομη αναφορά στις δύο συνηθέστερες μεθόδους ψύξης, να αναλυθεί η μέθοδος της προσρόφησης. Η μέθοδος αυτή είναι ανάλογη της απορρόφησης, με τη βασική διαφορά ότι την θέση του μέσου απορρόφησης, την έχει πάρει κάποιο στερεό πορώδες υλικό. Η βασική διαφορά σε σχέση με την μηχανική συμπίεση των ατμών, έγκειται στο γεγονός ότι η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας είναι μηδενική. Το μείζων θέμα είναι ο χαμηλός συντελεστής συμπεριφοράς, COP και ως εκ τούτου, η μελέτη διαφορετικών ψυκτικών κύκλων με σκοπό την αύξησή του, κρίνεται επιτακτική. Τα εργαζόμενα ζεύγη που συναντάμε στην ψύξη με προσρόφηση είναι τα εξής: νερό (ψυκτικό μέσο)/silica gel (ροφητικό υλικό), αμμωνία (ψυκτικό μέσο)/ενεργός άνθρακας (ροφητικό υλικό), μεθανόλη (ψυκτικό μέσο)/ενεργός άνθρακας (ροφητικό υλικό), νερό (ψυκτικό μέσο)/ζεόλιθος (ροφητικό υλικό), R134a (ψυκτικό μέσο)/ενεργός άνθρακας (ροφητικό υλικό) και αμμωνία (ψυκτικό μέσο)/χλωριούχο ασβέστιο (ροφητικό υλικό). Παρουσιάζονται κατά σειρά, ο απλός βασικός κύκλος, ο ρόλος της ανάκτησης μάζας και της αναγέννησης θερμότητας, ο πολυβάθμιος κύκλος, ο κλιμακωτός κύκλος, ο θερμικός κύκλος κύματος και ο υβριδικός συνδυασμένος κύκλος.

ABSTRACT

The cooling known, is an important field of the applied thermodynamics. The achievement of cooling can be done by various applications, the best known of which, are by vapor compression and by absorption. The purpose of this paper, is to analyze the process of adsorption, after a brief reference to the two most common methods of cooling. This method is similar to absorption, with the main difference that the position of the absorber, has been taken by a solid porous material. The main difference with the mechanical vapor compression, lies in the fact that the electricity consumption is zero. The major issue is the low coefficient of performance, COP and hence, the study of different refrigeration cycles in order to increase it, is imperative. The working pairs which we see in the adsorption cooling are as follows: water (cooling agent)/silica gel (sorbent), ammonia (cooling agent)/charcoal (sorbent), methanol (cooling agent)/charcoal (sorbent), water (cooling agent)/zeolite (sorbent), R134a (cooling agent)/charcoal (sorbent) and ammonia (cooling agent)/calcium chloride (sorbent). Featured in series, the simple basic cycle, the role of mass recovery and heat regeneration, the multistage cycle, the cascade cycle, the thermal wave cycle and the hybrid combined cycle.

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 Η έννοια της Ψύξης

Η διεργασία μεταφοράς θερμότητας από μία περιοχή χαμηλής θερμοκρασίας σε μία άλλη με υψηλότερη θερμοκρασία καλείται ψύξη.

Οι εφαρμογές της ψύξης αφορούν στη συντήρηση και κατάψυξη των τροφίμων καθώς και στον κλιματισμό των χώρων διαμονής και εργασίας των ανθρώπων.

1.2 Ιστορική εξέλιξη της Ψύξης

- Μία εφαρμογή που χρησιμοποιήθηκε στην αρχαιότητα ήταν το θερμαινόμενο δάπεδο για την έμμεση θέρμανση του αέρα κατοικιών από τα καυσαέρια της εστίας.
- Στις Αραβικές χώρες,, στην Περσία και στην Ινδία εφαρμόστηκαν ειδικές οικοδομικές τεχνικές για τον δροσισμό και τον αερισμό των εσωτερικών χώρων. Αυτό το πέτυχαν μέσω της φυσικής κίνησης του αέρα και της εξάτμισης του νερού. Δηλαδή η διαμόρφωση κατακόρυφων καμινάδων ή ανεμόπυργων με στενή διατομή σε συνδυασμό με κατάλληλα ανοίγματα, προκαλούσε την έντονη κυκλοφορία ρευμάτων σε συγκεκριμένη κατεύθυνση και την εξαγωγή θερμών μαζών αέρα από τους χώρους κατοίκησης.
- Οι Ρωμαίοι και άλλοι λαοί μετέφεραν χιόνι και πάγο από ψηλά βουνά σε πεδινές περιοχές. Χρησιμοποιούσαν επίσης τις λεγόμενες χιονοαποθήκες, δηλαδή κοιλότητες σκαμμένες στο έδαφος και μονωμένες στα πλάγια με σανίδες και άχυρο, όπου το χιόνι διατηρούνταν σε στερεή κατάσταση για μεγάλο χρονικό διάστημα.
- Άλλες πρώτες μορφές ψύξης περιελάμβαναν την παρασκευή φυσικού πάγου μέσω της ψύξης μάζας νερού κατά τη διάρκεια μιας κρύας νύχτας με ξαστεριά.
- Στις αρχές του 19^{ου} αιώνα ήταν γνωστές οι αρχές τεχνητής παραγωγής πάγου. Τότε ο Carnot με το σχεδιασμό του αναστρέψιμου κύκλου θερμικής μηχανής και οι Kelvin και Clausius με τις διατυπώσεις του 2^{ου} Θερμοδυναμικού Αξιώματος έθεσαν τις θεωρητικές βάσεις για τη λειτουργία ψυκτικών μηχανών.

- Το 1843 ο Αμερικανός Jacob Perkins κατασκεύασε την πρώτη μηχανή παραγωγής πάγου με χρήση συμπιεστή.
- Το 1851 ο Γάλλος Ferdinand Carre σχεδίασε την πρώτη μηχανή παραγωγής πάγου με σύστημα απορρόφησης ατμού αμμωνίας.
- Το 1872 ο David Boyle ανέπτυξε την πρώτη μηχανή παραγωγής πάγου με μηχανική συμπίεση αμμωνίας.
- Το 1920 παρουσιάστηκαν τα πρώτα οικιακά ψυγεία στις ΗΠΑ. Μετά τα μέσα του 20^{ου} αιώνα εδραιώθηκαν στην παγκόσμια αγορά οι σύγχρονες οικιακές ψυκτικές μηχανές, τα ηλεκτρικά ψυγεία και οι καταψύκτες τροφίμων.

1.3 Τύποι εγκαταστάσεων Ψύξης

Η ψύξη επιτυγχάνεται με διάφορους τύπους εγκαταστάσεων, οι σημαντικότεροι εκ των οποίων είναι οι εξής:

- Ψύξη με συμπίεση ατμών
- Ψύξη με συμπίεση αερίου
- Ψύξη με απορρόφηση
- Ψύξη με προσρόφηση
- Ψύξη με έγχυση ατμού
- Θερμοηλεκτρική ψύξη
- Ψύξη με απομαγνήτιση

Σε όλες τις παραπάνω μεθόδους ψύξης υπάρχουν δύο σημαντικά μεγέθη που χαρακτηρίζουν την εγκατάσταση:

- Η ψυκτική ισχύς ή η ψυκτική ικανότητα και
- Η θερμοκρασία παραγωγής της ψυκτικής ισχύος

Στην παρούσα πτυχιακή εργασία θα εξετάσουμε την ψύξη με την μέθοδο της προσρόφησης.

1.4 Ψύξη με Συμπίεση Ατμών

Ο κλαστικός (συμβατικός) κύκλος ψύξης με συμπίεση ατμών περιλαμβάνει μια σειρά διαδοχικών διεργασιών κατά τις οποίες το ψυκτικό μέσο αφαιρεί θερμότητα από τον προς ψύξη χώρο (π.χ. ψυκτικό θάλαμο συντήρησης 4°C, ψυκτικό θάλαμο κατάψυξης -18°C, ψυκτικό θάλαμο βαθιάς κατάψυξης -60°C, ψύξη νερού 5°C, ψύξη αέρα για κλιματισμό χώρου 16°C κ.λπ.) και στη συνέχεια αποβάλλει τη θερμότητα στο περιβάλλον (π.χ. αέρας 35°C, νερό δικτύου 20°C, υπόγεια νερά 15°C κ.λπ.).

Οι διεργασίες αυτές είναι:

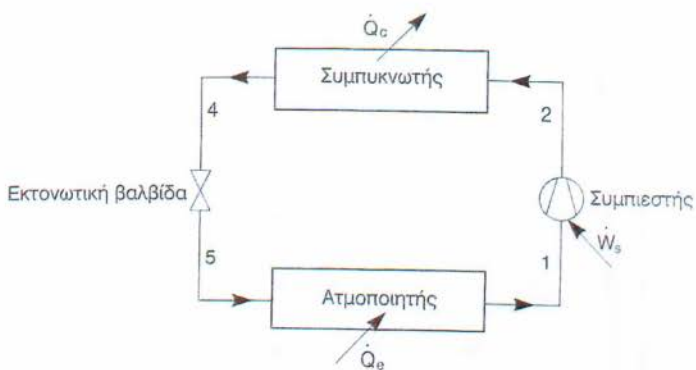
- Ατμοποίηση: Πραγματοποιείται μέσα στον ατμοποιητή, διεργασία (5-1). Το ψυκτικό ρευστό εισέρχεται με τη μορφή μείγματος υγρού και ατμού χαμηλής πίεσης και εξέρχεται με τη μορφή ξηρού κεκορεσμένου ατμού της αυτής πίεσης. Η ατμοποίηση αυτή γίνεται απορροφώντας θερμότητα από τον προς ψύξη χώρο.
- Συμπύκνωση: Πραγματοποιείται μέσα στο συμπυκνωτή, διεργασία (2-4). Το ψυκτικό ρευστό εισέρχεται με τη μορφή υπέρθερμου ατμού υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας και εξέρχεται με τη μορφή κεκορεσμένου υγρού της αυτής πίεσης. Η συμπύκνωση αυτή γίνεται αποβάλλοντας θερμότητα προς το περιβάλλον.
- Συμπίεση: Πραγματοποιείται μέσα στο συμπιεστή, διεργασία (1-2). Το ψυκτικό ρευστό εισέρχεται με τη μορφή ξηρού κεκορεσμένου ατμού χαμηλής πίεσης και εξέρχεται με τη μορφή υπέρθερμου ατμού υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας.

Η διεργασία θεωρείται αδιαβατική και αντιστρεπτή, επομένως ισεντροπική, σε μία θεωρητική αντιμετώπιση των πραγμάτων.

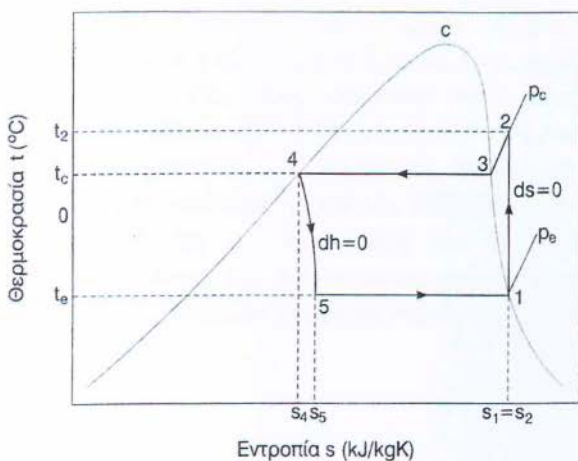
- Εκτόνωση: Πραγματοποιείται μέσα στην εκτονωτική βαλβίδα, διεργασία (4-5). Το ψυκτικό ρευστό εισέρχεται με τη μορφή κεκορεσμένου υγρού υψηλής πίεσης και εξέρχεται με τη μορφή μείγματος υγρού και ατμού χαμηλής πίεσης. Η διεργασία είναι στραγγαλισμός και επομένως ισενθαλπική.

Το διάγραμμα ροής μιας στοιχειώδους ψυκτικής εγκατάστασης συμπίεσης ατμών φαίνεται στο Σχήμα 1.4.1.

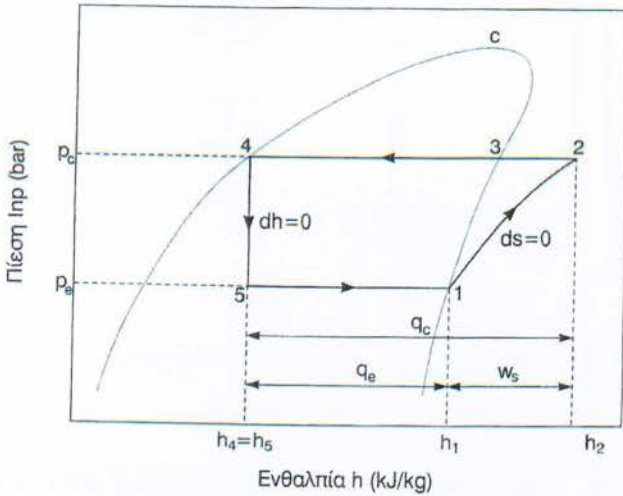
Οι θερμοδυναμικοί κύκλοι σε διαγράμματα (t-s) και (p-h) παρουσιάζονται αντίστοιχα στα Σχήματα 1.4.2 και 1.4.3.



Σχήμα 1.4.1: Διάγραμμα ροής στοιχειώδους ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών.



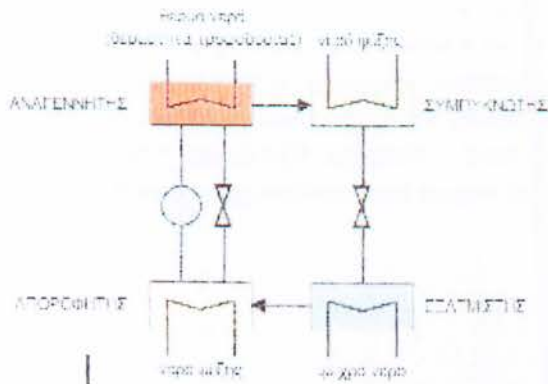
Σχήμα 1.4.2: Διάγραμμα (t-s) στοιχειώδους ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών.



Σχήμα 1.4.3: Διάγραμμα (p-h) στοιχειώδους ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών.

1.5 Ψύξη με Απορρόφηση (Absorption)

Οι ψύκτες απορρόφησης είναι οι πιο διαδεδομένοι ψύκτες παγκοσμίως. Η θερμική συμπίεση του ψυκτικού μέσου επιτυγχάνεται με τη χρήση υγρού διαλύματος ψυκτικού μέσου/απορροφητικού υλικού και πηγή θερμότητας, αντικαθιστώντας με αυτόν τον τρόπο την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας ενός μηχανικού συμπιεστή. Για ψυχρό νερό άνω των 4°C, όπως απαιτείται στον κλιματισμό, τυπικά χρησιμοποιείται ένα υγρό διάλυμα H₂O/LiBr, με το νερό ως ψυκτικό μέσο. Τα περισσότερα συστήματα χρησιμοποιούν εσωτερική αντλία για το διάλυμα, καταναλώνοντας όμως μικρή ποσότητα ηλεκτρικής ενέργειας. Στη λειτουργία του ψύκτη απορρόφησης H₂O/LiBr, η κρυστάλλωση του διαλύματος πρέπει να αποφευχθεί με εσωτερικό έλεγχο της θερμοκρασίας απόρριψης θερμότητας στη μηχανή. Τα κύρια σημεία ενός ψύκτη απορρόφησης παρουσιάζονται στο Σχήμα 1.5.1.



Σχήμα 1.5.1: Σχηματικό διάγραμμα ενός ψύκτη απορρόφησης.

Η ψύξη βασίζεται στην ατμοποίηση του ψυκτικού μέσου (νερό) στον ατμοποιητή σε πολύ χαμηλές πιέσεις. Το ατμοποιημένο ψυκτικό μέσο απορροφάται στον απορροφητή, αραιώνοντας το διάλυμα $H_2O/LiBr$ (για να καταστεί η διαδικασία απορρόφησης αποδοτική, απαιτείται ψύξη σε αυτό το στάδιο της διεργασίας). Το διάλυμα αντλείται συνεχώς στην ατμογεννήτρια, όπου επιτυγχάνεται η αναγέννηση του διαλύματος χρησιμοποιώντας θερμότητα (θερμότητα αναγέννησης/τροφοδοσίας) (π.χ. ζεστό νερό από ηλιακά κ.λπ.). Το ψυκτικό μέσο στη συνέχεια, συμπυκνώνεται στο συμπυκνωτή και κυκλοφορεί με τη βοήθεια μιας στραγγαλιστικής/εκτονωτικής βαλβίδας πάλι στον ατμοποιητή. Η ονομαστική ψυκτική ικανότητα των ψυκτών απορρόφησης είναι της τάξης αρκετών δεκάδων ή εκατοντάδων kW. Τροφοδοτούνται κυρίως μέσω κεντρικής θέρμανσης, απορριπτόμενης θερμότητας ή θερμότητας από συμπαραγωγή. Η απαιτούμενη θερμοκρασία της θερμικής πηγής είναι συνήθως πάνω από $80^{\circ}C$ για τις μηχανές μονής βαθμίδας ενώ ο COP είναι της τάξης του 0,6 έως 0,8. Μηχανές διπλής βαθμίδας με δύο στάδια συμπίεσης, απαιτούν θερμοκρασία άνω των $140^{\circ}C$, αλλά ο COP μπορεί να επιτύχει τιμές μέχρι και 1,2.



Φωτό: Ψύκτης Απορρόφησης 105 kW-Rethimno Village hotel-Κρήτη.

Υπάρχουν επίσης διαθέσιμοι κάποιοι ψύκτες απορρόφησης ψυκτικής ισχύος κάτω των 50 kW. Τέτοιες μικρές μονάδες χρησιμοποιούνται συχνά στα συστήματα ηλιακού κλιματισμού με ψύκτες απορρόφησης. Ένας πρόσφατα αναπτυγμένος τύπος ψυκτών, μικρής ισχύος, επιτρέπει λειτουργία μερικού φορτίου με μειωμένη ψυκτική ισχύ σε θερμοκρασίες αναγέννησης 65°C και με COP περίπου 0,7. Αυτό δείχνει πως υπάρχει περαιτέρω δυνατότητα για βελτίωση της απόδοσης των ψυκτών απορρόφησης.

2. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ (ADSORPTION)

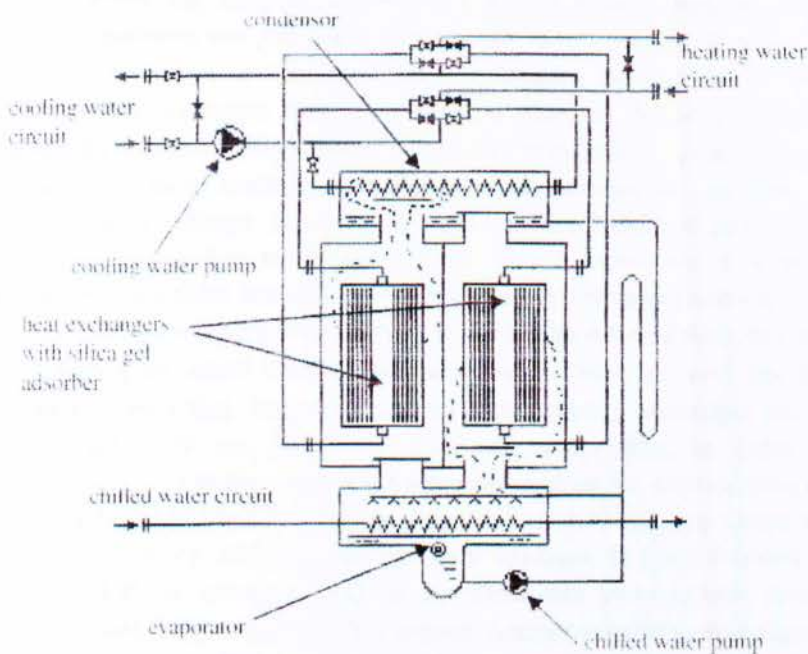
2.1 Εισαγωγή

Από τις βιβλικές εποχές, ήταν ήδη γνωστή η χρήση στερεών υλικών με σκοπό την απομάκρυνση ουσιών από υγρή ή αέρια φάση. Η διαδικασία αυτή, κατά την οποία, οι στερεές ουσίες έχουν την ικανότητα να προσελκύουν στην επιφάνειά τους μόρια από τις ουσίες ή τα αέρια που έρχονται σε επαφή, ονομάζεται προσρόφηση. Από τους πρώτους αιώνες κιάλας, χρησιμοποιήθηκε προσροφητικός άνθρακας κοκάλων με σκοπό τον αποχρωματισμό της ζάχαρης. Στη διάρκεια του πρώτου παγκοσμίου πολέμου, χρησιμοποιήθηκε ενεργός άνθρακας με σκοπό την απομάκρυνση των χημικών αερίων. Η ψύξη με τη μέθοδο της προσρόφησης έγινε ιδιαίτερα δημοφιλής στις αρχές του 19^{ου} αιώνα. Με την ανακάλυψη όμως των φθηνών ηλεκτρικών μηχανικών συμπιεστών αργότερα που με την μαζική τους παραγωγή έγιναν ιδιαίτερα ελκυστικοί, η τεχνολογία αφέθηκε ως ξεπερασμένη. Σε αυτό συνέβαλλε ιδιαίτερα και η ανακάλυψη των χλωροφθορανθράκων (CFCs) γύρω στο 1930. Οι μηχανές προσρόφησης (sorption) βρίσκονται στην βιβλιογραφία από το 1909 και η εμπορική τους διάθεση ξεκίνησε το 1920. Η πρώτη έρευνα σχετικά με την προσρόφηση με σκοπό την ψύξη με ζεύγος πηκτώματος (ζελέ) πυριτίου/διοξειδίου του θείου (silica gel/sulfur dioxide) ως προσροφητή/προσροφούμενου, έγινε από τον Miller. Την δεκαετία του '70 και με το ξέσπασμα της πετρελαϊκής κρίσης, οι ψυκτικές μηχανές προσρόφησης επανήλθαν στο προσκήνιο. Τη δεκαετία του '90 το ενδιαφέρον έγινε ακόμη μεγαλύτερο λόγω και των οικολογικών προβλημάτων που προκλήθηκαν από την χρήση των CFCs και HCFCs. Η απελευθέρωση των συγκεκριμένων ψυκτικών στην ατμόσφαιρα καταστρέφει το όζον και συνεισφέρει στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Παράλληλα, η αναγκαιότητα για τέλεια και σωστή διαχείριση των ενεργειακών αποθεμάτων, όπως και για την αξιοποίηση των πράσινων μορφών ενέργειας, έγινε ακόμα πιο επιτακτική σήμερα, λόγω της αύξησης της παγκόσμιας ενεργειακής κατανάλωσης. Κατά συνέπεια, η εφαρμογή μηχανών που έχουν τη δυνατότητα ανάκτησης πηγών θερμότητας πολύ χαμηλού επιπέδου, όπως οι μηχανές προσρόφησης, απέκτησε πολύ μεγάλο ενδιαφέρον στην κατεύθυνση μίας πιο ορθολογικής ενεργειακής διαχείρισης.

2.2 Βασική Αρχή Λειτουργίας

Στην περίπτωση των ψυκτών προσρόφησης, αντί υγρού διαλύματος, χρησιμοποιούνται στερεά πορώδη προσροφητικά υλικά. Τα διαθέσιμα στην αγορά

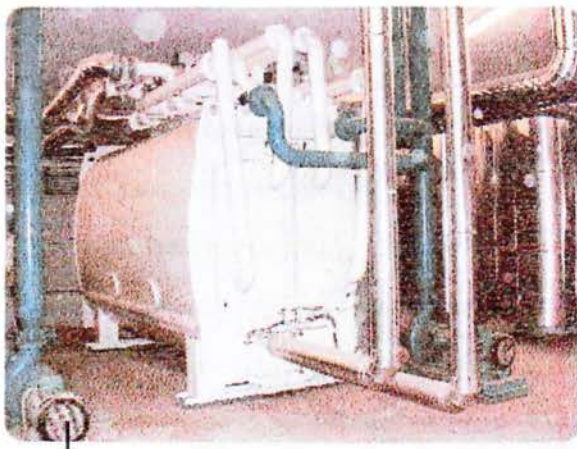
συστήματα χρησιμοποιούν νερό ως ψυκτικό μέσο και silica gel ως προσροφητικό υλικό. Ο ψύκτης προσρόφησης αποτελείται από δύο θαλάμους με ροφητικό υλικό (silica gel) οι οποίοι χρησιμοποιούνται εναλλάξ για την προσρόφηση και απελευθέρωση των ατμών του νερού, το οποίο αποτελεί το ψυκτικό μέσο. Τα συστήματα αυτά λειτουργούν σε κύκλο ημισυνεχούς αναγέννησης του προσροφητικού μέσου (semi-continuous regenerative cycle). Η θερμότητα, η οποία απελευθερώνεται κατά την προσρόφηση του ατμού, παράγεται από το σύστημα από κύκλωμα ψυχρού νερού, ενώ η απαραίτητη θερμότητα για την απελευθέρωση των ατμών και την αναγέννηση του προσροφητικού μέσου, παρέχεται στο σύστημα από κύκλωμα ζεστού νερού, το οποίο προέρχεται από τους ηλιακούς συλλέκτες. Αυτό επιτυγχάνεται με χρήση εναλλακτών θερμότητας οι οποίοι είναι σε άμεση επαφή με το ροφητικό υλικό για αποτελεσματικότερη απαγωγή θερμότητας.



Σχήμα 2.2.1 : Αρχή Λειτουργίας Ψυκτικής Μηχανής Προσρόφησης.

Όπως φαίνεται από το παραπάνω σχήμα, το σύστημα αποτελείται από δύο θαλάμους με εναλλάκτες θερμότητας, οι οποίοι φέρουν το προσροφητικό υλικό. Με αυτό τον τρόπο, απομακρύνεται η θερμότητα που παράγεται κατά την προσρόφηση και παρέχεται η αναγκαία θερμότητα για την απελευθέρωση των υδρατμών και την αναγέννηση του ροφητικού μέσου. Η μόνη αντλία που χρησιμοποιείται για το ψυκτικό μέσο είναι αυτή που στέλνει το νερό που συλλέγεται στο κάτω μέρος του ατμοποιητή πίσω στους ψεκαστήρες της συσκευής. Όλες οι άλλες αντλίες, για την κυκλοφορία του προς ψύξη νερού όπως και αυτές για τα κυκλώματα του ζεστού νερού και του νερού ψύξης βρίσκονται εξωτερικά της συσκευής. Κάθε θάλαμος προσροφητικού υλικού συνδέεται με δύο βαλβίδες ελέγχου με τον ατμοποιητή και τον συμπυκνωτή. Η διαδικασία αποτελείται από δύο κύριες φάσεις και μια τρίτη

μικρότερη που παρεμβάλλεται μεταξύ των δύο κύριων. Στην πρώτη φάση, η κάτω βαλβίδα του ενός από τους δύο θαλάμους (δεξιά στο παραπάνω σχήμα) ανοίγει και ο ατμός που παράγεται από τον ατμοποιητή μπαίνει σε αυτόν και προσροφάται από το ροφητικό υλικό (silica gel) το οποίο έχει προηγουμένως προψυχθεί (στην ενδιάμεση φάση). Η διαδικασία αυτή λαμβάνει χώρα στην χαμηλή πίεση του ατμοποιητή (1000 Pa στους 5°C) και η ενέργεια που απελευθερώνεται απάγεται από το σύστημα με το νερό ψύξης. Η πάνω βαλβίδα του θαλάμου αυτού, η οποία τον συνδέει με τον συμπυκνωτή, κατά την πρώτη φάση είναι κλειστή. Στον δεύτερο θάλαμο, κατά την φάση αυτή, η βαλβίδα του ατμοποιητή είναι κλειστή, ενώ η αντίστοιχη του συμπυκνωτή είναι ανοικτή. Με την χρήση θερμότητας από το κύκλωμα ζεστού νερού, το προσροφητικό υλικό αναγεννάται και απελευθερώνει τον ατμό, τον οποίο είχε συλλέξει στην προηγούμενη φάση, στην υψηλή πίεση του συμπυκνωτή. Όταν η ψυκτική ικανότητα της συσκευής μειωθεί σε μια συγκεκριμένη τιμή, γεγονός που σημαίνει την πλήρωση του ροφητικού υλικού στον πρώτο θάλαμο, η πρώτη φάση τελειώνει και γίνεται η προετοιμασία για την επόμενη φάση όπου οι θάλαμοι αντιστρέφουν την λειτουργία τους. Στην δεύτερη φάση, οι βαλβίδες λειτουργούν αντίστροφα. Στον πρώτο θάλαμο ανοίγει η βαλβίδα του συμπυκνωτή και κλείνει αυτή του ατμοποιητή, ενώ το αντίστροφο συμβαίνει με τον δεύτερο θάλαμο. Στην φάση αυτή, στον πρώτο θάλαμο ο ατμός που είχε συλλεγεί απελευθερώνεται στον συμπυκνωτή με την χρήση της θερμότητας του ζεστού νερού, ενώ στον δεύτερο θάλαμο το ροφητικό υλικό που έχει αναγεννηθεί στην προηγούμενη φάση προσροφά τον ατμό που παράγεται από τον ατμοποιητή. Η θερμότητα που απελευθερώνεται από την προσρόφηση του νερού απάγεται από το σύστημα, όπως και κατά την πρώτη φάση, από το νερό ψύξης. Ανάμεσα στις δύο κύριες φάσεις, μεσολαβεί μια τρίτη διάρκειας περίπου 20 sec. Κατά την ενδιάμεση αυτή φάση, το ζεστό νερό χρησιμοποιείται για να προθερμάνει τον πρώτο θάλαμο ο οποίος στην επόμενη φάση θα απελευθερώσει τον ατμό που έχει συλλέξει και το κύκλωμα του κρύου νερού χρησιμοποιείται για την πρόψυξη του δεύτερου θαλάμου. Η μέση διάρκεια ενός κύκλου είναι 400 sec επομένως μαζί με την ενδιάμεση φάση έχουμε συνολική διάρκεια 7 λεπτών. Μέχρι σήμερα, μόνο κάποιοι Ασιάτες κατασκευαστές παράγουν ψύκτες προσρόφησης. Υπό τυπικές συνθήκες λειτουργίας με θερμοκρασία αναγέννησης περίπου 80°C, τα συστήματα επιτυγχάνουν COP περίπου 0,6, αλλά είναι δυνατόν να λειτουργήσουν ακόμη και σε θερμοκρασίες αναγέννησης της τάξης των 60°C. Η ψυκτική τους ικανότητα κυμαίνεται από 50-500 kW. Η απλότητα κατασκευής των ψυκτών προσρόφησης και η αναμενόμενη μηχανική αντοχή τους είναι σημαντικά πλεονεκτήματα. Δεν υπάρχει περιορισμός στη θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας, καθώς δεν υφίσταται κανένας κίνδυνος κρυστάλλωσης. Δεν υπάρχει εσωτερική αντλία διαλύματος και ως εκ τούτου η ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώνεται είναι ελάχιστη. Μειονεκτήματα αυτού του τύπου των ψυκτών είναι ο συγκριτικά μεγάλος όγκος και το βάρος τους. Επιπλέον, λόγω του μικρού αριθμού παραγόμενων μονάδων, η τιμή των ψυκτών προσρόφησης παραμένει υψηλή. Υπάρχει μεγάλη δυνατότητα, στις επόμενες γενεές των ψυκτών προσρόφησης, για βελτίωση των εναλλακτών θερμότητας στα διαμερίσματα προσροφητών και κατά συνέπεια αναμένεται αξιοσημείωτη μείωση του όγκου και του βάρους τους.



Φωτό: Ψύκτης Προσρόφησης 350 kW-Βιομηχανία Σαράντης Α.Ε.-Ελλάδα.

2.3 Τεχνικές Μοντελοποίησης

2.3.1 Περίληψη

Κατά το σχεδιασμό των συστημάτων αντλίας προσρόφησης ψύξης/θέρμανσης, τα χαρακτηριστικά του ζεύγους προσροφητικού-προσροφητή (ψυκτικό) και οι κύκλοι προσρόφησης, διαδραματίζουν σημαντικό ρόλο σε διάφορα είδη εφαρμογών. Η περιγραφή της απόδοσης της διαδικασίας προσρόφησης-εκρόφησης συνεπάγεται διαφορετικές τεχνικές μοντελοποίησης με διάφορες απλουστεύσεις, καθώς και τα αντίστοιχα αποτελέσματα είναι πολύ διαφορετικά. Σε αυτή την επιστημονική εργασία, ένα θερμικό μοντέλο βασίζεται στην Dubinin-Radushkevich εξίσωση και οι θερμοδυναμικές αναλύσεις είναι δεδομένες. Το μοντέλο αυτό παρουσιάζει μια πλήρη και ακριβή περιγραφή των κύκλων προσρόφησης-εκρόφησης. Επίσης, η απόδοση των κύκλων επηρεάζεται από αρκετά σημαντικούς παράγοντες που αποτελούν ποικίλες φυσικές ιδιότητες της θερμοκρασίας. Τέτοιες είναι η ειδική θερμότητα του εργαζόμενου ζεύγους και η ισοσετρική θερμότητα, που αφορά την ενέργεια που απελευθερώνεται κατά την διεργασία της προσρόφησης. Αποτελέσματα σε προσομοιώσεις υπολογιστών έχουν δείξει ότι τα χαρακτηριστικά του εργαζόμενου ζεύγους και οι συνθήκες λειτουργίας, όπως είναι οι θερμικές ικανότητες των γεννητριών, είναι μείζονος σημασίας. Αρχικά διερευνάται η σχέση μεταξύ της απόδοσης των κύκλων και των παραπάνω παραγόντων. Τέλος, αναλύονται και οι αποδόσεις των προηγμένων κύκλων, όπως είναι ο κύκλος προσρόφησης με αναγέννηση θερμότητας και συγκρίνεται με εκείνη του βασικού κύκλου προσρόφησης.

2.3.2 Ονοματολογία

B: παράμετρος μικροδομής του προσροφητικού

c_1 : ειδική θερμότητα του προσροφητικού, (kJ/kg°C)

c_2 : ειδική θερμότητα της ατμογεννήτριας, (kJ/kg°C)

cr_3 : ειδική θερμότητα του ψυκτικού υγρού υπό σταθερή πίεση, (kJ/kg°C)

cr_{g3} : ειδική θερμότητα του ψυκτικού αερίου υπό σταθερή πίεση, (kJ/kg°C)

cn_3 : ειδική θερμότητα του ψυκτικού υγρού υπό σταθερό όγκο, (kJ/kg°C)

h_a : λανθάνουσα θερμότητα της προσρόφησης, (kJ/kg)

h_d : λανθάνουσα θερμότητα της εκρόφησης, (kJ/kg)

m_1 : μάζα του προσροφητικού, (kg)

m_2 : μάζα της ατμογεννήτριας, (kg)

k, n : παράμετροι προσρόφησης του ζεύγους προσροφητικού-προσροφητή

P_1 : πίεση ισορροπίας των ατμών-προσροφητή, (Pa)

P_2 : πίεση της προσρόφησης σε μια ισοδυναμική επιφάνεια (το δυναμικό έχει την ίδια σταθερή τιμή), (Pa)

Q_1 : αισθητή θερμότητα του προσροφητικού, (kJ)

Q_2 : αισθητή θερμότητα της ατμογεννήτριας, (kJ)

Q_{a3} : αισθητή θερμότητα του ψυκτικού μέσου κατά τη διαδικασία της προσρόφησης, (kJ)

Q_{d3} : αισθητή θερμότητα του ψυκτικού μέσου κατά τη διαδικασία της εκρόφησης, (kJ)

Q_4 : θερμότητα που ανταλλάσσεται στον ατμοποιητή, (kJ)

Q_5 : εναλλαγή θερμότητας στον συμπυκνωτή, (kJ)

Q_{ref} : ψυκτική ικανότητα, (kJ) (ίδια με την Q_4)

Q_{reg} : μέρος αναγέννησης της λανθάνουσας και αισθητής θερμότητας προσρόφησης, (kJ)

Q_{rump} : ικανότητα άντλησης θερμότητας, (kJ)

- R : σταθερά των αερίων για το ψυκτικό, (J/mol K)
- T : θερμοκρασία του προσροφητή, (K ή °C)
- Ta1 : θερμοκρασία στην αρχή της προσρόφησης, (K)
- Ta2 : θερμοκρασία στο τέλος της προσρόφησης, (K)
- Tc : θερμοκρασία συμπύκνωσης, (K)
- Te : θερμοκρασία ατμοποίησης, (K)
- Tg1 : θερμοκρασία κατά την έναρξη της εκρόφησης, (K)
- Tg2 : θερμοκρασία στο τέλος της εκρόφησης, (K)
- Tsat : θερμοκρασία ισορροπίας ατμού-προσροφήματος, (K)
- V : όγκος που καταλαμβάνεται από τη προσροφημένη μάζα, (m³)
- V0 : οριακός όγκος που καταλαμβάνεται από την προσροφημένη μάζα, (m³)
- x : αναλογία προσροφημένης μάζας προς εκείνη του προσροφητικού
- x0 : οριακή αναλογία προσροφημένης μάζας
- ε : δυνατότητα προσρόφησης του Polanyi για το προσροφητικό
- β : συντελεστής συγγένειας της προσρόφησης

2.3.3 Εισαγωγή

Τα τελευταία χρόνια, οι χλωροφθοράνθρακες (CFC) αποτελούν ένα μείζων πρόβλημα. Τα συστήματα προσρόφησης ψύξης/θέρμανσης αντλιών έχουν τραβήξει όλο και περισσότερο την προσοχή και έχουν αναπτυχθεί σε πολύ σύντομο χρονικό διάστημα ως ένα σύστημα φιλικό προς το περιβάλλον και ένα αποτελεσματικό μέσο που χρησιμοποιεί πηγές θερμότητας χαμηλής ποιότητας. Τα συστήματα αυτά έχουν επίσης και άλλα πλεονεκτήματα, όπως είναι η απλή κατασκευή τους, χωρίς κινούμενα εξαρτήματα, χωρίς αντλίες, που είναι σε θέση να αποδίδουν απευθείας από τη χαμηλότερη πρωτογενή ενέργεια, χωρίς να απαιτείται ηλεκτρική ενέργεια. Οι εφαρμογές έχουν δείξει ότι οι διεργασίες προσρόφησης είναι μια πιθανή εφαρμογή της τεχνολογίας αντλίας ψύξης/θέρμανσης, εάν έχει αναπτυχθεί καλά. Τα συστήματα προσρόφησης ψύξης ή οι αντλίες θερμότητας έχουν μελετηθεί για πολλά χρόνια και μια σειρά από ψύκτες και αντλίες θερμότητας έχουν κατασκευαστεί και ελεγχθεί. Η βιβλιογραφία δείχνει ότι είναι πολύ σημαντικό να αναλυθεί με ακρίβεια η απόδοση ενός κύκλου προσρόφησης, με βάση τον ακριβή προσδιορισμό της συμπεριφοράς του

προσροφητικού-προσροφητή (ψυκτικό) και με ακριβή κατανόηση της επίδρασης των συνθηκών λειτουργίας, τα χαρακτηριστικά των ζευγών εργασίας και τα χαρακτηριστικά των ατμογεννητριών σχετικά με την απόδοση. Αυτό περιλαμβάνει την αξιολόγηση της εναλλασσόμενης μάζας του ψυκτικού μέσου, την ισοεστερική θερμότητα προσρόφησης ή εκρόφησης και την εξάρτησή τους από τους παράγοντες που προαναφέρθηκαν. Ο εγγενής συντελεστής απόδοσης, COP, μπορεί να αποδείξει την προαναφερθείσα επίδραση, καθώς αποτελεί το καλύτερο κριτήριο για την αξιολόγηση της απόδοσης του κύκλου, ανεξάρτητα από το σχεδιασμό μιας μηχανής. Οι περισσότεροι συγγραφείς έχουν επιλέξει τις θεωρίες του Polanyi και Dubinin-Radushkevich (DR) ως τις καλύτερες διαθέσιμες θεωρίες για να περιγραφούν οι κύκλοι προσρόφησης. Ωστόσο, σε αυτές τις αναφορές, έγιναν πολλές απλουστεύσεις στις θεωρίες χωρίς να δικαιολογούνται και προτάθηκαν χωρίς ακρίβεια, ως τροποποιημένα μοντέλα. Μια καλύτερη αξιολόγηση δόθηκε από τους Luo et al. , αλλά δεν είναι πολύ σαφής και πολλές λεπτομέρειες έχουν παραμεληθεί στο μοντέλο της. Στο μοντέλο που περιγράφεται από τους Follin et al. , τονίστηκε η μεταβολή της πυκνότητας με τη θερμοκρασία. Εντούτοις, εξακολουθούν να υπάρχουν πολλά προβλήματα. Για παράδειγμα, αν και η θερμοχωρητικότητα της ατμογεννήτριας είναι ένας σημαντικός παράγοντας που επηρεάζει την απόδοση ενός πραγματικού κύκλου προσρόφησης, δεν υπάρχει σχεδόν καμία αξιολόγηση στη βιβλιογραφία μέχρι σήμερα. Επιπλέον, η συνολική επίδραση των διαφόρων παραμέτρων στην απόδοση ενός κύκλου δεν έχει συζητηθεί ποτέ.

2.3.4 Η Δυναμική Θεωρία Polanyi της προσρόφησης και η D-R

Εξίσωση

Σύμφωνα με τη Δυναμική Θεωρία Polanyi, το δυναμικό ϵ είναι παρόν γύρω από την επιφάνεια του προσροφητικού, και το προσροφημένο αέριο υπάρχει σε μια συμπιεσμένη κατάσταση από τις ελκτικές δυνάμεις που ενεργούν στην επιφάνεια (όπου $\epsilon = \epsilon_{\max}$) σε μια ορισμένη απόσταση (όπου $\epsilon = 0$) στον περιβάλλοντα χώρο. Στην περίπτωση αυτή, το προσροφημένο υλικό υπάρχει σε συμπιεσμένη κατάσταση, και η πυκνότητά του δεν είναι σταθερή, γίνεται μέγιστη στη στερεά επιφάνεια και ελάχιστη όταν $\epsilon = 0$. Προτάθηκε από τον Polanyi ότι η δυνατότητα προσρόφησης, ϵ , μπορεί να παρασταθεί από την εξίσωση του έργου ισοθερμοκρασιακής συμπίεσης, δηλαδή :

$$\epsilon = RT \ln(P_2/P_1) \quad (1)$$

όπου P_2 είναι η πίεση του συμπιεσμένου προϊόντος προσρόφησης σε μια ισοδυναμική επιφάνεια, η οποία ισούται με την πίεση κορεσμού στη θερμοκρασία T , P_1 είναι η πίεση ισορροπίας του προσροφημένου ατμού, που αντιστοιχεί σε θερμοκρασία T_{sat} που είναι η θερμοκρασία υγρού στον ατμοποιητή ή συμπυκνωτή

και T είναι η θερμοκρασία της προσροφητικής τράπεζας. Η πίεση P2 είναι μια ποσότητα που εξαρτάται από την θερμοκρασία T και ως εκ τούτου, το ε αποτελεί μια συνάρτηση των P1 και T, για μια συγκεκριμένη προσρόφηση (όπου R είναι σταθερό), δηλαδή:

$$\varepsilon(T, P1) = RT \ln(P2/P1) \quad (2)$$

Σύμφωνα με τη θεωρία Dubinin-Radushkevich, ο όγκος V που καταλαμβάνεται από τον προσροφητή σχετίζεται με τον όγκο του συνόλου πόρων V0 και το ε από την ακόλουθη σχέση:

$$V = V0 \exp[-(B/\beta^2) \varepsilon^2] \quad (3)$$

όπου β είναι ο συντελεστής συνάφειας, που λαμβάνεται ως ο λόγος του γραμμομοριακού όγκου του προϊόντος προσρόφησης σε μία θερμοκρασία T προς εκείνη ενός αερίου αναφοράς (συνήθως βενζόλιο) στην ίδια θερμοκρασία. Είναι μια ποσότητα που εξαρτάται από τον προσροφητή μόνο. Η παράμετρος B είναι μια συνάρτηση της μικροδομής του προσροφητικού υλικού. Η δε τιμή του B, μειώνεται, όσο αυξάνεται η μικροδομή του προσροφητικού υλικού. Αντικαθιστώντας την εξίσωση (2) στην εξίσωση (3) προκύπτει:

$$V = V0 \exp[-(B/\beta^2)(RT \ln(P2/P1))^2] \quad (4)$$

Από την εξίσωση (4) μπορεί να βρεθεί ότι ο όγκος V ισοδυναμεί με τον όγκο V0, όταν η πίεση P2 ισούται με την πίεση P1. Ωστόσο, ο περιορισμένος όγκος είναι δύσκολο να επιτευχθεί για συμπυκνωμένη προσρόφηση. Μια τροποποίηση είναι το αποτέλεσμα από την αύξηση της πίεσης. Η υψηλή πίεση θα κάνει τη διάδοση και διείσδυση της προσρόφησης μέσω προσροφητικού, περισσότερο εύκολη. Έτσι, μπορούμε να υποθέσουμε ότι ο όγκος V0, ποικίλλει ανάλογα με την πίεση του αερίου P1. Στη συνέχεια, μπορούμε να πάρουμε:

$$V(T, P1) = V0(P1) \exp[-(B/\beta^2)(RT \ln(P2/P1))^2] \quad (5)$$

Επίσης, ο συσχετισμός μεταξύ θερμοκρασίας και πίεσης στην περίπτωση της κεκορεσμένης προσρόφησης μπορεί να αναπαρασταθεί από την εξίσωση Clausius-Clapeyron:

$$\ln P = A - (C/T) \quad (6)$$

όπου A και C εξαρτώνται από τον προσροφητή.

Αντικαθιστώντας στην εξίσωση (5) προκύπτει η παρακάτω μορφή της εξίσωσης D-R:

$$V(T, Tsat) = V0(Tsat) \exp[-(B/\beta^2)(RC(T/Tsat) - RC)^2] \quad (7)$$

Επίσης, εισάγοντας την πυκνότητα ρ(T) στην εξίσωση D-R, η μάζα που προσροφάται M(T, Tsat) γίνεται:

$$M(T, Tsat) = M0(Tsat) \exp[-(B/\beta^2)(RC(T/Tsat) - RC)^2] \quad (8)$$

Όπου το $M_0(T_{sat})$ ισούται με $V_0(T_{sat})\rho(T_{sat})$, διότι $\rho(T)$ είναι σταθερή, καθώς $\rho(T_{sat})$ αναπτύσσεται γύρω από την επιφάνεια του προσροφητικού όταν η T ισούται με T_{sat} . Ωστόσο, αυτό δεν είναι σωστό για το $M(T, T_{sat})$ λόγω της μεταβολής της πυκνότητας με τη θερμοκρασία. Η εξίσωση (3) βασίζεται στη μορφή της κατανομής Gauss. Για να καταστεί δυνατή η καλύτερη προσαρμογή ορισμένων χαρακτηριστικών του προσροφητικού, η επέκταση της εξίσωσης εισάγεται ως εξίσωση (9), η οποία εισάγει ένα μεταβλητό δείκτη, n , αντί του 2:

$$M(T, T_{sat}) = M_0(T_{sat}) \exp[-(B/\beta^2)(RC(T/T_{sat}) - RC)^n] \quad (9)$$

Εισάγοντας την αναλογία μάζας χ της προσροφημένης μάζας προς τη μάζα του προσροφητή στην εξίσωση και γράφοντας σε απλοποιημένη μορφή την εξίσωση (9), έχουμε:

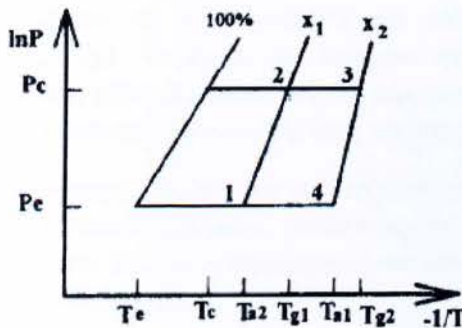
$$\chi(T, T_{sat}) = \chi_0(T_{sat}) \exp[-k((T/T_{sat}) - 1)^n] \quad (10)$$

όπου k αντιπροσωπεύει την τιμή του όρου $(B/\beta^2)(RC)^n$, που καθορίζεται από τα χαρακτηριστικά του προσροφητικού υλικού και του εργαζόμενου ρευστού που είναι ανεξάρτητα από τη θερμοκρασία.

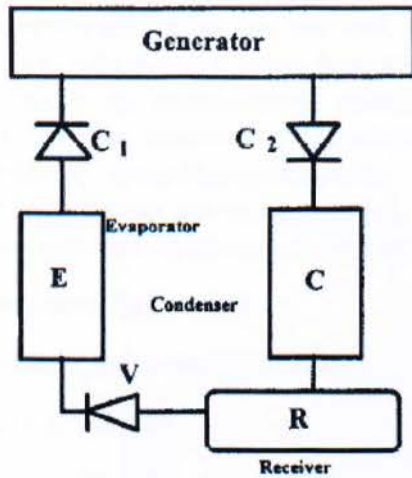
2.4 Θερμοδυναμική Ανάλυση ενός Βασικού Κύκλου

Προσρόφησης

Ένας βασικός κύκλος προσρόφησης αποτελείται από τέσσερις διεργασίες στην ατμογεννήτρια και από μία στον ατμοποιητή και στον συμπυκνωτή. Είναι χρήσιμο οι διεργασίες αυτές να αναπαρασταθούν σε ένα διάγραμμα P-T-m όπως φαίνεται στο σχήμα 2.4.1 και σε ένα σχηματικό διάγραμμα όπως φαίνεται στο σχήμα 2.4.2.



Σχήμα 2.4.1: P-T-m διάγραμμα για τον κύκλο προσρόφησης.



Σχήμα 2.4.2: Σχηματική αναπαράσταση του συστήματος προσρόφησης-εκρόφησης.

Οι διεργασίες είναι οι ακόλουθες:

Διεργασία 1-2: Η ατμογεννήτρια, πλούσια σε προσροφημένο ψυκτικό, θερμαίνεται από μια αρχική θερμοκρασία περιβάλλοντος, T_{a2} , σε μία θερμοκρασία T_{g1} , και σε μία πίεση, P_c . Το επίπεδο της πίεσης, P_c , προσδιορίζεται από την θερμοκρασία συμπύκνωσης. Σε αυτή τη διεργασία θεωρείται ως δεδομένο ότι:

1. Δεν γίνεται εκρόφηση έως ότου η πίεση συμπύκνωσης να έχει επιτευχθεί.
2. Η θέρμανση της ατμογεννήτριας θεωρείται ότι είναι μια ισογική διεργασία.
3. Η αισθητή θερμότητα στο αέριο προσρόφησης που περιέχεται εντός του όγκου της ατμογεννήτριας είναι αμελητέα.

Διεργασία 2-3: Το ψυκτικό εκροφάται σε σταθερή πίεση, P_c , ενώ παράλληλα θερμαίνεται η ατμογεννήτρια και η θερμοκρασία του αυξάνεται στη μέγιστη θερμοκρασία εκρόφησης, T_{g2} . Θεωρείται ως δεδομένο ότι το ψυκτικό αέριο εισέρχεται στον συμπυκνωτή μόλις εκροφάται από την ατμογεννήτρια, δηλαδή χωρίς η ψύξη του αερίου να πραγματοποιείται εντός της ίδιας της ατμογεννήτριας.

Διεργασία 3-4: Η ατμογεννήτρια, έχοντας μια ασθενή συγκέντρωση του ψυκτικού, ψύχεται σε μία σταθερή προσροφημένη μάζα, μειώνοντας έτσι την πίεση του ατμού από την πίεση P_c , στην πίεση P_e , ενώ η θερμοκρασία του φθάνει τη θερμοκρασία, T_{a1} . Είναι παρόμοια με τη διεργασία 1-2.

Διεργασία 4-1: Η ατμογεννήτρια αρχίζει να προσροφά το ψυκτικό αέριο που παρέχεται από τη διεργασία της ατμοποίησης του ψυκτικού μέσα στον ατμοποιητή σε μία σταθερή πίεση, P_e , ενώ η ατμογεννήτρια ψύχεται συνεχώς από την θερμοκρασία,

Ta1, μέχρι η κατάσταση 1 να επιτευχθεί και πάλι. Μέσα στο συμπυκνωτή, το εκροφημένο από την ατμογεννήτρια, αέριο του ψυκτικού, συμπυκνώνεται σε μία σταθερή πίεση, Pc. Θεωρείται δεδομένο ότι η αρχική θερμοκρασία του εκροφημένου αερίου είναι η ίδια με εκείνη της προσροφητικής τράπεζας. Ένας δέκτης, μία στραγγαλιστική βαλβίδα και ένας ατμοποιητής θεωρούνται ως ένα ολόκληρο υποσύστημα του συστήματος προσρόφησης-εκρόφησης. Μέσα σε αυτό το υποσύστημα, το ψυκτικό υγρό ψύχεται από τη θερμοκρασία, Tc, στη θερμοκρασία, Te, και έπειτα ατμοποιείται μέσα στον ατμοποιητή σε μία σταθερή πίεση, Pe.

Υπολογισμός των θερμοκρασιών Tg1 και Ta1

Σύμφωνα με την υπόθεση, διαμορφώνονται οι εξισώσεις:

$$\chi(T_{g1}, T_c) = \chi(T_{a2}, T_2) \quad (11)$$

$$\chi(T_{g2}, T_c) = \chi(T_{a1}, T_2) \quad (12)$$

και αντικαθιστώντας την εξίσωση (10) στις εξισώσεις (11) και (12), έχουμε τις εξισώσεις:

$$T_{g1} = T_c \left[1 + \sqrt{\left(\frac{T_{a2}}{T_c} - 1 \right)^n - \frac{1}{k} \ln \frac{x_0(T_c)}{x_0(T_2)}} \right] \quad (13)$$

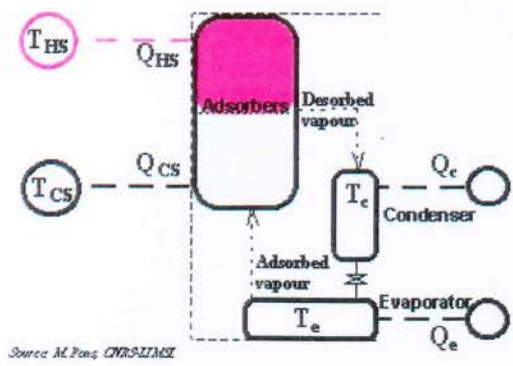
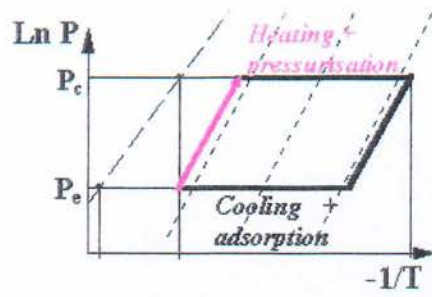
$$T_{a1} = T_c \left[1 + \sqrt{\left(\frac{T_{g2}}{T_c} - 1 \right)^n - \frac{1}{k} \ln \frac{x_0(T_c)}{x_0(T_2)}} \right] \quad (14)$$

Εάν αντικατασταθεί η εξίσωση (6), στις εξισώσεις (13) και (14), οι γραμμές των διεργασιών (1-2) και (3-4) στο (P-T-m) διάγραμμα (το οποίο παρουσιάζει τη σχέση των P και T για τις 2 ισόογκες διεργασίες), μπορούν να αναπαρασταθούν από τις ακόλουθες εξισώσεις:

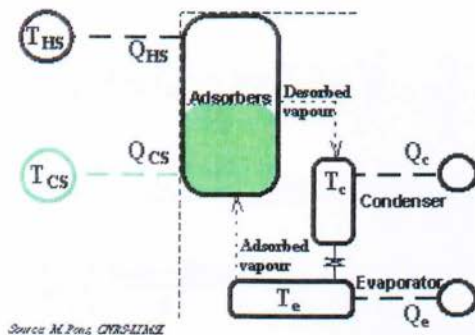
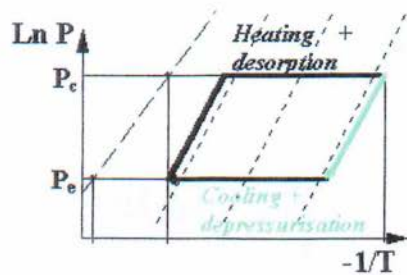
$$T_{12}(P) = \frac{C}{A - \ln P} \left[1 + \sqrt{\left(\frac{T_{a2}}{C/(A - \ln P)} - 1 \right)^n - \frac{1}{k} \ln \frac{x_0(T_c)}{x_0(C/(A - \ln P))}} \right] \quad (15)$$

$$T_{34}(P) = \frac{C}{A - \ln P} \left[1 + \sqrt{\left(\frac{T_{g2}}{C/(A - \ln P)} - 1 \right)^n - \frac{1}{k} \ln \frac{x_0(T_c)}{x_0(C/(A - \ln P))}} \right] \quad (16)$$

Εδώ, η συνάρτηση του χ_0 , ως προς την πίεση P του συστήματος ή της θερμοκρασίας Tsat, λαμβάνεται από πειράματα και διαφέρει για διαφορετικά είδη ζευγών προσροφητικού-προσροφητή (ψυκτικού).



Σχήμα 2.4.3 : Μεταβολή 1-2.



Σχήμα 2.4.4 : Μεταβολή 3-4 (Μεταβολή 5-6).

Υπολογισμός της λανθάνουσας θερμότητας προσρόφησης ή απομάκρυνσης

Η λανθάνουσα θερμότητα της προσρόφησης μπορεί να γραφτεί, h_a και της απομάκρυνσης, h_d . Αποτελεί την ενέργεια που απελευθερώνεται σε μια διεργασία προσρόφησης ή απομάκρυνσης αντίστοιχα. Μπορεί να βρεθεί από την εξίσωση Clausius-Clapeyron:

$$\left[\frac{d}{dt} (\ln P) \right]_{T = \text{const}} = \frac{h}{RT^2}, \quad (17)$$

όπου:

P , είναι η πίεση της προσροφητικής τράπεζας

R , είναι η σταθερά των αερίων για το ψυκτικό μέσο και

T , είναι η θερμοκρασία της προσροφητικής τράπεζας.

Είναι προφανές ότι το h είναι μια συνάρτηση των T και P . Το h ορίζεται ως η απαραίτητη θερμότητα για την απομάκρυνση ή την προσρόφηση μιας μονάδας μάζας του ψυκτικού μέσου.

Από την εξίσωση (10) έχουμε :

$$\frac{1}{T_{\text{sat}}} = \frac{1}{T} \left[\left(\frac{\ln x_0(T_{\text{sat}}) - \ln x(T, T_{\text{sat}})}{k} \right)^{\frac{1}{n}} + 1 \right]. \quad (18)$$

Ανακαλώντας τις εξισώσεις (6) και (17), μπορούμε να επιτύχουμε μία έκφραση για το $\ln P$, ως εξίσωση (19) :

$$\ln P = A - \frac{C}{T} \left[\left(\frac{\ln x_0(T_{\text{sat}}) - \ln x(T, T_{\text{sat}})}{k} \right)^{\frac{1}{n}} + 1 \right] \quad (19)$$

Όταν το x παραμένει σταθερό, η εξίσωση (19) διαφοροποιείται και γίνεται :

$$\left[\frac{d(\ln P)}{dT} \right]_{x = \text{const}} = \frac{C}{T^2} \left[\left(\frac{\ln x_0 - \ln x}{k} \right)^{\frac{1}{n}} + 1 \right] = \frac{C}{T_{\text{sat}} \cdot T} \quad (20)$$

Έτσι, η λανθάνουσα θερμότητα της προσρόφησης (h_a) είναι η :

$$h_a(T, T_c) = RC(T/T_c) \quad (21)$$

και η αντίστοιχη της απομάκρυνσης (h_d) είναι η :

$$h_d(T, T_c) = -RC(T/T_c) \quad (22)$$

Εδώ, το αρνητικό πρόσημο δηλώνει ότι η προσρόφηση και η απομάκρυνση, είναι δύο αντίθετες διεργασίες. Επομένως, οι συνολικές θερμότητες της προσρόφησης και της απομάκρυνσης γίνονται αντιστοίχως :

$$H_a = \int_{T_{s1}}^{T_{s2}} h_a m_1 \frac{\partial x(T, T_c)}{\partial T} dT \quad (23)$$

$$H_d = \int_{T_{s1}}^{T_{s2}} h_d m_1 \frac{\partial x(T, T_c)}{\partial T} dT \quad (24)$$

Όπου η μάζα, m_1 , είναι η μάζα του προσροφητή.

Υπολογισμός της αισθητής θερμότητας

Η αισθητή θερμότητα του προσροφητικού, δίνεται από τη σχέση:

$$Q_1 = \int_{T_{a2}}^{T_{g2}} c_1(T) m_1 dT, \quad (25)$$

όπου, $c_1(T)$ είναι η ειδική θερμότητα που μεταβάλλεται ανάλογα με τη θερμοκρασία και m_1 είναι η μάζα του προσροφητικού. Ο όρος, $c_1(T)m_1$, αναπαριστά την θερμοχωρητικότητα του προσροφητικού.

Η αισθητή θερμότητα της ατιμογεννήτριας, δίνεται από τη σχέση:

$$Q_2 = \int_{T_{a2}}^{T_{g2}} c_2(T) m_2 dT, \quad (26)$$

όπου, $c_2(T)$ και m_2 , αναπαριστούν την ειδική θερμότητα και τη μάζα της ατιμογεννήτριας, αντίστοιχα. Ο όρος, $c_2(T)m_2$, αναπαριστά την θερμοχωρητικότητα της μάζας της ατιμογεννήτριας.

Κατά την διεργασία της θέρμανσης, η έκφραση για την ειδική θερμότητα του ψυκτικού υγρού, Q_{d3} , δίνεται από τη σχέση:

$$Q_{d3} = \int_{T_{a2}}^{T_{g1}} M_1 x_1 c_{v3}(T) dT + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} m_1 c_{p3}(T) x(T, T_g) dT, \quad (27)$$

όπου, $c_{v3}(T)$, είναι η ειδική θερμότητα του ψυκτικού υγρού υπό σταθερό όγκο, $c_{p3}(T)$, είναι η ειδική θερμότητα του ψυκτικού υγρού υπό σταθερή πίεση και $\chi_1 = \chi(T_{a2}, T_g)$.

Ομοίως, κατά την διεργασία της ψύξης, ισχύει ότι:

$$Q_{d3} = \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} m_1 x_2 c_{v3}(T) dT - \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} (T_g - T) c_{pg}(T) \frac{\partial x(T, T_g)}{\partial T} dT + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} m_1 c_{p3}(T) (T_{a2} - T) \frac{\partial x(T, T_g)}{\partial T} dT, \quad (28)$$

όπου, $c_{pg3}(T)$, είναι η ειδική θερμότητα του ψυκτικού αερίου υπό σταθερή πίεση και $\chi_2 = \chi(T_{g2}, T_c)$.

Υπολογισμός της ψυκτικής ή θερμαντικής ικανότητας της αντλίας που παρέχεται από τον κύκλο της μονάδας

Η δυναμικότητα ψύξης ή θέρμανσης της αντλίας καθορίζεται κυρίως από τη θερμότητα που ανταλλάσσεται στον ατμοποιητή (εδώ αναφέρεται το προαναφερθέν υποσύστημα) ή στο συμπυκνωτή, δηλαδή:

$$Q_4 = m_1(x_2 - x_2)L_3(T_2) + \int_{T_c}^{T_2} m_1 c_{v13}(T)(x_1 - x_2) dT \quad (29)$$

$$Q_3 = \int_{T_{c2}}^{T_{c1}} m_1 c_{p13}(T)(T_c - T) \frac{\partial x(T, T_c)}{\partial T} dT + m_1(x_1 - x_2)L_3(T_c), \quad (30)$$

όπου, $L_3(T)$, είναι η λανθάνουσα θερμότητα του ψυκτικού μέσου που εξαρτάται από τη θερμοκρασία και $c_{v13}(T)$, είναι η ειδική θερμότητα του ψυκτικού κεκορεσμένου υγρού υπό σταθερό όγκο.

Σύμφωνα με το ποσό της συναλλασσόμενης θερμότητας στον ατμοποιητή, η ψυκτική ικανότητα, δίνεται από τη σχέση:

$$Q_{ref}=Q_4 . \quad (31)$$

Η θερμική ικανότητα άντλησης, δίνεται αντίστοιχα, από τη σχέση:

$$Q_{pump}= Q_1+ Q_2+ Q_{d3}+ H_a+ Q_5 . \quad (32)$$

Υπολογισμός των εσωτερικών συντελεστών συμπεριφοράς, COP και COA

Συνοψίζοντας τις προαναφερθείσες αναλύσεις, τα COP και COA δίνονται από τις εξής σχέσεις, αντίστοιχα:

$$COP = \frac{Q_{ref}}{Q_1 + Q_2 + Q_{d3} + H_d} \quad (33)$$

$$COA = \frac{Q_{pump}}{Q_1 + Q_2 + Q_{d3} + H_d} \quad (34)$$

3.ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΜΕΘΟΔΩΝ ΨΥΞΗΣ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗΣ ΚΑΙ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ

3.1 Συγκριτικά Στοιχεία και Διαφορές

Η ενότητα αυτή θα επικεντρωθεί στα θετικά και αρνητικά στοιχεία που εμπεριέχουν οι δύο μέθοδοι ψύξης και στο εύρος των διαφόρων εφαρμογών τους. Οι δύο αυτές μέθοδοι έχουν κοινή βάση αρχών αλλά οι διαφορές τους είναι αρκετές. Επομένως, με βάση την ακόλουθη σύγκρισή τους, θα γίνουν αργότερα κατανοητά, τα κριτήρια εκείνα, με τα οποία, θα μπορεί να γίνει η πλέον ενδεδειγμένη επιλογή διάταξης κάθε φορά.

Έχουμε λοιπόν τα εξής δεδομένα:

- Μια κύρια διαφορά τους αποτελεί η αρχή λειτουργίας τους. Η επιθυμητή διαφορά πίεσης επιτυγχάνεται με τον ίδιο τρόπο και στις δύο μεθόδους (με μια τρίτη ουσία). Στην μεν απορρόφηση όμως, η ουσία αυτή, διαλύεται μέσα στον διαλύτη (απορροφητικό) (π.χ. το γάλα μέσα στον καφέ), στη δε προσρόφηση, η ουσία μετακινείται μέσα στον προσροφητή (π.χ. το νερό μέσα στο σφουγγάρι).
- Η αρχική φάση και των δύο ουσιών στην απορρόφηση είναι η υγρή, ενώ στην προσρόφηση, η μία ουσία (προσροφητής) είναι σε στερεή φάση.
- Η απαιτούμενη πηγή θερμότητας για την λειτουργία του κύκλου απορρόφησης είναι πάνω από (100-200°C) ενώ στην προσρόφηση, η αντίστοιχη πηγή θερμότητας είναι πάνω από 50°C.
- Σαν επακόλουθο της παραπάνω διαφοράς τους, προκύπτει ότι το αρχικό κόστος κτίσης μιας απορροφητικής μηχανής με χρήση ηλιακών συλλεκτών, είναι πολύ μεγαλύτερο συγκριτικά με μιας προσροφητικής. Ο κύκλος απορρόφησης σχεδόν αδυνατεί να λειτουργήσει με τη χρήση απλών επίπεδων ηλιακών συλλεκτών και ως εκ τούτου λειτουργεί με την χρήση συγκεντρωτικών.
- Όσον αφορά το άνω όριο λειτουργίας τους, η απόδοση των απορροφητικών μηχανών, είναι ανάλογη με τη θερμοκρασία εισόδου σε αυτές. Στις προσροφητικές μηχανές όμως, είναι ανάλογη έως ένα όριο, γιατί μετέπειτα με την αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου σε αυτές, εμφανίζονται μη αντιστρεπτά και μάλιστα καταστροφικά προβλήματα, τα οποία βέβαια έχουν να κάνουν και με το ζεύγος προσροφητικού-προσροφητή. Σαν παράδειγμα, στον ψυκτικό κύκλο Ενεργού άνθρακα-Μεθανόλης, όταν η θερμοκρασία εισόδου ξεπεράσει τους 120°C, η μεθανόλη μετατρέπεται σε μεθυλ-αιθέρα κ.τλ. και ως εκ τούτου το ψυκτικό

καταστρέφεται. Σαν αποτέλεσμα, δημιουργούνται βλαβερές για τον άνθρωπο και τους επιμέρους μηχανισμούς, ουσίες.

- Οι απορροφητικές μηχανές καταναλώνουν ένα πολύ μικρό ποσό ηλεκτρικής ενέργειας για τις αντλίες κυκλοφορίας των διαλυμάτων. Οι προσροφητικές από την άλλη πλευρά, δεν καταναλώνουν καθόλου ηλεκτρική ενέργεια.
- Οι θερμοκρασιακές διαφορές στις προσροφητικές μηχανές, μπορούν να είναι μεγαλύτερες εν συγκρίσει με τις αντίστοιχες, στις απορροφητικές.
- Οι απορροφητικές μηχανές έχουν πολύ μικρότερο κόστος κτήσης και συνήθως, μεγαλύτερο λειτουργικό. Στις προσροφητικές, ισχύει το αντίθετο.
- Οι απορροφητικές μηχανές παρουσιάζουν αρκετά μεγαλύτερο συντελεστή συμπεριφοράς (0,6), έναντι των αντίστοιχων απλών προσροφητικών (0,1). Ως εκ τούτου, στο εμπόριο, προς το παρόν, συναντώνται πιο εύκολα οι απορροφητικές.
- Οι όποιες διακυμάνσεις της θερμοκρασίας εισόδου, επηρεάζουν πιο εύκολα τις απορροφητικές μηχανές εν συγκρίσει με τις προσροφητικές. Ως εκ τούτου, επιβάλλεται πιο αυστηρός έλεγχος, στις διάφορες ρυθμίσεις, όπως και στην τήρηση των πιέσεων λειτουργίας των συσκευών τους.
- Η κατανόηση των κύκλων και των διεργασιών, παρουσιάζει ορισμένες δυσκολίες και στις δύο μεθόδους ψύξης. Με απώτερο σκοπό, τη σχεδόν μηδενική ανάγκη, κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας, εξετάζεται και στους δύο κύκλους, η δυνατότητα συνεισφοράς (εισόδου) ενέργειας από τις Α.Π.Ε. καθώς επίσης και από κατάλληλες πηγές, που αποβάλλουν θερμότητα. Ως εκ τούτου, η δραστηριοποίησή τους, επιβάλλεται σε τεχνολογικά και βιομηχανικά αναπτυσσόμενες χώρες, σε περιοχές όπου η κάλυψή τους από το ηλεκτρικό δίκτυο, κρίνεται ανεπαρκής, όπως επίσης και σε αρκετά ρυπογόνες περιοχές (π.χ. μεγάλα αστικά κέντρα), όπου η περαιτέρω αύξηση των ρύπων κρίνεται επικίνδυνη. Και οι δύο τύποι μηχανών, κατασκευάζονται και χρησιμοποιούνται εύκολα και απλά, δεν απαιτούν ιδιαίτερη συντήρηση και η παραγωγή τους, γίνεται εύκολα και μαζικά. Τέλος και πιο σημαντικό, κρίνεται το γεγονός ότι η εκπομπή διοξειδίου του άνθρακα, CO₂, όπως επίσης ενώσεων αζώτου και άλλων βλαβερών ουσιών, είναι μηδενική, ενώ και το εργαζόμενο μέσο τους, είναι φιλικό προς το περιβάλλον.

4.ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΗ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΡΟΦΗΣΗΣ

4.1 Ανάλυση του 2^{ου} Θερμοδυναμικού Νόμου

4.1.1 Περίληψη

Ως μια συνέπεια της σταδιακής κατάργησης των CFCs, τα συστήματα ρόφησης φαίνεται να είναι οι ιδανικοί υποψήφιοι για την αντικατάσταση των συστημάτων συμπίεσης του ατμού. Μεταξύ των συστημάτων ρόφησης υπάρχει η επιλογή μεταξύ αρκετών συστημάτων, όπως είναι η υγρή απορρόφηση, η στερεά προσρόφηση και οι αντλίες θερμότητας χημικής αντίδρασης. Ωστόσο, μέχρι στιγμής, έχουν διεξαχθεί λίγες συγκριτικές μελέτες μεταξύ αυτών των συστημάτων. Σκοπός της συγκεκριμένης ενότητας, είναι η παρουσίαση, εκείνης της μελέτης, που θα βασίζεται επάνω, σε μία ανάλυση του συνδυασμού, του 1^{ου} και του 2^{ου} Θερμοδυναμικού Νόμου των διαφορετικών κύκλων. Οι διεργασίες απλής παραγωγής εντροπίας, εξηγούν γιατί οι βασικοί κύκλοι, για αυτά τα συστήματα, αποδίδουν πολύ λιγότερο, από τον βαθμό απόδοσης του Carnot. Έχει επίσης εξεταστεί, η δυνατότητα της λειτουργίας αναγεννητικών κύκλων, με εσωτερική ανάκτηση θερμότητας και υψηλότερες αποδόσεις. Για τον προσδιορισμό του λόγου της μείωσης του συντελεστή συμπεριφοράς, COP, σε αυτά τα συστήματα, έχουν διεξαχθεί διαφορετικές μελέτες παραγωγής εντροπίας, όπως είναι, η θερμική σύζευξη (εξωτερική/εσωτερική) και άλλες μη αναστρέψιμες διεργασίες. Έχει διαπιστωθεί ότι οι θερμικές αναντιστρεψιμότητες της θερμικής σύζευξης σε συστήματα στερεάς ρόφησης και άλλες εσωτερικές αναντιστρεψιμότητες σε συστήματα υγρής ρόφησης με λύση εναλλάκτη θερμότητας, δεσπόζουν στην πραγματική υποβάθμιση του συντελεστή απόδοσης, COP, σε σχέση με τον αναστρέψιμο συντελεστή απόδοσης, COP, του Carnot.

4.1.2 Εισαγωγή

Τα συμβατικά συστήματα συμπίεσης ατμού, ψύξης και αντλίας θερμότητας, χρησιμοποιώντας CFCs, είναι προς το παρόν υπό αμφισβήτηση, όχι μόνο επειδή καταναλώνουν υψηλότερης ποιότητας ενέργεια και περιλαμβάνουν κινούμενα μέρη (δηλαδή, το συμπιεστή) αλλά επίσης, συμβάλλουν στην καταστροφή της στοιβάδας του Οζοντος και στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Εναλλακτικές επιλογές ψύξης,

βασισμένες σε στερεά και υγρά συστήματα ρόφησης, διερευνώνται παγκοσμίως. Η διαδικασία της ρόφησης περιλαμβάνει την ατμοποιημένη ουσία (το σορβικό) και το υλικό απορρόφησης (το προσροφητικό). Η υγρή απορρόφηση αφορά τη ρόφηση του ψυκτικού από ένα υγρό, ενώ η στερεά ρόφηση αφορά τη ρόφηση του ψυκτικού από ένα στερεό. Στην τελευταία περίπτωση, εάν το ψυκτικό απορροφάται επάνω στην επιφάνεια του προσροφητικού, τότε χρησιμοποιείται ο όρος "προσρόφηση ψύξης". Εάν το ψυκτικό αντιδρά χημικά με το στερεό, οδηγώντας σε άλλα χημικά είδη, τότε χρησιμοποιείται ο όρος "χημική αντίδραση". Η ισορροπία προσρόφησης έχει δύο μεταβλητές, ενώ η ισορροπία χημικής αντίδρασης (συμπεριλαμβανομένων και των μεταλλικών υδριδίων), έχει μία μεταβλητή. Τα συστήματα υγρής ρόφησης που είναι βασισμένα στην απορρόφηση του όγκου, έχουν δύο μεταβλητές σε συνθήκες ισορροπίας.

4.1.3 Ονοματολογία

COP: συντελεστής συμπεριφοράς

ΔH : μεταβολή ενθαλπίας του μετασχηματισμού, (J/kg)

N: αριθμός παραγωγής εντροπίας

P: πίεση, (Pa)

Q: θερμικό φορτίο, (kJ)

R: σταθερά ιδανικού (τέλειου) αερίου, (J/mol K)

S: εντροπία, (J/K)

ΔiS : συνολική παραγωγή εντροπίας του συστήματος, (J/K)

dS: μεταβολή εντροπίας, (J/K)

deS: ροές εντροπίας, (J/K)

diS: παραγωγή εντροπίας σε κύκλο, (J/K)

t: χρόνος, (sec)

T: θερμοκρασία, (K)

\dot{T} : εντροπική μέση θερμοκρασία, (K)

W: έργο εισόδου, (J)

χ : συγκέντρωση διαλύματος

Δείκτες

a: απορροφητής/προσροφητής

c: συμπυκνωτής

C: Carnot

e: ατμοποιητής

reg: γεννήτρια, αναγεννητής

i: είσοδος/αρχικός

f: έξοδος/τελικός

p: αντλία

R: αντιστρεπτός

TC: θερμική σύζευξη

HR: ανάκτηση θερμότητας

OT: άλλος

irr: μη αντιστρεπτός

Εκθέτες

int: εσωτερικός

ext: εξωτερικός

o: αναφορά

Συντομογραφίες

LVAB: υγρό απορρόφησης ατμών

SVAD: στερεό προσρόφησης ατμών

CHP: χημική αντλία θερμότητας

IHR: εσωτερική ανάκτηση θερμότητας

4.1.4 Ταξινόμηση των Συστημάτων Ρόφησης

Ένας μεγάλος αριθμός από σορβικά/προσοροφητικά ζεύγη για αυτά τα συστήματα ρόφησης, έχει ήδη προταθεί και αναλυθεί στην βιβλιογραφία. Τα συνήθη ζεύγη, που χρησιμοποιούνται, είναι τα εξής:

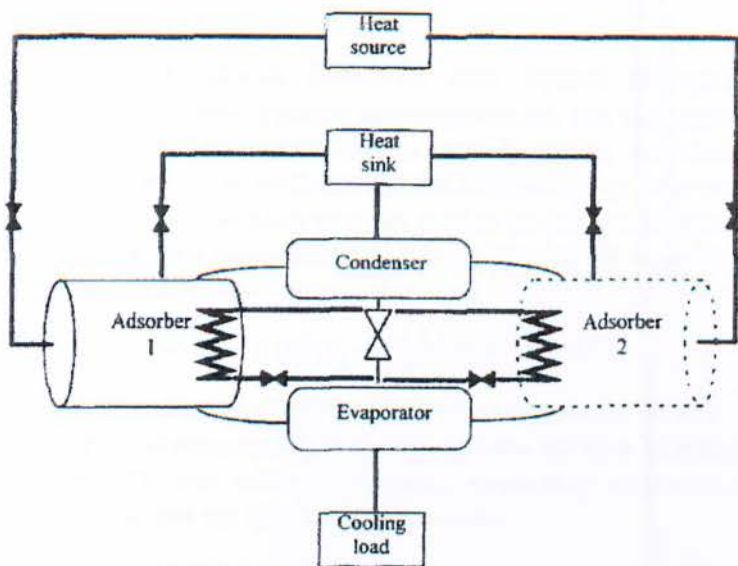
- Στερεά Προσρόφηση Ατμών (SVAD): Ζεόλιθος/Νερό, Ενεργός Άνθρακας/Μεθανόλη και Ενεργός Άνθρακας/Αμμωνία
- Υγρή Απορρόφηση Ατμών (LVAB): LiBr/Νερό και Νερό/Αμμωνία
- Στερεά Απορρόφηση, μέσω χημικής αντλίας θερμότητας (CHP): Χλωριούχα/Αμμωνία και Μεταλλικά Υδρίδια/Υδρογόνο

Ενόψει της σχετικής αποδοτικότητας αυτών των συστημάτων, η ψυκτική τους ικανότητα, μπορεί να συγκριθεί υπό τις ίδιες βασικές συνθήκες. Ο σκοπός της συγκεκριμένης ενότητας, είναι να μελετηθεί ο συγκριτικός συντελεστής συμπεριφοράς, COP, που επιτυγχάνεται με αυτά τα συστήματα και η βαθύτερη αιτία της υποβάθμισής του, σε σύγκριση με τον ιδανικό συντελεστή απόδοσης του Carnot. Ο προσδιορισμός των πιθανών κύκλων και των εργαζόμενων ρευστών, για αυτά τα συστήματα ρόφησης, έχει προηγουμένως δημιουργηθεί, χρησιμοποιώντας την ανάλυση του 1^{ου} Θερμοδυναμικού Νόμου, για να προβλεφθεί η απόδοση του κύκλου, ενώ τα αποτελέσματα του 2^{ου} Θερμοδυναμικού Νόμου, λαμβάνονται υπόψη, μόνο έμμεσα, μέσω της εκτεταμένης χρήσης των ιδιοτήτων των ρευστών. Η εκτίμηση της αναντιστρεψιμότητας που συνδέεται με αυτά τα συστήματα και τα συστατικά τους, έχει ήδη μερικώς αναφερθεί στην βιβλιογραφία, στην βάση παραγωγής της εντροπίας ή της ανάλυσης της εξέργειας και της διαθεσιμότητας, από προηγούμενους ερευνητές. Στην παρούσα μελέτη, οι ερευνητές έχουν υιοθετήσει μια πιο γενική προσέγγιση, που βασίζεται επάνω στον συνδυασμό του 1^{ου} και του 2^{ου} Νόμου, για να προσδιοριστούν τα αποτελέσματα των διαφόρων αναντιστρεψιμοτήτων, στο συνολικό σύστημα του συντελεστή συμπεριφοράς, COP, που εκφράζεται με όρους δημιουργίας εντροπίας και συνδέεται με μη αναστρέψιμες διεργασίες. Η έννοια των βαθμών εντροπίας είχε εισαχθεί από τον Bejan για την μη αναντιστρεψιμότητα της μεταφοράς θερμότητας και μάζας. Τα συγκριτικά στοιχεία της απόδοσης, για την στερεά προσρόφηση, την χημική αντίδραση και την υγρή απορρόφηση μέσω της χρήσης συστημάτων αντλίας θερμότητας, παρουσιάζεται για μια συνηθισμένη παραγωγή θερμοκρασίας των 3°C και θερμοκρασία ψήκτρας των 40°C, ενώ η θερμοκρασία αναγέννησης βελτιστοποιείται για κάθε σύστημα και έχει βρεθεί να είναι διαφορετική για κάθε περίπτωση. Τελικά, αναλύονται τα αριθμητικά αποτελέσματα.

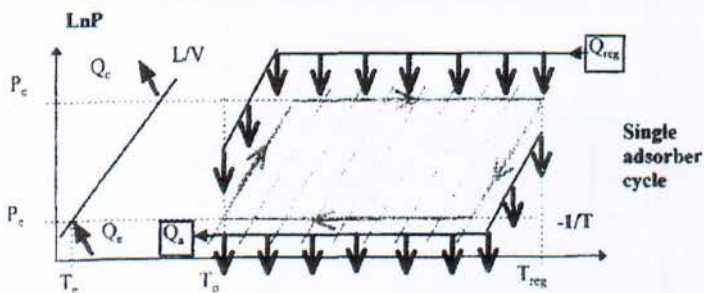
4.1.5 Περιγραφή Συστημάτων Αντλιών Μεταφοράς Θερμότητας

Αντλία προσρόφησης θερμότητας

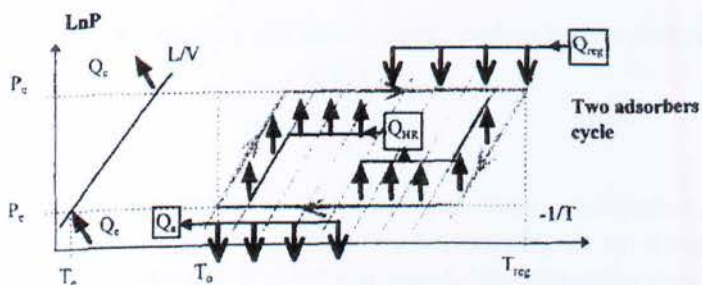
Στο σχήμα 4.1.5.α φαίνεται η στερεά προσρόφηση με αντλία θερμότητας (ή ψύκτη), που αποτελείται από τον ατμοποιητή, το συμπυκνωτή και τον προροφητή/αναγεννητή. Το εργαζόμενο ρευστό ρέει μεταξύ του προροφητή/αναγεννητή και του ατμοποιητή/συμπυκνωτή, ανάλογα με την φάση λειτουργίας. Σε μια πραγματική διεργασία, η κινητήρια δύναμη για την ροή του εργαζόμενου ρευστού είναι η διαφορά πίεσης, αλλά στην συγκεκριμένη μελέτη ισορροπίας, γίνεται η υπόθεση, έτσι ώστε οι πτώσεις πίεσης που σχετίζονται με την μεταφορά μάζας, να θεωρηθούν αμελητέες. Στο σχήμα 4.1.5.β, φαίνονται οι τρόποι λειτουργίας και το διάγραμμα $\ln P \sim 1/T$ για το διακοπτόμενο απλό κύκλο προσρόφησης, ο οποίος απεικονίζει τις ποικίλες διεργασίες κατά την διάρκεια λειτουργίας του συστήματος. Κατά την φάση της προσρόφησης, το εργαζόμενο ρευστό ατμοποιείται και συσσωρεύει τη θερμότητα του περιβάλλοντος και το προροφητικό απελευθερώνει τη θερμότητα προσρόφησης. Κατά την φάση της αναγέννησης (ψύξης), το εργαζόμενο ρευστό οδηγείται από το προροφητικό, μέσω της θερμότητας και έπειτα συμπυκνώνεται μέσα στο συμπυκνωτή. Κατά την φάση της διακοπτόμενης λειτουργίας, με δεδομένη την ύπαρξη μιας μονής προροφητικής τράπεζας, με ομοιόμορφη θερμοκρασία και χωρίς πτώσεις πίεσης, υφίστανται μεγάλες θερμικές ταλαντεύσεις. Το σύστημα αδυνατεί να επιτύχει έναν τέλειο (ιδανικό) συγκερασμό μεταξύ των θερμοκρασιών των δεξαμενών θερμότητας και των συστατικών της μονάδας, με αποτέλεσμα να αναπτύσσονται σημαντικές θερμικές αναντιστρεψιμότητες. Αναγεννητικοί κύκλοι, οι οποίοι χρησιμοποιούν δύο προροφητές με ομοιόμορφη θερμοκρασία (σχήμα 4.1.5.γ), έχουν ήδη προταθεί, προκειμένου να χρησιμοποιήσουν μέρος της θερμότητας που απορρίπτεται από έναν προροφητή, για να προθερμάνει τον άλλο. Αυτή η εσωτερική ανάκτηση θερμότητας είναι κυρίως υπεύθυνη για την ενίσχυση του συντελεστή συμπεριφοράς, COP, του κυκλώματος των δύο προροφητών, συγκρινόμενο με ένα μονό προροφητικό κύκλωμα. Θεωρώντας δεδομένο ότι, οι μεταφορές μάζας είναι αναντιστρεπτές (δηλαδή, δεν υφίστανται πτώσεις πίεσης μεταξύ των συστατικών) και η θερμοκρασία του προροφητή είναι ομοιόμορφη, ο συμπυκνωτής και ο ατμοποιητής είναι ισόθερμοι, οι βασικές μη αναντιστρεψιμότητες προκύπτουν λόγω της θερμικής σύζευξης μεταξύ των συστατικών που βρίσκονται σε μη ομοιόμορφη θερμοκρασία και οι συνδεόμενες με αυτό δεξαμενές θερμότητας. Η θερμική σύζευξη μπορεί να είναι εξωτερική, όταν είναι απότοκος των θερμικών διακυμάνσεων των προροφητών, ή εσωτερική στην περίπτωση της ανάκτησης θερμότητας μεταξύ των προροφητών.



Σχήμα 4.1.5.α : Στερεά Προσρόφηση Ατμών με αντλία θερμότητας.



Σχήμα 4.1.5.β : Απλός Κύκλος Προσρόφησης.



Σχήμα 4.1.5.γ : Διπλός Κύκλος Προσρόφησης με εσωτερική ανάκτηση θερμότητας.

Χημική Αντλία Θερμότητας

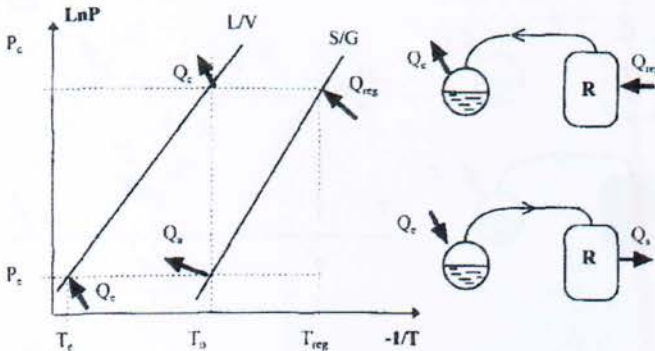
Οι χημικές αντλίες θερμότητας βασίζονται στην θερμική επίδραση ενός ή περισσοτέρων αναντιστρεπτών χημικών μετασχηματισμών, που περιλαμβάνουν ένα στερεό και ένα αέριο. Η βασική μονάδα της διεργασίας περιλαμβάνει ένα στερεό/αέριο αντιδραστήρα, σε συνδυασμό με ένα συμπυκνωτή και έναν ατμοποιητή. Ο αντιδραστήρας περιέχει ένα άλας, το οποίο αντιδρά με το αέριο G, που βρίσκεται στην υγρή του μορφή στον συμπυκνωτή/ατμοποιητή. Οι αντιδράσεις που λαμβάνουν χώρα, είναι του ακόλουθου τύπου:



για τον οποίο η ισορροπία έχει μία διέξοδο. Αφού η ισορροπία υγρού/ατμού έχει μία επίσης μεταβλητή, ο ολοκληρωμένος κύκλος μπορεί εύκολα να αναπαρασταθεί στο διάγραμμα $(\ln P \sim 1/T)$, στο οποίο οι γραμμές ισορροπίας στερεού/αερίου και υγρού/ατμού, δίνονται από την εξίσωση του Clapeyron:

$$\ln(P/P^\circ) = -(\Delta \text{H}^\circ/RT) + (\Delta \text{S}^\circ/R) \quad (35)$$

όπου P, είναι η πίεση ισορροπίας που αντιστοιχεί σε θερμοκρασία T (ή πίεση κορεσμού για την ισορροπία υγρού/ατμού), P° , είναι η πίεση αναφοράς, ΔH° , είναι η μεταβολή της ενθαλπίας και ΔS° , είναι η μεταβολή της εντροπίας σε πίεση P° . Το σχήμα 4.1.5.δ απεικονίζει τις δύο κύριες φάσεις του βασικού κύκλου σε αυτά τα συστήματα:

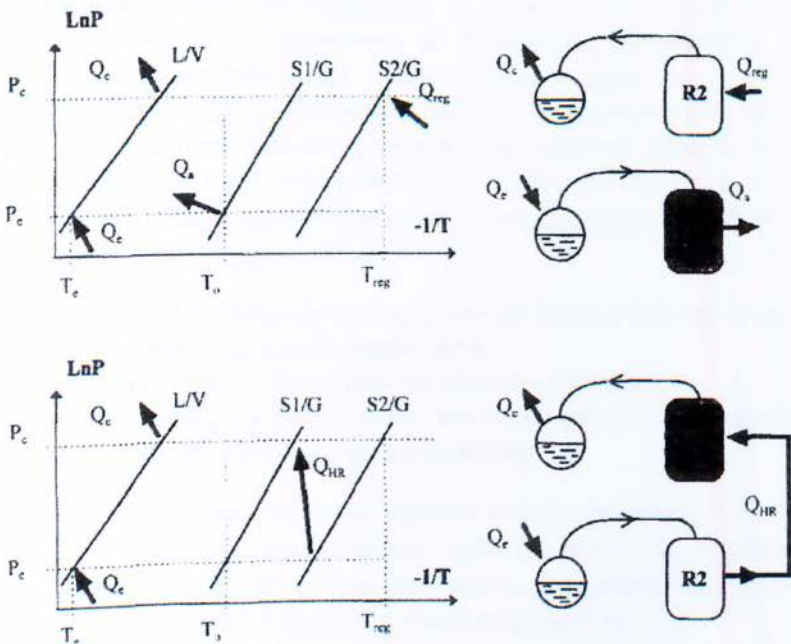


Σχήμα 4.1.5.δ : Στερεά Απορρόφηση μέσω χημικής αντλίας θερμότητας, για βασικό κύκλο.

- (1) Φάση χαμηλής πίεσης: ο αντιδραστήρας είναι συνδεδεμένος με τον ατμοποιητή όπου λαμβάνει χώρα η ψυχρή παραγωγή, Q_e και ο παραγόμενος ατμός απορροφάται από το άλας που περικλείεται μέσα στον αντιδραστήρα, αποβάλλοντας θερμότητα, Q_a , στην θερμοκρασία περιβάλλοντος της ψήκτρας, T_o .

(2) Φάση υψηλής πίεσης: ο αντιδραστήρας είναι συνδεδεμένος με τον συμπυκνωτή, ο οποίος επιβάλλει την πίεσή του, P_c . Η εκρόφηση του αερίου απαιτεί εισαγωγή θερμότητας, Q_{reg} , σε υψηλή θερμοκρασία, T_{reg} . Το αέριο συμπυκνώνεται στον συμπυκνωτή, αποβάλλοντας θερμότητα, Q_c , στην περιβάλλουσα ψήκτρα.

Δύο ενδιάμεσες διεργασίες είναι αναγκαίες για την θέρμανση του αντιδραστήρα από την θερμοκρασία T_o , στην θερμοκρασία T_{reg} και για την ψύξη του αντιδραστήρα, από την θερμοκρασία T_{reg} , στην θερμοκρασία T_o . Καθώς ο αντιδραστήρας είναι κλειστός κατά την διάρκεια αυτών των δύο ενδιάμεσων διεργασιών, η διακύμανση της θερμοκρασίας του άλατος επιφέρει τη συμπίεση του αντιδραστήρα από την πίεση P_e , στην πίεση P_c , όταν είναι θερμός, ή την αποσυμπίεσή του από την πίεση P_c , στην πίεση P_e , όταν είναι ψυχρός. Η συνεχής παραγωγή χρειάζεται δύο όμοιες μονάδες που να εργάζονται σε αυτή την φάση. Μία άλλη εκδοχή του βασικού κύκλου χημικής αντλίας θερμότητας (CHP), είναι ο κύκλος επαναρρόφησης, που είναι επίσης γνωστός και ως χημικός αγωγός θερμότητας. Σε αυτό το μηχανισμό, ο συμπυκνωτής/ατμοποιητής έχει αντικατασταθεί από έναν άλλο χαμηλής θερμοκρασίας, στερεό/αέριο αντιδραστήρα. Η ψυχρή παραγωγή διασφαλίζεται τότε από τη διεργασία εκρόφησης. Με σκοπό την βελτίωση του συντελεστή συμπεριφοράς, COP, χρησιμοποιείται εντός του κύκλου η λεγόμενη εσωτερική ανάκτηση θερμότητας (IHR), παρέχοντας δύο διαφορετικά δραστικά άλατα στην μηχανή.



Σχήμα 4.1.5.ε : Στερεά Απορρόφηση μέσω χημικής αντλίας θερμότητας, για κύκλο εσωτερικής ανάκτησης θερμότητας.

Η απορρόφηση θερμότητας από τον έναν από τους δύο αντιδραστήρες, προκαλεί την εκρόφηση στον άλλο. Το σχήμα 4.1.5.ε απεικονίζει την βασική αρχή διεργασίας εσωτερικής ανάκτησης θερμότητας (IHR), η οποία περιλαμβάνει δύο κύριες φάσεις:

- (1) Φάση I: ο αντιδραστήρας R1 απορροφά ατμό από τον ατμοποιητή, ενώ ο αντιδραστήρας R2 (που λειτουργεί εκτός φάσης) βρίσκεται στην φάση επαναλειτουργίας του. Η θερμότητα αναγέννησης παρέχεται στην θερμοκρασία Treg. Το εκροφημένο από τον αντιδραστήρα R2, αέριο, συμπυκνώνεται μέσα στον συμπυκνωτή.
- (2) Φάση II: αυτή είναι η φάση της εσωτερικής ανάκτησης θερμότητας. Η θερμότητα απορρόφησης που παρέχεται από τον αντιδραστήρα R2, που συνδέεται με τον ατμοποιητή, μεταφέρεται στον αντιδραστήρα R1. Αφού η θερμότητα αναγέννησης του αντιδραστήρα R1, παρέχεται από τον αντιδραστήρα R2, δεν απαιτείται κάποια εξωτερική πηγή θερμότητας κατά την διάρκεια αυτής της φάσης.

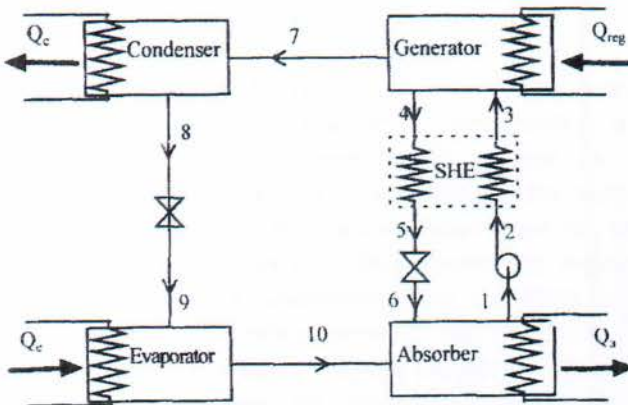
Οι πιθανές αναντιστρεψιμότητες (αδυναμίες) στα συστήματα χημικών αντλιών θερμότητας, CHP, μπορούν να χωριστούν σε δύο κατηγορίες, εσωτερική και εξωτερική. Οι εξωτερικές αναντιστρεψιμότητες προκύπτουν εξαιτίας της σύζευξης θερμότητας των δεξαμενών θερμότητας και του αντιδραστήρα. Οι δεξαμενές θερμότητας υποτίθεται ότι είναι σε μία σταθερή θερμοκρασία όταν η θερμοκρασία του αντιδραστήρα ταλαντεύεται μεταξύ των θερμοκρασιών To και Treg. Η θερμική σύζευξη εξαιτίας της εσωτερικής ανάκτησης θερμότητας, οδηγεί σε εσωτερικές αναντιστρεψιμότητες μεταφοράς θερμότητας. Η θερμότητα ρέει μεταξύ των δύο αντιδραστήρων λόγω του ότι βρίσκονται σε διαφορετικές θερμοκρασίες. Άλλες εσωτερικές καταστάσεις (αδυναμίες) επίσης λαμβάνουν χώρα και μπορούν να ερευνηθούν. Υποθέτοντας ότι η μεταφορά μάζας είναι αναντιστρεπτή και ότι η χημική αντίδραση, η ατμοποίηση και η συμπύκνωση λαμβάνουν χώρα σε συνθήκες ισορροπίας, τότε, μόνο η ανταλλαγή μάζας μεταξύ των συστατικών της μονάδας, είναι ικανή να οδηγήσει σε παραγωγή εντροπίας. Έτσι, μπορούν να προσδιοριστούν τρεις πηγές εσωτερικών καταστάσεων:

- (1) Η πτώση της θερμοκρασίας του ατμού από την θερμοκρασία της ισορροπίας εκρόφησης στην θερμοκρασία συμπύκνωσης.
- (2) Η πτώση της πίεσης του υγρού από την πίεση Pc, στην πίεση Pe.
- (3) Η μεγάλη άνοδος της θερμοκρασίας του ατμού από την θερμοκρασία Te, στην θερμοκρασία της ισορροπίας απορρόφησης.

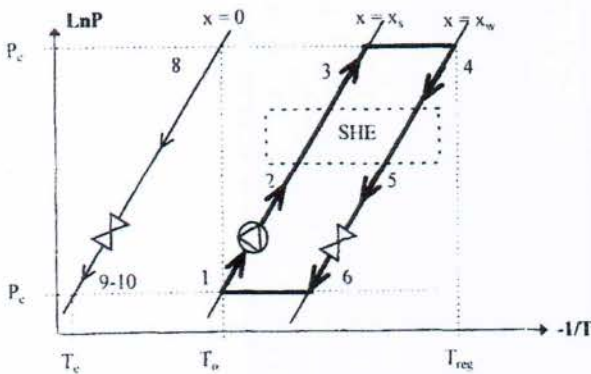
Στην παρούσα μελέτη, δύο εκδοχές των χημικών αντλιών θερμότητας, CHP και οι συνδεδεμένες με αυτά παραγωγές εντροπίας έχουν μελετηθεί επί τη βάση των συνδυαζόμενων 1^{ου} και 2^{ου} Θερμοδυναμικού νόμου, χρησιμοποιώντας αμμωνία (NH₃) σαν αέριο και κατάλληλα άλατα σαν στερεά απορροφητικά.

Αντλία Θερμότητας Υγρής Απορρόφησης

Ένας βασικός κύκλος ψύξης απορρόφησης ατμών έχει επίσης δύο βαθμίδες (επίπεδα) πίεσης και τρεις βαθμίδες (επίπεδα) θερμοκρασίας. Χρησιμοποιεί ατμοποιημένο υγρό σαν ψυκτικό και ένα δεύτερο υγρό ή στερεό διαλύτη σαν απορροφητικό. Καθώς φαίνεται και στο σχήμα 4.1.5.στ, αποτελείται από μία γεννήτρια, έναν συμποκνωτή, έναν ατμοποιητή, έναν απορροφητή, μία αντλία διαλύματος και τις εκτονωτικές βαλβίδες. Ενέργεια εισόδου παρέχεται σαν θερμότητα στην γεννήτρια και σαν έργο στην αντλία διαλύματος. Η θερμοκρασία του διαλύματος μέσα στην γεννήτρια και η αντίστοιχη στον απορροφητή, δεν είναι ομοιόμορφες λόγω της διακύμανσης που παρατηρείται στην συγκέντρωση του διαλύματος από την είσοδο προς την έξοδο σε αυτές τις συνιστώσες. Αυτό προκαλεί προβλήματα σε ότι έχει να κάνει με την μεταφορά θερμότητας. Άλλα προβλήματα σχετίζονται με την εσωτερική ανταλλαγή μάζας. Εξάλλου, το αναγεννημένο απορροφητικό φεύγει από την γεννήτρια σε υψηλή θερμοκρασία και ψύχεται στην θερμοκρασία του απορροφητή. Ομοίως, το διάλυμα φεύγοντας από τον απορροφητή, θερμαίνεται στο επίπεδο της θερμοκρασίας της γεννήτριας. Αυτές οι δύο θερμοκρασιακές διακυμάνσεις (μεταβολές) του διαλύματος, μπορούν να συγκριθούν με τις αντίστοιχες θερμοκρασιακές διακυμάνσεις που παρατηρούνται στα στερεά-αέρια συστήματα και την αναντιστοιχία θερμοκρασίας μεταξύ των δεξαμενών και του ρευστού που προκαλεί την θερμική σύζευξη και την παραγωγή της εντροπίας. Ένας εναλλάκτης θερμότητας του διαλύματος (όπως φαίνεται και στο σχήμα 4.1.5.στ), χρησιμοποιείται για την μεταφορά της θερμότητας από το ασθενές διάλυμα που φεύγει από την γεννήτρια, στο ισχυρό διάλυμα που φεύγει από τον απορροφητή. Αυτό προκαλεί την μείωση της θερμότητας εισόδου που απαιτείται στην γεννήτρια. Αυτή η εσωτερική ανάκτηση θερμότητας βελτιώνει τον ψυκτικό συντελεστή απόδοσης, COP, του συστήματος απορρόφησης ατμών. Ένα απλό διάγραμμα $\ln P \sim 1/T$, του ζεύγους Νερό/LiBr, για τις διαφορετικές συγκεντρώσεις του διαλύματος (που ορίζεται από την άποψη της μάζας του Li/Br ανά μονάδα μάζας του διαλύματος), απεικονίζεται στο σχήμα 4.1.5.ζ. Οι διάφορες Θερμοδυναμικές διεργασίες, που συνδέονται μέσα σε ένα σύστημα υγρής απορρόφησης, είναι οι ακόλουθες:



Σχήμα 4.1.5.στ : Αντλία Θερμότητας Υγρής Απορρόφησης Ατμών.



Σχήμα 4.1.5.ξ : Διάγραμμα $\ln P \sim 1/T$ για το σύστημα της υγρής απορρόφησης ατμών (οι διακεκομμένες γραμμές απεικονίζουν τον εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος, SHE).

- (1) άντληση, συμπίεση και αισθητή θέρμανση του ισχυρού (ψυκτικού) διαλύματος, 1→3
- (2) διεργασία εκρόφησης στην γεννήτρια με εξωτερική εισαγωγή θερμότητας, 3→4
- (3) θερμοκρασία υψηλότερη από την θερμοκρασία κορεσμού για την πίεση ατμού και συμπύκνωση υπό σταθερή την πίεση, στον συμπυκνωτή, 7→8
- (4) ψύξη του ψυκτικού υγρού χωρίς καμία αλλαγή στην ενθαλπία διαμέσου μιας ψυκτικής βαλβίδας στραγγαλισμού (V1), 8→9
- (5) ατμοποίηση του ψυκτικού υγρού στον ατμοποιητή όπου ως αποτέλεσμα έχει την ψύξη, 9→10
- (6) ψύξη του ασθενούς (ψυκτικού) διαλύματος διαμέσου του εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος χωρίς καμία αλλαγή στην ενθαλπία διαμέσου μιας βαλβίδας στραγγαλισμού του διαλύματος (V2), 4→6

(7) Απορρόφηση του ψυκτικού ατμού χαμηλής πίεσης εντός του ασθενούς διαλύματος, στον απορροφητή 6→1.

Ο εναλλάκτης θερμότητας του διαλύματος είναι κατ' αρχήν μη αναγκαίος για την πραγματική λειτουργία μιας αντλίας θερμότητας απορρόφησης, αλλά κρίνεται αναγκαίος για την βελτίωση της αποδοτικότητας του κύκλου. Υπάρχει μία αναντιστοιχία στην θερμοχωρητικότητα των δύο θερμικών διαλυμάτων λόγω των διαφορετικών παροχών μαζών και των ειδικών θερμοτήτων και ως εκ τούτου, προκαλείται μία μεγαλύτερη αλλαγή στην θερμοκρασία της ατμογεννήτριας, σε σύγκριση με την αντίστοιχη του απορροφητή, του εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος. Οι αδυναμίες (αναντιστρεψιμότητες) στα συστήματα απορρόφησης ατμών, προκαλούνται από την θερμική σύζευξη μεταξύ του διαλύματος και των εξωτερικών δεξαμενών θερμότητας, την εσωτερική ανάκτηση θερμότητας του εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος και κάποιες άλλες από τον στραγγαλισμό του ψυκτικού και του διαλύματος καθώς επίσης και της απότομης πτώσης της θερμοκρασίας στον συμπυκνωτή.

5.ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΕΝΟΣ ΨΥΚΤΗ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΕΝΕΡΓΟΥ ΑΝΘΡΑΚΑ ΣΕ ΜΙΓΜΑ ΠΡΟΣΡΟΦΗΤΙΚΟΥ

5.1 Περίληψη

Για να βελτιωθεί η απόδοση της ψύξης με προσρόφηση, ενός προσροφητικού συστήματος, που χρησιμοποιεί χλωριούχο ασβέστιο και αμμωνία ($\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$), έχει διανεμηθεί ομοιόμορφα στην μάζα του ($\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$), ενεργός άνθρακας. Ως εκ τούτου, επιτυγχάνεται σημαντική αύξηση στη μεταφορά της μάζας και στην πυκνότητα της ψυκτικής ισχύος. Ο ενεργός άνθρακας και το χλωριούχο ασβέστιο (CaCl_2), διαδραματίζουν το ρόλο του μίγματος του προσροφητικού, ενώ η αμμωνία (NH_3), το ρόλο του ψυκτικού, μέσα σε έναν πολυλειτουργικό σωλήνα θερμότητας, ενός ψύκτη προσρόφησης. Το νερό και η ακετόνη, χρησιμοποιούνται σαν εργαζόμενα ρευστά για τον σωλήνα θερμότητας. Στην παρούσα ενότητα, θα παρουσιαστεί η μελέτη που αφορά τις αποδόσεις της ψύξης με προσρόφηση του προσροφητικού ψύκτη, που λειτουργεί κάτω από δύο διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Η μία αφορά τα θερμικά απόβλητα, που προέρχονται από τα καυσαέρια και η άλλη τον ηλιακό θερμοσίφωνα. Η μέση ληφθείσα ειδική ψυκτική ισχύς (SCP) και ο αντίστοιχος συντελεστής συμπεριφοράς (COP), του ψύκτη, μετρήθηκαν και βρέθηκαν να είναι, 770,4 W/kg και 0,39 αντίστοιχα, για θερμοκρασία ατμοποίησης, -20°C στις αρχικές συνθήκες λειτουργίας. Οι ίδιοι παράγοντες (SCP και COP), μετρήθηκαν και βρέθηκαν να είναι 161,2 W/kg και 0,12 αντίστοιχα, για θερμοκρασία ατμοποίησης, -15°C στις τελικές συνθήκες λειτουργίας.

5.2 Εισαγωγή

Τα συστήματα της ψύξης με προσρόφηση, έχουν τα πλεονεκτήματα του να είναι φιλικά προς το περιβάλλον, αφού δεν επιβαρύνουν καθόλου την τρύπα του όζοντος. Επίσης, δεν συνεισφέρουν καθόλου, στο πρόβλημα της υπερθέρμανσης του πλανήτη χάρη στην χρήση οικολογικών ψυκτικών, όπως είναι η αμμωνία, το νερό, η μεθανόλη κ.α. Επιπλέον, η τεχνολογία τους κρίνεται ιδιαίτερα ελκυστική, σε ότι αφορά, την αποτελεσματική χρήση της ηλιακής ενέργειας και της χαμηλής ποιότητας απορριπτόμενης θερμότητας. Τα πλεονεκτήματα των συστημάτων προσρόφησης έναντι των υφιστάμενων συστημάτων ψύξης, με συμπίεση των ατμών και απορρόφηση, είναι οι λιγότεροι κραδασμοί, ο απλός έλεγχος, η χαμηλή αρχική επένδυση και δαπάνη και τέλος, ο λιγότερος θόρυβος. Τα εργαζόμενα ζεύγη για την ψύξη με προσρόφηση, περιλαμβάνουν, τα εργαζόμενα ζεύγη της φυσικής

προσρόφησης, τα αντίστοιχα ζεύγη της χημικής προσρόφησης και τα εργαζόμενα ζεύγη της σύνθετης προσρόφησης. Τα εργαζόμενα ζεύγη μιας τυπικής φυσικής προσρόφησης είναι κυρίως τα silica gel-νερό, ζεόλιθος-νερό, ενεργός άνθρακας-αμμωνία και ενεργός άνθρακας-μεθανόλη. Εξάλλου, το εργαζόμενο ζεύγος, ενεργός άνθρακας-R134a, έχει θεωρηθεί επίσης, σαν ζεύγος φυσικής προσρόφησης. Ένα εργαζόμενο ζεύγος, μιας τυπικής χημικής προσρόφησης, θεωρείται το χλωριούχο ασβέστιο (CaCl₂)-αμμωνία (NH₃), το οποίο έχει μεγάλη προσροφητική ικανότητα, μολονότι υπόκεινται σε σημαντικά προβλήματα επέκτασης και συσσωμάτωσης. Τα σύνθετα προσροφητικά έχουν τα πλεονεκτήματα που προκύπτουν από το πορώδες μέσο και τα χημικά προσροφητικά. Ένα τυπικό παράδειγμα, αποτελεί το μείγμα ενεργού άνθρακα και χλωριούχου ασβεστίου (CaCl₂), το οποίο, αποδίδει, μακράς διάρκειας, σταθερές λειτουργικές επιδόσεις. Στην συγκεκριμένη ενότητα, παρουσιάζονται οι επιδόσεις της ψύξης με προσρόφηση, στην οποία χρησιμοποιούνται, ενεργός άνθρακας και χλωριούχο ασβέστιο (CaCl₂), σαν μείγμα (ένωση) προσροφητικού και αμμωνία (NH₃), σαν προσροφητής. Από τα αποτελέσματα, προκύπτει ότι, το ενωμένο μίγμα προσροφητικού, μπορεί να βελτιώσει σε σημαντικό βαθμό, την ψυκτική ικανότητα, χάρη στο γεγονός ότι, η σύνθεσή του και η φυσική του δομή, συμβάλλουν στην σημαντική ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας και μάζας. Συνεπώς, προκειμένου να βελτιωθεί η απόδοση της προσρόφησης, χρησιμοποιείται προσροφητική ένωση (μείγμα) ενεργού άνθρακα και χλωριούχου ασβεστίου (CaCl₂). Επίσης, προκειμένου να ενισχυθεί, η μεταφορά της θερμότητας, στις τράπεζες προσρόφησης και να επιτευχθεί μια αποτελεσματική ανάκτηση θερμότητας μεταξύ των δύο προσροφητών, χρησιμοποιούνται αγωγοί (σωλήνες) θερμότητας στο συγκεκριμένο σύστημα.

5.3 Προσροφητική Ένωση με ανάμιξη Ενεργού Άνθρακα και Χλωριούχου Ασβεστίου (CaCl₂)

Σε σύγκριση με τα προσροφητικά, όπως ο ενεργός άνθρακας και το χλωριούχο ασβέστιο (CaCl₂), το μίγμα (ένωση) προσροφητικού, που λαμβάνεται με τη μίξη των παραπάνω δύο στοιχείων, παρουσιάζει μεγάλη ψυκτική ικανότητα προσρόφησης, ενώ επίσης, δεν προκύπτουν τα προβλήματα της συσσώρευσης και της εξασθένησης στην απόδοση της ψύξης. Η υψηλή απόδοση προσρόφησης πηγάζει από την παρουσία του ενεργού άνθρακα, χάρη στο σημαντικό δίκτυο των κοιλοτήτων των πόρων, που συμβάλλουν στην σημαντική ενίσχυση της μεταφοράς της μάζας. Μια ερευνητική ομάδα από το Πανεπιστήμιο της Σαγκάη, έχει μελετήσει τις ιδιότητες της προσρόφησης με μίγμα προσροφητικού, με διάφορες αναλογίες μάζας του ενεργού άνθρακα και του χλωριούχου ασβεστίου (CaCl₂). Από τα αποτελέσματα προκύπτει ότι η καλύτερη αναλογία μάζας του παραπάνω μίγματος (ένωσης), είναι η 1:4, όπως φαίνεται και στην εικόνα 5.3.1. Όταν το μίγμα προσροφητικού είναι ενωμένο, η απόδοση προσρόφησης ποικίλει ανάλογα με την πυκνότητα του ενωμένου μίγματος

προσοφητικού. Στην περίπτωση της βέλτιστης πυκνότητας, επιτυγχάνεται μια σημαντικά βελτιωμένη απόδοση προσρόφησης. Το ενωμένο προσοφητικό απεικονίζεται στην εικόνα 5.3.2. Στην συγκεκριμένη περίπτωση, η σκόνη χλωριούχου ασβεστίου (CaCl_2), το κέλυφος καρύδας του ενεργού άνθρακα (14-28 πλέγματα) και μια μικρή ποσότητα υψηλής ποιότητας λιθόκολλας, αναμιγνύονται και συμπιέζονται μαζί, σε αυτό το μίγμα του ενωμένου προσοφητικού. Η λιθόκολλα ενεργεί στην προκειμένη περίπτωση, ως το συνδετικό υλικό. Τα κλάσματα μάζας του χλωριούχου ασβεστίου (CaCl_2), του ενεργού άνθρακα και της λιθόκολλας, στην ενοποιημένη ένωση (μίγμα), είναι στην αναλογία του 16:4:1, αντίστοιχα.



Εικόνα 5.3.1 : Κοκκώδης Ένωση Προσοφητικού μετά την Προσρόφηση (Η αναλογία μάζας ενεργού άνθρακα και χλωριούχου ασβεστίου είναι 1:4).

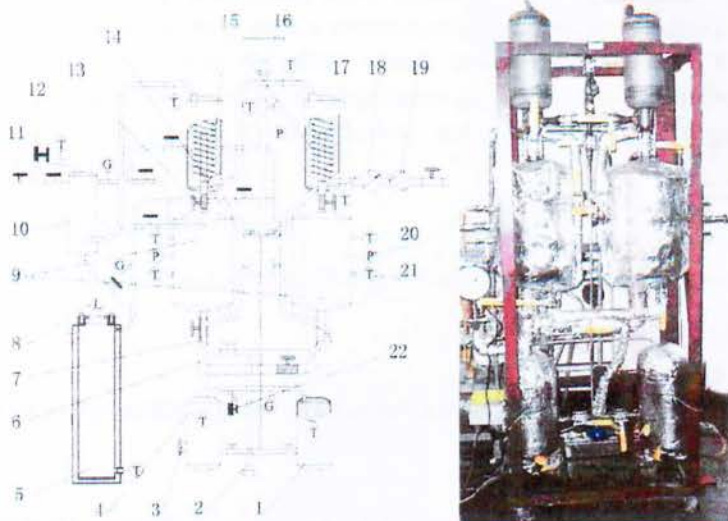


Εικόνα 5.3.2 : Ενοποιημένη Ένωση Προσοφητικού.

5.4 Περιγραφή του Συστήματος

Το σύστημα τύπου ψύξης με προσρόφηση, μέσω αγωγού (σωλήνα) θερμότητας, που χρησιμοποιείται για τις πειραματικές έρευνες, απεικονίζεται στην εικόνα 5.4.1. Περιλαμβάνει δύο προσροφητές, καθένας εκ των οποίων, θερμαίνεται από έναν λέβητα και ψύχεται από έναν εναλλάκτη θερμότητας νερού, μέσω του εργαζόμενου ρευστού, στον σωλήνα θερμότητας βαρύτητας (νερό ή ακετόνη). Η αλλαγή διεύθυνσης των βαλβίδων, ‘αναγκάζει’ τον προσροφητή, να κατέχει εναλλάξ, μία τον ρόλο του συμπυκνωτή και μία τον ρόλο του ατμοποιητή. Η κύρια ιδέα, πάνω από αυτόν το σχεδιασμό, είναι να επιλύσει, τα διάφορα προβλήματα, σχετικά με την διάβρωση. Πράγματι, όταν ο ψύκτης προσρόφησης, τροφοδοτείται από την απορριπτόμενη θερμότητα των καυσαερίων, μπορούν να προκύψουν, σοβαρά προβλήματα διάβρωσης. Αυτό αφορά την περίπτωση, που ο χάλυβας του προσροφητή, θερμαίνεται από τα καυσαέρια και ψύχεται από το θαλασσινό νερό, άμεσα. Στο εργαστηριακό πείραμα, χρησιμοποιείται ηλεκτρική θέρμανση, για την προσομοίωση, τη θέρμανση του αερίου από τα καυσαέρια και την ηλιακή θέρμανση. Για τον έλεγχο της θερμοκρασίας του νερού ψύξης, χρησιμοποιείται ένας θερμοστάτης, έτσι ώστε να μπορεί να γίνει η ανάλογη προσομοίωση, κάτω από διάφορες συνθήκες λειτουργίας και για διαφορετική θερμοκρασία νερού ψύξης. Η ενοποιημένη ένωση προσροφητικού, χρησιμοποιείται ως το προσροφητικό, ενώ η αμμωνία χρησιμοποιείται ως το ψυκτικό. Κατά την διάρκεια των πειραμάτων, όταν το σύστημα τροφοδοτείται από τη θερμότητα των αποβλήτων, σαν εργαζόμενο ρευστό στο σωλήνα θερμότητας, χρησιμοποιείται το νερό, ενώ στη περίπτωση της τροφοδότησης του συστήματος από την ηλιακή ενέργεια, χρησιμοποιείται η ακετόνη. Το σύστημα προσρόφησης τύπου αγωγού θερμότητας, αποτελείται κυρίως από ένα λέβητα άντλησης υγρού, ένα λέβητα θέρμανσης, δύο ψύκτες, δύο προσροφητές, ένα συμπυκνωτή και έναν ατμοποιητή. Σε κάθε προσροφητή, υπάρχουν 1,88 kg χλωριούχου ασβεστίου, που περιέχονται στην προσροφητική ένωση. Η λειτουργία του συστήματος, αποτελείται, από 5 κυρίως διεργασίες: Η πρώτη από αυτές, συνίσταται στην άντληση του εργαζόμενου υγρού, από τον σωλήνα θερμότητας, στον προσροφητή. Η θέρμανση του σωλήνα θερμότητας, η οποία οδηγεί στην εκρόφηση της αμμωνίας από τον προσροφητή εκρόφησης, συνιστά τη δεύτερη κατά σειρά διεργασία. Όσον αφορά την τρίτη κατά σειρά διεργασία, έχουμε την ψύξη του σωλήνα θερμότητας, η οποία και προκαλεί την προσρόφηση. Η τέταρτη διεργασία, αφορά την ανάκτηση της μάζας. Αυτή συνίστανται στην εξισορρόπηση της πίεσης της αμμωνίας που επικρατεί στους δύο προσροφητές. Με αυτό τον τρόπο, συμβάλλει στην ενίσχυση της προσρόφησης, καθώς και της εκρόφησης. Εν τέλει, η πέμπτη διεργασία, αφορά την ανάκτηση της θερμότητας, στον σωλήνα θερμότητας, κατά τη διάρκεια της οποίας, η θερμότητα ανακτάται από τον προσροφητή της υψηλής θερμοκρασίας (τέλος της εκρόφησης, για να ξεκινήσει η προσρόφηση), για να θερμάνει τον προσροφητή της χαμηλής θερμοκρασίας (τέλος της προσρόφησης, για να ξεκινήσει η εκρόφηση). Στην πρώτη διεργασία, ο θερμός προσροφητής, είναι

συνδεδεμένος με τον ψύκτη. Σαν αποτέλεσμα, η πίεση που επικρατεί, είναι χαμηλότερη, από την αντίστοιχη, που επικρατεί στο λέβητα. Επομένως, το υγρό του σωλήνα θερμότητας, μπορεί εύκολα να αντληθεί από το λέβητα άντλησης υγρού, στον προσροφητή. Κατά τη διάρκεια της τρίτης χρονικά διεργασίας, ο θερμός προσροφητής, χρησιμεύει ως η πλευρά της ατμοποίησης του σωλήνα θερμότητας, ενώ ο ψύκτης, χρησιμεύει ως η πλευρά της συμπύκνωσής του. Το υγρό του σωλήνα θερμότητας, ατμοποιείται στον θερμό προσροφητή, απορροφώντας την θερμότητα από αυτό και ύστερα, εισέρχεται στον ψύκτη, μέσω του αγωγού ατμού, όπου και συμπυκνώνεται. Το συμπυκνωμένο υγρό εν συνεχεία, επιστρέφει στον προσροφητή, μέσω του αγωγού υγρού. Κατά την δεύτερη διεργασία, ο άλλος προσροφητής, είναι συνδεδεμένος με το λέβητα. Ο λέβητας θέρμανσης, χρησιμεύει ως η πλευρά της ατμοποίησης του σωλήνα θερμότητας και ο προσροφητής, χρησιμεύει ως η πλευρά της συμπύκνωσής του. Το υγρό του σωλήνα θερμότητας, θερμαίνεται στην φάση της ατμοποίησης, από το λέβητα θέρμανσης. Ο παραγόμενος ατμός, έπειτα, εισέρχεται στον προσροφητή, μέσω του αγωγού ατμού και συμπυκνώνεται (υγροποιείται), όταν αγγίζει την ψυχρή επιφάνεια, στο εσωτερικό των σωλήνων με πτερύγια, στον προσροφητή, για την παροχή θερμότητας εκρόφησης. Στο τέλος, το συμπύκνωμα του σωλήνα θερμότητας, επιστρέφει στο λέβητα θέρμανσης, μέσω του αγωγού υγρού, για να θερμανθεί και πάλι. Κατά την τέταρτη διεργασία, η βαλβίδα που βρίσκεται μεταξύ του θερμού και του ψυχρού προσροφητή, είναι ανοιχτή και ο ατμός της αμμωνίας στο θερμό προσροφητή, εισέρχεται γρήγορα στον ψυχρό. Αυτό συμβαίνει, επειδή η πίεση στο θερμό προσροφητή, είναι πολύ μεγαλύτερη, σε σύγκριση με εκείνη στον ψυχρό. Η συγκεκριμένη διεργασία, βοηθά στη μεγαλύτερη εκρόφηση, από το θερμό προσροφητή και στη μεγαλύτερη προσρόφηση στον ψυχρό. Κατά την πέμπτη διεργασία, ο θερμός και ο ψυχρός προσροφητής, είναι συνδεδεμένοι. Ο θερμός προσροφητής, χρησιμεύει ως η πλευρά της ατμοποίησης του σωλήνα θερμότητας, ενώ ο ψυχρός, χρησιμεύει ως η πλευρά της συμπύκνωσής του. Το υγρό του σωλήνα θερμότητας, ατμοποιείται στο θερμό προσροφητή, έπειτα εισέρχεται στον ψυχρό, εκεί συμπυκνώνεται και μεταφέρει θερμότητα από το θερμό προς τον ψυχρό. Κατόπιν όλων αυτών, το υγρό του σωλήνα θερμότητας, επιστρέφει και πάλι, στον θερμό προσροφητή. Έτσι, συντελείται η ανάκτηση της θερμότητας στο κύκλωμα. Στην εικόνα 5.4.1, ο ψύκτης είναι ένα πηνίο, ενός σωλήνα, του εναλλάκτη θερμότητας, όπου το θαλασσινό νερό, κυκλοφορεί στο σωλήνα χαλκού και ο ατμός του εργαζόμενου ρευστού, του σωλήνα θερμότητας, συμπυκνώνεται. Έτσι, χάρη στη διάταξη του σωλήνα θερμότητας, αποφεύγεται το πρόβλημα της διάβρωσης, που προκαλείται από την ύπαρξη του θαλασσινού νερού, στο χάλυβα του προσροφητή.



Εικόνα 5.4.1 : Δομή του Συστήματος Ψύξης. (αριστερά απεικονίζεται ένα σχηματικό διάγραμμα και δεξιά απεικονίζεται μια φωτογραφία του συστήματος)

1. Λέβητας Άντλησης Υγρού, 2. Βρύση-Τρύπα, 3. Ηλεκτρική Θερμάστρα, 4. Λέβητας Θέρμανσης, 5. Ατμοποιητής, 6. Αγωγός Ατμού, 7. Αγωγός Υγρού, 8. Μαγνητικός Αισθητήρας Στάθμης, 9. Προσοροφητές, 10. Συμπυκνωτής, 11. Είσοδος Αμμωνίας, 12. Ασφαλιστική Βαλβίδα, 13. Αγωγός Ατμού, 14. Αγωγός Υγρού, 15. Ψύκτες, 16. Τρύπα Αναρρόφησης και Είσοδος Υγρού στον Σωλήνα Θερμότητας, 17. Αγωγός Νερού Ψύξης, 18. Υδρομετρητής, 19. Αντλία Νερού Ψύξης, 20. Αισθητήρας Πίεσης, 21. Αισθητήρας Θερμοκρασίας, 22. Ασφαλιστική Βαλβίδα.

5.5 Πειραματικό Μέρος

Η ποσότητα της προσρόφησης μετράται με ένα μαγνητικό αισθητήρα στάθμης, με σχετικό σφάλμα μέτρησης, μικρότερο του 0,05%. Ο αισθητήρας αυτός, εισάγεται στο εσωτερικό του ατμοποιητή. Η διάμετρος του ατμοποιητή είναι 117 mm. Ο μέσος όρος της ειδικής ψυκτικής ισχύος, SCP, υπολογίζεται από τον τύπο (36):

$$SCP = (1000/m)(hfg\rho l V/t) \quad (36)$$

όπου, το SCP είναι σε W/kg, m είναι η μάζα του χλωριούχου ασβεστίου (CaCl₂) στην προσροφητική ένωση για τον κάθε προσροφητή (1,88 kg), hfg είναι η λανθάνουσα θερμότητα της ατμοποίησης, στην θερμοκρασία ατμοποίησης της αμμωνίας σε kJ/kg, ρ_l είναι η πυκνότητα της υγρής αμμωνίας, στη θερμοκρασία ατμοποίησης σε kg/m³,

V1 είναι ο όγκος της ατμοποιημένης υγρής αμμωνίας, κατά τη διάρκεια της φάσης της προσρόφησης σε m^3 και t είναι ο αντίστοιχος χρόνος της προσρόφησης σε sec. Είναι προφανές ότι, η αξία της μέσης ειδικής ψυκτικής ισχύος, SCP, είναι ένα ενσωματωμένο ψυκτικό αποτέλεσμα, διαιρούμενο με το χρόνο προσρόφησης και τη μάζα του προσροφητικού. Ο συντελεστής συμπεριφοράς της ψύξης, COP, υπολογίζεται από τον τύπο (37):

$$COP = (hfgV1\rho1) / (JWhdt) \quad (37)$$

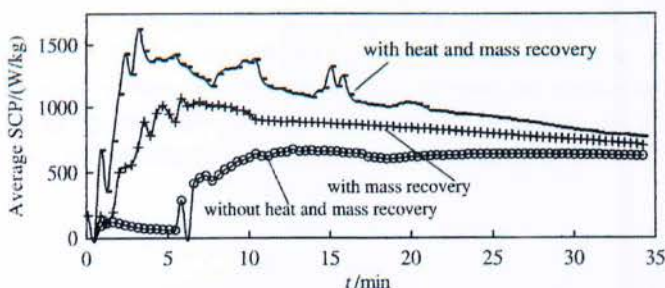
όπου, το COP είναι ο συντελεστής απόδοσης και Wh είναι η θερμική ισχύς σε kW.

5.5.1 Ψύξη με Τροφοδότηση από τα Θερμικά Απόβλητα

Όπως προκύπτει από τα μέχρι στιγμής δεδομένα, η ανάκτηση της μάζας και της θερμότητας, μπορούν να βελτιώσουν, σε σημαντικό βαθμό, την απόδοση της ψύξης με προσρόφηση. Επομένως, η απόδοση της ψύξης με προσρόφηση, ενός ψύκτη, με πολυλειτουργικό σωλήνα θερμότητας, έχοντας μελετήσει τις ανακτήσεις της μάζας και της θερμότητας, καθώς και τα αντίστοιχα αποτελέσματα, τίθενται σε σύγκριση με εκείνα τα αποτελέσματα, που ελήφθησαν, χωρίς κάποια ανάκτηση μάζας ή θερμότητας. Τα αποτελέσματα της σύγκρισης της μέσης ειδικής ψυκτικής ισχύος, SCP, απεικονίζονται στο διάγραμμα 5.5.1.α. Οι συνθήκες λειτουργίας, ορίστηκαν ως οι ακόλουθες: Ο χρόνος του κύκλου ήταν 75 min (ημίχρονο του κύκλου τα 35 min). Η θερμική ισχύς ήταν 3,6 kW. Σαν εργαζόμενο υγρό του σωλήνα θερμότητας, επελέγη το νερό. Η θερμοκρασία της ατμοποίησης, ήταν περίπου στους $-20^{\circ}C$. Το διάγραμμα 5.5.1.α, δείχνει ότι η μέση ειδική ψυκτική ισχύς, SCP, βελτιώνεται σημαντικά με την ανάκτηση της μάζας και της θερμότητας. Όταν ο χρόνος του κύκλου είναι 40 min, η μέση ειδική ψυκτική ισχύς του κύκλου, SCP, χωρίς κάποια ανάκτηση μάζας ή θερμότητας, είναι ίση με 514,3 W/kg. Για τον ίδιο χρόνο και με ανάκτηση μονάχα της μάζας, η μέση SCP ισούται με 797,5 W/kg. Τέλος, για τον ίδιο χρόνο και με τις δύο ανακτήσεις (μάζας και θερμότητας), η μέση SCP, ισούται με 1026,2 W/kg. Οι διεργασίες των ανακτήσεων μάζας και θερμότητας, επιφέρουν μια αύξηση της τάξης των 28,7 % και 70,8 %, αντίστοιχα, στην μέση ειδική ψυκτική ισχύ, SCP, σε σύγκριση με τον κύκλο χωρίς καμία ανάκτηση. Η συνήθης αλιευτική περίοδος στην Κίνα, διαρκεί από τον Ιανουάριο μέχρι τον Ιούνιο και από το Σεπτέμβριο μέχρι το Νοέμβριο και η αντίστοιχη θερμοκρασία του θαλασσινού νερού, κυμαίνεται από τους $15^{\circ}C$ μέχρι τους $30^{\circ}C$. Επομένως, στο διάστημα αυτό, έχει μελετηθεί, η διακόμηση της ψυκτικής απόδοσης, με την αντίστοιχη θερμοκρασία του νερού ψύξης. Οι επιλεγμένες συνθήκες λειτουργίας, είναι το νερό, σαν εργαζόμενο υγρό του σωλήνα θερμότητας, τα 70 min, σαν χρόνος του κύκλου, τα 40 sec, σαν χρόνος της ανάκτησης μάζας, τα 2 min, σαν χρόνος της ανάκτησης

θερμότητας και περίπου οι -20°C , σαν θερμοκρασία ατμοποίησης. Η απόδοση της ψύξης με προσρόφηση, απεικονίζεται στον πίνακα 5.5.1.β.

Ο πίνακας 5.5.1.β, δείχνει ότι, η μέση ειδική ψυκτική ισχύς, SCP, καθώς και ο μέσος συντελεστής συμπεριφοράς, COP, αυξάνονται, με τη μείωση της θερμοκρασίας του νερού ψύξης. Ακόμη και στους 30°C , που είναι η υψηλότερη θερμοκρασία του νερού ψύξης, οι μέσες τιμές των SCP και COP, εξακολουθούν να είναι τόσο υψηλές, όσο 528 W/kg και $0,26$, αντίστοιχα.



Διάγραμμα 5.5.1.α : Μεταβολές Μέσης Ειδικής Ψυκτικής Ισχύος, SCP, σε Μισό Χρόνο Κύκλου, με Λειτουργίες Ανακτήσεων Μάζας και Θερμότητας.

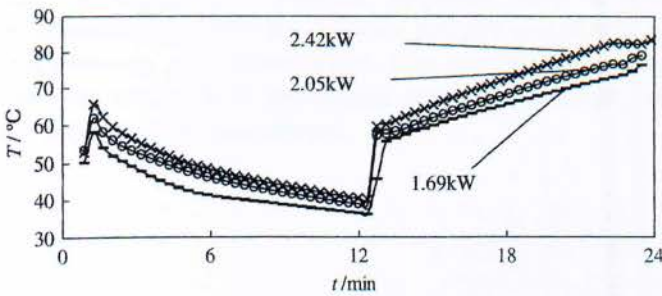
Πίνακας 5.5.1.β : Διακόμηση της απόδοσης του Ψύκτη Προσρόφησης, για διαφορετικές θερμοκρασίες νερού ψύξης.

Cooling water temp. ($^{\circ}\text{C}$)	Desorption temp. ($^{\circ}\text{C}$)	Evaporation temp. ($^{\circ}\text{C}$)	Heating power (kW)	Average SCP (W/kg)
16	110.1	-19.1	3.64	865.8
20	114.7	-21.3	3.64	770.4
25	114.0	-18.1	3.64	676.8
30	113.7	-19.4	3.64	528.0

5.5.2 Ψύξη με Τροφοδότηση από την Ηλιακή Ενέργεια

Επίσης μελετήθηκε πειραματικά η απόδοση της ψύξης, με διαφορετική θερμική ισχύ, προσομοιωμένη, από μια διαφορετική ηλεκτρική ενέργεια θέρμανσης. Η ακετόνη είναι μια καλή επιλογή για το λόγο της ταχύτερης διαδικασίας θέρμανσης και οι συνθήκες λειτουργίας, ήταν οι εξής: 40 sec για την ανάκτηση μάζας, 24 min ο χρόνος του κύκλου, οι περίπου 30°C θερμοκρασία του νερού ψύξης και οι περίπου -15°C θερμοκρασία ατμοποίησης. Η θερμοκρασία του προσροφητή, παριστάνεται συναρτήσει του χρόνου και απεικονίζεται στο διάγραμμα 5.5.2.α. Όπως μπορεί να φανεί, η θερμοκρασία εκρόφησης, αυξάνεται με τη θερμική ισχύ. Επίσης, η απόδοση

της ψύξης με προσρόφηση, που παριστάνεται στον Πίνακα 5.5.2.β, δείχνει τη μέση ειδική ψυκτική ισχύ, SCP, ως μια αυξανόμενη λειτουργία της θερμικής ισχύος. Η αύξουσα εξάρτηση, μεταξύ της απόδοσης του συστήματος και της θερμικής ισχύος, μπορεί να εξηγηθεί, από το γεγονός ότι, η υψηλή θερμοκρασία εκρόφησης, οδηγεί σε μια καλή εκρόφηση, το οποίο, είναι ευνοϊκό, για την βελτίωση της απόδοσης της ψύξης με προσρόφηση. Η μέγιστη μέση ειδική ψυκτική ισχύς, SCP, ισούται με 161,2 W/kg, με τον αντίστοιχο μέσο συντελεστή απόδοσης, COP, να ισούται με 0,12. Οι αποδόσεις, θα μπορούσαν να βελτιωθούν περαιτέρω, εάν αυξανόταν η θερμοκρασία εκρόφησης. Σε μια τέτοια περίπτωση, θα απαιτούνταν, μια υψηλή θερμοκρασία ηλιακής θέρμανσης. Θα πρέπει επίσης, να σημειωθεί ότι, ο μετρούμενος συντελεστής συμπεριφοράς, COP, είναι το ψυκτικό αποτέλεσμα, διαιρούμενο με την συνολική θερμική ενέργεια εισόδου. Ο συγκεκριμένος συντελεστής, δεν πρέπει να συγχέεται με τον αντίστοιχο ηλιακό. Ο ηλιακός COP, ισούται περίπου, με το 40 % του μετρούμενου COP, εξαιτίας της αποδοτικότητας της ηλιακής θέρμανσης.



Διάγραμμα 5.5.2.α : Θερμοκρασία της Τράπεζας Προσρόφησης, Συναρτήσε του Χρόνου.

Πίνακας 5.5.2.β : Διακύμανση της Απόδοσης του Ηλιακού Ψύκτη Προσρόφησης, για διαφορετική Θερμική Ισχύ.

Heating power (kW)	Desorption temp. (°C)	Evaporation temp. (°C)	Cooling water temp. (°C)	Average SCP (W/kg)	COP
1.69	76.5	-15.1	33.5	111.2	0.12
2.05	79.2	-13.8	33.7	113.8	0.10
2.42	82.4	-15.2	31.2	161.2	0.12

6. ΜΕΛΕΤΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΑΠΟΣΥΝΘΕΣΗΣ ΤΗΣ ΜΕΘΑΝΟΛΗΣ ΣΕ ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ

6.1 Περίληψη

Για να μελετηθεί η μακροπρόθεσμη αξιοπιστία της απόδοσης, ενός ηλιακού ψύκτη άνθρακα/μεθανόλης, πραγματοποιήθηκε στο Πανεπιστήμιο του Monash, μια έρευνα που αφορούσε τη θερμική αποσύνθεση της μεθανόλης, στην επιφάνεια του κράματος, κάτω από συνθήκες ψύξης στερεάς προσρόφησης. Η εσωτερική προσομοίωση, έδειξε ότι, η θερμική αποσύνθεση της μεθανόλης, έλαβε χώρα στο κανονικό ηλιακό σύστημα ψύξης με προσρόφηση. Στα προϊόντα της αποσύνθεσης, βρέθηκαν, διμεθυλ-αιθέρας, μεθοξυμεθυλ-αιθέρας, μεθυλ-αιθέρας, κ.λπ. Ο ρυθμός της αποσύνθεσης, εξαρτάται από την παρουσία των διαφόρων κραμάτων. Αυτά τα προϊόντα της αποσύνθεσης (ανεπιθύμητα αέρια), μπορεί να είναι ένας από τους κύριους λόγους, για τη μείωση της απόδοσης, ενός ηλιακού ψύκτη. Στην παρούσα ενότητα, διερευνάται επίσης, η επίπτωση που έχουν τα ανεπιθύμητα αέρια, σε ότι αφορά, τον ιδανικό ηλιακό κύκλο ψύξης με στερεά προσρόφηση.

6.2 Εισαγωγή

Η ηλιακή ψύξη αποτελεί μια σημαντική εφαρμογή της ηλιακής ενέργειας, επειδή, η παροχή της ηλιακής ενέργειας και η ζήτηση για ψύξη, είναι μεγαλύτερες, κατά την διάρκεια της ίδιας περιόδου. Η ηλιακή ψύξη έχει την δυνατότητα να βελτιώσει την ποιότητα ζωής των ανθρώπων, που ζουν σε περιοχές, όπου η παροχή ηλεκτρικής ενέργειας, είναι ανεπαρκής. Ο σκοπός είναι, η εφαρμογή της ηλιακής ψύξης, στην αποθήκευση των γεωργικών προϊόντων, φαγητού και φαρμάκων (π.χ. εμβόλια), σε απομακρυσμένες περιοχές και σε αναπτυσσόμενες χώρες. Κανονικά, υπάρχουν δύο τρόποι για την επίτευξη ψύξης, μέσω της ηλιακής ενέργειας: Ο πρώτος είναι, μέσω της μετατροπής της ηλιακής ενέργειας, σε ηλεκτρική, μέσω της χρήσης των φωτοβολταϊκών κυττάρων, για να “τρέξουν” ένα συνηθισμένο εσωτερικό ψύκτη (στον οποίο, το ψυκτικό μπορεί να είναι ακόμη και το CFC). Ο δεύτερος είναι, μέσω της χρήσης της ηλιακής θερμικής ακτινοβολίας, κατευθείαν, για την επίτευξη ψύξης, με κάποιο σύστημα προσρόφησης ή απορρόφησης. Το ηλιακό σύστημα ψύξης στερεάς προσρόφησης, αποτελεί την πιο πολλά υποσχόμενη τεχνολογία, με χαμηλό κόστος, υψηλή απόδοση, απλότητα στην κατασκευή και χαμηλές απαιτήσεις στην συντήρηση. Έχει αποδειχθεί ότι, το εργαζόμενο ζεύγος Μεθανόλη/Ενεργός

Άνθρακας, είναι αρκετά καλό και έχει χρησιμοποιηθεί αρκετά συχνά, στα ηλιακά συστήματα ψύξης στερεάς προσρόφησης, για τους διάφορους σκοπούς παραγωγής ψύξης. Προηγούμενη ερευνητική εργασία, που διεξάγεται σε αυτό το πεδίο και μέχρι στιγμής, έχει επικεντρωθεί, στο συγκεκριμένο σχεδιασμό του συστήματος, τις δοκιμές, την ανάπτυξη προγραμμάτων προσομοίωσης των συστημάτων ηλιακής ψύξης με συγκεκριμένη δομή και της έρευνας στην ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας και μάζας στο σύστημα. Η ανάπτυξη ενός ψύκτη στερεάς προσρόφησης, δεν έχει ακόμη φθάσει, στο στάδιο της εμπορευματοποίησης. Ένα από τα κύρια προβλήματα, που αποτελούν πραγματικά, τροχοπέδη στην εμπορευματοποίηση του ηλιακού ψύκτη, είναι η μακροπρόθεσμη πτώση της απόδοσης του συστήματος. Διαπιστώθηκε ότι, ορισμένα συστήματα επίδειξης, που κατασκευάστηκαν, είχαν πολύ καλή απόδοση αρχικά (δηλ. η παραγωγικότητα του πάγου), αλλά έπειτα από ένα χρόνο ή ακόμη και έξι μήνες, η απόδοσή τους μειωνόταν σημαντικά. Μετά την εκ νέου εκκένωση, η απόδοση του συστήματος, μπορεί να ανακτηθεί. Μέσα από προηγούμενες έρευνες, θεωρήθηκε ότι, η πτώση της απόδοσης, σχετίζεται με την απώλεια του κενού στο σύστημα. Η συγκεκριμένη απώλεια κενού, σε ένα καλό μηχανικά στεγανό σύστημα, μπορεί να προκληθεί, από το σχηματισμό, των ανεπιθύμητων αερίων, που προέρχονται από την αποσύνθεση του ψυκτικού (μεθανόλη). Αυτό συμβαίνει, ειδικότερα όταν, το ψυκτικό (μεθανόλη), βρίσκεται σε επαφή, με ορισμένα μεταλλικά υλικά, τα οποία χρησιμοποιούνται, για την κατασκευή του συστήματος και επιδρούν καταλυτικά, στις αντιδράσεις της αποσύνθεσης. Επίσης, συμβαίνει και στην επαφή του ψυκτικού (μεθανόλη), με ίχνη μετάλλων στο προσροφητικό (δηλ. του άνθρακα). Με βάση την ανασκόπηση της βιβλιογραφίας μας, το συγκεκριμένο πρόβλημα, δεν έχει μελετηθεί με την δέουσα προσοχή, από άλλους ερευνητές. Για την επιλογή του καταλληλότερου κράματος, με σκοπό την κατασκευή του ηλιακού συλλέκτη, ενόψει της αξιόπιστης και μακροπρόθεσμης απόδοσης, του συστήματος παραγωγής ψύξης στερεάς προσρόφησης, έχει εκπονηθεί μια μελέτη, που αφορά την αντίδραση της αποσύνθεσης, στο πανεπιστήμιο του Monash. Σε αυτή την ενότητα, παρουσιάζονται και μελετώνται, η ταυτοποίηση των προϊόντων της αποσύνθεσης, που βρέθηκαν σε διάφορα δείγματα του ψυκτικού (μεθανόλη), ο μηχανισμός των αντιδράσεων της αποσύνθεσης και ο πιθανός αντίκτυπος των ανεπιθύμητων αερίων στο σύστημα, για τον ιδανικό κύκλο του συστήματος.

6.3 Παραγωγή των προς Ανάλυση δειγμάτων

Ένας από τους λόγους, για τους οποίους, επιλέγεται η μεθανόλη, σαν ψυκτικό, σε έναν ψύκτη στερεάς προσρόφησης, είναι η χημική σταθερότητα που παρουσιάζει, όπως αναγράφεται στα εγχειρίδια χημείας. Από την άλλη όμως, η μεθανόλη είναι ικανή να αποσυντίθεται, μέσω δύο μηχανισμών. Ο ένας αφορά την αφυδρογόνωση και ο άλλος την αφυδάτωση. Με τους μηχανισμούς αυτούς, σχηματίζεται η φορμαλδεΐδη (HCHO), στην πρώτη περίπτωση και ο διμεθυλ-αιθέρας (CH₃OCH₃),

στη δεύτερη. Οι μετασχηματισμοί αυτοί, λαμβάνουν χώρα, κάτω από ορισμένες προϋποθέσεις. Αυτές αφορούν, την υψηλή θερμοκρασία και την ύπαρξη ενός καταλύτη (συνήθως, ενός μετάλλου μεταπτώσεως). Στην πράξη, η μεθανόλη, χρησιμοποιείται ως πρώτη ύλη, στην βιομηχανική παραγωγή της φορμαλδεΐδης. Η αντίδραση παραγωγής, λαμβάνει χώρα μεταξύ των 600°C και 650°C, υπό την κατάλυση του ασημιού και σε πίεση ατμοσφαιρική. Σύμφωνα με τα εγχειρίδια χημείας, η μεθανόλη, θα πρέπει να είναι, χημικά σταθερή, σε χαμηλές θερμοκρασίες (μέχρι και 150°C). Όμως, διαπιστώνεται ότι, οι αντιδράσεις αποσύνθεσης, έλαβαν χώρα, σε ψύκτη, στον οποίο, η μέγιστη θερμοκρασία, ήταν περίπου 120°C, μολονότι, το ποσοστό της αποσύνθεσης, θα μπορούσε να είναι πολύ χαμηλό. Για τον προσδιορισμό των προϊόντων και την μέτρηση του ρυθμού των αντιδράσεων της αποσύνθεσης, σε ένα σύστημα ψύξης στερεάς προσρόφησης, κατασκευάστηκε μια γυάλινη διάταξη προσομοίωσης, για την παραγωγή των δειγμάτων των αερίων προς ανάλυση (σχήμα 6.3.α). Το δοχείο Α, περιέχει προσροφητικό (ενεργός άνθρακας) και ένα κράμα, το οποίο, μπορεί να χρησιμοποιηθεί, για την κατασκευή του συλλέκτη, ο οποίος, λειτουργεί ως προσροφητής/εκροφητής στο σύστημα. Το δοχείο Β, στο σύστημα, αποτελεί μια δεξαμενή μεθανόλης, η οποία περιέχει, μεγάλη ποσότητα υγρής μεθανόλης και έχει μια ειδικά σχεδιασμένη βαλβίδα, στο κάτω μέρος της, για τους σκοπούς της δειγματοληψίας των υγρών. Εξάλλου, έχει σχεδιαστεί μια ειδική βαλβίδα, για τη δειγματοληψία των αερίων, από τη διαθέσιμη διάταξη. Καθ' όλη τη διάρκεια της περιόδου δοκιμής, το δοχείο Α, στη διάταξη προσομοίωσης (όπως φαίνεται στο σχήμα 6.3.α), ορίστηκε σε θερμοκρασία 110°C, η οποία, αποτελεί την τυπική θερμοκρασία αιχμής, του ηλιακού συλλέκτη, κατά την διάρκεια της ημέρας. Επομένως, οι όποιες αντιδράσεις υπάρξουν, στη διάταξη προσομοίωσης, σε ημερήσια διάρκεια (24 h), είναι ισοδύναμες, με εκείνες, για τρεις ή τέσσερις ημέρες φυσικές, στο πρακτικό σύστημα. Αυτό ισχύει, αν θεωρηθεί ότι, οι αντιδράσεις λαμβάνουν χώρα στον συλλέκτη, μονάχα όταν, αυτός βρίσκεται, στην υψηλότερη θερμοκρασία του (περίπου 110°C) και ταυτόχρονα οι αντιδράσεις, στις χαμηλότερες θερμοκρασίες, είναι τόσο αργές, που μπορούν να αγνοηθούν.

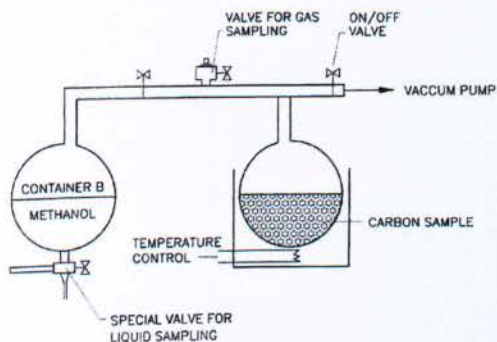
6.3.1 Όργανα και Διαδικασία Δοκιμής

Το δείγμα αερίου ελήφθη, μέσα σε ένα μικρό μπουκάλι, με σταθερό όγκο, για την χρωματογραφική ανάλυσή του. Αυτό έγινε, με σκοπό την ποσοτικοποίηση των προϊόντων αποσύνθεσης και του ρυθμού αποσύνθεσης. Ορισμένα δείγματα υγρού, ελήφθησαν επίσης, για φασματοσκοπική ανάλυση μάζας, με σκοπό τον εντοπισμό/επιβεβαίωση των συστατικών του δείγματος. Λόγω του περιορισμού των διαθέσιμων πρότυπων διαλυμάτων, η φασματοσκοπική ανάλυση μάζας, δεν μπορεί να ποσοτικοποιήσει, τα συστατικά που προσδιορίζονται. Με το που ελήφθησαν τα δείγματα αερίου, διαλύθηκαν σε CS₂, για χρωματογραφική ανάλυση. Οι συνθήκες λειτουργίας των δύο προαναφερθέντων αναλύσεων, παρατίθενται στον Πίνακα

6.3.1.a. Για την βεβαίωση της πειραματικής ακρίβειας της χρωματογραφικής ανάλυσης, τα πρότυπα διαλύματα, παρασκευάστηκαν ειδικά, πριν την εκάστοτε ανάλυση δείγματος. Η χρωματογραφική ανάλυση, ορίστηκε σε ομοιόμορφες συνθήκες λειτουργίας κάθε φορά. Λαμβάνοντας υπόψη την αβεβαιότητα στη διαδικασία της δειγματοληψίας, η συνολική αβεβαιότητα της χρωματογραφικής ανάλυσης, είναι λιγότερη από 10 %.

6.3.2 Προκαταρκτικά Αποτελέσματα των Δοκιμών

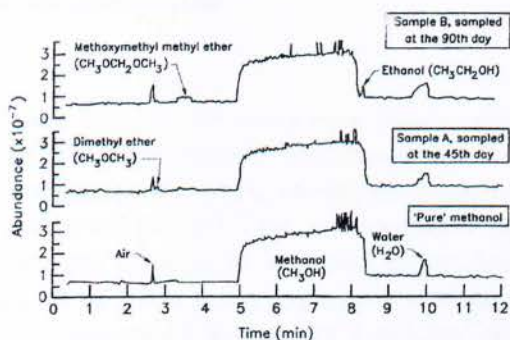
Το σχήμα 6.3.2.α, δείχνει τη συνολική ιοντική χρωματογραφία των δειγμάτων υγρού, που έχουν αναλυθεί, στις προαναφερθείσες διαδικασίες. Εκτός της μεθανόλης και του αέρα, στα δείγματα βρέθηκαν, CH_3OCH_3 , $\text{CH}_2(\text{OCH}_3)_2$, νερό και αιθανόλη. Στο δείγμα, δεν βρέθηκε καθόλου φορμαλδεΐδη, είτε γιατί, ο χρησιμοποιούμενος ανιχνευτής, δεν ήταν ευαίσθητος στην φορμαλδεΐδη είτε γιατί, υπήρχε μόνο μια ποσότητα ίχνους, στο προς ανάλυση δείγμα υγρού. Ωστόσο, επικρατεί η άποψη ότι, η 778 μεθανόλη, μπορεί να αποσυντεθεί, για να σχηματιστεί φορμαλδεΐδη, η οποία, θα πρέπει να υπάρχει κυρίως, στην φάση ατμού. Για του λόγου το αληθές, “έτρεξε” ένα δείγμα και ο χρωματογράφος διευρύνθηκε και ελέγχθηκε ειδικά στην φασματοσκοπική ανάλυση μάζας. Ως εκ τούτου, βρέθηκε HCHO . Το σχήμα 6.3.2.β, προέκυψε από την χρωματογραφική ανάλυση των δειγμάτων αερίου και δίνει μια πρώτη ιδέα, του ποσοστού της αποσύνθεσης της μεθανόλης (σε διμεθυλ-αιθέρα), όταν ο χαλκός και το αλουμίνιο, ήταν παρόντα αντίστοιχα, υπό συνθήκες, προσομοιωμένης ψύξης στερεάς προσρόφησης. Μπορεί εύκολα να διαπιστωθεί ότι, το αλουμίνιο, έχει μια ισχυρότερη καταλυτική επίδραση, στην αντίδραση αποσύνθεσης.



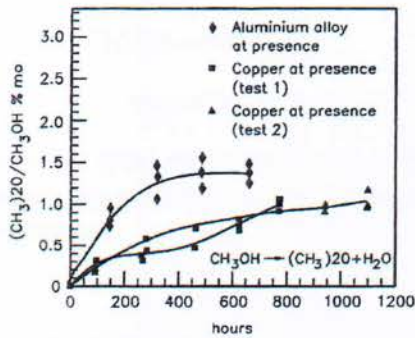
Σχήμα 6.3.α : Σχηματικό Διάγραμμα της Διάταξης Προσομοίωσης.

Πίνακας 6.3.1.α : Λεπτομέρειες των Αναλύσεων, Χρωματογραφίας Αερίου και Φασματογραφίας Μάζας, που χρησιμοποιήθηκαν στην μελέτη και οι Συνθήκες Λειτουργίας τους.

	GC	GC-MS
Model	Varian 3400	hp5890/hp5970B
Column	Capillary BP-20	BP-20
Detector	FID	MSD
Carrier gas	Helium	Helium
Carrier flow rate		30 cm/s
Temperature	30–150°C	40–50°C
Scanning range of MS		12–200 amu
Ionization energy		1800 eV
Scan speed		4 scans/s



Σχήμα 6.3.2.α : Συνολική Χρωματογραφία Ιόντων, των Υγρών Δειγμάτων που Αναλύθηκαν.



Σχήμα 6.3.2.β : Η Αποσύνθεση της Μεθανόλης, επάνω σε Διμεθυλ-αιθέρα, στην Διάταξη Προσομοίωσης, υπό την Παρουσία Χαλκού ή Αλουμινίου.

6.4 Ο Μηχανισμός των Αντιδράσεων

Η μεθανόλη (CH₃OH), αποτελεί την ελαφρύτερη, από τις αλειφατικές αλκοόλες, αφού, μια ομάδα κατιόντων υδροξυλίου (-OH), αντικαθιστά ένα άτομο υδρογόνου του μεθανίου. Στο σύστημα ηλιακής ψύξης στερεάς προσρόφησης, η μεθανόλη, είναι κατά προσέγγιση, μεταξύ 0,02 bar και 0,2 bar, στο εύρος τιμών της πίεσης και μεταξύ -10°C και 110°C, στο εύρος τιμών της θερμοκρασίας. Επίσης, βρίσκεται σε επαφή, με τον ενεργό άνθρακα και τα κράματα που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή του συστήματος. Επιπλέον, κανενός είδους φως (UV ή vis), δεν μπορεί να φθάσει, στο εσωτερικό του συστήματος. Η διάταξη προσομοίωσης, ήταν κατασκευασμένη, από γυαλί, αλλά είχε τοποθετηθεί, σε ένα σκοτεινό δωμάτιο. Υπό αυτές τις συνθήκες και με βάση τα προϊόντα που ανιχνεύθηκαν, οι αντιδράσεις, που έλαβαν χώρα, στην διάταξη προσομοίωσης, είναι οι εξής:

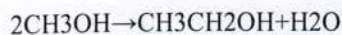


μεθανόλη → διμεθυλ-αιθέρας



μεθοξυμεθυλ μεθυλ-αιθέρας

και



αιθανόλη

Ο σχηματισμός της φορμαλδεΐδης,



φορμαλδεΐδη

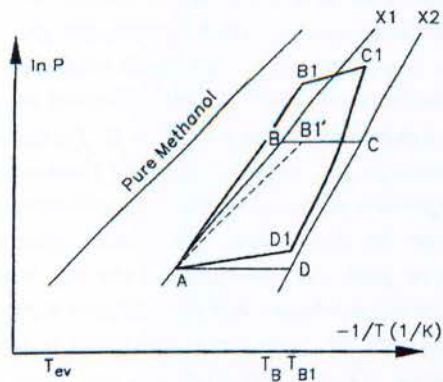
θα μπορούσε επίσης, να λάβει χώρα στο σύστημα, αλλά, ενδέχεται να χρειαστεί, περαιτέρω έρευνα, λόγω της, όχι και τόσο, μεγάλης ευαισθησίας, του οργάνου του ανιχνευτή, που χρησιμοποιήθηκε.

6.5 Οι Επιπτώσεις των Ανεπιθύμητων Αερίων για τον Ιδανικό Κύκλο του Συστήματος

6.5.1 Ιδανικός Κύκλος

Σε ένα ηλιακό σύστημα ψύξης, πρέπει να υπάρχει μόνο προσροφητικό (δηλ. άνθρακας), το οποίο, προσροφά, μια συγκεκριμένη ποσότητα προσροφούμενου (μεθανόλη) και όλα τα υπόλοιπα αέρια, πρέπει να αφαιρούνται εντελώς, προτού η μεθανόλη προσροφηθεί. Ο ιδανικός θερμοδυναμικός κύκλος, της ηλιακής ψύξης, στερεάς προσρόφησης, απεικονίζεται, ως ο κύκλος ABCD, στο διάγραμμα 6.5.1.α. Το πρωινό της Κυριακής, το προσροφητικό στο συλλέκτη, ο οποίος, περιέχει, μια σταθερή (μέγιστη) συγκέντρωση (X1) της προσρόφησης, θερμαίνεται από την ηλιακή ακτινοβολία (διεργασία A-B στο διάγραμμα 6.5.1.α). Καθώς η πίεση (και η θερμοκρασία), του συστήματος, αυξάνεται σε ένα ορισμένο επίπεδο (σημείο B, όπου, η πίεση του συστήματος, ισούται με την πίεση κορεσμού του προσροφούμενου στην θερμοκρασία του συμπυκνωτή), ο προσροφημένος ατμός, εκροφάται από το προσροφητικό και αρχίζει να συμπυκνώνεται, σε έναν αερόψυκτο ή υγρόψυκτο ψυκτήρα, μέχρι να συσσωρευτεί στο δέκτη/ατμοποιητή. Η συγκέντρωση της μεθανόλης (προσροφούμενο) στον άνθρακα (προσροφητικό), αρχίζει να μειώνεται. Η θερμοτότητα που εκλύεται από το συμπυκνωτή, έχει τον ρόλο, του να διατηρήσει, την πίεση του συστήματος, σε ένα σταθερό επίπεδο (διεργασία B-C). Έτσι, η μέγιστη πίεση του συστήματος, μέσα στην ημέρα, ισούται με την πίεση κορεσμού του προσροφούμενου, στην θερμοκρασία του συμπυκνωτή. Η συγκεκριμένη τιμή πίεσης (δηλ. 0,2 bar για την υγροποιημένη μεθανόλη στους 30°C), εξακολουθεί να είναι χαμηλότερη από την ατμοσφαιρική πίεση. Αυτή η διεργασία (B-C), συνεχίζεται μέχρι, ο ηλιακός συλλέκτης, να φθάσει, στη μέγιστή του θερμοκρασία (περίπου 100-110°C). Τότε, ο συλλέκτης και ο δέκτης, διαχωρίζονται, με το κλείσιμο της βαλβίδας μεταξύ τους και ο ηλιακός συλλέκτης με το προσροφητικό, ψύχονται, από τον ατμοσφαιρικό αέρα (είτε με το άνοιγμα του γυάλινου καλύμματος, είτε απλά αναμένοντας την δύση του ηλίου). Καθώς η θερμοκρασία και η πίεση του συλλέκτη, μειώνονται, η συγκέντρωση του προσροφούμενου (μεθανόλη) στον άνθρακα

(προσοφητικό), διατηρείται σταθερή (διεργασία C-D). Επί του παρόντος (στο σημείο D), ο συλλέκτης και ο δέκτης, θα πρέπει να επανασυνδεθούν με το άνοιγμα της βαλβίδας. Το υγρό προσρόφημα στον δέκτη/ατμοποιητή, αρχίζει να ατμοποιείται, υπό την τρέχουσα τιμή πίεσης (περίπου 0,02 bar), η οποία, παράγει μια πολύ χαμηλή θερμοκρασία (τόσο χαμηλή όσο, -10°C) και ψύχει τον πίνακα. Ο ατμοποιημένος ατμός, προσροφάται, εκ νέου, από το προσοφητικό, στο συλλέκτη (διεργασία D-A). Με βάση τον ιδανικό κύκλο διακοπτόμενης ψύξης, που περιγράφηκε παραπάνω, έχουν σχεδιαστεί όλοι οι υφιστάμενοι ηλιακοί ψύκτες και έχουν εκτιμηθεί οι ανάλογες αποδόσεις τους. Το κρίσιμο σημείο για το συγκεκριμένο κύκλο, είναι ότι, δεν υπάρχουν άλλες ουσίες που να περιλαμβάνονται στο σύστημα (εκτός από τον άνθρακα και τη μεθανόλη) και ως εκ τούτου, οι ισοθερμικές γραμμές X1 και X2, είναι περίπου ευθείες γραμμές.



Διάγραμμα 6.5.1.α : Ποιοτικό Διάγραμμα, του Ιδανικού Κύκλου και ο Υποθετικός Κύκλος, με τα Ανεπιθύμητα Αέρια, υπό την παρουσία της Ψύξης Στερεάς Προσρόφησης.

6.5.2 Ο Κύκλος των Ανεπιθύμητων Αερίων

Το μέσο μέγεθος μικροπόρων του ενεργού άνθρακα, είναι περίπου, 20 \AA και είναι ικανό να προσροφά, όχι μόνο την μεθανόλη, αλλά επίσης και τα ανεπιθύμητα αέρια (HCHO , CH_3OCH_3 , αέρας που έχει διαρρεύσει, κ.λπ.). Είναι γνωστό ότι, η παρουσία ανεπιθύμητων αερίων, με αρκετά υψηλότερη πίεση κορεσμού από τη μεθανόλη, στην ίδια θερμοκρασία, θα μπορούσε να καταστρέψει το κενό και να μειώσει την απόδοση του ψύκτη. Δεν είναι ακόμη σαφές, σε τι θα μπορούσε να αλλάξει ο ιδανικός κύκλος, εάν τα ανεπιθύμητα αέρια, συμμετείχαν στο σύστημα. Βασιζόμενοι στην προηγούμενη μελέτη και στην έρευνα που βρίσκεται σε εξέλιξη στο πανεπιστήμιο του Monash Gippsland School of Engineering, επικρατεί η εντύπωση ότι, τα

ανεπιθύμητα αέρια, μπορούν να προσροφούνται από τον άνθρακα και να καταλαμβάνουν ένα μέρος της μικροπορώδους επιφάνειας του άνθρακα. Ειδικότερα, η συγκεκριμένη επιφάνεια, θα ήταν διαθέσιμη, για την μεθανόλη. Η παρουσία των ανεπιθύμητων αερίων, μπορεί επίσης, να αλλάξει, το σχήμα των γραμμών της συγκέντρωσης στο διάγραμμα (οι ακριβείς γραμμές, θα μπορούσαν να επιτευχθούν, μόνο με πειράματα). Ο πραγματικός κύκλος με την παρουσία των ανεπιθύμητων αερίων, υποτίθεται ότι είναι ο $ABIC1D1$, στο διάγραμμα 6.5.1.α, εάν η πίεση P , στο συγκεκριμένο διάγραμμα, εξακολουθεί να ισούται, με την πίεση του συστήματος (συνολική πίεση). Εάν η τιμή της πίεσης, P , αντιπροσωπεύει την μερική πίεση της μεθανόλης στο σύστημα, ο κύκλος θα ήταν ο $AB1'CD$. Η συγκέντρωση της μεθανόλης, με την ύπαρξη των ανεπιθύμητων αερίων, βασίζεται, στην μειωμένη (αποτελεσματική) μάζα του άνθρακα, αντί της συνολικής μάζας του άνθρακα στο σύστημα. Η προσροφούμενη από τον άνθρακα, μεθανόλη, είναι λιγότερη από ότι πριν (χωρίς τα αέρια), αν και μπορεί να έχουν την ίδια συγκέντρωση ($X1$) στην αρχή. Κατά την διεργασία της θέρμανσης, $A-B1$, τα εκροφούμενα πριν την μεθανόλη, ανεπιθύμητα αέρια, καθιστούν διαθέσιμους, περισσότερους μικροπόρους άνθρακα, για την προσρόφηση της μεθανόλης (δηλ. η αποτελεσματική μάζα του κάρβουνου για την αύξηση της μεθανόλης). Η συγκέντρωση X (βασισμένη στην αποτελεσματική μάζα του άνθρακα), μειώνεται τότε, μολονότι δεν έχει εκροφηθεί καθόλου μεθανόλη (διεργασία $A-B1$). Η μεθανόλη, αρχίζει να εκροφάται, στο σημείο $B1$ (ή στο $B1'$ για την γραμμή της μερικής πίεσης της μεθανόλης), το οποίο, αντιστοιχεί στην θερμοκρασία $TB1$, αντί για την θερμοκρασία TB , όπως στην ιδανική περίπτωση. Επειδή δεν είναι εφικτή η συμπτύκνωση των ανεπιθύμητων αερίων (δηλ. βρίσκονται πάντα σε αέρια φάση), η πίεση του συστήματος, θα συνεχίσει να αυξάνεται, όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του συλλέκτη ($B1-C1$). Ως εκ τούτου, όταν υπήρχαν ανεπιθύμητα αέρια στο σύστημα, θα χρειαζόταν, μια υψηλότερη μέγιστη θερμοκρασία του συλλέκτη, έτσι ώστε να παραχθεί, η ίδια ποσότητα μεθανόλης με πριν. Ή, εάν η μέγιστη θερμοκρασία του συλλέκτη, ήταν ίδια, η εκροφούμενη μεθανόλη, θα ήταν λιγότερη από ότι πριν. Κατά την διεργασία της προσρόφησης (ψύξη), η μεθανόλη, θα ατμοποιηθεί σε μια υψηλότερη τιμή πίεσης συστήματος, αλλά η θερμοκρασία ατμοποίησης, θα είναι η ίδια με πριν (επειδή, εξαρτάται από την μερική πίεσή της, που είναι η ίδια με πριν). Καθώς ο άνθρακας (στον συλλέκτη) ψύχεται, η πίεση του συστήματος, θα μειωθεί, ενώ περισσότερα ανεπιθύμητα αέρια, προσροφούνται από τον άνθρακα. Ο υποθετικός κύκλος που περιγράφηκε παραπάνω, δεν αποτελεί απλά μια εικασία, μολονότι χρειάζεται, περαιτέρω πειραματική απόδειξη. Ο κύκλος, μπορεί να εξηγήσει ορισμένα παρατηρούμενα γεγονότα στο πραγματικό σύστημα. Καταρχήν, εάν υπήρχαν ανεπιθύμητα αέρια στο σύστημα, η μεθανόλη, θα ξεκινούσε να συμπτύκνεται, σε μια υψηλότερη θερμοκρασία συλλέκτη. Επίσης, νωρίς το πρωί, η συνολική πίεση του συστήματος, δεν ήταν επηρεασμένη από την παρουσία των ανεπιθύμητων αερίων. Τέλος, ορισμένη υγρή μεθανόλη, βρέθηκε αριστερά στον ατμοποιητή με το πέρας της νύχτας που έλαβε χώρα η ατμοποίηση. Συνοπτικά, επικρατεί η άποψη ότι, εάν υπήρχαν μικρές ποσότητες ανεπιθύμητων αερίων στο σύστημα, τα ανεπιθύμητα αέρια θα προσροφούνταν από τον άνθρακα, σε μια χαμηλή θερμοκρασία. Επομένως, δεν θα

επηρεάζαν την πίεση/θερμοκρασία του συστήματος, σε μια χαμηλή θερμοκρασία (δηλ. νωρίς το πρωί). Συνεπώς, η εκρόφιση/προσρόφιση της χρήσιμης μεθανόλης από/με τον άνθρακα, κατά την διάρκεια της ημέρας/νύχτας, γίνεται λιγότερο και προκαλεί μείωση της απόδοσης του συστήματος.

6.6 Συμπεράσματα

Στο ηλιακό σύστημα ψύξης με προσρόφιση άνθρακα/μεθανόλης, βρέθηκε να λαμβάνει χώρα, η αποσύνθεση της μεθανόλης. Στα προϊόντα της αποσύνθεσης, ανιχνεύθηκαν, διμεθυλ-αιθέρας, μεθοξυμεθυλ-αιθέρας, μεθυλ-αιθέρας και αιθανόλη. Κάτω από τις συνθήκες, της ηλιακής ψύξης με προσρόφιση, βρέθηκε ότι, το κράμα αργιλίου, παρουσιάζει, ισχυρότερη καταλυτική επίδραση, στην αντίδραση αποσύνθεσης, σε σχέση με τον χαλκό. Επομένως, δεν συνιστάται, για χρήση που αφορά, την κατασκευή του ηλιακού συλλέκτη, σε ένα τέτοιο σύστημα. Με την παρουσία των ανεπιθύμητων αερίων στο σύστημα, η πραγματική αναλογία μάζα/όγκος του διοξειδίου του άνθρακα για την μεθανόλη, είναι λιγότερη, σε σχέση με πριν. Επίσης, μειώνεται και το ποσό της προσροφημένης/εκροφημένης μεθανόλης. Αυτός είναι, ο ένας από τους παράγοντες, που προκαλούν την μακροπρόθεσμη μείωση της απόδοσης του συστήματος. Για να ξεπεραστεί το συγκεκριμένο πρόβλημα, πρέπει να επιλεγεί, το καταλληλότερο κράμα, που να έχει την λιγότερο καταλυτική επίδραση στην αντίδραση αποσύνθεσης και παράλληλα, να είναι αποδεκτές οι άλλες του ιδιότητες (π.χ. θερμική αγωγιμότητα, κ.λπ.). Οι ρυθμοί αντίδρασης, με άλλα κράματα, προς το παρόν, ελέγχονται, στο πανεπιστήμιο του Monash. Ένας εναλλακτικός τρόπος είναι, να βρεθεί ένας αναστολέας, ο οποίος, να είναι κατάλληλος για τοποθέτηση, στο εσωτερικό του συστήματος και να μπορεί να σταματήσει ή να επιβραδύνει τις αντιδράσεις.

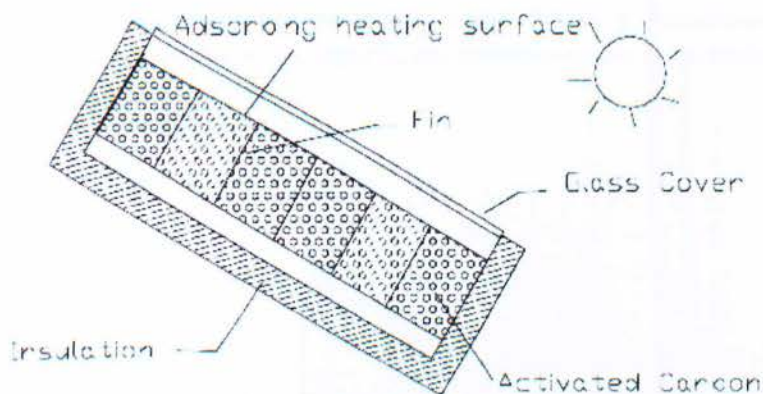
7.0 ΗΛΙΑΚΟΣ ΣΥΛΛΕΚΤΗΣ ΣΤΗΝ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ

7.1 Εισαγωγή

Το εμπόριο μηχανών, που είναι σε θέση, να αξιοποιήσουν, τις δυνατότητες, που προσφέρει η ηλιακή ακτινοβολία, έχει σημειώσει σημαντική πρόοδο, ιδιαίτερα σε χώρες, με μεγάλα ποσοστά ηλιοφάνειας. Οι παράγοντες που παίζουν σημαντικό ρόλο, στην επιλογή ενός ηλιακού συλλέκτη, είναι οι εξής:

- Υψηλός Βαθμός Απόδοσης
- Χαμηλό Κόστος
- Ευκολία στην Εγκατάσταση
- Ικανή Μόνωση

Ωστόσο, μέχρι στιγμής, είναι δύσκολο να πληρούνται ταυτόχρονα και οι τέσσερις παράγοντες, με σημαντικότερο όλων, το κόστος. Όπως και να έχει όμως, οι ηλιακοί συλλέκτες, έχουν καθιερωθεί πλέον στο εμπόριο, καθώς η τιμή των ορυκτών καυσίμων (πετρέλαιο, φυσικό αέριο), έχει πάρει την ανιούσα και επίσης, δεν πρέπει να ξεχνάμε ότι είναι αναλώσιμα. Στην θεωρία των ηλιακών συλλεκτών, ο συλλέκτης διατηρεί την κλασική του μορφή. Δηλαδή, η θερμότητα, μεταβιβάζεται, από τον προσροφητή, σε αγωγούς, οι οποίοι, διαρρέονται από νερό και εν συνεχεία, στην προσροφητική τράπεζα. Στις απλούστερες όμως εφαρμογές, που μας ενδιαφέρει κυρίως η συνεργασία του ενεργού άνθρακα με την ηλιακή θερμότητα, ο συλλέκτης έχει το ρόλο της προσροφητικής τράπεζας. Δηλαδή, η θερμότητα, μεταβιβάζεται απευθείας, στον ενεργό άνθρακα, από τον προσροφητή. Στο σχήμα 7.1.a που ακολουθεί, απεικονίζεται η συνεργασία του ηλιακού συλλέκτη με την προσροφητική τράπεζα.



Σχήμα 7.1.α : Απεικόνιση Συνεργασίας του Ηλιακού Συλλέκτη με την Προσοφητική Τράπεζα.

Οι ενδεικτικές διαστάσεις, παρουσιάζονται στον Πίνακα 7.1.β που ακολουθεί.

Πίνακας 7.1.β : Ενδεικτικές Διαστάσεις.

Units	Number	Length (mm)	Width (mm)	Thickness (mm)	Inside diameter (mm)	Outer diameter (mm)
Collector plate	2	1000	750	50	-	-
Collector air gap	-	-	-	45	-	-
Glazing	2	1000	750	4	-	-
Back insulation	2	1000	750	50	-	-
Condenser	4	300	-	-	26	57
Evaporator	1	500	350	80	-	-
Receiver	1	350	-	-	150	167

Στο σχήμα 7.1.α, παρατηρούμε ότι, οι 5 από τις 6 πλευρές, της προσοφητικής τράπεζας, είναι μονωμένες (Insulation). Η 6^η είναι η επιφάνεια πρόσπτωσης της ηλιακής ακτινοβολίας. Πάνω από την συγκεκριμένη πλευρά, υπάρχουν ένα ή περισσότερα, γυάλινα καλύμματα (Glass Cover). Κάτω από αυτήν, υπάρχει ο απορροφητής (Adsorbing heating surface), ο οποίος, βρίσκεται σε επαφή, με τον ενεργό άνθρακα (Activated Carbon). Με σκοπό την καλύτερη μεταβίβαση της θερμότητας στο σώμα του προσοφητή, υπάρχουν φύλλα μετάλλου, ανά τακτά διαστήματα, μέσα στον ενεργό άνθρακα. Στο κάτω μέρος της προσοφητικής τράπεζας, όπου και γίνεται η μεταφορά του προσοφητικού (μεθανόλη), στο σώμα του ενεργού άνθρακα, παρατηρείται μια οπή. Με σκοπό την ψύξη της προσοφητικής τράπεζας, σε πιο γρήγορους ρυθμούς, κατά την διάρκεια της νύκτας, παρατηρείται η εγκατάσταση ανοιγμάτων (dampers), γύρω στα 40 mm, στα άκρα του σώματος της

τράπεζας. Στο σχήμα 7.1.γ που ακολουθεί, απεικονίζονται οι κατασκευαστικές λεπτομέρειες, μιας προσροφητικής μηχανής, που εφάπτεται σε ένα τέτοιο κύκλωμα.

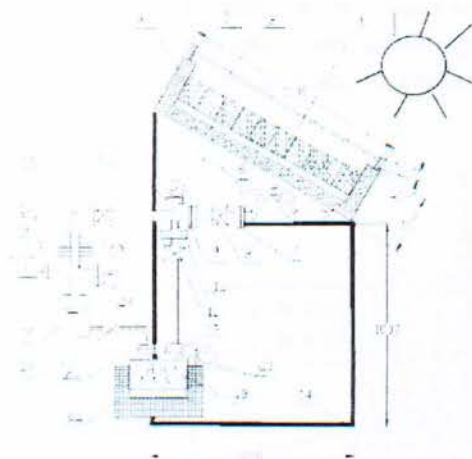


Fig. 2. Schematic diagram of solar ice-maker. 1—adsorbent bed; 2—glass cover; 3—damper; 4—insulated material; 5, 15, 20, 25—pressure gauges; 6, 23, 24—temperature gauges; 7, 9, 10, 12—connecting flanges; 8, 11, 17, 26—valves; 13—evaporator; 14—bracket; 16—condenser; 18—refrigerant input pipe; 19—reservoir; 22—ice box.

Σχήμα 7.1.γ : Κατασκευαστικές Λεπτομέρειες Προσροφητικής Μηχανής.

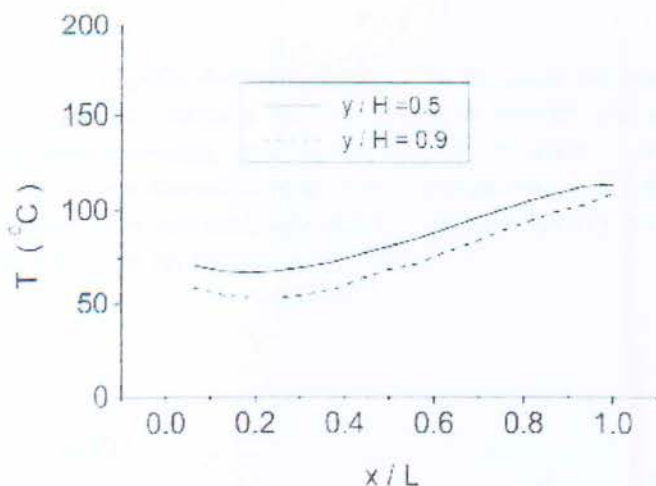
Οι παράγοντες, που επηρεάζουν μια προσροφητική τράπεζα, μπορούν να ταξινομηθούν σε δύο βασικές κατηγορίες:

- Σταθεροί παράγοντες, όπως είναι, οι διαστάσεις των στοιχείων, τα υλικά κατασκευής τους, η διάταξή τους στον χώρο, κ.λπ.
- Μεταβλητοί παράγοντες, όπως είναι, οι καιρικές συνθήκες (η νέφωση, η ηλιακή ακτινοβολία, κ.λπ.), η ταχύτητα του ανέμου, το υψόμετρο, η μέση εξωτερική θερμοκρασία, κ.λπ.

Παρακάτω, θα αναλυθούν, οι σημαντικότεροι, εξ αυτών των παραγόντων και το πώς σχετίζονται, με την απόδοση της προσροφητικής μηχανής.

7.2 Επίδραση των Ελασμάτων Μεταβίβασης Θερμότητας

Με σκοπό την καλύτερη μεταβίβαση της θερμότητας στο σώμα του προσροφητή (ενεργός άνθρακας), χρησιμοποιούμε φύλλα μετάλλου (ελάσματα), ανά τακτά διαστήματα. Αυτό γίνεται, επειδή, ο προσροφητής, παρουσιάζει μικρή θερμική αγωγιμότητα. Στο διάγραμμα 7.2.α, που ακολουθεί, απεικονίζεται η κατανομή της θερμοκρασίας, μεταξύ δύο ελασμάτων, μετά το πέρας της θέρμανσης.



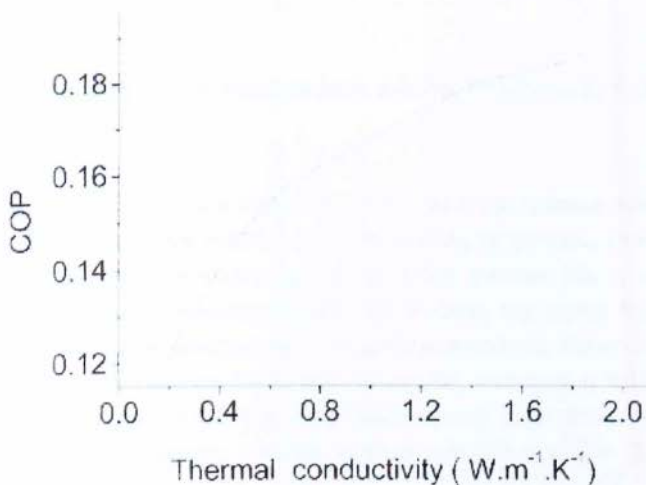
Διάγραμμα 7.2.α : Κατανομή Θερμοκρασίας, Δύο Διαφορετικών Ελασμάτων, Μετά το Πέρασμα της Θέρμανσης.

Η συνεχής (πλήρης) γραμμή, φανερώνει, την κατανομή της θερμοκρασίας, στο μέσον της απόστασης ($y/H=0,5$), ανάμεσα στον πάνω και στον κάτω προσροφητή. Η διακεκομμένη γραμμή, φανερώνει, την κατανομή της θερμοκρασίας, για μια απόσταση, που προσεγγίζει, την κάτω επιφάνεια του προσροφητή. Η κάθετη απόσταση, μεταξύ του πάνω και του κάτω προσροφητή, συμβολίζεται με "y". Η οριζόντια απόσταση, μεταξύ των δύο ελασμάτων, καθώς μετράμε από το μέσον τους, συμβολίζεται με "x". Από το διάγραμμα, παρατηρούμε ότι, ανάμεσα στις δύο επιφάνειες του προσροφητή, όπως επίσης και ανάμεσα στα δύο ελάσματα, η θερμοκρασιακή διαφορά, είναι αρκετά μεγάλη. Η διαφορά αυτή, θα ήταν ακόμα μεγαλύτερη, χωρίς την παρουσία των ελασμάτων. Η θερμοκρασία επίσης, θα ήταν ομοιόμορφη, κατά τον άξονα των x και ως εκ τούτου, από το $0,3(x/L)$ και έπειτα στο διάγραμμα, θα χανόταν το ωφέλιμο ποσό της θερμότητας, χάρη στο οποίο, αυξάνεται η θερμοκρασία. Η κάθετη διεύθυνση, λαμβάνεται σοβαρά υπόψη στο σχεδιασμό και

στην βελτιστοποίηση και δεν πρέπει να ξεπερνά τα 5 cm. Τέλος, διαπιστώνουμε ότι, η αύξηση του αριθμού των ελασμάτων, συνεπάγεται και την αύξηση της ομοιομορφίας των καμπυλών, σε μια υψηλότερη θερμοκρασία. Σε αυτό το σημείο όμως, δεν πρέπει να ξεχνάμε ότι, οι καμπύλες αυτές, απορροφούν αισθητή θερμότητα, η οποία και παραμένει αναξιοποίητη. Επομένως, οι επιπτώσεις θα είναι αρνητικές προς το σύστημα και άρα συμπεραίνουμε ότι, υπάρχει ένα βέλτιστο στον μέγιστο αριθμό των ελασμάτων, το οποίο και μπορεί να μεταβληθεί, ανάλογα με την περίπτωση.

7.3 Επίδραση της Θερμικής Αγωγιμότητας του Προσοφητή

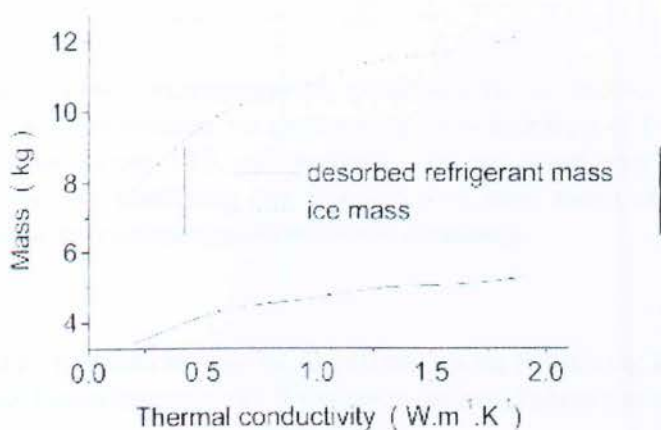
Ένας παράγοντας, που χρήζει ιδιαίτερης προσοχής, σε ότι αφορά, τον περιορισμό της απόδοσης μιας μηχανής, αποτελεί το γεγονός ότι, η θερμική αγωγιμότητα των περισσότερων προσοφητικών, είναι αρκετά χαμηλή. Ο ενεργός άνθρακας για παράδειγμα, παρουσιάζει θερμική αγωγιμότητα, που κυμαίνεται κάτω από το 1 (W/m K). Στο διάγραμμα 7.3.α, που ακολουθεί, απεικονίζεται η εξάρτηση του συντελεστή συμπεριφοράς, COP, από την θερμική αγωγιμότητα.



Διάγραμμα 7.3.α : Εξάρτηση του Συντελεστή Συμπεριφοράς, COP, από την Θερμική Αγωγιμότητα.

Από το παραπάνω διάγραμμα, συμπεραίνουμε ότι, αύξηση κατά μίας μονάδας, της θερμικής αγωγιμότητας, συνεπάγεται αύξηση, κατά 0,2 μονάδες, του συντελεστή συμπεριφοράς, COP. Ως εκ τούτου, επηρεάζεται άμεσα και η προσροφούμενη μάζα

του ψυκτικού, άρα και η μάζα του πάγου, που παράγεται κατά την ψύξη. Στο διάγραμμα 7.3.β, που ακολουθεί, απεικονίζεται η εξάρτηση της παραγόμενης μάζας (ποσότητας) πάγου (ψυκτικού), κατά την ψύξη, από την θερμική αγωγιμότητα.



Διάγραμμα 7.3.β : Εξάρτηση της Παραγόμενης Μάζας (Ποσότητας) Πάγου (Ψυκτικού), από την Θερμική Αγωγιμότητα.

7.4 Επίδραση του Αριθμού των Υαλοπινάκων και της Επιλεκτικής Επιφάνειας

Ο αριθμός των υαλοπινάκων, που υπάρχουν επάνω από την τράπεζα προσρόφησης, όπως επίσης και η ενδεχόμενη ύπαρξη, μιας επιλεκτικής επιφάνειας, επάνω από τον ενεργό άνθρακα, χρήζουν ιδιαίτερης προσοχής. Είναι γνωστό ότι, η αύξηση του αριθμού των υαλοπινάκων, συνεπάγεται και την αύξηση της μέσης θερμοκρασίας στον ενεργό άνθρακα. Στην πράξη όμως, δεν χρησιμοποιούνται περισσότεροι από 2 με 3 υαλοπίνακες. Στον πίνακα 7.4.α, που ακολουθεί, φαίνεται η επίδραση στον συντελεστή συμπεριφοράς, COP και στην παραγόμενη μάζα (ποσότητα) πάγου (ψυκτικού), μιας μηχανής ψύξης, από τον αριθμό των υαλοπινάκων (1 και 2 ανά περίπτωση).

Πίνακας 7.4.α : Αριθμός Υαλοπινάκων, Συντελεστής Συμπεριφοράς, Προσοροφούμενη Μάζα και Παραγόμενη Μάζα Πάγου (Ψυκτικού).

Glass numbers (black coating)	COP	Desorbed refrigerant mass (kg)	Ice mass (kg)
One glass cover	0.116	3.23	7.47
Double glass covers	0.163	4.54	10.51

Στον παραπάνω πίνακα, παρατηρούμε ότι, η αύξηση κατά μία μονάδα, του αριθμού των υαλοπινάκων, συνεπάγεται την κατά σχεδόν, 50 % αύξηση, στις 3 υπό μελέτη, μεταβλητές. Στον πίνακα 7.4.β, που ακολουθεί, φαίνεται η επίδραση, της μαύρης επικάλυψης και της επικάλυψης επιλεκτικού υλικού, στην επάνω επιφάνεια του προσροφητή (με έναν υαλοπίνακα και στις δύο περιπτώσεις).

Πίνακας 7.4.β : Επίδραση της Μαύρης Επικάλυψης και της Επικάλυψης Επιλεκτικού Υλικού, στην Επάνω Επιφάνεια του Προσοροφητή (με έναν Υαλοπίνακα και στις δύο περιπτώσεις).

Coating material (one glass cover)	COP	Desorbed refrigerant mass (kg)	Ice mass (kg)
Black coating	0.116	3.23	7.47
Selective coating material	0.145	4.05	9.37

Στον παραπάνω πίνακα, παρατηρούμε ότι, με την επικάλυψη επιλεκτικού υλικού, ο συντελεστής συμπεριφοράς, COP, παρουσιάζει αύξηση, της τάξεως του 25 %. Εάν συνδυάσουμε τις πλέον ιδανικές περιπτώσεις για την αύξηση του συντελεστή συμπεριφοράς, COP, θα λάβουμε τον πίνακα 7.4.γ, που ακολουθεί.

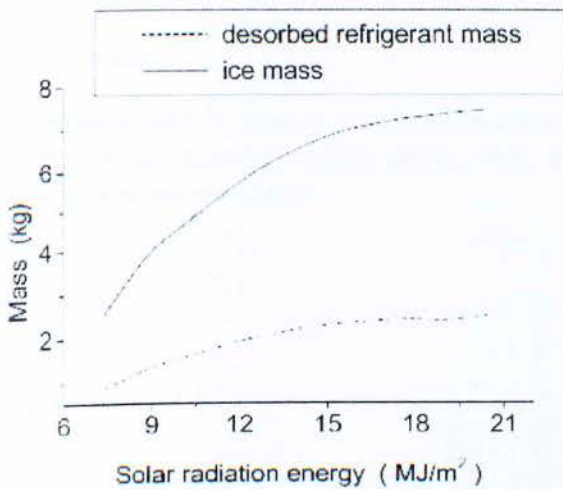
Πίνακας 7.4.γ : Βέλτιστος Συνδυασμός, για την Αύξηση του Συντελεστή Συμπεριφοράς, COP.

Items	COP	Desorbed refrigerant mass (kg)	Ice mass (kg)
One glass cover, black coating material	0.116	3.23	7.47
Double glass covers, selective	0.193	5.38	12.45

Στον παραπάνω πίνακα, παρατηρούμε ότι, ο συνδυασμός δύο υαλοπινάκων, με την επικάλυψη επιλεκτικού υλικού, στην επάνω επιφάνεια του προσροφητή, επιφέρει στον συντελεστή συμπεριφοράς, COP, μια αύξηση, της τάξεως, του 70 %.

7.5 Επίδραση της Ηλιακής Ακτινοβολίας

Η ηλιακή ακτινοβολία κρίνεται απαραίτητη στην ηλιακή ψύξη με προσρόφιση. Συνεπώς, η ηλιακή ακτινοβολία, είναι εκείνη, που οριοθετεί, την παραγόμενη μάζα (ποσότητα) πάγου (ψυκτικού) και ως εκ τούτου, επηρεάζει τον συντελεστή απόδοσης της μηχανής. Ως γνωστόν, το COP εκφράζει και την προσροφούμενη μάζα. Στο διάγραμμα 7.5.α, που ακολουθεί, απεικονίζεται, η εξάρτηση της μάζας προσρόφισης, από την ηλιακή ακτινοβολία.



Διάγραμμα 7.5.α : Εξάρτηση της Προσροφούμενης Μάζας, από την Ηλιακή Ακτινοβολία.

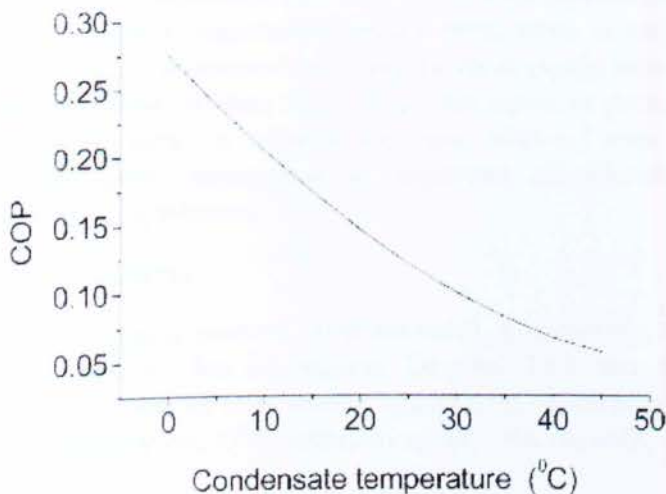
Από το παραπάνω διάγραμμα, μπορούμε να συμπεράνουμε ότι, με την αύξηση της ηλιακής ακτινοβολίας, αυξάνεται και ο συντελεστής απόδοσης. Σε αυτό το σημείο όμως, πρέπει να επισημανθεί ότι, δεν μεταβάλλονται ταυτόχρονα, τα δύο αυτά μεγέθη (ηλιακή ακτινοβολία και COP). Δηλαδή, η αύξηση του συντελεστή συμπεριφοράς, COP, παρουσιάζει μια χρονική καθυστέρηση, σε σχέση με την αντίστοιχη αύξηση, της ηλιακής ακτινοβολίας. Επίσης, από ένα σημείο και έπειτα στο διάγραμμα, το COP παρουσιάζει μια φθίνουσα τάση. Αυτό οφείλεται, στο γεγονός ότι, η ηλιακή

ακτινοβολία, χρησιμοποιείται ως λανθάνουσα θερμότητα, τόσο στον ενεργό άνθρακα, όσο και στα εμφυτεύματα μεταλλικών φύλλων στο εσωτερικό του. Με την αύξηση της ηλιακής ακτινοβολίας, προκαλείται και η μετατόπιση, σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες, του σημείου τέλους της απομάκρυνσης. Συνεπώς, ο ενεργός άνθρακας, απομακρύνει λιγότερη ποσότητα προσροφητικού. Αυτό πρακτικά σημαίνει ότι, το μεγαλύτερο μέρος της θερμότητας, θα καταναλωθεί σαν λανθάνουσα, στα εμφυτεύματα μεταλλικών φύλλων. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα, την άσκοπη απώλεια της ενέργειας, με συνέπεια, την σταδιακή μείωση του συντελεστή απόδοσης, με την αύξηση της ακτινοβολίας. Τέλος, αξίζει αναφοράς το γεγονός ότι, εφόσον η παραγόμενη ψύξη, κρίνεται αρκετή για την ψύξη του σώματος του ατμοποιητή, η μηχανή αυτή, θα εργαστεί σε ένα κατώτερο όριο. Η ελάχιστη ηλιακή ακτινοβολία, ανά τετραγωνικό μέτρο του ηλιακού συλλέκτη, κατά τον Pons, ισούται με 11 (MJ/m^2).

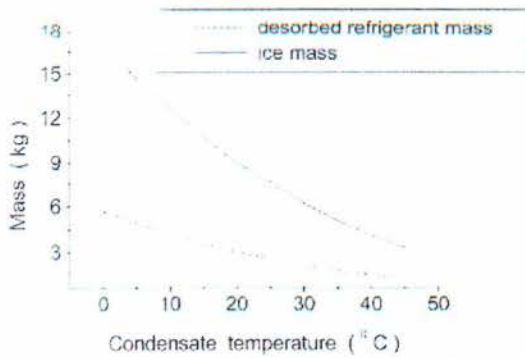
7.6 Επίδραση της Θερμοκρασίας Συμπύκνωσης και Ατμοποίησης

• Θερμοκρασία Συμπύκνωσης

Η αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης, συνεπάγεται την μείωση του συντελεστή συμπεριφοράς, COP και της προσροφούμενης μάζας, όπως φαίνεται και στα διαγράμματα 7.6.α και 7.6.β, που ακολουθούν.



Διάγραμμα 7.6.α : Επίδραση της Θερμοκρασίας Συμπύκνωσης, στο COP.

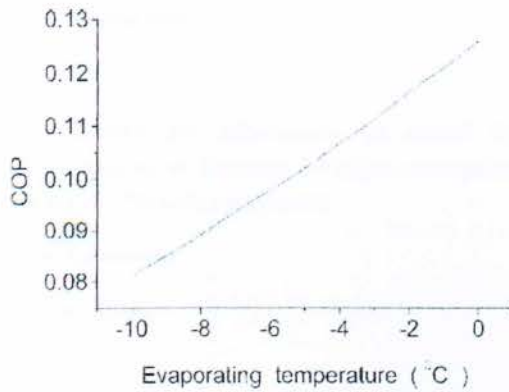


Διάγραμμα 7.6.β : Επίδραση της Θερμοκρασίας Συμπύκνωσης, στην Προσοφούμενη Μάζα.

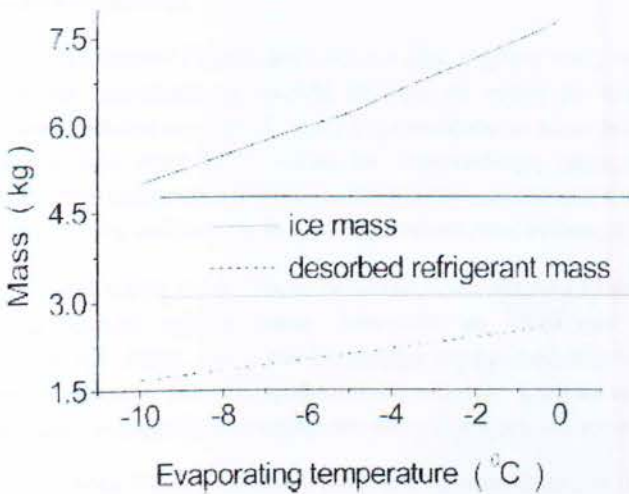
Από τα παραπάνω δύο διαγράμματα, παρατηρούμε ότι, όταν η θερμοκρασία συμπύκνωσης, είναι μικρότερη από τους 20°C, ο συντελεστής συμπεριφοράς, COP, ξεπερνά το 0,15 και επίσης, η παραγόμενη μάζα (ποσότητα) του πάγου (ψυκτικού), είναι περίπου 10 kg. Σε πραγματικές εφαρμογές ψύξης, το αποτέλεσμα αυτό, κρίνεται ιδιαίτερα ικανοποιητικό. Όταν η θερμοκρασία συμπύκνωσης, είναι μεγαλύτερη από τους 40°C, ο συντελεστής συμπεριφοράς, COP, καθώς και η μάζα του πάγου, βρίσκονται σε αρκετά χαμηλά επίπεδα. Ως εκ τούτου, δεν αξιοποιείται, μια αρκετά σημαντική, ποσότητα ψύξης. Παρατηρούμε ότι, το καλοκαίρι, που η θερμοκρασία του περιβάλλοντος, είναι μεγαλύτερη από τους 30°C, η ψύξη παρουσιάζει δυσκολίες. Αυτό συμβαίνει, επειδή, η θερμοκρασία συμπύκνωσης, τείνει να αυξηθεί, οπότε επιβάλλεται η ψύξη με νερό, προκειμένου να παραμείνει σε χαμηλά επίπεδα. Σε αυτή την περίπτωση όμως, καλό θα είναι, η κυκλοφορία του νερού, να γίνεται με φυσικό τρόπο. Και αυτό γιατί, η ολοκλήρωση του κύκλου, στην ψύξη με απορρόφηση/προσορόφηση, παρουσιάζει το σημαντικό πλεονέκτημα, της μη κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας.

- Θερμοκρασία Ατμοποίησης

Στην περίπτωση της χρήσης ψυκτικών, πλην του νερού, η ατμοποίηση, είναι εφικτή και κάτω από τους 0°C. Στα διαγράμματα 7.6.γ και 7.6.δ, που ακολουθούν, παρατηρούμε ότι, η αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης, συνεπάγεται την αύξηση του συντελεστή συμπεριφοράς, COP, καθώς και της παραγόμενης μάζας (ποσότητας) πάγου (ψυκτικού).



Διάγραμμα 7.6.γ : Επίδραση της Θερμοκρασίας Ατμοποίησης, στο COP.



Διάγραμμα 7.6.δ : Επίδραση της Θερμοκρασίας Ατμοποίησης, στην Προσροφούμενη Μάζα.

Η θερμοκρασία ατμοποίησης, στην ηλιακή ψύξη με προσρόφηση, κυμαίνεται μεταξύ των -10°C και 0°C . Αυτό ισχύει, επειδή η ηλιακή ενέργεια, περιορίζεται από ορισμένους ατμοσφαιρικούς παράγοντες. Για θερμοκρασίες ατμοποίησης μεγαλύτερες των 0°C , χρησιμοποιείται το ζεύγος ψύξης Ζεολίτης/Νερό. Και αυτό γιατί, η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης του νερού, είναι αρκετά μεγαλύτερη, σε σχέση με την αντίστοιχη, της μεθανόλης.

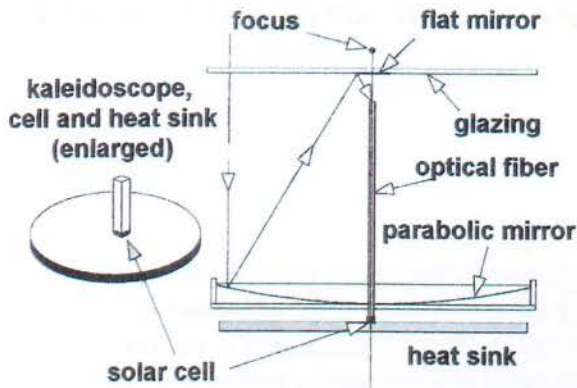
7.7 Διαθέσιμη Ηλιακή Τεχνολογία

Οι Best και Ortega, έκαναν μια ταξινόμηση, με σκοπό την εκτίμηση, των δυνατοτήτων που παρουσιάζουν, οι διάφορες διατάξεις συστημάτων ηλιακής ψύξης. Η ταξινόμηση αυτή, αφορά 3 βασικές κατηγορίες:

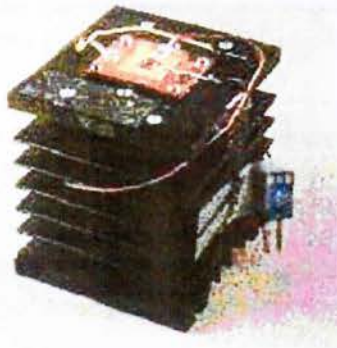
- Τεχνολογίες Ηλιακών Συλλεκτών
- Τεχνολογίες Παραγωγής Ψύξης
- Ειδικές Εφαρμογές

Για τις εφαρμογές που μας αφορούν, υπάρχουν οι εξής ηλιακές τεχνολογίες:

- Επίπεδοι Ηλιακοί Συλλέκτες (Flat Plate Collectors). Για τις εφαρμογές μικρής κλίμακας (π.χ. οικιακές), που μας ενδιαφέρουν, αποτελούν μια αρκετά καλή, προσιτή και φθηνή οικονομικά επιλογή.
- Σωλήνες Κενού (Evacuated Tubes). Δεν είναι συνήθης η χρήση τους, στα πειράματα ηλιακής ψύξης και αποτελούν πιο ακριβή επιλογή, σε σχέση με τους επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες. Λόγω της μορφής τους, παρουσιάζουν το πλεονέκτημα, του μη προσανατολισμού τους στον ήλιο. Αποτελούν ποιοτικότερη επιλογή από τους επίπεδους. Κατά την χειμερινή περίοδο, παρουσιάζουν μεγαλύτερη απόδοση. Άρα είναι πιο αποδοτικοί στις ανάγκες της θέρμανσης, από ότι, στις ανάγκες της ψύξης.
- Συγκεντρωτικοί Συλλέκτες, με και χωρίς κάτοπτρο (Concentrating Collectors CPC). Αποτελούν μια αρκετά ακριβή λύση. Μπορούν να επιφέρουν άνοδο της θερμοκρασίας άνω των 100°C. Λόγω του ότι υπάρχει περιορισμός στην θερμοκρασία που λειτουργεί η μεθανόλη (120°C), η αξιοποίησή τους, δεν κρίνεται εφικτή. Ως εκ τούτου, στην ηλιακή ψύξη με προσρόφηση, που μας ενδιαφέρει, δεν προτιμούνται.
- Ηλιακές Λίμνες (Solar Ponds). Αφορούν τεράστιες εγκαταστάσεις, οι οποίες, έχουν ως σκοπό, την παραγωγή ενέργειας και όχι απαραίτητα της ψύξης. Τέτοιες εγκαταστάσεις, βρίσκονται στην Αριζόνα των Η.Π.Α.
- Μίνι Συλλέκτες Οπτικών Ινών (Fiber Optics Mini Dish). Αποτελούν την πιο σύγχρονη τεχνολογία ηλιακών συλλεκτών. Οι διαστάσεις που μπορούν να πάρουν, είναι πολύ μικρές και παρουσιάζουν πολύ καλή απόδοση. Επίσης, έχουν την δυνατότητα, της μεταφοράς της ηλιακής ενέργειας, μέσω των οπτικών ινών, σε πολύ μεγάλη απόσταση και μάλιστα χωρίς απώλειες. Από άποψη κόστους, κρίνονται αρκετά καλοί, σε σχέση με τις δυνατότητες που προσφέρουν. Θεωρούνται ανώτεροι, σε κάθε επίπεδο, σε σχέση με τους κλασσικούς συγκεντρωτικούς συλλέκτες. Στα σχήματα 7.7.α και 7.7.β, που ακολουθούν, απεικονίζονται οι συλλέκτες οπτικών ινών.



Σχήμα 7.7.α : Συλλέκτης Οπτικών Ινών.



Σχήμα 7.7.β : Πραγματική Εικόνα Συλλέκτη Οπτικών Ινών.

Για το χαμηλό τους, έναντι των υπολοίπων, κόστος αγοράς, προτιμούνται και χρησιμοποιούνται, οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες, στις οικιακές εφαρμογές ηλιακής ψύξης. Στην πλειονότητά τους, ο ηλιακός συλλέκτης και η προσροφητική τράπεζα, συνιστούν μια ενιαία κατασκευή. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα, την μείωση των απωλειών, την απλότητα στην κατασκευή, κ.α.

8. Ο ΒΑΣΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΣΤΗΝ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ

8.1 Εισαγωγή

Ο βασικός κύκλος στην ψύξη με προσρόφηση, αναφέρεται στην βιβλιογραφία και ως ενδιάμεσος βασικός κύκλος (intermittent basic cycle). Ως επί το πλείστον, τα πειράματα που έχουν διεξαχθεί και οι κατασκευές που έχουν εκπονηθεί, αποτελούν τον ενδιάμεσο βασικό κύκλο. Η εμπορική αξιοποίηση των κατασκευών αυτού του προσροφητικού κύκλου, είναι δεδομένη. Και αυτό επειδή, αφορούν πολύ εύκολες κατασκευές, που σε συνδυασμό με το χαμηλό τους κόστος, καθιστούν σχεδόν αδύνατη την υλοποίηση άλλων πιο εξελιγμένων θεωρητικά κύκλων. Οι κατασκευές αυτές, έχουν ως βάση τους, τον κλασσικό πολύ απλό κύκλο που έχει περιγραφεί και αποτελούνται από:

- Έναν συλλέκτη, εντός του οποίου, υπάρχει η προσροφητική τράπεζα, με όλα τα παρελκόμενα (μονώσεις, υαλοπίνακες, κ.τλ.). Για την καλύτερη απαγωγή της θερμότητας, κατά τη διάρκεια της νύχτας, ανοίγουν ορισμένα παράθυρα (dampers).
- Έναν συμπυκνωτή, που αποτελεί, έναν αγωγό με πτερύγια ψύξης με καμπυλώσεις, έτσι ώστε το μήκος του, να είναι επαρκές, για τη συμπύκνωση.
- Έναν ατμοποιητή, που αποτελεί, έναν ψυκτικό θάλαμο μικρών διαστάσεων, μέσα στον οποίο, δημιουργείται ο πάγος.
- Μία βαλβίδα, για την πτώση της πίεσης του ψυκτικού.
- Μία αντλία κενού, στην περίπτωση που το προσροφητικό, είναι η μεθανόλη. Η αντλία κενού, χρησιμοποιείται μόνο μία φορά και πιο συγκεκριμένα στην αρχή.

Οι κατασκευές αυτές, πρέπει να τονίσουμε ότι, είναι σχετικά ελαφριές, μετακινούνται εύκολα, το ύψος τους είναι ενός μέσου ανθρώπου και το πλάτος τους κυμαίνεται μεταξύ 1-2 m.

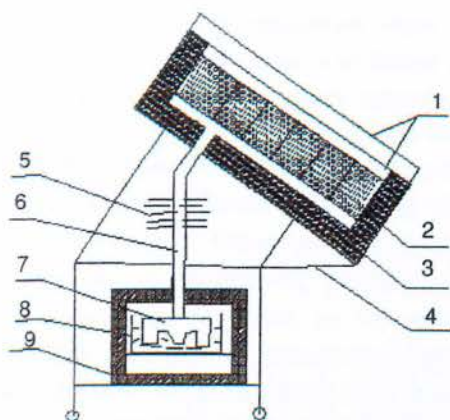
Τα ηνία στον τομέα των κατασκευών, βασικών κύκλων ψύξης με προσρόφηση, κατέχουν οι Ασιάτες (Ιαπωνία, Κίνα), μολονότι, σε αρκετές χώρες ανά τον κόσμο (Αγγλία, Γαλλία, Βραζιλία, Η.Π.Α.), έχουν διεξαχθεί πολλές εφαρμογές και έχουν γραφτεί πολλά επιστημονικά άρθρα.

8.2 Ανάπτυξη Ηλιακού Ψύκτη Χωρίς Βαλβίδες

Η ανάπτυξη ενός ηλιακού ψύκτη χωρίς βαλβίδες, αποτελεί την πλέον πρωτοποριακή και παράλληλα απλή ιδέα. Στο Ινστιτούτο Ψύξης και Κρυογονικής της Σαγκάης, Κινέζοι ερευνητές, παρουσίασαν, για πρώτη φορά, την πρωτότυπη έκδοση, μίας τέτοιας μηχανής.

8.2.1 Αρχή Λειτουργίας

Το σχήμα 8.2.1.a, απεικονίζει την σχηματική διάταξη, μιας επίπεδης πλάκας, ενός ηλιακού ψύκτη, χωρίς βαλβίδες. Ο ηλιακός ψύκτης, αποτελείται από την προσροφητική τράπεζα, το συμπυκνωτή, τον ατμοποιητή, τη δεξαμενή νερού, τη μόνωση, καθώς και τη σύνδεση σωλήνων. Για το συγκεκριμένο σύστημα, δεν υπάρχουν δεξαμενές, βαλβίδες σύνδεσης και στραγγαλιστική βαλβίδα. Η δομή του συστήματος είναι αρκετά απλή. Η αρχή λειτουργίας του ηλιακού ψύκτη χωρίς βαλβίδες, περιγράφεται ως εξής. Σε μια ηλιόλουστη μέρα, η προσροφητική τράπεζα, απορροφά ενέργεια από την ηλιακή ακτινοβολία, η οποία αυξάνει τη θερμοκρασία της προσροφητικής τράπεζας, καθώς και την πίεση του ψυκτικού που βρίσκεται μέσα σε αυτήν. Όταν η θερμοκρασία του προσροφητικού, φθάσει την θερμοκρασία εκρόφησης, το ψυκτικό αρχίζει να ατμοποιείται και να εκροφάται από την προσροφητική τράπεζα. Ο εκροφούμενος ατμός του ψυκτικού, συμπυκνώνεται σε υγρό, μέσω του συμπυκνωτή και εκβάλλεται άμεσα στον ατμοποιητή. Αυτή η διαδικασία εκρόφησης, διαρκεί έως ότου, η θερμοκρασία του προσροφητικού φθάσει τη μέγιστη θερμοκρασία εκρόφησης. Κατά τη διάρκεια της νύχτας, όπου η θερμοκρασία της προσροφητικής τράπεζας μειώνεται, ο ατμός του ψυκτικού από τον ατμοποιητή, παίρνει το προσροφητικό, πίσω και μέσα στην τράπεζα προσρόφησης. Κατά τη διάρκεια αυτής της διαδικασίας προσρόφησης, η επίδραση της ψύξης (ψυκτικό αποτέλεσμα), απελευθερώνεται από την ατμοποίηση του ψυκτικού και σχηματίζεται ο πάγος στη δεξαμενή νερού, που είναι τοποθετημένη, μέσα στο θερμομονωτικό κουτί του νερού.



Σχήμα 8.2.1.α : Η Δομή του Ηλιακού Ψύκτη Χωρίς Βαλβίδες. (1) Πλάκα Κάλυψης, (2) Προσοροφητική Τράπεζα, (3) Μονωτικά Υλικά, (4) Πλαίσιο Πάγου, (5) Συμπυκνωτής, (6) Σωλήνας Σύνδεσης, (7) Ατμοποιητής, (8) Δεξαμενή Νερού, (9) Θερμομονωτικό Κουτί.

Σε γενικές γραμμές, η απόδοση του ηλιακού ψύκτη, εκπροσωπείται με τους όρους, Q_{ref} (η συσσωρευόμενη μάζα πάγου στην δεξαμενή νερού) και COP_{solar} . Μπορούν να εκφραστούν, ως εξής:

$$Q_{ref} = \Delta\chi MaLe \quad (38)$$

$$\Delta\chi = \chi_{conc} - \chi_{dil} \quad (39)$$

όπου, χ_{conc} είναι η ικανότητα προσρόφησης πριν την εκρόφηση, χ_{dil} είναι η ικανότητα προσρόφησης μετά την εκρόφηση, Ma είναι η μάζα του προσροφητικού που βρίσκεται μέσα στην προσροφητική τράπεζα και Le είναι η λανθάνουσα θερμότητα της ατμοποίησης.

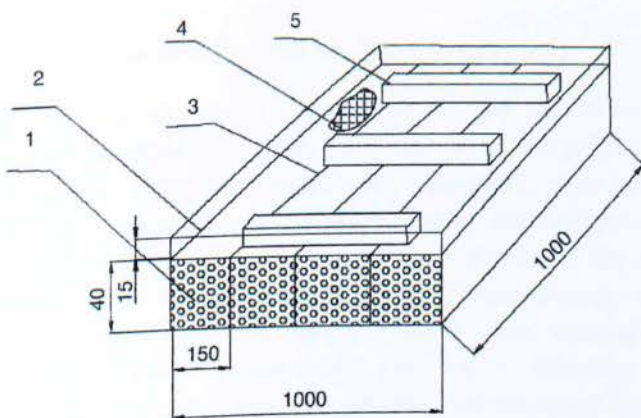
$$COP_{solar} = (Q_{ref} - Q_{cc}) / \int i(t) dt \quad (40)$$

όπου, $Q_{cc} = \int_{T_c}^{T_e} Ma \Delta\chi C_{pl} dT$ είναι η ενέργεια, που χρησιμοποιείται, για να ψυχθεί το ψυκτικό υγρό από τη θερμοκρασία συμπύκνωσης T_c , στη θερμοκρασία ατμοποίησης T_e . Τέλος, ο όρος $\int i(t) dt$, δηλώνει την ολική ενέργεια ακτινοβολίας, που απορροφάται από το συλλέκτη, κατά τη διάρκεια μιας ημέρας λειτουργίας.

8.2.2 Κατασκευή Ηλιακού Ψύκτη Χωρίς Βαλβίδες

Προσοροφητική Τράπεζα

Η προσροφητική τράπεζα αποτελεί το πιο σημαντικό μέρος του ηλιακού ψύκτη και ως εκ τούτου, η απόδοσή του, εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τα χαρακτηριστικά της. Σε γενικές γραμμές, μια καλή προσροφητική τράπεζα, πρέπει να έχει, καλή μεταφορά θερμότητας και μάζας. Πρόσφατη έρευνα, έδειξε ότι, το κράμα αλουμινίου, έχει ισχυρότερη καταλυτική επίδραση στην αντίδραση της αποσύνθεσης, κάτω από την ηλιακή ψύξη με προσρόφηση. Συνεπώς, αντί για κράμα αλουμινίου, σαν προσροφητικό μέταλλο μεταφοράς θερμότητας, χρησιμοποιείται ανοξείδωτος χάλυβας. Και αυτό μολονότι, ο ανοξείδωτος χάλυβας, παρουσιάζει μικρότερη ικανότητα μεταφοράς θερμότητας, σε σχέση με την αντίστοιχη του κράματος αλουμινίου. Η προσροφητική τράπεζα είναι κατασκευασμένη από μια επίπεδη πλάκα κουτιού από ανοξείδωτο χάλυβα. Φέρει επιφάνεια 1 m^2 και 19 kg προσροφητικού (ενεργός άνθρακας που παράγεται στην επαρχία Χαϊνάν, Κίνα), που βρίσκεται μέσα στην χαλύβδινη πλάκα του κουτιού. Η άνω επιφάνεια, της χαλύβδινης πλάκας του κουτιού, καλύπτεται με κάποια επιλεκτική επίστρωση. Τελικά, η χαλύβδινη πλάκα του κουτιού, τοποθετείται πίσω από δύο φύλλα, που είναι από ίνες πλαστικών πλακών, στην περίπτωση της θερμικής μόνωσης. Η διαπερατότητα των ινών της πλαστικής πλάκας για την ηλιακή ακτινοβολία, είναι περίπου 0,92, που είναι υψηλότερη, από την αντίστοιχη του γυαλιού. Προκειμένου να διασφαλιστεί καλύτερη μεταφορά θερμότητας, μεταξύ της εμπρόσθιας πλευράς και του προσροφητικού, εντός του κουτιού της προσροφητικής τράπεζας, τοποθετούνται πολλά πτερύγια (επίσης κατασκευασμένα από ανοξείδωτο χάλυβα). Τα πτερύγια αυτά, είναι σε επαφή με την εμπρόσθια πλευρά και τον ενεργό άνθρακα. Η απόσταση μεταξύ αυτών των πτερυγίων, είναι περίπου 0,1 m. Το πάχος του προσροφητικού στρώματος, είναι περίπου 0,04 m. Το συνολικό βάρος του μετάλλου από ανοξείδωτο χάλυβα, είναι περίπου 20 kg. Οι εν λόγω παράμετροι, που αναφέρονται ανωτέρω, λαμβάνονται σύμφωνα με τα δύο προηγούμενα πειραματικά αποτελέσματα και τους βελτιστοποιημένους υπολογισμούς.

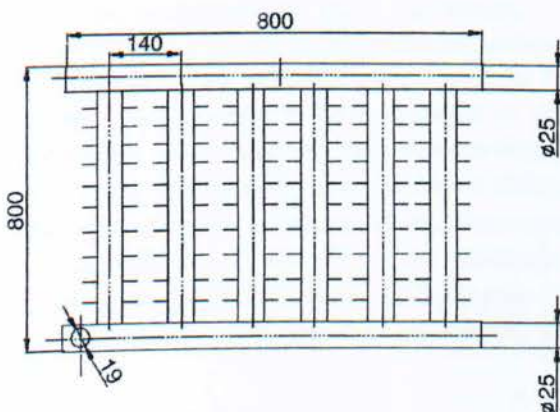


Σχήμα 8.2.2.α : Σχηματικό Διάγραμμα Προσροφητικής Τράπεζας (mm) : (1) Ενεργός Άνθρακας, (2) Πλάκα από Ανοξείδωτο Χάλυβα, (3) Πτερύγια Μεταφοράς Θερμότητας, (4) Μεταλλικό Παραπέτασμα, (5) Ράβδος Στήριξης.

Προκειμένου να βελτιωθεί η μεταφορά των ατμών της μεθανόλης, μέσω της στοιβάδας του ενεργού άνθρακα, στην οπίσθια πλευρά της προσροφητικής τράπεζας, περιλαμβάνεται ένας ψευδοπάτος (0,01 m πάχος στην ακτινική απόσταση). Αυτό αναφέρθηκε, από τους Pons και Guillemiot. Δεδομένου ότι, αυτός ο “ψευδοπάτος”, είναι εντελώς ανοιχτός στην κυκλοφορία των ατμών, επιτρέπεται μια ομοιόμορφη κατανομή της μεθανόλης στο προσροφητικό. Το σχηματικό διάγραμμα της προσροφητικής τράπεζας, απεικονίζεται στο παραπάνω σχήμα 8.2.2.α.

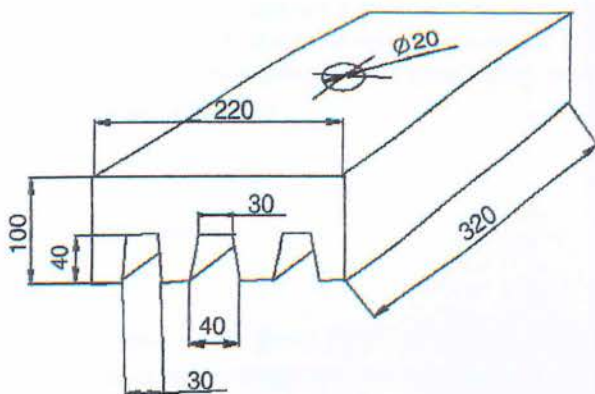
Συμπυκνωτής και Ατμοποιητής

Κατά την διάρκεια της διαδικασίας της εκρόφησης της μεθανόλης, απαιτείται ένας καλά σχεδιασμένος συμπυκνωτής, για να απορρίψει την θερμότητα εκρόφησης. Για την εκπλήρωση αυτού του όρου, χρησιμοποιούνται σαν συμπυκνωτής, σωλήνες χαλκού, διαμέτρου Φ 18 mm, μαζί με εξωτερικά πτερύγια αλουμινίου, διαμέτρου Φ 36 mm. Η συνολική έκταση μεταφοράς θερμότητας του συμπυκνωτή, είναι περίπου $4,5 \text{ m}^2$. Το σχηματικό διάγραμμα του συμπυκνωτή, απεικονίζεται στο σχήμα 8.2.2.β.



Σχήμα 8.2.2.β : Δομή του Συμπυκνωτή (mm).

Ο ατμοποιητής πρέπει να διαθέτει επαρκή όγκο, για να συλλέξει όλη την συμπυκνωμένη (υγροποιημένη) μεθανόλη. Προκειμένου να ενισχυθεί η επίδραση της μεταφοράς θερμότητας, η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας, είναι σχεδιασμένη, ως μια σειρά, τεσσάρων τραπεζοειδών κυττάρων, όπως απεικονίζονται στο σχήμα 8.2.2.γ. Οι διαστάσεις του ατμοποιητή, είναι $220 \text{ mm} \times 320 \text{ mm} \times 100 \text{ mm}$. Η έκταση συναλλαγής θερμότητας, είναι περίπου $0,28 \text{ m}^2$. Ο ατμοποιητής είναι μερικώς βυθισμένος, μέσα σε μια δεξαμενή νερού, η οποία είναι κατασκευασμένη από ανοξείδωτο χάλυβα. Τόσο ο ατμοποιητής, όσο και η δεξαμενή νερού, είναι τοποθετημένα σε κουτί, που καλύπτεται με μόνωση. Με τον τρόπο αυτό, είναι πολύ απλό να αφαιρεθεί ο σχηματιζόμενος πάγος, κατά την διάρκεια της ψύξης με προσρόφηση μέσα στη νύχτα.



Σχήμα 8.2.2.γ : Σκίτσο του Ατμοποιητή (mm).

Ένταξη των Υποσυστημάτων

Η προσροφητική τράπεζα, ο συμπυκνωτής και ο ατμοποιητής, ελέγχθηκαν για το κενό και έπειτα, συνδέθηκαν μεταξύ τους, χρησιμοποιώντας σωλήνα από ανοξείδωτο χάλυβα, διαμέτρου $\Phi 19$ mm. Το όλο σύστημα τοποθετήθηκε σε ένα εγκατεστημένο με τροχούς υποστήριγμα του πλαισίου, έτσι ώστε να μπορεί να μετακινηθεί εύκολα, όταν κρίνεται απαραίτητο. Μόνο μία βαλβίδα εγκαταστάθηκε δίπλα από το συμπυκνωτή, η οποία βοηθά στην επίτευξη κενού σε όλο το σύστημα, καθώς επίσης και στην φόρτισή του με ψυκτικό. Ένας μετρητής πίεσης, είναι εγκατεστημένος, πίσω από την προσροφητική τράπεζα, για τον έλεγχο των συνθηκών της πίεσης στο σύστημα. Στο σύστημα, δεν χρησιμοποιούνται οποιεσδήποτε άλλες βαλβίδες ή όργανα μέτρησης. Η φωτογραφία ολόκληρου του συστήματος, απεικονίζεται στην εικόνα 8.2.2.δ.



Εικόνα 8.2.2.δ : Φωτογραφία του Ηλιακού Ψύκτη Χωρίς Βαλβίδες.

Προκειμένου να διασφαλιστεί ότι το σύστημα μπορεί να λειτουργήσει κανονικά, είναι πολύ σημαντική η δοκιμή για την απόδειξη του κενού εντός αυτού. Αφού το σύστημα υποβλήθηκε σε παρατήρηση 72h και βεβαιώθηκε ότι ήταν άθικτο, στον ηλιακό ψύκτη προστέθηκαν περίπου 500 ml μεθανόλης.

8.2.3 Πειραματικά Αποτελέσματα

Χρησιμοποιώντας τον ηλιακό ψύκτη χωρίς βαλβίδες, που περιγράφηκε παραπάνω, διεξήχθησαν ορισμένα πειράματα, στο πλαίσιο, τόσο της εσωτερικής προσομοίωσης με λάμπα χαλαζία, όσο και κάποιων εξωτερικών συνθηκών. Στον πίνακα 8.2.3.α, που ακολουθεί, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που αφορούν, την ενεργή προσροφημένη επιφάνεια του συλλέκτη, την ενέργεια που δέχεται από την ηλιακή ακτινοβολία, την παραγόμενη μάζα πάγου, τον ηλιακό συντελεστή απόδοσης και την αντίστοιχη πειραματική μέθοδο.

Πίνακας 8.2.3.α : Πειραματικά Αποτελέσματα του Ηλιακού Ψύκτη Χωρίς Βαλβίδες.

Experimental day	Active adsorbed collector area (m ²)	Accepted solar radiation energy (MJ)	Ice obtained from solar ice maker (kg)	COP _{solar}	Experimental method
2001/11/08	0.94	19.24	7.0	0.137	Quartz lamp radiation in laboratory
2001/11/15	0.94	17.3	6.0	0.146	Quartz lamp radiation in laboratory
2001/11/18	0.94	16.28	4.0	0.12	Real solar radiation in outdoor
2002/02/28	0.94	17.10	4.5	0.13	Real solar radiation in outdoor

Συγκρίνοντας με τα τυπικά αποτελέσματα που ελήφθησαν από άλλους ερευνητές (Πίνακας 8.2.3.β), η απόδοση του ηλιακού ψύκτη χωρίς βαλβίδες, κρίνεται αρκετά ικανοποιητική, τόσο από πλευράς παραγόμενης μάζας πάγου, όσο και από πλευράς του ηλιακού συντελεστή απόδοσης.

Πίνακας 8.2.3.β : Ορισμένα Τυπικά Ερευνητικά Αποτελέσματα του Ηλιακού Ψύκτη.

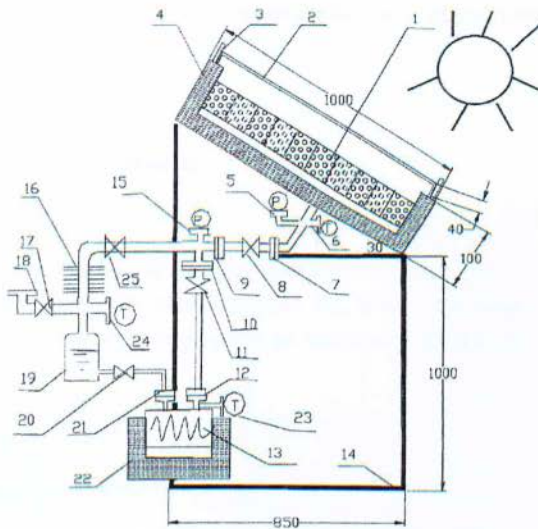
Research group	Working pairs	Collector areas (m ²)	Solar radiation intensity per day (MJ/m ²)	COP	Ice mass per day (kg)	Ref
Pons and Guillemiont	Activated carbon-methanol	6	22	0.12	30-35	[2]
Headley et al.	Activated carbon-methanol	2	25	0.10	1.0	[7]
Poeje	CaCl ₂ and NH ₃	1.41	12	0.1	1.0 kg/m ²	[8]
Boubakri et al.	Activated carbon-methanol	1.0	19.5	0.12	4.0	[9]
Tan et al.	Activated carbon-methanol	1.1	22	0.09	3 kg	[10]
Lin et al.	CaCl ₂ and NH ₃	1.6	20	0.08	3.2 kg	[11]

8.3 Ανάπτυξη Ηλιακού Ψύκτη με Βαλβίδες

Η αρχή λειτουργίας ενός ηλιακού ψύκτη με βαλβίδες, δεν διαφέρει από την αντίστοιχη του ηλιακού ψύκτη, χωρίς βαλβίδες. Η μόνη διαφορά έγκειται στο γεγονός ότι στη συγκεκριμένη περίπτωση, δεν έχουν αφαιρεθεί οι βαλβίδες ελέγχου της ροής. Η παράθεση γίνεται, με σκοπό την τελική εκτίμηση, για την επιλογή της κατασκευής με τα καλύτερα δυνατά αποτελέσματα.

8.3.1 Σχεδιασμός της Επίπεδης Πλάκας του Συστήματος Ηλιακής Προσρόφησης

Το σχήμα 8.3.1.α, απεικονίζει το σχηματισμό της επίπεδης πλάκας ενός ηλιακού ψύκτη στερεάς προσρόφησης. Το σύστημα αποτελείται από την ηλιακή προσροφητική τράπεζα (1), το συμπυκνωτή (16), τον ατμοποιητή (13), τη δεξαμενή αποθήκευσης της μεθανόλης (19), το δοχείο συγκέντρωσης του πάγου (22), αρκετές βαλβίδες, κ.λπ.



Σχήμα 8.3.1.α : Σχηματισμός του Ηλιακού Ψύκτη Στερεάς Προσρόφησης : (1) Προσοφητική Τράπεζα, (2) Υαλοπίνακες, (3) Παράθυρα Νυχτερινού Αερισμού, (4) Υλικό Μόνωσης, (5,15) Μανόμετρα Πίεσης, (6,23,24) Θερμόμετρα, (7,9,10,12) Φλάντζες Σύνδεσης, (8,11,17,20,25) Βαλβίδες, (13) Ατμοποιητής, (14) Υποστήριγμα, (16) Συμπυκνωτής, (18) Σωλήνας Εισόδου Ψυκτικού, (19) Δεξαμενή Αποθήκευσης Μεθανόλης, (22) Δοχείο Συγκέντρωσης Πάγου.

8.3.2 Αρχή Λειτουργίας

Η αρχή λειτουργίας του ηλιακού ψύκτη με βαλβίδες, μπορεί να περιγραφεί ως ακολούθως. Σε μια ηλιόλουστη ημέρα, η προσοφητική τράπεζα (1), δέχεται την ενέργεια από την ηλιακή ακτινοβολία, η οποία προκαλεί, την αύξηση της θερμοκρασίας του προσοφητικού. Όταν η θερμοκρασία του προσοφητικού, φθάσει την θερμοκρασία εκρόφησης, οι βαλβίδες 8 και 25 είναι ανοιχτές (ενώ η βαλβίδα 11 είναι κλειστή) και το προσοφητικό αρχίζει να εκροφά το ψυκτικό. Ο εκροφημένος ατμός του ψυκτικού, θα συμπυκνωθεί μέσα στο υγρό στο συμπυκνωτή (16) και θα συλλεχθεί μέσα στη δεξαμενή αποθήκευσης μεθανόλης (19) και μέσω της βαλβίδας 20 συνεχίζει στον ατμοποιητή (13). Αυτή η διαδικασία διαρκεί μέχρι να πέσει το φως του ηλίου και τότε η βαλβίδα 25, είναι κλειστή. Το απόγευμα, το παράθυρο νυχτερινού αερισμού (3) είναι ανοιχτό, η προσοφητική τράπεζα ψύχεται από τον αέρα με φυσική κυκλοφορία και η θερμοκρασία του προσοφητικού θα μειωθεί. Όταν η πίεση του ψυκτικού μέσα στην προσοφητική τράπεζα, φθάσει την πίεση ατμοποίησης, η βαλβίδα 11 είναι ανοιχτή και η προσοφητική τράπεζα θα αρχίσει να προσοφά το ψυκτικό από τον ατμοποιητή (13). Το ψυκτικό αποτέλεσμα προέρχεται

από την ατμοποίηση του ψυκτικού και σχηματίζεται ο πάγος μέσα στο μονωμένο δοχείο συγκέντρωσής του.

8.3.3 Χαρακτηριστικές Εξισώσεις

Συνήθως, τα αποτελέσματα της ψύξης, κρίνονται με βάση την αποδοτικότητα της απόδοσης. Ως εκ τούτου, τα αποτελέσματα της ψύξης της επίπεδης πλάκας ενός ηλιακού ψύκτη, μπορούν να περιγραφούν, με τους όρους COP_{cycle} και COP_{solar}, ως ακολούθως:

$$COP_{cycle} = (Q_{ref} - Q_{cc}) / Q_g \quad (41)$$

$$COP_{solar} = (Q_{ref} - Q_{cc}) / \int i(t) dt \quad (42)$$

όπου, Q_g είναι η παραγόμενη θερμότητα από την προσροφητική τράπεζα, η οποία δίνεται ως:

$$Q_g = \int_{T_{a2}}^{T_{g2}} (MmC_{pT} + MaC_{pA}) dT + \int_{T_{a2}}^{T_{g1}} \chi_{conc} MaC_{pI} dT + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} hdMa d\chi + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} \chi MaC_{pI} dT \quad (43)$$

Ο όρος, Q_{cc} = $\int_{T_c}^{T_e} Ma\Delta\chi C_{pI} dT$, θεωρείται ότι ψύχει το ψυκτικό υγρό από τη θερμοκρασία συμπύκνωσης, T_c, έως τη θερμοκρασία ατμοποίησης, T_e. Ο όρος, $\int i(t) dt$, εκφράζει την ολική ενέργεια ακτινοβολίας, που απορροφάται από το συλλέκτη, κατά την διάρκεια της όλης μέρας. Το ψυκτικό αποτέλεσμα, μπορεί να εκφραστεί ως εξής:

$$Q_{ref} = \Delta\chi MaLe \quad (44)$$

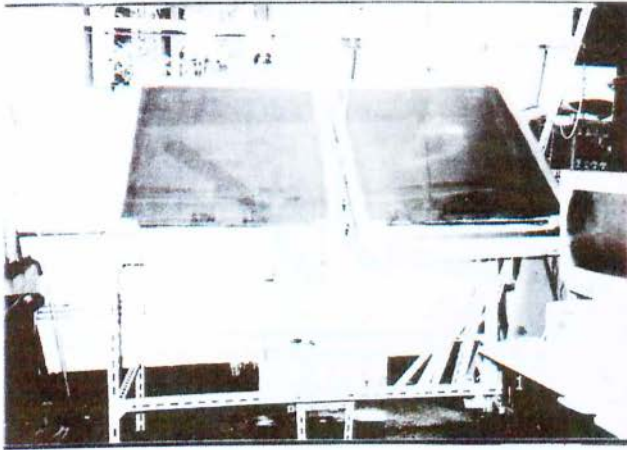
$$\Delta\chi = \chi_{conc} - \chi_{dil} \quad (45)$$

όπου, Le είναι η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης, χ_{conc} είναι η ικανότητα προσρόφησης πριν την εκρόφηση και χ_{dil} είναι η ικανότητα προσρόφησης μετά την εκρόφηση.

8.3.4 Πειραματικά Αποτελέσματα

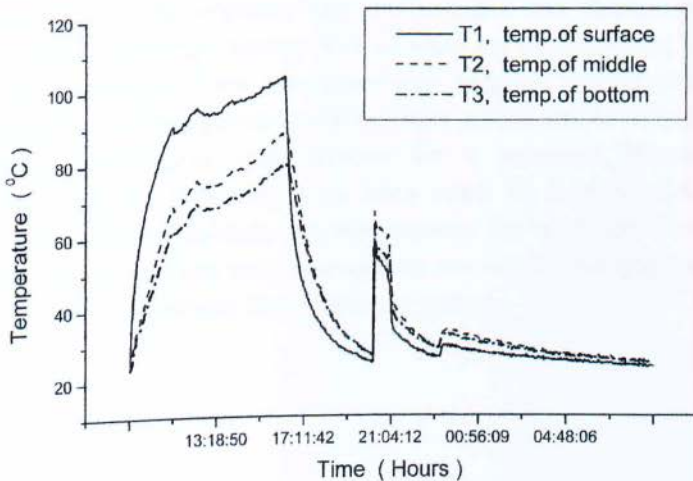
Τα κατασκευαστικά στοιχεία που συγκροτούν τον ηλιακό ψύκτη με βαλβίδες, είναι σχεδόν τα ίδια, με εκείνα που συγκροτούν, τον αντίστοιχο, χωρίς βαλβίδες. Ομάδα Κινέζων ερευνητών, σχεδίασε έναν πρωτότυπο ηλιακό ψύκτη, του οποίου, η

προσοφητική τράπεζα αποτελείται από δύο επίπεδους συλλέκτες. Το εμβαδόν της επιφάνειας του κάθε συλλέκτη, ισούται με $0,75 \text{ m}^2$.

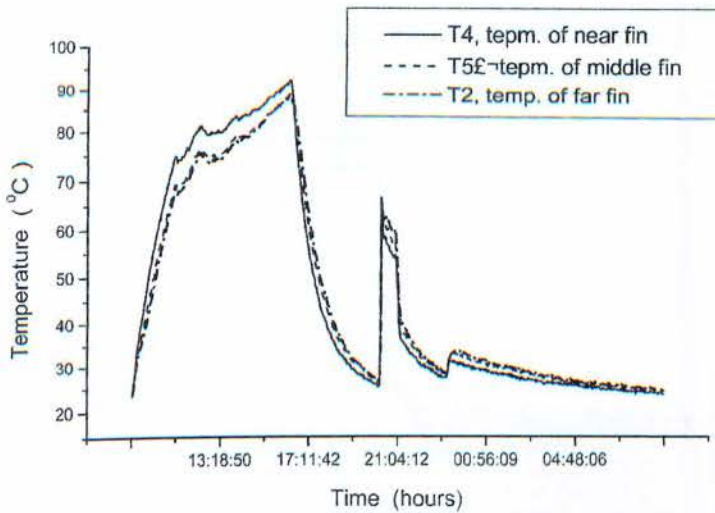


Εικόνα 8.3.4.α : Φωτογραφία του Ηλιακού Ψύκτη.

Διεξήχθησαν πολλά πειράματα, στα οποία, χρησιμοποιήθηκαν λαμπτήρες χαλαζία, για την προσομοίωση της ακτινοβολίας που δέχεται η επίπεδη πλάκα του συστήματος του ηλιακού ψύκτη. Τα διαγράμματα 8.3.4.β και 8.3.4.γ, απεικονίζουν τις ιδιότητες της προσοφητικής τράπεζας, για τις διαφορετικές επιστρώσεις του προσοφητικού. Πιο συγκεκριμένα, το διάγραμμα 8.3.4.β, απεικονίζει την μεταβολή της θερμοκρασίας του προσοφητικού με το χρόνο από πάνω προς τα κάτω.

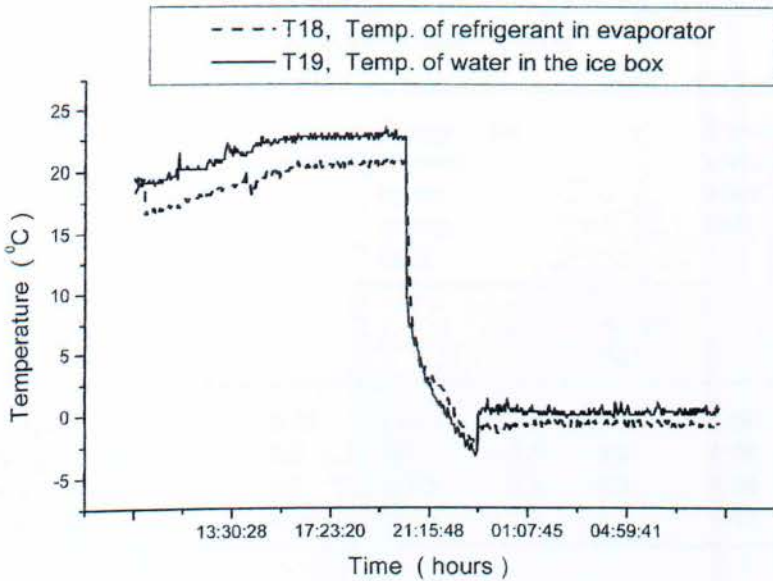


Διάγραμμα 8.3.4.β : Η Διακόμανση της Θερμοκρασίας του Προσοφητικού με τον Χρόνο, από την Κορυφή προς τα Κάτω.



Διάγραμμα 8.3.4.γ : Η Διακύμανση της Θερμοκρασίας του Προσοροφητικού με τον Χρόνο, Ανάμεσα σε δύο Πτερυγία.

Στο διάγραμμα 8.3.4.γ, η συνεχής γραμμή παριστά τη θερμοκρασία του άνω μέρους του προσροφητικού, η διακεκομμένη γραμμή, τη θερμοκρασία του μεσαίου μέρους του προσροφητικού και η διακεκομμένη-διακεκομμένη γραμμή, τη θερμοκρασία του κάτω μέρους του προσροφητικού. Από το διάγραμμα 8.3.4.β, μπορούμε να διαπιστώσουμε ξεκάθαρα ότι, υπάρχει μια μεγάλη θερμοκρασιακή διαφορά, από την κορυφή του προσροφητικού προς το κάτω μέρος του. Μολονότι το μήκος, κατά την ακτινική διεύθυνση, είναι μόλις 4 cm, εξέρχεται στους 20 °C ως μια βαθμίδα θερμοκρασίας μεταξύ της κορυφής και του πυθμένα του προσροφητικού. Το διάγραμμα 8.3.4.γ, απεικονίζει επίσης την κατανομή της θερμοκρασίας μεταξύ δύο πτερυγίων. Η θερμοκρασία του απορροφητικού πλησίον των πτερυγίων, είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη του προσροφητικού μακριά από τα πτερυγία. Και τα δύο παραπάνω διαγράμματα, αποδεικνύουν ότι η μεταφορά θερμότητας του προσροφητικού (ενεργός άνθρακας), είναι πολύ κακή. Το διάγραμμα 8.3.4.δ, που ακολουθεί, απεικονίζει τις αλλαγές στη θερμοκρασία του ψυκτικού (διακεκομμένη γραμμή) στον ατμοποιητή και στη θερμοκρασία του νερού (συνεχής γραμμή) στο δοχείο συγκέντρωσης του πάγου, συναρτήσει του χρόνου.



Διάγραμμα 8.3.4.δ : Η Διακύμανση του Ψυκτικού στον Ατμοποιητή και του Νερού στο Δοχείο Συγκέντρωσης Πάγου, ΣυναρτήσεΙ του Χρόνου.

Ο πίνακας 8.3.4.ε, παρουσιάζει τα πειραματικά αποτελέσματα του συγκεκριμένου ηλιακού ψύκτη. Ο συντελεστής απόδοσης, COP, του συστήματος κυμαίνεται μεταξύ των τιμών 0,12-0,14. Ανά m^2 του συλλέκτη, μπορούν να παραχθούν περίπου, 5-6 kg πάγου. Τα πειραματικά αποτελέσματα, αποτελούν ένα πολύ καλό μέτρο και θεωρούνται πολύ χρήσιμα, για την περαιτέρω βελτίωση του σχεδιασμού του συστήματος. Εξάλλου, οι ιδιότητες της συγκεκριμένης συσκευής, είναι αρκετά σταθερές και πολλά επαναλήψιμα πειραματικά αποτελέσματα, μπορούν να ληφθούν, υπό παρόμοιες συνθήκες εισόδου ενέργειας ακτινοβολίας.

Πίνακας 8.3.4.ε : Τα Πειραματικά Αποτελέσματα της Επίπεδης Πλάκας του Συστήματος του Ηλιακού Ψύκτη.

Date of experiment	Collector area (m ²)	Energy received by the system (MJ)	Ice		Desorbed methanol mass (ml)	COP _{cycle}	COP
			T (°C)	Weight (kg)			
26–27 April 1999	0.75	13.6	–1.0	3.5	2200	0.428	0.1
28–29 April 1999	1.5	29	–1.5	8.0	4000	0.432	0.1
1–2 May 1999	1.5	27.93	–1.0	9.0	4300	0.445	0.1
3–4 May 1999	0.75	14.36	–1.0	4.5	2400	0.452	0.1

Από τις τιμές του παραπάνω πίνακα, διαπιστώνουμε ότι, η παραγόμενη μάζα πάγου, καθώς και ο ηλιακός συντελεστής απόδοσης, είναι αυξημένοι, για τις ίδιες περίπου συνθήκες ηλιακής ακτινοβολίας. Συνεπώς, ο ηλιακός ψύκτης με βαλβίδες, παρουσιάζει καλύτερα αποτελέσματα, σε σχέση με τον αντίστοιχο, χωρίς βαλβίδες. Πρέπει να συνεκτιμηθεί όμως και το κόστος των επιπλέον εξαρτημάτων και αν είναι σε θέση, να αποσβεστεί, από τις βελτιωμένες επιδόσεις. Τέλος, πρέπει να αναφέρουμε ότι, τα αποτελέσματα, θα ήταν ακόμα καλύτερα, αν αντί των υαλοπινάκων, είχαν χρησιμοποιηθεί fiber plastic και αν μετά από καλύτερη σχεδίαση της μηχανής, είχε γίνει η αφαίρεση, των ενδιάμεσων φλαντζών.

9. ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΜΑΖΑΣ ΚΑΙ ΑΝΑΓΕΝΝΗΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΤΗΝ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ

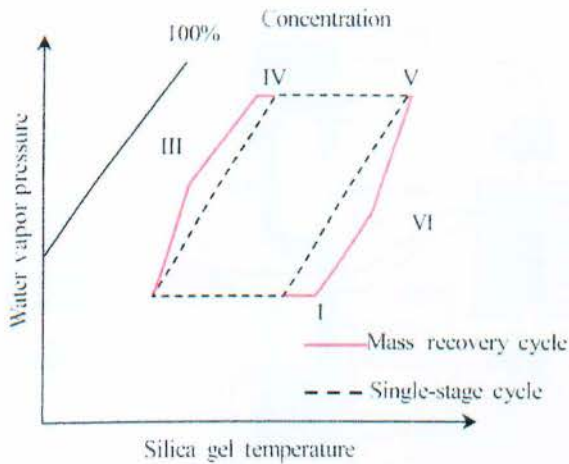
9.1 Εισαγωγή

Με τη διαδικασία της ανάκτησης μάζας, βελτιώνεται σημαντικά, ο συντελεστής απόδοσης, COP, του κύκλου. Αυτό γίνεται, μέσω της μεταφοράς αέριου ψυκτικού, από την προσροφητική τράπεζα της υψηλότερης πίεσης, προς την αντίστοιχη, της χαμηλότερης πίεσης. Ανάλογα και με την φάση, στην οποία βρίσκονται οι προσροφητικές τράπεζες, παράλληλα με την ανάκτηση μάζας, μπορεί να λάβει χώρα και η πρόσδοση, ή η απομάκρυνση θερμότητας σε αυτές. Επίσης, προκύπτει σημαντική αύξηση, σε ό,τι αφορά, την ειδική ψυκτική ισχύ, SCP, καθώς και μείωση, σε ό,τι αφορά, την αναγκαία θερμοκρασία εισόδου του HTF (Heat Transfer Fluid). Με τη διαδικασία της αναγέννησης θερμότητας, βελτιώνεται επίσης, ο συντελεστής απόδοσης, COP, του κύκλου. Αυτό γίνεται, μέσω της μεθόδου χρησιμοποίησης αποβάλλουσας θερμότητας για προθέρμανση. Στη βιβλιογραφία, συνηθίζεται η ταυτόχρονη χρήση και των δύο μεθόδων, καθώς και η μελέτη τους, σαν ένα σύστημα που δρα παράλληλα.

9.2 Ανάκτηση Μάζας στην Ψύξη με Προσρόφηση

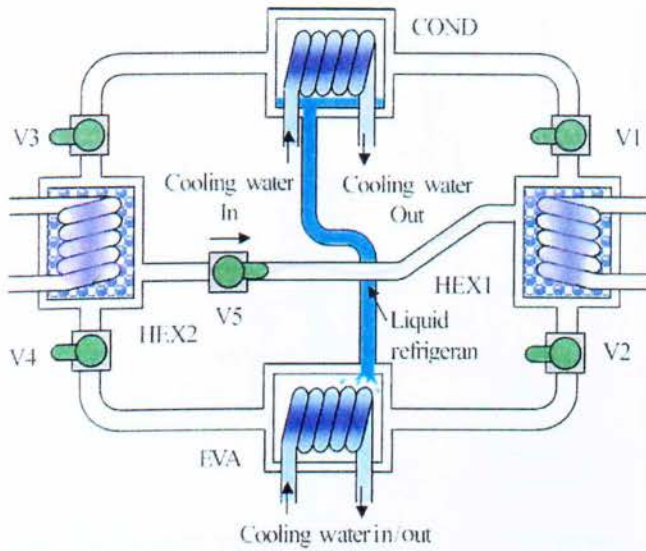
Αρχή Λειτουργίας

Στον μονοβάθμιο συμβατικό κύκλο με δύο προσροφητικές τράπεζες, η συμπίεση και η αποσυμπίεση, επιτυγχάνονται, μέσω της θέρμανσης και της ψύξης της τράπεζας. Η μερική συμπίεση και αποσυμπίεση, όμως, μπορούν να επιτευχθούν, χωρίς τη θέρμανση και την ψύξη της προσροφητικής τράπεζας. Η συγκεκριμένη διεργασία είναι γνωστή ως “ανάκτηση μάζας”. Η διεργασία μπορεί να επιτευχθεί, μόλις συνδεθεί ο εκροφητής με τον προσροφητή, μέσω ενός σωλήνα, ο οποίος, επιτρέπει στον ατμό του ψυκτικού, να εισέλθει από τον εκροφητή στον προσροφητή. Με αυτόν τον τρόπο, αυξάνεται η κυκλοφορία της μάζας του ψυκτικού, εντός της προσροφητικής τράπεζας. Ως εκ τούτου, το σύστημα παρέχει καλύτερη ικανότητα ψύξης. Το εννοιολογικό διάγραμμα P-T-X (Duhring) του βασικού κύκλου ανάκτησης μάζας, παρουσιάζεται στο σχήμα 9.2.α. Από αυτό το σχήμα, μπορεί να φανεί ότι, χρησιμοποιώντας τους ίδιους πόρους με αυτούς του συμβατικού κύκλου, μπορεί να εξασφαλιστεί μεγαλύτερη απόδοση ψύξης, από την αντίστοιχη του συμβατικού κύκλου.



Σχήμα 9.2.α : Εννοιολογικό Duhring Διάγραμμα του Κύκλου Ψύξης με Προσρόφηση και Ανάκτηση Μάζας.

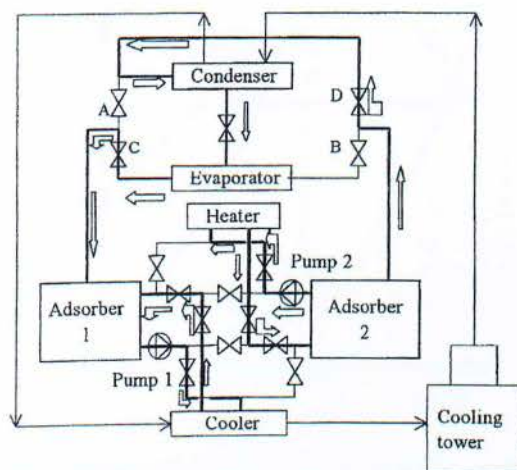
Ο βασικός κύκλος με ανάκτηση μάζας, αποτελείται από τέσσερις εναλλάκτες θερμότητας, δηλαδή, το ζεύγος ατμοποιητή (EVA)-προσροφητή (HEX 1) και το ζεύγος συμπυκνωτή (COND)-εκροφητή (HEX 2), όπως φαίνεται και στο σχήμα 9.2.β. Η βασική δομή του κύκλου είναι η ίδια, με την αντίστοιχη του συμβατικού κύκλου προσρόφησης με δύο προσροφητικές τράπεζες. Ο προσροφητής (HEX 1) και ο εκροφητής (HEX 2), όμως, συνδέονται μέσω ενός σωλήνα, όπως απεικονίζεται και στο σχήμα 9.2.β. Η αρχή λειτουργίας του κύκλου ανάκτησης μάζας, είναι σχεδόν παρόμοια, με την αντίστοιχη του συμβατικού κύκλου με δύο προσροφητικές τράπεζες. Παρόλα αυτά, η μερική συμπίεση και αποσυμπίεση των προσροφητικών τραπεζών στον κύκλο ανάκτησης μάζας, επιτυγχάνονται αυτόματα, συνδέοντας τον εκροφητή με τον προσροφητή.



Σχήμα 9.2.β : Σχηματισμός του Βασικού Κύκλου Ψύξης Προσρόφησης με Ανάκτηση Μάζας.

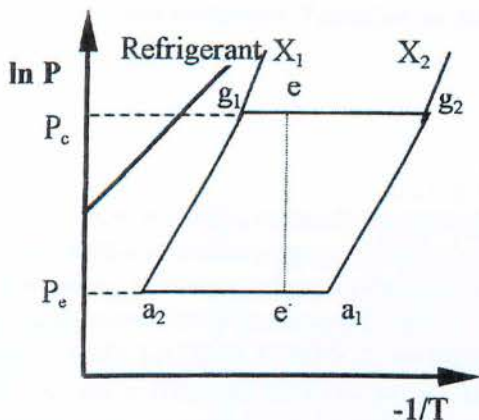
9.3 Αναγέννηση Θερμότητας στην Ψύξη με Προσρόφηση

Η ψύξη με προσρόφηση βασίζεται επάνω στις διεργασίες της θέρμανσης - εκρόφησης - συμπύκνωσης, καθώς και στις διεργασίες της ψύξης - προσρόφησης - ατμοποίησης. Η διεργασία της ψύξης - προσρόφησης, απαιτεί την απαγωγή της θερμότητας, τόσο της αισθητής, όσο και της θερμότητας προσρόφησης. Στο σχήμα 9.3.α, που ακολουθεί, απεικονίζεται ένα συνεχές σύστημα ψύξης με προσρόφηση, με δύο προσροφητικές τράπεζες και αναγέννηση θερμότητας.



Σχήμα 9.3.α : Σχηματισμός του Συστήματος Ψύξης με Προσρόφηση, με Δύο Προσροφητικές Τράπεζες και Αναγέννηση Θερμότητας.

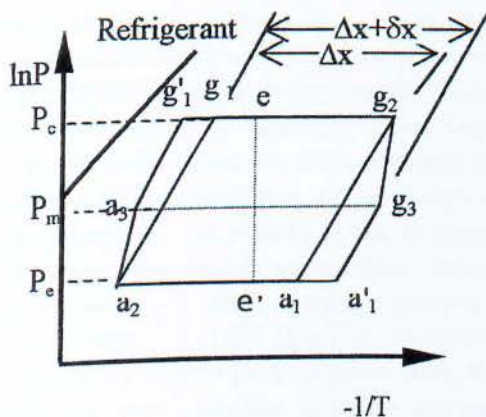
Ο παραπάνω σχηματισμός, δείχνει τη λειτουργία, όταν ο προσροφητής 1 ψύχεται και συνδέεται με τον ατμοποιητή, προκειμένου να εξασφαλίσει την ψύξη με προσρόφηση στον ατμοποιητή. Την ίδια στιγμή, ο προσροφητής 2 θερμαίνεται και συνδέεται με τον συμπυκνωτή, προκειμένου να εξασφαλίσει τις διεργασίες της θέρμανσης - εκρόφησης - συμπύκνωσης. Το συμπυκνωμένο ψυκτικό υγρό, εκβάλλει στον ατμοποιητή, μέσω μιας βαλβίδας ελέγχου της ροής. Η φάση λειτουργίας, μπορεί να αλλάξει και να αποτελέσει, μια σύντομη διεργασία αναγέννησης θερμότητας, στην οποία, οι δύο αντλίες οδηγούν το θερμικό υγρό στο κύκλωμα, μεταξύ των δύο προσροφητών. Κατά την διάρκεια της συγκεκριμένης διεργασίας, η σύνδεση στην θερμάστρα και στον ψύκτη, είναι αποκλεισμένη. Η αναγέννηση θερμότητας, είναι σημαντική, σε ότι αφορά, την αύξηση του συντελεστή απόδοσης, COP, του κύκλου. Η πιθανή αναγέννηση θερμότητας, για ένα σύστημα με δύο προσροφητικές τράπεζες, θα αποτελέσει μέρος, της αισθητής θερμότητας, καθώς και της θερμότητας προσρόφησης. Ένα κανονικό σύστημα, με αναγέννηση θερμότητας και δύο προσροφητικές τράπεζες, μπορεί να αποδειχθεί στο διάγραμμα 9.3.β, όπου και παριστάνεται το διάγραμμα P-T-X. Η ανάκτηση μάζας, θα μπορούσε να ξεκινήσει πριν την αναγέννηση θερμότητας. Η ιδανική κατάσταση αναγέννησης θερμότητας, για ένα σύστημα δύο προσροφητών, θα είναι η e-e'. Όπως είναι σαφές, όταν ο προσροφητής 1 (ως γεννήτρια) εκροφάται, για να μπορέσει να χρησιμεύσει ως προσροφητής (σε θερμοκρασία T_{a2} και πίεση P_e), πρέπει να ψυχθεί σε θερμοκρασία παραγωγής, T_{g2} και σε πίεση συμπύκνωσης, P_c . Την ίδια στιγμή, ο προσροφητής 2 (ως προσροφητής), έχει προσροφήσει ψυκτικό και πρέπει να θερμανθεί, για να μπορέσει να χρησιμεύσει ως γεννήτρια (σε θερμοκρασία T_{g2} και πίεση P_c). Περισσότερη εκρόφηση, θα μπορούσε να επιτευχθεί, εάν η πίεση στον προσροφητή 1, μειωθεί. Περισσότερη προσρόφηση, θα μπορούσε να επιτευχθεί, εάν η πίεση στον προσροφητή 2, αυξηθεί.



Διάγραμμα 9.3.β : Διακοπτόμενος Κύκλος Με Αναγέννηση Θερμότητας.

9.4 Ανάκτηση Μάζας και Αναγέννηση Θερμότητας Ταυτόχρονα

Σε ένα κλειστό σύστημα προσρόφησης, η σύνδεση που υπάρχει μεταξύ των δύο προσροφητών, θα πληροί ορισμένες απαιτήσεις. Αυτές αφορούν, την εξίσωση των πιέσεων των δύο προσροφητικών τραπεζών, μέσω της εσωτερικής ανάκτησης μάζας. Η πίεση των δύο προσροφητικών τραπεζών, θα φθάσει μια πίεση ισορροπίας, η οποία ισούται με $P_m \approx (P_e + P_c)/2$. Αυτή η διεργασία, θα προκαλέσει περισσότερη εκρόφηση στη γεννήτρια, κάτι που απεικονίζεται και στο διάγραμμα 9.4.α, που ακολουθεί.



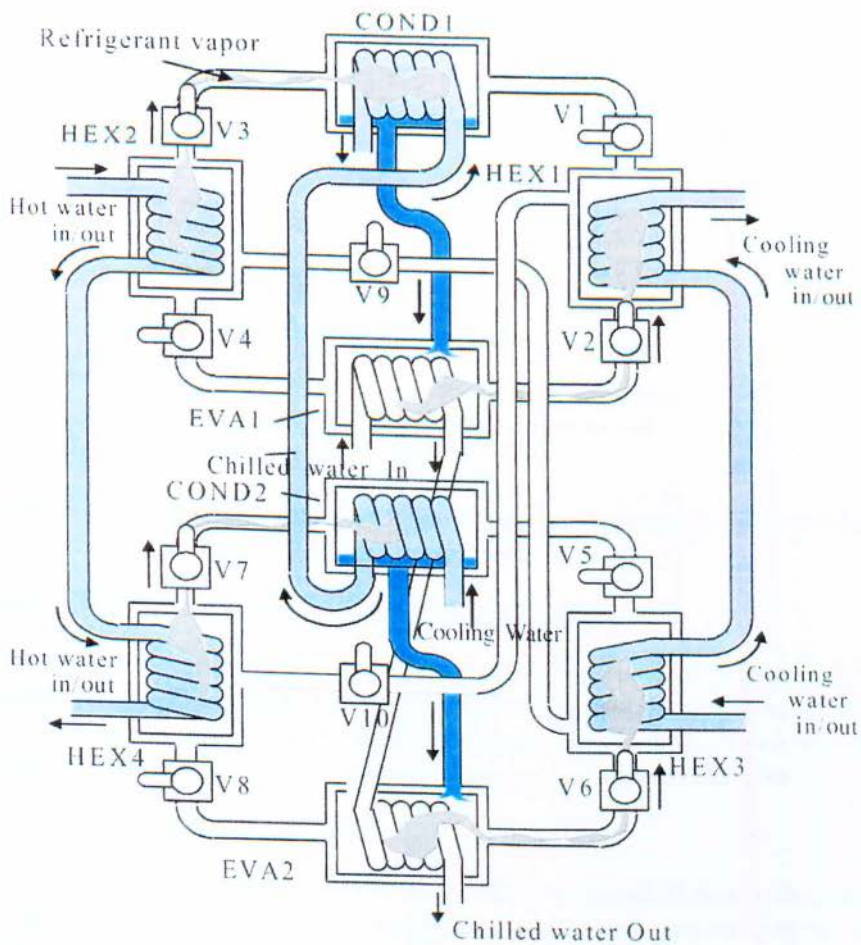
Διάγραμμα 9.4.α : Κύκλος Με Ανάκτηση Μάζας και Αναγέννηση Θερμότητας.

9.5 Διασύνδεση Τεσσάρων Προσοφητικών Τραπεζών σε Κύκλο με Ανάκτηση Μάζας

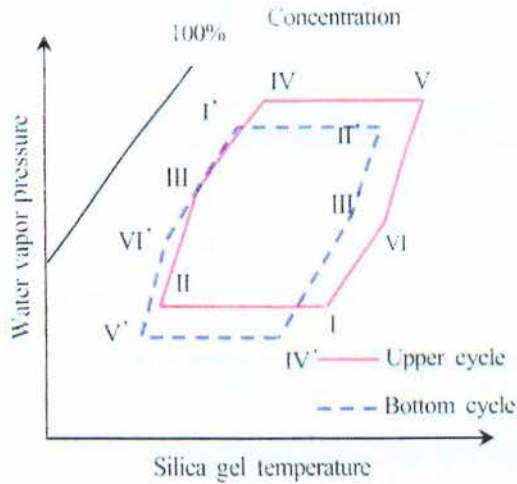
Αρχή Λειτουργίας

Ο σχηματισμός του προτεινόμενου κύκλου, απεικονίζεται στο σχήμα 9.5.α. Ο κύκλος αποτελείται από δύο μονοβάθμιους κύκλους προσρόφησης, οι οποίοι είναι, τέσσερα ζεύγη εναλλακτών θερμότητας, δηλαδή, το ζεύγος ατμοποιητή (EVA 1)-προσοφητή (HEX 1), το ζεύγος συμπυκνωτή (COND 1)-εκροφητή (HEX 2), το ζεύγος (EVA 2-HEX 3) και το ζεύγος (COND 2-HEX 4). Ο (HEX 2) συνδέεται με τον (HEX 3), μέσω της βαλβίδας (V9) και ο (HEX 1) συνδέεται με τον (HEX 4), μέσω της βαλβίδας (V10). Το άνω μέρος του σχήματος 9.5.α (HEX 1, HEX 2, COND 1 και EVA 1), συμβολίζεται ως ο ανώτερος κύκλος και το κάτω μέρος (HEX 3, HEX 4, COND 2 και EVA 2), συμβολίζεται ως ο κατώτερος κύκλος. Το ζεστό νερό που χρησιμοποιείται στον παραπάνω κύκλο, εκβάλλει στον κατώτερο κύκλο και το ψυχρό νερό που χρησιμοποιείται στον κατώτερο κύκλο, εκβάλλει στον ανώτερο κύκλο. Ο κύκλος έχει 6 φάσεις (A,B,C,D,E,F). Το σχήμα 9.5.α, απεικονίζει μόνο την φάση Α. Στην φάση Α, οι βαλβίδες (V1), (V4), (V5), (V8), (V9) και (V10) είναι κλειστές, ενώ οι βαλβίδες (V2), (V3), (V6) και (V7) είναι ανοιχτές. Σε αυτή την φάση, τα ζεύγη (EVA 1-HEX 1) και (EVA 2-HEX 3), βρίσκονται στην διεργασία της προσρόφησης, ενώ τα ζεύγη (COND 1-HEX 2) και (COND 2-HEX 4), βρίσκονται στην διεργασία της εκρόφησης. Στη διεργασία της προσρόφησης-ατμοποίησης, το ψυκτικό (νερό) που βρίσκεται στον ατμοποιητή, ατμοποιείται στη θερμοκρασία ατμοποίησης, T_{eva} και κατάσχει θερμότητα Q_{eva} , από το κρύο νερό. Ο ατμοποιημένος ατμός προσροφάται από το προσροφητικό (silica gel), στο σημείο εκείνο, όπου το νερό ψύξης αφαιρεί τη θερμότητα προσρόφησης, Q_{ads} . Η διεργασία εκρόφησης-συμπύκνωσης, λαμβάνει χώρα σε πίεση P_{cond} . Οι εκροφητές (HEX 2) και (HEX 4), θερμαίνονται μέχρι τη θερμοκρασία T_{des} , από την κινητήρια πηγή θερμότητας, Q_{des} . Ο προκύπτον ατμός του ψυκτικού, ψύχεται σε θερμοκρασία T_{cond} , στο συμπυκνωτή, από το νερό ψύξης, το οποίο αφαιρεί τη θερμότητα, Q_{cond} . Όταν οι συγκεντρώσεις του ψυκτικού στον προσροφητή, καθώς και στον εκροφητή, βρεθούν κοντά στα επίπεδα ισορροπίας τους, ο κύκλος συνεχίζεται, με την αλλαγή στην φάση Β. Λόγω της εφαρμογής της θέρμανσης/ψύξης στην φάση Α, όλες οι προσροφητικές τράπεζες θα λειτουργήσουν σε διαφορετικά επίπεδα πίεσης, όπως φαίνεται και στο σχήμα 9.5.β. Στην φάση Β, ο προσροφητής (HEX 1) και ο εκροφητής (HEX 2), του άνω κύκλου, συνδέονται με τον εκροφητή (HEX 3) και τον προσροφητή (HEX 4), μέσω των βαλβίδων (V9) και (V10), αντίστοιχα. Στην φάση αυτή, δεν υφίσταται καμία αλληλεπίδραση μεταξύ των προσροφητικών τραπεζών και των ατμοποιητή και συμπυκνωτή. Λόγω των διαφορών πίεσης των προσροφητικών τραπεζών, η διεργασία της προσρόφησης/εκρόφησης, θα επέλθει αυτόματα, χωρίς καμία εφαρμογή θέρμανσης ή ψύξης. Με αυτόν τον τρόπο, το εκροφούμενο από τον εκροφητή ψυκτικό, θα κινηθεί προς τον προσροφητή. Η διεργασία αυτή, είναι ίδια, με τη διεργασία ανάκτησης μάζας στο συμβατικό κύκλο δύο προσροφητικών τραπεζών.

Ωστόσο, λόγω της υψηλότερης διαφοράς πίεσης στον τωρινό κύκλο, η κυκλοφορία της μάζας του ψυκτικού, θα είναι υψηλότερη, από την αντίστοιχη του συμβατικού συστήματος δύο τραπεζών. Το γεγονός αυτό, θα οδηγήσει τον ψύκτη στην παροχή μιας καλύτερης απόδοσης. Η φάση C αποτελεί τη διεργασία της προθέρμανσης. Σε αυτή την φάση, όλες οι βαλβίδες είναι κλειστές. Οι εκροφητές (HEX 1, HEX 3) θερμαίνονται από ζεστό νερό και οι προσροφητές (HEX 2, HEX 4), ψύχονται από το νερό ψύξης. Την στιγμή που οι πιέσεις του εκροφητή και του προσροφητή, γίνουν σχεδόν ίσες με τις πιέσεις του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή, αντίστοιχα, ανοίγουν οι βαλβίδες μεταξύ των προσροφητών και των ατμοποιητών, καθώς και οι βαλβίδες μεταξύ των εκροφητών και των συμπυκνωτών, προκειμένου να επιτραπεί η ροή του ψυκτικού. Αυτή η φάση συμβολίζεται ως η φάση D. Στην φάση D, η βαλβίδα (V1), καθώς και οι βαλβίδες (V4), (V5) και (V8), είναι ανοιχτές, ενώ οι βαλβίδες (V2), (V3), (V6), (V7), (V9) και (V10), είναι κλειστές. Σε αυτή την φάση, τα ζεύγη (COND 1-HEX 1) και (COND 2-HEX 3), βρίσκονται στην διεργασία της εκρόφησης, ενώ τα ζεύγη (EVA 1-HEX 2) και (EVA 2-HEX 4), βρίσκονται στην διεργασία της προσρόφησης. Στην φάση E, οι βαλβίδες (V9) και (V10), είναι ανοιχτές. Οι εναλλάκτες θερμότητας (HEX 1) και (HEX 4), συνδέονται μεταξύ τους, μέσω της βαλβίδας (V9), ενώ οι εναλλάκτες θερμότητας (HEX 2) και (HEX 3), συνδέονται μεταξύ τους, μέσω της βαλβίδας (V10). Αυτή η φάση, είναι παρόμοια με την φάση B. Η φάση F αποτελεί τη διεργασία της προθέρμανσης, όπως συμβαίνει και με την φάση C. Σε αυτή την φάση, οι HEX 1 και HEX 3, ψύχονται από το νερό ψύξης, ενώ οι HEX 2 και HEX 4, θερμαίνονται από το ζεστό νερό. Η φάση αυτή, αποτελεί την τελευταία διεργασία και μετά το πέρας της, ο κύκλος επανέρχεται στην φάση A. Ακολουθούν τα σχήματα 9.5.α και 9.5.β.



Σχήμα 9.5.α : Σχηματισμός του Προτεινόμενου Ψύκτη Προσρόφησης.



Σχήμα 9.5.β : Εννοιολογικό Dühring Διάγραμμα για τον Προτεινόμενο Κύκλο Ψύξης Με Προσρόφηση.

Μαθηματική Μοντελοποίηση Του Προτεινόμενου Κύκλου

Υποθέτουμε ότι η πίεση, η θερμοκρασία και η συγκέντρωση της προσρόφησης, είναι ομοιόμορφες, καθ' όλη την έκταση της προσροφητικής τράπεζας. Υποθέτουμε επίσης ότι, η ποσότητα της προσρόφησης στις προσροφητικές τράπεζες, βρίσκεται στο επίπεδο ισορροπίας και μπορεί να μετρηθεί μέσω της εξίσωσης του Fleundlich.

$$q = q_{inf} [P_s(T_w)/P_s(T_s)]^{1/n} \quad (46)$$

όπου οι συντελεστές καθορίζονται από τους Chihara και Suzuki. Η πίεση καθώς και η θερμοκρασία κορεσμού του ατμού, συσχετίζονται με την εξίσωση του Antoine, ως εξής:

$$P_s = 133.32 \exp[18.3 - (3820/(T - 46.1))] \quad (47)$$

Το ψυκτικό αποτέλεσμα του κάθε κύκλου, μπορεί να υπολογιστεί από την ακόλουθη σχέση:

$$Q_{cooling} = (q_{max} - q_{min}) [L - C_{vapor}(T_{con} - T_{eva})] \quad (48)$$

Η θερμότητα εισόδου, για τον κάθε κύκλο, μπορεί να εκτιμηθεί από την ακόλουθη σχέση:

$$Q_{heating} = Q_{preheat} + Q_{des-con} \quad (49)$$

όπου, $Q_{preheat}$ και $Q_{des-con}$, αποτελούν τις θερμότητες εισόδου, κατά τη διάρκεια, της προθέρμανσης και της διεργασίας εκρόφησης/συμπύκνωσης, αντίστοιχα και μπορούν να υπολογιστούν από την ακόλουθη σχέση:

$$Q_{preheat} = (C_s + C_{vapor} q_{max}) (T_{preheat_end} - T_{preheat_begin}) \quad (50)$$

$$Q_{des-con} = [C_s + C_{vapor} (q_{max} + q_{min})/2] (T_{des_end} - T_{des_begin}) + (q_{max} - q_{min}) DH \quad (51)$$

όπου, ο όρος DH (Desorption Heat), αντιπροσωπεύει την θερμότητα εκρόφησης. Το ψυκτικό αποτέλεσμα και ο συντελεστής απόδοσης COP, εκτιμώνται από τις ακόλουθες σχέσεις:

$$\text{Ψυκτικό Αποτέλεσμα} = Q_{cooling} \quad (52)$$

$$COP = Q_{cooling}/Q_{heating} \quad (53)$$

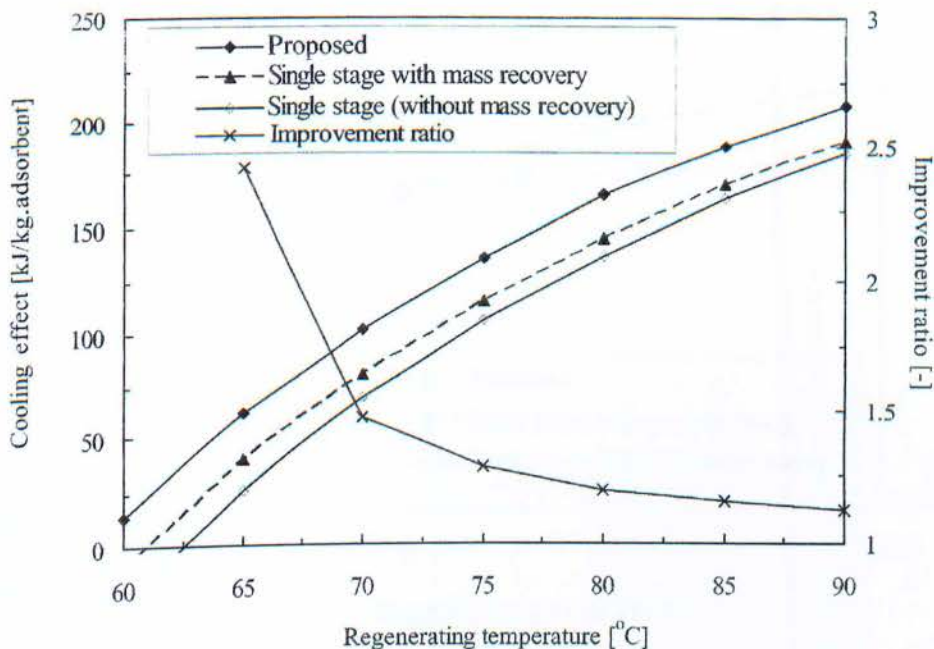
Για την παρούσα περίπτωση, το ψυκτικό αποτέλεσμα και ο συντελεστής απόδοσης, COP, υπολογίζονται ως:

$$\text{Ψυκτικό Αποτέλεσμα} = (Q_{cooling, upper} + Q_{cooling, bottom})/2 \quad (54)$$

$$COP = (Q_{cooling, upper} + Q_{cooling, bottom}) / (Q_{heating, upper} + Q_{heating, bottom}) \quad (55)$$

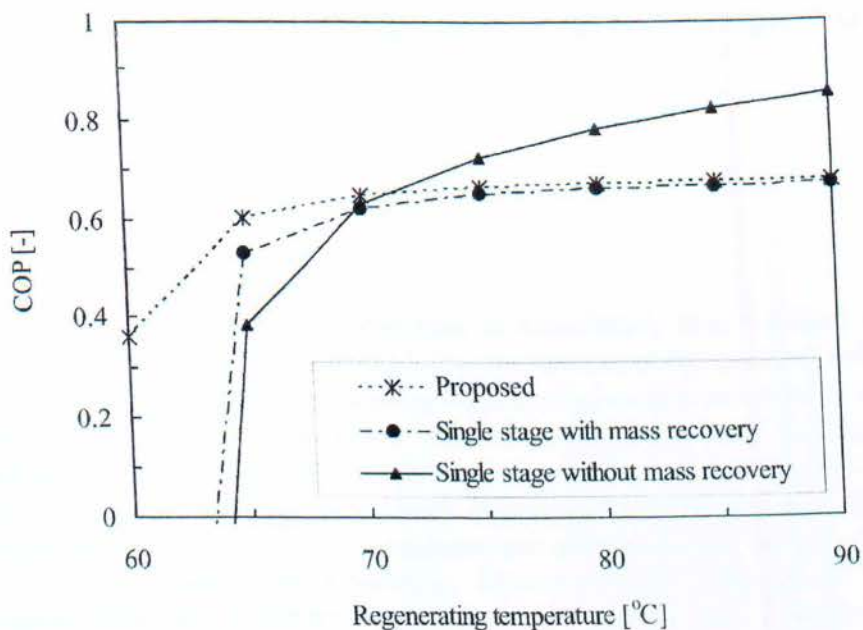
Αποτελέσματα και Συζήτηση

Στο σχήμα 9.5.γ, που ακολουθεί, συγκρίνεται η ψυκτική ισχύς που λαμβάνεται από τον προτεινόμενο κύκλο, με τις αντίστοιχες, που λαμβάνονται από το μονοβάθμιο συμβατικό κύκλο και από τον κύκλο με ανάκτηση μάζας. Φαίνεται ξεκάθαρα ότι, το ψυκτικό αποτέλεσμα (kJ/kg προσροφητικού), που λαμβάνεται από τον προτεινόμενο κύκλο, είναι ανώτερο συγκριτικά με τα αντίστοιχα, που λαμβάνονται από το μονοβάθμιο συμβατικό κύκλο και από τον κύκλο με ανάκτηση μάζας. Επίσης, παρουσιάζεται και η βελτίωση της αναλογίας εξόδου του ψυκτικού του προτεινόμενου κύκλου, σε σχέση με την αντίστοιχη, του συμβατικού κύκλου. Φαίνεται ξεκάθαρα ότι, το προτεινόμενο σύστημα, παρέχει δύο φορές περισσότερο, το ψυκτικό αποτέλεσμα, σε σχέση με το συμβατικό σύστημα, εάν η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας, είναι 65°C.



Σχήμα 9.5.γ : Το Ψυκτικό Αποτέλεσμα Ως Συνάρτηση της Θερμοκρασίας Αναγέννησης.

Τέλος, στο σχήμα 9.5.δ, που ακολουθεί, παρουσιάζονται οι τιμές του συντελεστή απόδοσης, COP, συναρτήσει της θερμοκρασίας των πηγών θερμότητας και συγκρίνονται με τις αντίστοιχες τιμές, του κύκλου ανάκτησης μάζας δύο προσροφητικών τραπεζών και του συμβατικού κύκλου. Και σε αυτό το σχήμα, φαίνεται ξεκάθαρα ότι, το προτεινόμενο σύστημα, παρέχει καλύτερο συντελεστή απόδοσης, COP, σε σχέση με τον αντίστοιχο, του συμβατικού συστήματος, εάν η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας, είναι χαμηλότερη των 70°C. Παρ' όλα αυτά, οι τιμές του συντελεστή απόδοσης, COP, του προτεινόμενου κύκλου, είναι χαμηλότερες, σε σχέση με τις αντίστοιχες, του συμβατικού κύκλου, εάν η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας, είναι μεγαλύτερη των 70°C.



Σχήμα 9.5.δ : Ο Συντελεστής Απόδοσης, COP, Ως Συνάρτηση της Θερμοκρασίας Αναγέννησης.

10. Ο ΠΟΛΥΒΑΘΜΙΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΣΤΗΝ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ

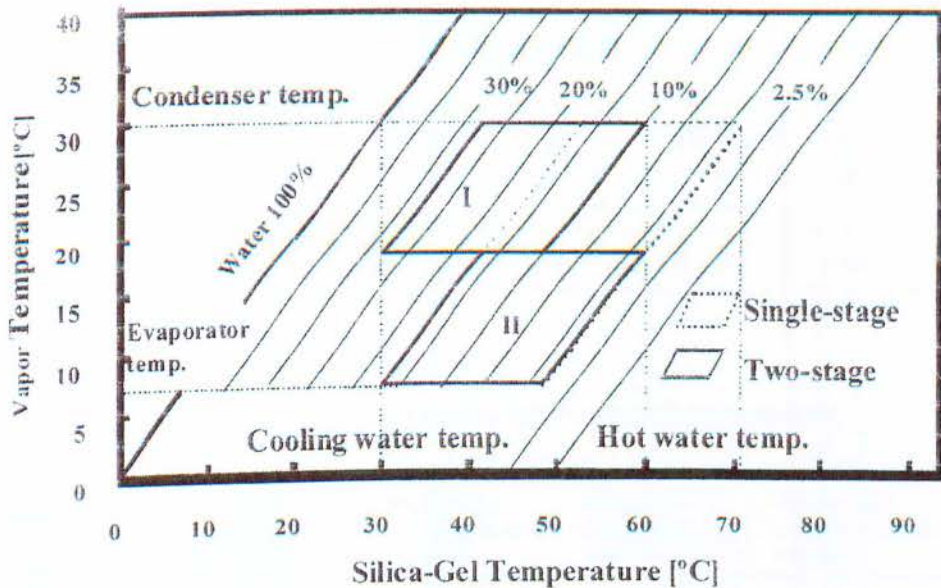
10.1 Εισαγωγή

Σκοπός του πολυβάθμιου κύκλου στην ψύξη με προσρόφηση, είναι η αύξηση της απαιτούμενης ελάχιστης θερμοκρασίας ψύξης της προσροφητικής τράπεζας, καθώς και η μείωση της απαιτούμενης ελάχιστης θερμοκρασίας εισόδου του ρευστού, που θερμαίνει την τράπεζα. Ενδεικτικά, έχει διαπιστωθεί ότι, ένας τριβάθμιος προσροφητικός ψυκτικός κύκλος, έχει τη δυνατότητα να λειτουργήσει με θερμοκρασία ψύξης 30°C και θερμοκρασία θέρμανσης 45°C. Τα προαναφερθέντα στοιχεία, σε συνδυασμό με τα πλεονεκτήματα που προκύπτουν από την ανάκτηση μάζας και την αναγέννηση θερμότητας, δημιουργούν μια ενδιαφέρουσα και ελκυστική εναλλακτική πρόταση στην ψύξη με προσρόφηση. Στην βιβλιογραφία συναντούμε μέχρι και τριών βαθμίδων κύκλους, δηλαδή διβάθμιους και τριβάθμιους, με ανάκτηση μάζας και διαφορετικές αναλογίες εργαζόμενων μαζών. Προφανώς, η κατασκευή ψυκτικού κύκλου με παραπάνω από τρεις βαθμίδες, θεωρείται ασύμφορη. Ο πολυβάθμιος προσροφητικός κύκλος, στηρίζεται στην λογική της βαθμιαίας μεταβολής της θερμοκρασίας και της πίεσης.

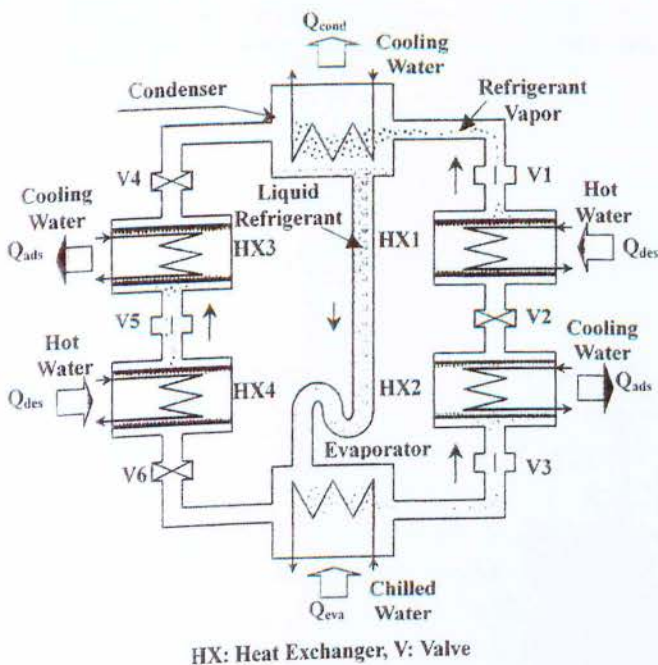
10.2 Αρχή Λειτουργίας του Προηγμένου Διβάθμιου Κύκλου Προσρόφησης

Όπως μπορεί να φανεί από το εννοιολογικό Duhring διάγραμμα του σχήματος 10.2.α, που ακολουθεί, ο συμβατικός μονοβάθμιος κύκλος με εργαζόμενο ζεύγος ψύξης silica gel-νερό, δεν μπορεί να λειτουργήσει με μια πηγή θερμότητας των 50°C, στην περίπτωση που η πηγή ψύξης βρίσκεται στους 30°C ή παραπάνω. Μια τέτοια περίπτωση, θα μπορούσαμε κάλλιστα να συναντήσουμε, σε έναν αερόψυκτο πύργο ψύξης το καλοκαίρι στο Τόκιο. Για την πρακτική αξιοποίηση αυτών των θερμοκρασιών για την λειτουργία ενός ψυκτικής προσρόφησης, σχεδιάστηκε ο προηγμένος διβάθμιος κύκλος. Όπως μπορεί να φανεί από το σχήμα 10.2.α, οι προηγμένοι διβάθμιος κύκλοι επιτρέπουν την μείωση της διαφοράς θερμοκρασίας συγκεκριμένοι κύκλοι επιτρέπουν την μείωση της διαφοράς θερμοκρασίας αναγέννησης, ΔT_{regen} , του προσροφητικού ($T_{\text{des}}-T_{\text{cond}}$), διαιρώντας το στάδιο της ανόδου (αύξησης) της θερμοκρασίας ατμοποίησης ($T_{\text{cond}}-T_{\text{eva}}$), σε δύο επιμέρους μικρότερα στάδια ανόδου (αύξησης) της. Με αυτόν τον τρόπο, η πίεση του ψυκτικού (υδρατμός), αυξάνεται εν μέσω δύο βαθμιαίων σταδίων (βημάτων) από το στάδιο της ατμοποίησης προς το στάδιο της συμπύκνωσης. Για την επίτευξη αυτού του στόχου και όπως φαίνεται στο σχήμα 10.2.β, που ακολουθεί, κρίνεται απαραίτητη, η εισαγωγή δύο επιπρόσθετων στοιχείων ρόφησης. Ένας προηγμένος, διβάθμιος

κύκλος, αποτελείται από έξι εναλλάκτες θερμότητας, δηλαδή, έναν συμπυκνωτή, έναν ατμοποιητή και δύο ζεύγη στοιχείων ρόφησης. Στον κύκλο, οι βαλβίδες 1, 3 και 5, είναι ανοιχτές, προκειμένου να επιτρέπουν τη ροή του ψυκτικού μεταξύ των εναλλακτών θερμότητας. Τα στοιχεία ρόφησης 1 και 4 (HX 1 και HX 4 στο σχήμα 10.2.β), θερμαίνονται από ζεστό νερό, ενώ παράλληλα, τα στοιχεία ρόφησης 2 και 3 (HX 2 και HX 3 στο σχήμα 10.2.β), ψύχονται από το νερό ψύξης. Το προσροφητικό υλικό silica gel, σε κάθε στοιχείο ρόφησης, στερεώνεται στο εσωτερικό του δοχείου, γύρω από τα πτερύγια των σωλήνων μεταφοράς θερμότητας, τα οποία, δεν μπορούν να περιστραφούν ή να μετακινηθούν. Ως εκ τούτου, η αδιάκοπη παροχή της ενέργειας ψύξης, απαιτεί τη λειτουργία του κύκλου ως ψευδο-συνεχούς, όπου η προσρόφηση και η εκρόφηση λαμβάνουν χώρα ταυτόχρονα και τα στοιχεία ρόφησης εναλλάσσονται επανειλημμένα, μεταξύ των διεργασιών της προσρόφησης και της εκρόφησης. Οι θερμοφυσικές ιδιότητες του υλικού ρόφησης silica gel, που χρησιμοποιούνται σε αυτόν τον πειραματικό ψύκτη, απεικονίζονται στον Πίνακα 10.2.γ, που ακολουθεί. Το ψυκτικό μέσο (νερό), ατμοποιείται εντός του ατμοποιητή, συλλέγοντας τη θερμότητα ατμοποίησης από το παγωμένο νερό και προσροφάται από τον προσροφητή 2, μέσω της βαλβίδας 3. Το στοιχείο ρόφησης 3, επίσης προσροφά ψυκτικό από τον εκροφητή 4, μέσω της βαλβίδας 5. Ο εκροφητής 1 είναι συνδεδεμένος με το συμπυκνωτή, μέσω της βαλβίδας 1. Ο εκροφημένος ατμός του ψυκτικού, συμπυκνώνεται στο συμπυκνωτή, σε θερμοκρασία T_{cond} και παράλληλα, το νερό ψύξης απομακρύνει τη θερμότητα συμπίκνωσης, Q_{cond} . Το συμπυκνωμένο πλέον ψυκτικό, επανέρχεται στον ατμοποιητή, μέσω του σωλήνα που συνδέει το συμπυκνωτή με τον ατμοποιητή, για να ολοκληρωθεί ο κύκλος. Ο σωλήνας κάμπτεται, για να επιτευχθεί μία πτώση πίεσης, με αποτέλεσμα το ψυκτικό, να βρίσκεται σε υγρή φάση εντός του ατμοποιητή. Η χρήση παράλληλων κυκλωμάτων νερού ψύξης για τον συμπυκνωτή και τους προσροφητές 2 και 3, καταλήγει σε παρόμοια επίπεδα θερμοκρασίας στο συμπυκνωτή (T_{cond}) και σε εκείνα των προσροφητών (T_{ads}). Όταν οι συγκεντρώσεις του ψυκτικού στους προσροφητές και στους εκροφητές, βρεθούν πολύ κοντά στο επίπεδο ισορροπίας τους, οι ροές του ζεστού νερού και του νερού ψύξης, αντιστρέφονται, με την αλλαγή των βαλβίδων, έτσι ώστε οι εκροφητές να στραφούν στην λειτουργία της προσρόφησης και οι προσροφητές να στραφούν στην λειτουργία της εκρόφησης (αποβολής). Κατά τη διάρκεια μιας σύντομης ενδιάμεσης διεργασίας (λειτουργία B ή λειτουργία D), δεν λαμβάνει χώρα καμία διεργασία προσρόφησης ή εκρόφησης. Το συγκεκριμένο χρονικό διάστημα, είναι απαραίτητο, προκειμένου να προθερμανθούν οι προσροφητές και να προψυχθούν οι εκροφητές. Το προκύπτον χαμηλής πίεσης ψυκτικό προσροφάται πάλι από το προσροφητικό υλικό, για να συνεχιστεί έτσι η διεργασία. Ο χρόνος της λειτουργίας του ψυκτικού συγκροτήματος, απεικονίζεται στον Πίνακα 10.2.δ, που ακολουθεί. Μια πλάγια όψη του διβάθμιου πρωτότυπου ψυκτικού συγκροτήματος, απεικονίζεται στο σχήμα 10.2.ε, που ακολουθεί.



Σχήμα 10.2.α : Εννοιολογικό Duhring Διάγραμμα για τον Απλό Συμβατικό και τον Διβάθμιο Κύκλο.



Σχήμα 10.2.β : Σχηματισμός του Διβάθμιου Ψύκτη Προσρόφησης.

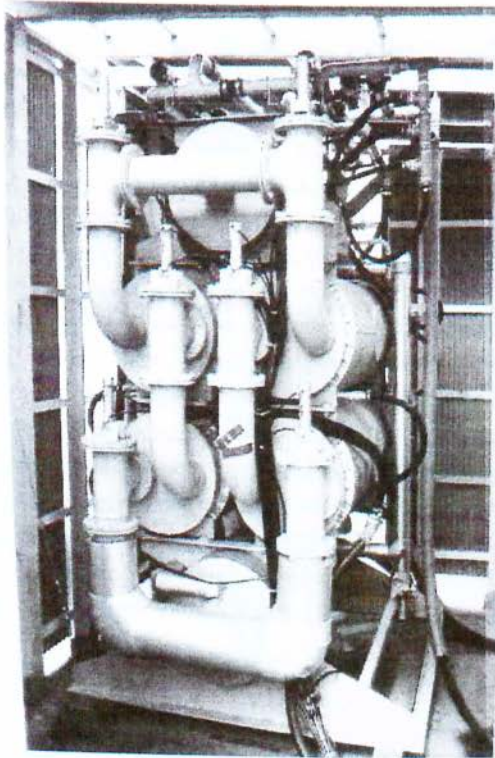
Πίνακας 10.2.γ : Θερμοφυσικές Ιδιότητες του Προσροφητικού Υλικού, Silica Gel, που χρησιμοποιείται στον Διβάθμιο Ψύκτη.

Type of gel (kg/m ³)	Surface area (m ² /g)	Porous volume (cm ³ /g)	Average diameter (mm)	Heat capacity (kJ/kg·K)	Thermal conductivity (W/m·K)	Density (kg/m ³)	Volume fraction (-)
A	650	0.36	0.7	0.92	0.175	2200	0.341

Πίνακας 10.2.δ : Χρόνος Λειτουργίας του Ψυκτικού Συγκροτήματος.

Cycle	Adsorption/ desorption cycle mode A		Pre-heating/ pre-cooling cycle mode B		Adsorption/ desorption cycle mode C		Pre-heating/ pre-cooling cycle mode D	
Time (s)		420		20		420		20
Valve	1,3,5	○	×	×	×	×	×	×
	2,4,6	×	×	×	○	○	×	×
HX	1,4	Hw	Cw	Cw	Cw	Cw	Hw	Hw
	2,3	Cw	Hw	Hw	Hw	Hw	Cw	Cw

* V—valve; ○—open; ×—closed; Hw—hot water; Cw—cooling water; HX—heat exchanger.

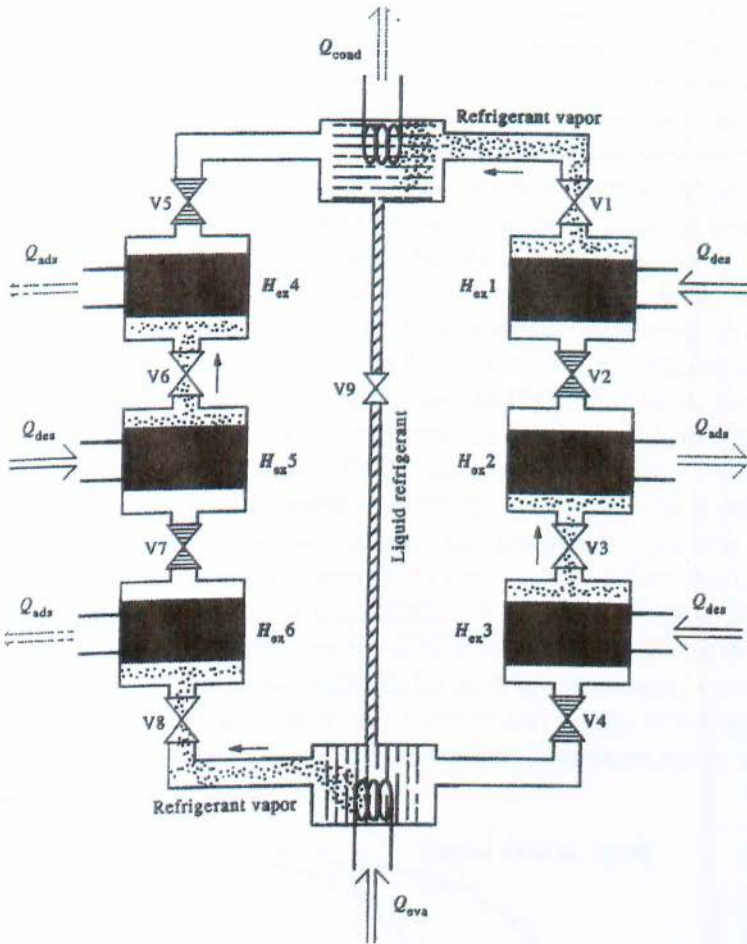


Σχήμα 10.2.ε : Πλάγια όψη του Διβάθμιου Πρωτότυπου Ψυκτικού Συγκροτήματος.

10.3 Αρχή Λειτουργίας του Προηγμένου Τριβάθμιου Κύκλου Προσρόφησης

Ο ψυκτικός κύκλος που αναλύεται στην συγκεκριμένη παράγραφο, περιλαμβάνει οκτώ εναλλάκτες θερμότητας, δηλαδή, ένα συμπυκνωτή, έναν ατμοποιητή και τρία ζεύγη προσροφητή/εκροφητή. Επίσης, περιλαμβάνει οκτώ βαλβίδες ψυκτικού και μια εκτονωτική βαλβίδα, όπως φαίνεται και στο σχήμα 10.3.α, που ακολουθεί. Το προσροφητικό είναι στερεωμένο εντός των ζευγών προσροφητή/εκροφητή, τα οποία εναλλάσσονται μεταξύ ψύξης και θέρμανσης, προκειμένου να επιτραπεί η προσρόφηση και η εκρόφηση του ψυκτικού μέσου. Το σχήμα 10.3.α απεικονίζει την όλη διαδικασία. Οι βαλβίδες του ψυκτικού 1, 3, 6 και 8, είναι ανοιχτές, για να επιτρέπουν τη ροή του ψυκτικού μεταξύ των εναλλακτών θερμότητας. Τη στιγμή που οι εκροφητές 1, 3 και 5, θερμαίνονται από ζεστό νερό, οι προσροφητές 2, 4 και 6, ψύχονται από το νερό ψύξης. Το ψυκτικό μέσο (νερό), ατμοποιείται σε θερμοκρασία T_{eva} , με θερμότητα εισόδου Q_{eva} , από το παγωμένο νερό και προσροφάται από τον προσροφητή 6, ξεκινώντας από συγκέντρωση X_{weak} και καταλήγοντας σε συγκέντρωση X_{strong} , που καθορίζεται από την θερμοκρασία T_{ads} , στην οποία το

νερό ψύξης απομακρύνει (αφαιρεί) τη θερμότητα προσρόφησης Q_{ads} . Οι εναλλάκτες θερμότητας 2 και 4, προσροφούν ψυκτικό από τους εκροφητές 3 και 5, αντίστοιχα. Οι εκροφητές θερμαίνονται μέχρι τη θερμοκρασία T_{des} , από τη θερμότητα Q_{des} , η οποία παρέχεται από την πηγή θερμότητας (ζεστό νερό). Ο εκροφητής 1 είναι συνδεδεμένος με το συμπυκνωτή, όπου ο εκροφούμενος ατμός του ψυκτικού, συμπυκνώνεται στη θερμοκρασία T_{cond} και το νερό ψύξης απομακρύνει τη θερμότητα συμπύκνωσης Q_{cond} . Το προκύπτον συμπύκνωμα, ρέει πίσω προς τον ατμοποιητή, μέσω της εκτονωτικής βαλβίδας 9, για να ολοκληρωθεί έτσι ο κύκλος. Η χρήση των παράλληλων κυκλωμάτων νερού ψύξης για το συμπυκνωτή και τους προσροφητές, καταλήγει σε παρόμοια επίπεδα θερμοκρασίας στο συμπυκνωτή (T_{cond}) και στους προσροφητές (T_{ads}). Με την ολοκλήρωση της διεργασίας εκρόφησης/προσρόφησης A (300sec), οι ροές του ζεστού νερού και του νερού ψύξης, αντιστρέφονται με την αλλαγή των βαλβίδων, έτσι ώστε οι εκροφητές 1, 3 και 5, να στραφούν στη λειτουργία της προσρόφησης και οι προσροφητές 2, 4 και 6, να στραφούν στη λειτουργία της εκρόφησης (στη διεργασία C). Κατά τη διάρκεια της ενδιάμεσης διεργασίας B (30sec), δε λαμβάνει χώρα καμία διεργασία προσρόφησης ή εκρόφησης. Οι επακόλουθες διεργασίες C και D αντιστοιχούν στις αντίστροφες διεργασίες A και B. Με την ολοκλήρωση της διεργασίας D, ξεκινάει ξανά η διεργασία A.



V = valve; H_{ex} = heat exchanger

Σχήμα 10.3.α : Σχηματισμός του Τριβάθμιου Ψύκτη Προσρόφησης.

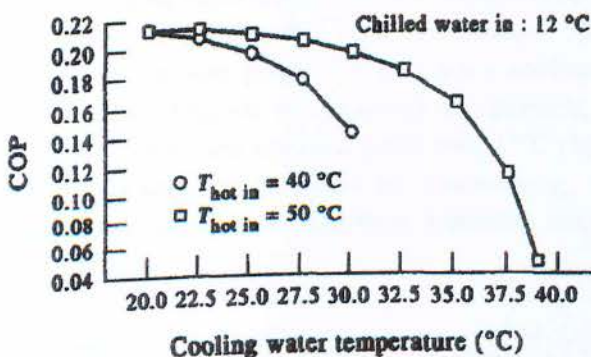
10.3.1 Αποτελέσματα και Συζήτηση

Θερμοκρασίες Λειτουργίας

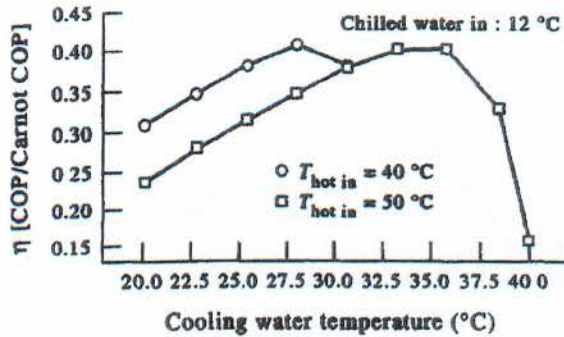
- Θερμοκρασία Νερού Ψύξης

Στα σχήματα 10.3.1.β και 10.3.1.γ, που ακολουθούν, απεικονίζονται οι επιδράσεις της θερμοκρασίας του νερού ψύξης, σε ότι αφορά, το συντελεστή συμπεριφοράς, COP και τον λόγο $\eta = \text{COP} / \text{COP}_{\text{Carnot}}$, του ψυκτικού κύκλου, αντίστοιχα. Οι τιμές του COP, είναι πιο ευαίσθητες για θερμοκρασίες εισόδου του νερού ψύξης άνω των 30°C

με πηγές θερμότητας των 50°C και για θερμοκρασίες άνω των 25°C με πηγή θερμότητας των 40°C. Για θερμοκρασία του ζεστού νερού στους 50°C και για εύρος θερμοκρασιών του νερού ψύξης, από 20°C έως 30°C, η τιμή του COP είναι σταθερή και ίση με 0,21, παρόλη την αύξηση στην ψυκτική ισχύ με χαμηλότερες θερμοκρασίες του νερού ψύξης. Το αποτέλεσμα αυτό οφείλεται στην αύξηση των απωλειών θερμότητας, λόγω της λειτουργίας του κύκλου. Η ψυκτική ισχύς αυξάνεται για χαμηλότερες θερμοκρασίες του νερού ψύξης, όπως και το ποσό της θερμότητας εισόδου που απαιτείται για την αισθητή θέρμανση του προσροφητή, από τη θερμοκρασία προσρόφησης, στη θερμοκρασία εκρόφησης. Αυτή η τάση παρατηρείται όταν η άνοδος (αύξηση) της θερμοκρασίας αναγέννησης (ΔT_{regen}), είναι μεγαλύτερη των 20 K. Σε ότι αφορά το βαθμό απόδοσης, η , η θερμοκρασία του ζεστού νερού των 40°C και του νερού ψύξης των (20-30)°C, δίνει υψηλότερες τιμές βαθμού απόδοσης, η , από ότι η θερμοκρασία του ζεστού νερού των 50°C με θερμοκρασία πηγής ψύξης των (20-39)°C. Αυτό συμβαίνει επειδή, οι σχετικά υψηλότερες θερμοκρασίες της πηγής θέρμανσης, καταλήγουν σε μεγαλύτερες απώλειες θερμότητας και ως εκ τούτου, σε μειωμένες τιμές του λόγου $\eta = \text{COP} / \text{COP}_{\text{Carnot}}$ του ψυκτικού κύκλου. Από την άλλη πλευρά, για θερμοκρασία του νερού ψύξης άνω των 35°C, με θερμοκρασία του ζεστού νερού στους 50°C και για θερμοκρασία του νερού ψύξης άνω των 28°C με θερμοκρασία του ζεστού νερού στους 40°C, ο λόγος, η , μειώνεται απότομα. Σε αυτή την περίπτωση, η μικρότερη άνοδος (αύξηση) της θερμοκρασίας αναγέννησης (ΔT_{regen}), καταλήγει στην κυκλοφορία λιγότερου ψυκτικού από την προσρόφηση/εκρόφηση και η ψυκτική ισχύς πέφτει κάτω από το επίπεδο του 1 kW.



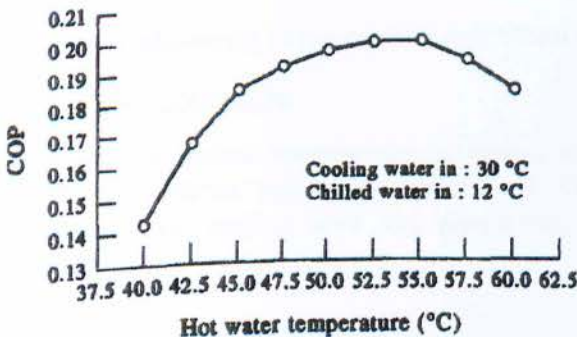
Σχήμα 10.3.1.β : Επίδραση της Θερμοκρασίας του Νερού Ψύξης στο COP.



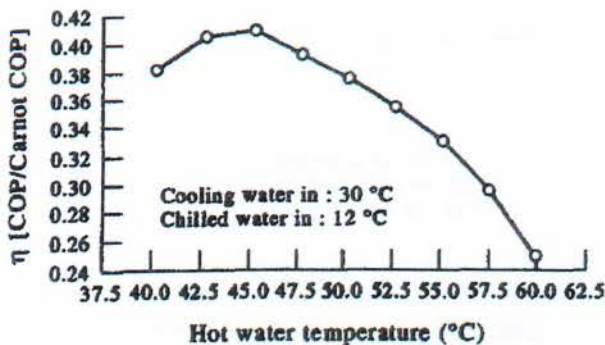
Σχήμα 10.3.1.γ : Επίδραση της Θερμοκρασίας του Νερού Ψύξης στο η .

• Θερμοκρασία Ζεστού Νερού

Στα σχήματα 10.3.1.δ και 10.3.1.ε, που ακολουθούν, απεικονίζονται οι επιδράσεις της θερμοκρασίας του ζεστού νερού, σε ότι αφορά, το συντελεστή συμπεριφοράς, COP και τον λόγο, η , του ψυκτικού κύκλου, αντίστοιχα. Με την μεταβολή της θερμοκρασίας του ζεστού νερού (σχήμα 10.3.1.δ), ο συντελεστής συμπεριφοράς, COP, μεγιστοποιείται, για θερμοκρασίες γύρω από τους 50°C. Για θερμοκρασίες του ζεστού νερού, μεταξύ των 40°C και των 50°C, η πτώση του COP, αντανακλάται στην χαμηλότερη ψυκτική ισχύ. Μεταξύ των 50°C και των 60°C, αυξάνονται οι απώλειες θερμότητας, λόγω της λειτουργίας του κύκλου. Σε ότι αφορά το λόγο, η , οι υψηλότερες τιμές του, ελήφθησαν, για θερμοκρασίες ζεστού νερού μεταξύ των 42°C και των 47°C και θερμοκρασία νερού ψύξης των 30°C. Όταν η θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού είναι κάτω από τους 42°C, η διαφορά της θερμοκρασίας αναγέννησης, ΔT_{regen} , γίνεται τόσο μικρή (<12 K), όπου η ποσότητα του ψυκτικού που κυκλοφορεί, είναι ανεπαρκής, για την παραγωγή της ψυκτικής ισχύος. Όταν η θερμοκρασία του ζεστού νερού είναι υψηλότερη από τους 47°C (δηλ. $\Delta T_{\text{regen}} < 17$ K), οι μεγαλύτερες απώλειες της θερμοκρασίας αναγέννησης, καταλήγουν σε μεγαλύτερες απώλειες θερμότητας, όπως εξηγήθηκε παραπάνω και ως εκ τούτου, ο λόγος, η , μειώνεται γρήγορα.



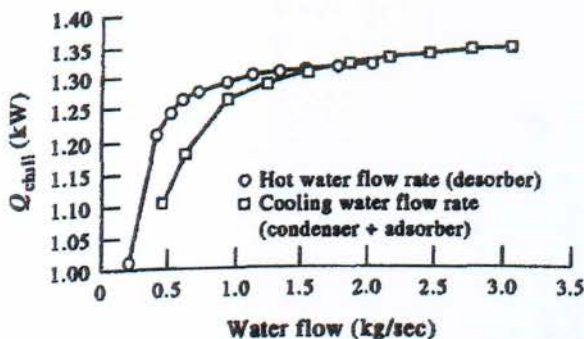
Σχήμα 10.3.1.δ : Επίδραση της Θερμοκρασίας του Ζεστού Νερού στο COP.



Σχήμα 10.3.1.ε : Επίδραση της Θερμοκρασίας του Ζεστού Νερού στο η .

Ταχύτητες Ροής

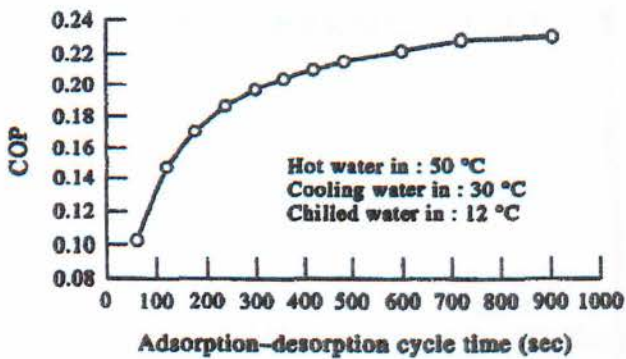
Οι επιδράσεις των ταχυτήτων ροής, του ζεστού νερού και του νερού ψύξης, στην ψυκτική ισχύ, απεικονίζονται στο σχήμα 10.3.1.στ. Η ψυκτική ισχύς αυξάνεται, για υψηλότερες τιμές της ταχύτητας ροής του νερού. Αυξάνοντας τις ταχύτητες ροής του ζεστού νερού (εκροφητής) και του νερού ψύξης (προσοροφητής + συμπυκνωτής), αυξάνεται σε σημαντικό βαθμό η απόδοση, για τιμές κάτω από 0,8 kg/sec και 1,3 kg/sec, αντίστοιχα. Πάνω από αυτές τις τιμές, οι αυξήσεις της ψυκτικής ισχύος, είναι αμελητέες (για το ζεστό νερό) ή πολύ μικρές (για το νερό ψύξης).



Σχήμα 10.3.1.στ : Επίδραση της Ταχύτητας Ροής στην Ψυκτική Ισχύ.

Χρόνοι Κύκλου Προσρόφησης-Εκρόφησης

Η επίδραση του χρόνου του κύκλου προσρόφησης-εκρόφησης, στο συντελεστή συμπεριφοράς, COP, απεικονίζεται στο σχήμα 10.3.1.ζ. Ο COP αυξάνεται ομοίωμα με το χρόνο του κύκλου, λόγω της χαμηλότερης κατανάλωσης θερμότητας.



Σχήμα 10.3.1.ζ : Επίδραση του Χρόνου του Κύκλου Προσρόφησης-Εκρόφησης στο COP.

11. Ο ΚΛΙΜΑΚΩΤΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΣΤΗΝ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ

11.1 Εισαγωγή

Ο μηχανισμός και η υλοποίηση του ελέγχου και της χρήσης ενός κλιμακωτού κύκλου, παρουσιάζουν μεγαλύτερη πολυπλοκότητα και δυσκολία, σε σχέση με έναν απλό βασικό κύκλο. Το προτέρημά τους, εν συγκρίσει με τους προαναφερθέντες ψυκτικούς κύκλους προσρόφησης, έγκειται στο γεγονός ότι, παρουσιάζουν μεγαλύτερο συντελεστή συμπεριφοράς, COP, που μπορεί να αγγίξει και την τιμή του 1,06 σε ορισμένες περιπτώσεις. Το μειονέκτημά τους όμως, είναι, στην μειωμένη ειδική ψυκτική ισχύ, SCP, δηλαδή την αναλογία παραγωγής ψύξης και του χρόνου του κύκλου ανά μονάδα βάρους προσροφητικού, έναντι των άλλων κύκλων. Η κατασκευή ενός κλιμακωτού κύκλου, παρουσιάζει ορισμένα τεχνικά προβλήματα, με αποτέλεσμα, να μην υπάρχουν πολλές θεωρητικές και πειραματικές μελέτες και οι αναφορές τους στη βιβλιογραφία, να είναι σχετικά φτωχές. Συνήθως, αποτελούνται από τέσσερις προσροφητικές τράπεζες και ένα ζεύγος ατμοποιητή-συμπυκνωτή, όπου ενίοτε μπορεί να είναι και δύο. Λόγω των ιδιαίτερα αυξημένων απαιτήσεων που θα παρουσίαζε το ζεύγος τραπεζών του επάνω κύκλου, δεν συνιστάται η χρήση περισσότερων προσροφητικών τραπεζών. Όσον αφορά την αρχή λειτουργίας, υπάρχουν δύο κύκλοι, όπου ο ένας εργάζεται πάνω από τον άλλο. Με βάση τα χαρακτηριστικά και τους περιορισμούς που εμφανίζουν, είθισται ο επάνω κύκλος (κύκλος κορυφής), να χρησιμοποιεί ως εργαζόμενο ζεύγος ψύξης, ζεολίτη/νερό και ο κάτω κύκλος, το ζεύγος ενεργού άνθρακα/μεθανόλης. Τέλος, διακρίνονται σε διπλής ή τριπλής ενέργειας, ανάλογα με την ανάκτηση μάζας και την αναγέννηση θερμότητας.

11.2 Λειτουργία του Κύκλου

Τα κύρια χαρακτηριστικά αυτού του κύκλου είναι τα εξής:

- Η ίδια θερμοκρασία ατμοποίησης (25°C) και η ίδια θερμοκρασία συμπύκνωσης (35°C), χρησιμοποιούνται και στους δύο κύκλους.
- Η χαμηλής θερμοκρασίας θερμότητα προσρόφησης του κύκλου του ζεολίτη, χρησιμοποιείται, σαν θερμότητα της γεννήτριας για τον κύκλο του ενεργού άνθρακα.
- Η απορριπτόμενη θερμότητα στην ψήκτρα (μια προστατευτική διάταξη που απορροφά και διαχέει την περίσσεια θερμότητας που παράγεται από ένα σύστημα)

προέρχεται από τους συμπυκνωτές και των δύο κύκλων και από τον προσροφητή του ενεργού άνθρακα, αλλά όχι από τους προσροφητές του ζεολίτη.

Ο κύκλος μπορεί να αναλυθεί σε τέσσερις φάσεις. Το σχήμα 11.2.α, που ακολουθεί, απεικονίζει την εξέλιξη της προσρόφησης κατά την διάρκεια του κύκλου, σε ένα διάγραμμα Clapeyron. Καθότι η πίεση του νερού και της μεθανόλης, είναι διακριτή, παρουσιάζεται η θερμοκρασία κορεσμού του υγρού που αντιστοιχεί στην πίεση στους προσροφητές, σε συνάρτηση με την θερμοκρασία του προσροφητικού. Σε ένα τέτοιο διάγραμμα, η ισορροπία ατμού-υγρού, αντιπροσωπεύεται από μια ευθεία γραμμή (γραμμή 1-2). Σε αυτό το σχήμα, οι γραμμές 3-4-5-6-3, αντιπροσωπεύουν τον κύκλο ενεργού άνθρακα-μεθανόλης και οι γραμμές 7-8-9-10-11-12-7, αντιπροσωπεύουν τον κύκλο ζεολίτη-νερού. Θα μπορούσε κάποιος να παρατηρήσει ότι, οι δύο προσροφητές του κύκλου ζεολίτη, περιγράφουν τον ίδιο κύκλο, εκτός φάσης (7-8-9-10-11-12-7).

Περιγραφή των Τεσσάρων Φάσεων του Κλιμακωτού Κύκλου των Τριών Προσροφητών

Σε αυτό το σκέλος της παραγράφου 11.2, οι αριθμοί αναφέρονται στο σχήμα 11.2.α.

- Φάση 1. Ξεκινάει με τους τρεις προσροφητές (ζεόλιθος 1, ζεόλιθος 2 και ενεργός άνθρακας), στις θερμοκρασίες των 220°C, 105°C και 100°C, αντίστοιχα. Κατά τη διάρκεια αυτής της φάσης, ο ζεόλιθος προσροφητής 2, θερμαίνεται από τη θερμότητα προσρόφησης, που προέρχεται από το ζεόλιθο προσροφητή 1 (Σχήμα 11.2.α: γραμμές→ 7-8-9 για το ζεόλιθο προσροφητή 2 και 10-11-12 για το ζεόλιθο προσροφητή 1). Ο ενεργός άνθρακας προσροφητής, ψύχεται από εξωτερική ψήκτρα (μια διάταξη που απορροφά θερμότητα από το αντικείμενο με το οποίο βρίσκεται σε θερμική επαφή) (Σχήμα 11.2.α: γραμμές→ 5-6-3).
- Θερμικές Συνδέσεις. Οι δύο ζεόλιθοι προσροφητές βρίσκονται υπό ανάκτηση θερμότητας. Ο ενεργός άνθρακας προσροφητής, είναι συνδεδεμένος με τον εναλλάκτη θερμότητας νερού-πετρελαίου.
- Συνδέσεις Εργαζόμενου Ρευστού. Ο ζεόλιθος προσροφητής 1 είναι συνδεδεμένος με τον ατμοποιητή νερού και ο ζεόλιθος προσροφητής 2 είναι συνδεδεμένος με το συμπυκνωτή νερού. Ο ενεργός άνθρακας προσροφητής, είναι συνδεδεμένος με τον ατμοποιητή μεθανόλης.
- Φάση 2. Κατά την διάρκεια αυτής της φάσης, ο ενεργός άνθρακας προσροφητής, θερμαίνεται (Σχήμα 11.2.α: γραμμές→ 3-4-5) από τη θερμότητα προσρόφησης, που προέρχεται από το ζεόλιθο προσροφητή 1 (Σχήμα 11.2.α: γραμμή→ 12-7) και την ίδια χρονική στιγμή, ο ζεόλιθος προσροφητής 2, θερμαίνεται από υψηλής θερμοκρασίας θερμότητα, που παρέχεται από το λέβητα (Σχήμα 11.2.α: γραμμή→ 9-10).
- Θερμικές Συνδέσεις. Ο ζεόλιθος προσροφητής 1 και ο ενεργός άνθρακας προσροφητής, βρίσκονται υπό ανάκτηση θερμότητας. Ο ζεόλιθος προσροφητής 2 είναι συνδεδεμένος με το λέβητα.

- Συνδέσεις Εργαζόμενου Ρευστού. Ο ζεόλιθος προσροφητής 1 είναι συνδεδεμένος με τον ατμοποιητή νερού και ο ζεόλιθος προσροφητής 2 είναι συνδεδεμένος με το συμπυκνωτή νερού. Ο ενεργός άνθρακας προσροφητής είναι συνδεδεμένος με το συμπυκνωτή μεθανόλης.

Οι φάσεις 3 και 4 είναι ανάλογες προς τις φάσεις 1 και 2 αντίστοιχα, με τη διαφορά ότι, οι ζεόλιθοι προσροφητές εναλλάσσονται (προσροφητής 1-προσροφητής 2 και αντίστροφα).

- Φάση 3. Ο ζεόλιθος προσροφητής 1 προθερμαίνεται από τη θερμότητα προσρόφησης, που προέρχεται από το ζεόλιθο προσροφητή 2 (Σχήμα 11.2.α: γραμμές→7-8-9 για το ζεόλιθο προσροφητή 1 και 10-11-12 για το ζεόλιθο προσροφητή 2). Ο ενεργός άνθρακας προσροφητής ψύχεται από εξωτερική ψήκτρα, για δεύτερη φορά (Σχήμα 11.2.α: γραμμές→5-6-3).

- Θερμικές Συνδέσεις. Οι δύο ζεόλιθοι προσροφητές, βρίσκονται υπό ανάκτηση θερμότητας. Ο ενεργός άνθρακας προσροφητής είναι συνδεδεμένος με τον εναλλάκτη θερμότητας νερού-πετρελαίου.

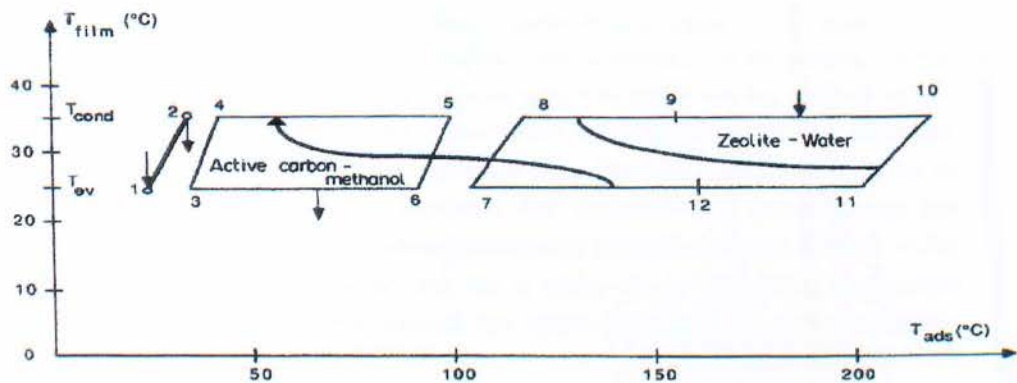
- Συνδέσεις Εργαζόμενου Ρευστού. Ο ζεόλιθος προσροφητής 1 είναι συνδεδεμένος με το συμπυκνωτή νερού και ο ζεόλιθος προσροφητής 2 είναι συνδεδεμένος με τον ατμοποιητή νερού. Ο ενεργός άνθρακας προσροφητής είναι συνδεδεμένος με τον ατμοποιητή μεθανόλης.

- Φάση 4. Ο ζεόλιθος προσροφητής 1, θερμαίνεται από το λέβητα (Σχήμα 11.2.α: γραμμή→9-10). Ο ενεργός άνθρακας προσροφητής, θερμαίνεται (Σχήμα 11.2.α: γραμμές→3-4-5) από τη θερμότητα που προέρχεται από το ζεόλιθο προσροφητή 2 (Σχήμα 11.2.α: γραμμή→12-7).

- Θερμικές Συνδέσεις. Ο ζεόλιθος προσροφητής 2 και ο ενεργός άνθρακας προσροφητής, βρίσκονται υπό ανάκτηση θερμότητας. Ο ζεόλιθος προσροφητής 1 είναι συνδεδεμένος με το λέβητα.

- Συνδέσεις Εργαζόμενου Ρευστού. Ο ζεόλιθος προσροφητής 1 είναι συνδεδεμένος με το συμπυκνωτή νερού και ο ζεόλιθος προσροφητής 2 είναι συνδεδεμένος με τον ατμοποιητή νερού. Ο ενεργός άνθρακας προσροφητής είναι συνδεδεμένος με το συμπυκνωτή μεθανόλης.

Στο τέλος των τεσσάρων αυτών φάσεων, η τελική κατάσταση αντιστοιχεί στην αρχική κατάσταση της φάσης 1. Ο κάθε ζεόλιθος προσροφητής, έχει λειτουργήσει τον ίδιο κύκλο (Σχήμα 11.2.α: γραμμές→7-8-9-10-11-12-7), αλλά ο ενεργός άνθρακας προσροφητής, έχει λειτουργήσει δύο κύκλους (Σχήμα 11.2.α: γραμμές→3-4-5-6-3). Η θερμότητα παράγεται, είτε όταν οι προσροφητές είναι συνδεδεμένοι με τους συμπυκνωτές τους, είτε όταν ο ενεργός άνθρακας προσροφητής είναι συνδεδεμένος με τον εναλλάκτη θερμότητας νερού-πετρελαίου. Η ψύξη παράγεται όταν οι προσροφητές είναι συνδεδεμένοι με τους ατμοποιητές τους.



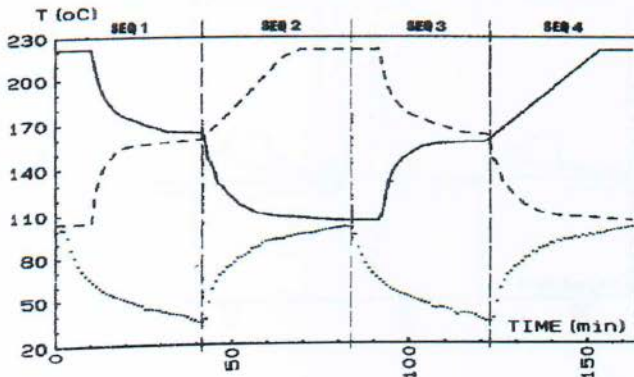
Σχήμα 11.2.α : Ο Προτεινόμενος Κλιμακωτός Κύκλος των τριών Προσροφητών. Τα βέλη αντιπροσωπεύουν τις Ροές Θερμότητας.

11.3 Πειραματικά Αποτελέσματα

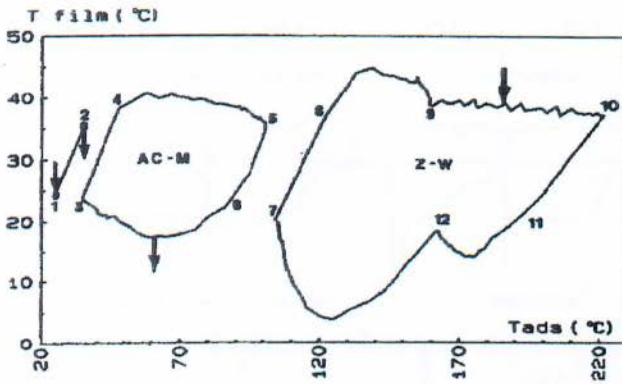
Τα πειραματικά αποτελέσματα του κύκλου των τριών προσροφητών, παρουσιάζονται στα σχήματα 11.3.α, 11.3.β (οι αριθμοί που χρησιμοποιούνται σε αυτό το σχήμα, αναφέρονται στο σχήμα 11.2.α), 11.3.γ και 11.3.δ, που ακολουθούν. Το σχήμα 11.3.α δείχνει ότι μια πτώση της θερμοκρασίας της τάξης των 5°C, στο τέλος των φάσεων της ανάκτησης θερμότητας, είναι απαραίτητη, προκειμένου να περιοριστεί το μήκος των φάσεων της ανάκτησης. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι, κατά την διάρκεια των φάσεων της ανάκτησης θερμότητας, τα ποσοστά θερμότητας είναι πολύ μεγάλα τη στιγμή που ξεκινάει η ανάκτηση θερμότητας (Σχήμα 11.3.γ). Τα ποσοστά θέρμανσης και ψύξης φθάνουν αντίστοιχα τα 28 kW και 17 kW, στην αρχή των φάσεων, ενώ με τις εξωτερικές πηγές θερμότητας, τα αντίστοιχα ποσοστά είναι λιγότερο από 8 kW. Οι συνέπειες από αυτά τα υψηλά ποσοστά θερμότητας, είναι οι αναστρεψιμότητες στους συμπυκνωτές και στους ατμοποιητές. Αυτό το αποτέλεσμα είναι ιδιαίτερα σημαντικό, κατά την διάρκεια των φάσεων 2 και 4, όταν ο ζεόλιθος προσροφητής ψύχεται μέσω της συναλλαγής θερμότητας με τον ενεργό άνθρακα προσροφητή. Κατά τη διάρκεια αυτής της φάσης, ο ατμοποιητής νερού δεν είναι σε θέση να παράσχει νερό και ατμό στο ζεόλιθο προσροφητή, με αποτέλεσμα, η πίεση στον προσροφητή (ή η θερμοκρασία της μεμβράνης στον ατμοποιητή) να μειωθεί πολύ (Σχήμα 11.3.β: γραμμή→12-7). Στην περίπτωση αυτή, παρατηρείται μια μεγάλη πτώση της θερμοκρασίας, κατά 20°C, μεταξύ της μεταφοράς θερμότητας του ρευστού στον ατμοποιητή νερού και της θερμοκρασίας της μεμβράνης του ψυκτικού ρευστού. Δεν υπάρχει καμία αμφιβολία ότι, εάν ο ατμοποιητής του νερού ήταν πιο αποτελεσματικός, τότε τα ποσοστά θερμότητας στον ατμοποιητή νερού και στο ζεόλιθο προσροφητή, στην προσρόφηση, θα ήταν υψηλότερα και κατά συνέπεια, το ποσοστό θερμότητας στον ενεργό άνθρακα προσροφητή, θα ήταν επίσης υψηλότερο. Η μη αναστρεψιμότητα είναι πολύ περισσότερο σημαντική στον κύκλο ζεόλιθου-

νερού, από ότι στον κύκλο ενεργού άνθρακα-μεθανόλης (Σχήμα 11.3.β: γραμμή→6-3). Το σχήμα 11.3.δ, παρουσιάζει τις μεταβολές των ποσοστών της θέρμανσης και της ψύξης, στους συμπυκνωτές και στους ατμοποιητές του νερού και της μεθανόλης. Το ποσοστό της ατμοποίησης του κύκλου των τριών προσροφητών, είναι το άθροισμα των ποσοστών της ατμοποίησης του νερού και της μεθανόλης (Σχήμα 11.3.δ), ενώ το ποσοστό της θέρμανσης είναι το άθροισμα των ποσοστών της συμπύκνωσης του νερού και της μεθανόλης και της προσρόφησης του ενεργού άνθρακα (Σχήμα 11.3.γ και 11.3.δ). Πρέπει να σημειωθεί ότι και η ψύξη και η θέρμανση, παράγονται συνεχώς, κατά την διάρκεια του κύκλου των τριών προσροφητών, με τα ακόλουθα χαρακτηριστικά:

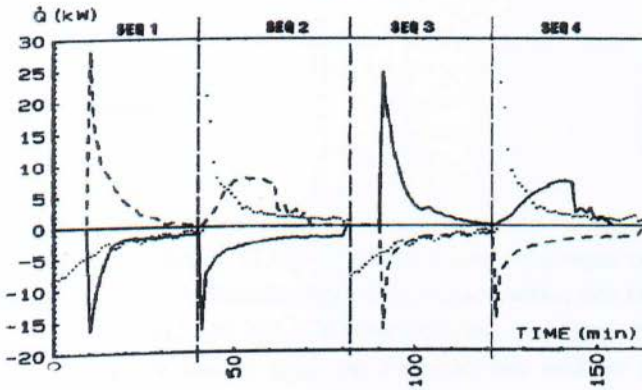
- Ποσοστό Ψύξης ≈ 2.35 kW το οποίο, αντιστοιχεί σε 37 W/kg προσροφητικού και σε φορτίο ατμοποίησης ≈ 364 kJ/kg προσροφητικού.
- Ποσοστό Θέρμανσης ≈ 3.95 kW το οποίο, αντιστοιχεί σε 62 W/kg προσροφητικού και σε φορτίο θέρμανσης ≈ 612 kJ/kg προσροφητικού.



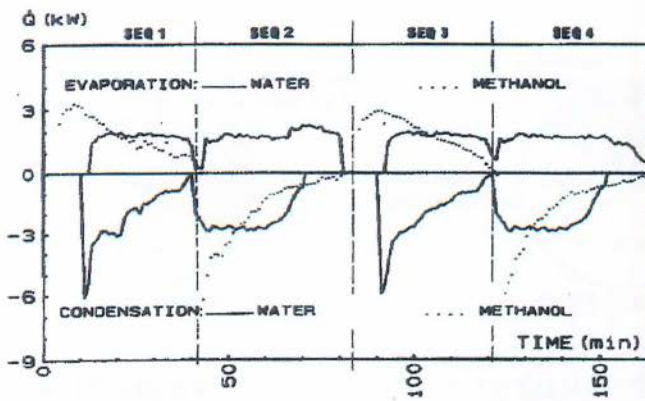
Σχήμα 11.3.α : Μεταβολές Θερμοκρασίας Προσροφητικού στους τρεις Προσροφητές: Συνεχής Γραμμή → Ζεόλιθος Προσροφητής 1, Διακεκομμένη Γραμμή → Ζεόλιθος Προσροφητής 2, Διακεκομμένες Τελείες → Ενεργός Άνθρακας Προσροφητής.



Σχήμα 11.3.β : Αναπαράσταση του Κύκλου σε Διάγραμμα Θερμοκρασίας Κορεσμού του Υγρού, Συναρτήσεϊ της Θερμοκρασίας Προσοφητικού.



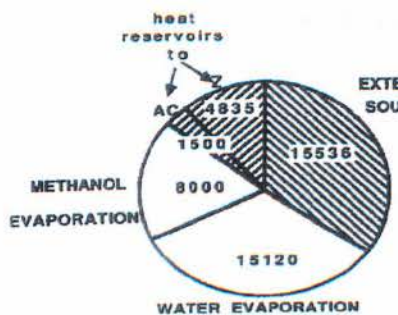
Σχήμα 11.3.γ : Μεταβολές Ποσοστού Θερμότητος Εκτός και Εντός των Προσοφητών: Συνεχής Γραμμή → Ζεόλιθος Προσοφητής 1, Διακεκομμένη Γραμμή → Ζεόλιθος Προσοφητής 2, Διακεκομμένες Τελείες → Ενεργός Άνθρακας Προσοφητής.



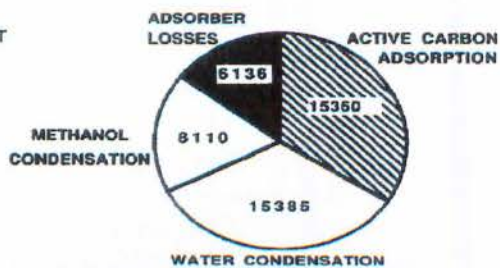
Σχήμα 11.3.δ : Μεταβολές Ποσοστού Θερμότητας Εκτός των Συμπυκνωτών και Εντός των Ατμοποιητών: Συνεχής Γραμμή → Νερό, Διακεκομμένη Γραμμή → Μεθανόλη.

11.4 Θερμική Ισορροπία

Η πειραματική θερμική ισορροπία για τον κλιμακωτό κύκλο, παρουσιάζεται στο σχήμα 11.4.α και στον πίνακα 11.4.β. Η απαιτούμενη θερμότητα εισόδου (Σχήμα 11.4.α), αποτελείται από : (1) θερμότητα υψηλής θερμοκρασίας που παρέχεται στους ζεόλιθους προσροφητές (15,536 kJ), (2) θερμότητα που παρέχεται από δεξαμενές, στις οποίες βυθίζονται οι αντλίες κατά την διάρκεια των φάσεων της ανάκτησης θερμότητας (4835 kJ στους ζεόλιθους προσροφητές και 1500 kJ στον ενεργό άνθρακα προσροφητή) και (3) θερμότητα χαμηλής θερμοκρασίας που παρέχεται στους ατμοποιητές (15,120 kJ που ατμοποιούν 6,3 kg νερού και 8000 kJ που ατμοποιούν 7 kg μεθανόλης). Η παραγόμενη θερμότητα (θερμότητα εξόδου) παρέχεται από: (1) ενεργός άνθρακας προσροφητής (15,360 kJ), (2) συμπύκνωση του νερού (15,385 kJ) και της μεθανόλης (8110 kJ) και (3) απώλειες στους προσροφητές που εκτιμώνται σε 6136 kJ, έτσι ώστε να εξισωθούν η απαιτούμενη θερμότητα εισόδου με την παραγόμενη θερμότητα (εξόδου).



INPUT HEAT



OUTPUT HEAT

Σχήμα 11.4.α : Ροή Θερμότητας Κατά την Διάρκεια του Κλιμακωτού Κύκλου Προσρόφησης (Πειραματική Θερμική Ισορροπία).

Πίνακας 11.4.β : Παγκόσμια Ισορροπία Θερμότητας για τον Κλιμακωτό Κύκλο.

		Experiment	Model	
Zeolite adsorbent input (kJ)	external heat	15,536 ± 1090	17,713	(1)
	source reservoir	4835 ± 340	4818	(2)
Zeolite adsorbent output (kJ)		16,514 ± 1150	18,127	(3)
Active carbon adsorbent input (kJ)	zeolite output	16,514 ± 1150	13,149	(4)
	reservoir	1500 ± 150	2000	(5)
Active carbon adsorbent output (kJ)		15,360 ± 1100	14,175	(6)
Condensation (kJ)		23,495 ± 700	23,595	(7)
Evaporation (kJ)		23,120 ± 700	23,343	(8)
Cooling COP	(8)	1.06 ± 0.07	0.95	(9)
	$\frac{(1)+(2)+(5)}{(6)+(7)}$			
COA (heating COP)	(6)+(7)	1.78 ± 0.07	1.54	(10)
	$\frac{(1)+(2)+(5)}{(1)+(2)+(5)}$			
Cycle period (min)		164		

12. Ο ΘΕΡΜΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΚΥΜΑΤΟΣ ΣΤΗΝ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ

12.1 Εισαγωγή

Ο χαμηλός συντελεστής συμπεριφοράς, COP, αποτελεί ένα μείζων θέμα στην ψύξη με προσρόφηση. Αρκετοί διαφορετικοί ψυκτικοί κύκλοι έχουν μελετηθεί στην προσπάθεια βελτίωσης του COP, με έμφαση στη βελτίωση της αναλογίας της αναγεννητικής θερμότητας. Ένας ελκυστικός κύκλος, αποτελεί ο θερμικός κύκλος κύματος, που έχει εφευρεθεί από τον Shelton. Η προσομοίωση του κύκλου από τον Shelton, έδειξε ότι η αναλογία της αναγεννητικής θερμότητας και ο συντελεστής συμπεριφοράς, COP, για την αντλία θερμότητας, είναι τόσο υψηλές όσο 70% και 1,87, αντίστοιχα. Μολονότι αρκετοί ερευνητές έχουν μελετήσει τον κύκλο, μέχρι τώρα, δεν υπάρχει καμία αναφορά κάποιας επιτυχημένης έκδοσης ενός πρωτότυπου μοντέλου θερμικού κύκλου κύματος. Απεναντίας, ορισμένες πειραματικές αναφορές, έδειξαν ότι η επίδραση του θερμικού κύκλου κύματος, είναι πολύ κακή. Ο θερμικός κύκλος κύματος χρησιμοποιεί έναν απλό βρόχο κυκλοφορίας ρευστού μεταφοράς θερμότητας, HTF, για τη θέρμανση και την ψύξη των δύο προσροφητικών τραπεζών, στις οποίες, μέρος της θερμότητας του προσροφητικού, μπορεί να ανακτηθεί, από την τράπεζα που ψύχεται, στην τράπεζα που θερμαίνεται.

12.2 Διερεύνηση Κύκλου Θερμικού Κύματος

Το σχήμα 12.2.α που ακολουθεί, παρουσιάζει ένα τυπικό σύστημα ενός θερμικού κύκλου κύματος. Ένα μοντέλο μεταφοράς θερμότητας έχει καθιερωθεί, προκειμένου να διερευνηθεί τον κύκλο θερμικού κύματος, μέσω της ανάλυσης, της παροδικής μεταφοράς θερμότητας, μεταξύ του ρευστού και της προσροφητικής τράπεζας. Για το σκοπό αυτό, έχει υιοθετηθεί μια αριθμητική μέθοδος. Ιδιαίτερη αναφορά γίνεται στην προσροφητική τράπεζα που θερμαίνεται. Ισχύουν οι εξής εξισώσεις:

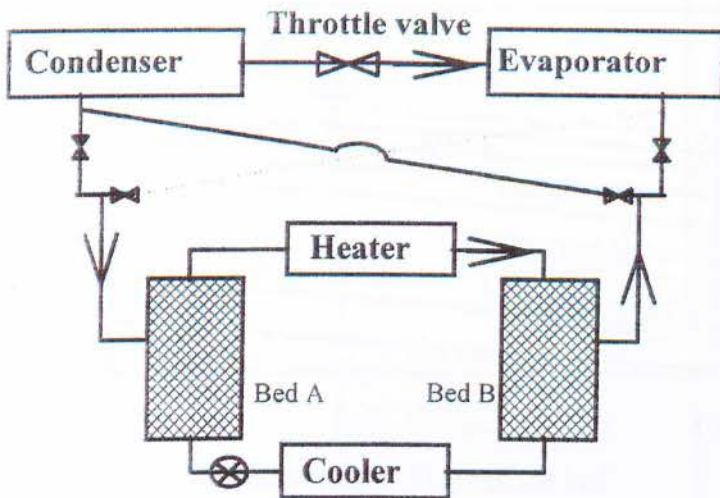
- Για το ρευστό:

$$(\partial Tf/\partial t) + Uf(\partial Tf/\partial x) = af(\partial^2 Tf/\partial x^2) - ah/(pfCpfAf)(Tf-Tb) \quad (56)$$

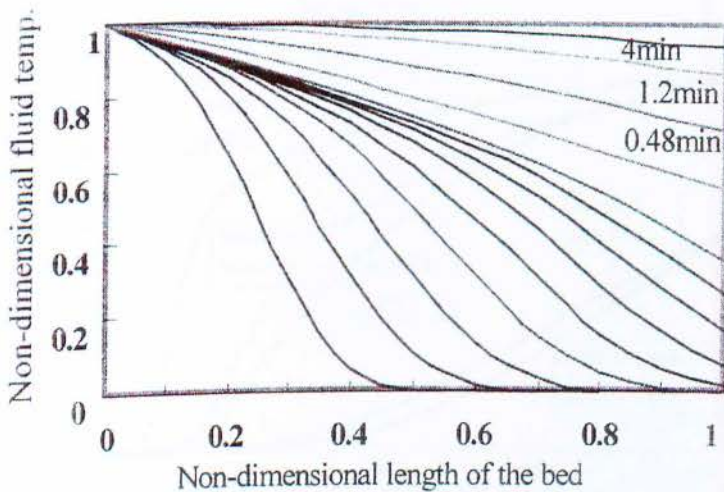
- Για την προσροφητική τράπεζα:

$$(\partial Tb/\partial t) = ab(\partial^2 Tb/\partial x^2) + ah/(pbCpbAb)(Tf-Tb) \quad (57)$$

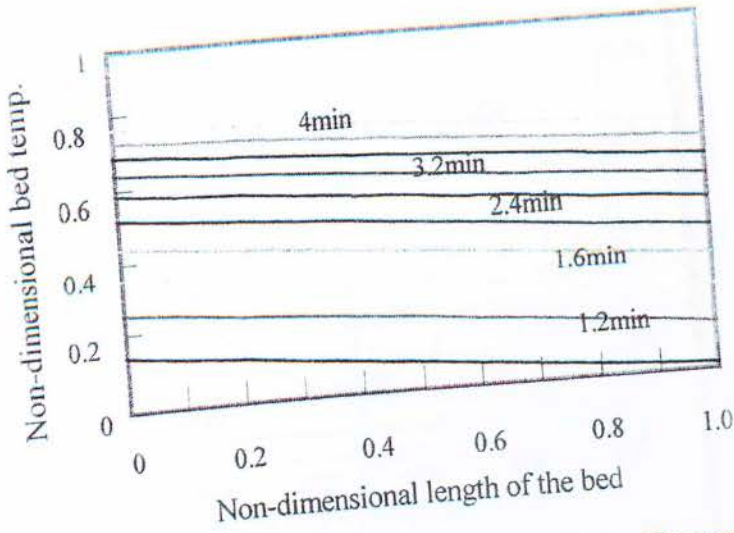
Στις εξισώσεις αυτές, το T δηλώνει την θερμοκρασία, το t τον χρόνο, το A αφορά τη διατομή, το h την περίμετρο του υγρού, το U την ταχύτητα του ρευστού, το a τον συντελεστή θερμικής διάχυσης και το a το συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Οι δείκτες f και b αντιπροσωπεύουν το ρευστό και το προσροφητικό, αντίστοιχα. Τα σχήματα 12.2.β και 12.2.γ απεικονίζουν την παροδική διακύμανση των αδιάστατων θερμοκρασιών του ρευστού και του προσροφητικού, κατά μήκος της προσροφητικής τράπεζας. Όπως απεικονίζεται και στο σχήμα 12.2.δ, η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού αυξάνεται γρήγορα και το σχήμα του κύματος που καθορίζεται από τον Shelton, γίνεται σύντομα επίπεδο. Και τα δύο χαρακτηριστικά είναι μακριά από το ιδανικό θερμικό κύμα, το οποίο χαρακτηρίζεται, από την απότομη και μεγάλη θερμοκρασιακή διαφορά, ανάμεσα στις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του ρευστού. Όπως απεικονίζεται και στο σχήμα 12.2.γ, λόγω της εισόδου του ρευστού εξόδου στον ψύκτη, η υψηλή θερμοκρασία εξόδου του ρευστού συνεπάγεται ότι μέσα στον ψύκτη χάνεται σημαντικό μέρος της θερμότητας. Το σχήμα 12.2.δ απεικονίζει τη μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου του ρευστού, κάτω από διαφορετικές συνθήκες. Η ταχύτητα του θερμαινόμενου ρευστού (U_f) και ο ισοδύναμος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, ανάμεσα στο ρευστό και στο προσροφητικό της τράπεζας προσρόφησης (a), αποτελούν δύο κύριους παράγοντες, οι οποίοι, επηρεάζουν τη θερμοκρασία εξόδου του ρευστού. Με τη χαμηλή ταχύτητα του ρευστού και το υψηλό a , η θερμοκρασία εξόδου του ρευστού αυξάνεται αργά (όπως $U_f = 0,05$ m/s και $a = 2000$ W/m²°C). Εξάλλου, η ταχύτητα του ρευστού, διαδραματίζει έναν πιο σημαντικό ρόλο, η καμπύλη της αύξησης της θερμοκρασίας με το ίδιο a (όπως $a = 1000$, $U_f = 0,1$ και $0,05$) διαφέρει σε μεγάλο βαθμό από τις δύο καμπύλες με το ίδιο U_f ($U_f = 0,1$, $a = 500$ και 1000). Λόγω της υψηλής ταχύτητας, η μεταφορά της ισχύος, ρέει κυρίως προς την κατεύθυνση του ρευστού και όχι στην κάθετη κατεύθυνση. Ο ιδανικός θερμικός κύκλος κύματος απαιτεί χαμηλό U_f και υψηλό ισοδύναμο a . Όμως, η χαμηλή ταχύτητα θα καταλήξει σε πολύ μικρή θερμική ικανότητα, η οποία, μειώνει την πυκνότητα ισχύος του συστήματος. Και λόγω του χαρακτηριστικού γνωρίσματος του πορώδους προσροφητικού, η αύξηση του ισοδύναμου a , είναι αρκετά περιορισμένη. Το σχήμα 12.2.ε απεικονίζει τη μεταβολή του συντελεστή συμπεριφοράς, COP, καθώς και της ειδικής ψυκτικής ισχύος, SCP, κάτω από διαφορετικές συνθήκες. Με τη μείωση της ταχύτητας, το COP αυξάνεται, αλλά η πυκνότητα της ισχύος του συστήματος μειώνεται γρήγορα. Εξάλλου, είναι δύσκολο να σκοτώσεις δύο πουλιά με μία πέτρα. Θα πρέπει να αναφερθεί ότι, το λεγόμενο θερμικό κύμα, είναι ένα μη φυσικό κύμα. Το θερμικό κύμα αποτελεί μονάχα, μια περιγραφή της θερμοκρασίας του ρευστού, η οποία, εξαρτάται κυρίως από την κατάσταση της μεταφοράς θερμότητας. Δεν έχει τα χαρακτηριστικά που έχουν τα περισσότερα φυσικά κύματα. Ορισμένες προσομοιώσεις του θερμικού κύκλου κύματος, παραμελούν ακριβώς αυτό το σημείο. Αρκετές υποθέσεις του φυσικού κύματος, έχουν εφαρμοστεί στο θερμικό κύμα και έχουν ληφθεί ορισμένα ελπιδοφόρα αποτελέσματα. Ακολουθούν όλα τα προαναφερθέντα σχήματα.



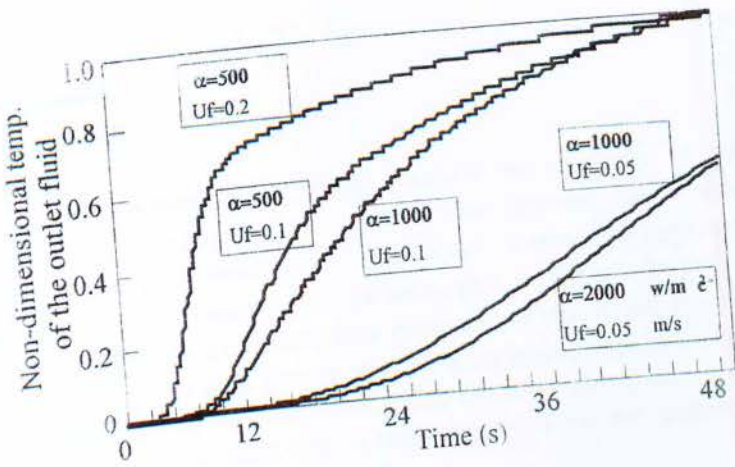
Σχήμα 12.2.α : Το Σύστημα του Θερμικού Κύκλου Κύματος.



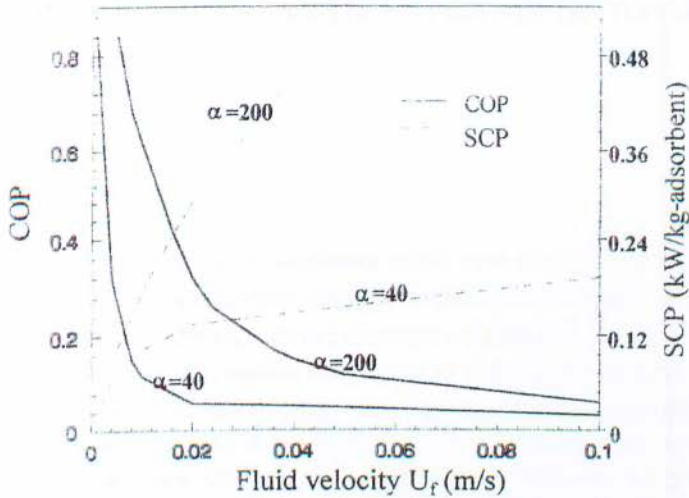
Σχήμα 12.2.β : Η Μεταβολή της Αδιάστατης Θερμοκρασίας του Ρευστού Θέρμανσης κατά μήκος της Προσοφητικής Τράπεζας κατά τη διάρκεια της Περιόδου Θέρμανσης $a = 100 \text{ W/m}^2\text{°C}$, $Uf = 0,05 \text{ m/s}$.



Σχήμα 12.2.γ : Η Μεταβολή της Αδιάστατης Θερμοκρασίας του Προσορηθητικού κατά μήκος της Προσορηθητικής Τράπεζας κατά τη διάρκεια της Περιόδου Θέρμανσης.



Σχήμα 12.2.δ : Η Αδιάστατη Θερμοκρασία Εξόδου του Ρευστού συναρτήσει του χρόνου.



Σχήμα 12.2.ε : Η μεταβολή των συντελεστών COP και SCP κάτω από διαφορετικές συνθήκες.

12.3 Συμπεράσματα

Σύμφωνα με την παραπάνω συζήτηση, μπορούν να εξαχθούν τα ακόλουθα συμπεράσματα: Δύο παράγοντες, η ταχύτητα του ρευστού και ο ισοδύναμος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, επηρεάζουν κυρίως το χαρακτηριστικό γνώρισμα του θερμικού κύματος. Για να επιτευχθεί το ιδανικό θερμικό κύμα, η ταχύτητα του ρευστού πρέπει να είναι πολύ χαμηλή και ο ισοδύναμος συντελεστής a , πρέπει να είναι αρκετά υψηλός. Ωστόσο, η χαμηλή ταχύτητα του ρευστού θέρμανσης, μειώνει σε μεγάλο βαθμό την πυκνότητα ισχύος του συστήματος και η αύξηση του ισοδύναμου συντελεστή a , είναι αρκετά περιορισμένη, λόγω του χαρακτηριστικού γνωρίσματος του πορώδους προσροφητικού.

13. ΥΒΡΙΔΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΣΤΗΝ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ

13.1 Εισαγωγή

Τα οικολογικά προβλήματα και η ενεργειακή κρίση στον πλανήτη, έχουν προτρέψει τους επιστήμονες, στο να αναπτύξουν ενεργειακά βιώσιμα συστήματα, στα οποία, η χρήση της ηλιακής ενέργειας, είναι ιδιαίτερα ελκυστική. Διάφοροι ηλιακοί θερμοσίφωνες, όπως είναι οι επίπεδοι συλλέκτες, οι τύπου σωλήνα κενού, οι τύπου σωλήνα κενού με σωλήνα θερμότητας, κ.λπ. έχουν εμπορευματοποιηθεί, με την επέκταση της αγοράς ενέργειας. Στην Κίνα, ο ηλιακός θερμοσίφωνα, έχει διατεθεί στο εμπόριο, με τζίρο που ξεπερνά τα 1 δισεκατομμύρια Γουάν το χρόνο και η τεχνολογία αυτή εξακολουθεί να αναπτύσσεται. Οι ηλιακώς τροφοδοτούμενοι ψύκτες ή ψυγεία, έχουν αναφερθεί από πολλούς ερευνητές, οι οποίοι, έχουν επιδείξει συστήματα απορρόφησης ή προσρόφησης, ωστόσο, μια δυνατή αγορά φαίνεται να είναι αναγκαία για περαιτέρω έρευνα και ανάπτυξη. Στα πρόσφατα χρόνια, έχουμε εστιάσει πολύ την προσοχή μας, στα συστήματα ψύξης με προσρόφηση (για τους ψύκτες και τις αντλίες θερμότητας) και ως εκ τούτου, έχουν ληφθεί καλά πειραματικά αποτελέσματα με εργαζόμενο ζεύγος, ενεργό άνθρακα και μεθανόλη. Με μια πηγή θερμότητας των περίπου (90-100°C), έχει επιτευχθεί μια ειδική ψυκτική ισχύς των 2,6 kg την ημέρα/kg προσροφητικού παρασκευής ψύξης και 150 W/kg προσροφητικού για τον κλιματισμό του αέρα. Περισσότερες εργασίες σχετικά με τα ζεύγη ιών ενεργού άνθρακα/μεθανόλης, για την παρασκευή ψύξης, βρίσκεται σε εξέλιξη, στις οποίες, θα πρέπει να αναμένεται 5 kg πάγου την ημέρα/kg προσροφητικού. Η ηλιακή ψύξη είναι ελκυστική μέσω ενός συστήματος προσρόφησης, ωστόσο, χρειάζεται καλή συλλογή θερμότητας και απελευθέρωση θερμότητας για τον προσροφητή, το οποίο, φαίνεται να είναι αντιφατικό. Με τον τρόπο αυτό, η απελευθέρωση θερμότητας σημαίνει ενεργειακές απώλειες. Από διάφορους συγγραφείς, έχει προταθεί και αναπτυχθεί, μια απλή αλλά ιδιαίτερα αποτελεσματική ιδέα, ενός υβριδικού συστήματος, που αποτελείται, από έναν ηλιακό θερμοσίφωνα και έναν ψύκτη. Ο προσροφητής του ψύκτη προσρόφησης είναι τοποθετημένος σε ένα υδατόλουτρο, το οποίο, τροφοδοτείται απευθείας από ηλιακό συλλέκτη κενού. Για τον προσροφητή, δεν απαιτείται καμία θερμομόνωση ή κάποια ενισχυμένη συναγωγή, αφού αυτός είναι σχεδόν βυθισμένος μέσα στο υδατόλουτρο του ηλιακού θερμοσίφωνα, ο οποίος, εγγυάται, καλή θέρμανση ή ψύξη του προσροφητή. Με έναν ηλιακό συλλέκτη, μιας ομάδας, σωλήνων κενού απαγωγής θερμότητας και τον κατάλληλο σχεδιασμό του συστήματος, είναι ικανός να προσεγγίσει μια θερμοκρασία λουτρού έως τους 80°C με 90°C, μετά το πέρας μιας ημέρας συλλογής ηλιακής ακτινοβολίας, η οποία, είναι κατάλληλη, σαν πηγή θερμότητας, για τον ψύκτη προσρόφησης με ενεργό άνθρακα και μεθανόλη. Το ζεστό νερό θα αφαιρεθεί το απόγευμα και θα αναπληρωθεί με ψυχρό νερό. Αυτό ψύχει την τράπεζα προσρόφησης προκαλώντας την προσρόφηση και η διαδικασία της ψύξης,

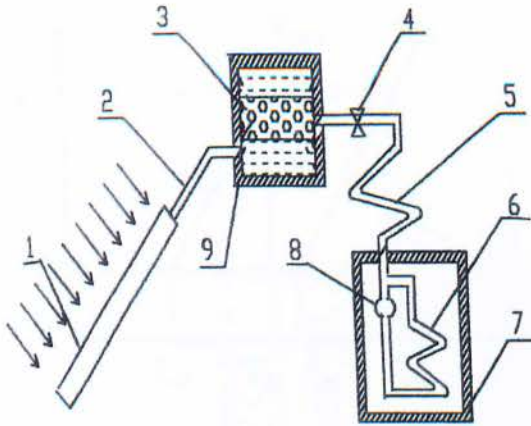
λαμβάνει χώρα σχεδόν όλη την νύχτα. Ένα παρόμοιο υβριδικό σύστημα για θέρμανση και ψύξη, έχει αναπτυχθεί από τους Zeo και Tech στο Μόναχο. Χρησιμοποιήθηκε ο ζεόλιθος σαν προσροφητικό και το νερό ως ψυκτικό. Η αισθητή θερμότητα της τράπεζας προσρόφησης και η θερμότητα της προσρόφησης, χρησιμοποιήθηκαν για την θέρμανση του νερού. Αυτό το σύστημα ηλιακής ενέργειας, αποτελεί έναν καλό συνδυασμό της ηλιακής θέρμανσης και της ηλιακής ψύξης. Εκτιμάται ότι με έναν ηλιακό συλλέκτη 2 m^2 , κατά τη διάρκεια μιας ηλιόλουστης ημέρας, μπορούν να παραχθούν, 50 kg ζεστού νερού θερμοκρασίας 84°C με 100°C , ενώ κατά τη διάρκεια της νύχτας, μπορούν επίσης να παραχθούν 3,0 με 8,7 kg πάγου. Το σύστημα θα αποδώσει ένα συντελεστή ηλιακής ψύξης, COP, περίπου ίσο με 0,04 και βαθμό απόδοσης της θέρμανσης, η , περίπου ίσο από 0,35 έως 0,38. Ο παραπάνω υβριδικός συνδυασμένος κύκλος έχει επιβεβαιωθεί, μέσω ενός πειράματος σε ένα πρωτότυπο σύστημα.

13.2 Αρχή Λειτουργίας

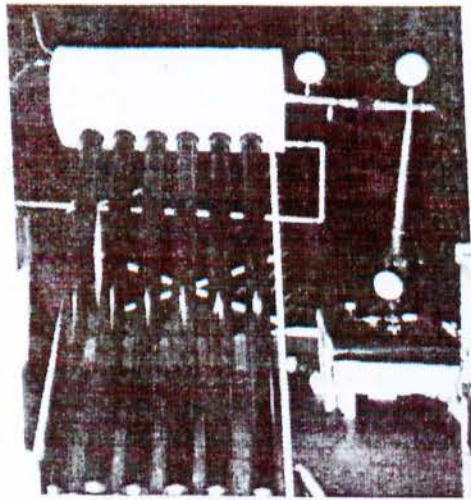
Το σχέδιο ενός υβριδικού ηλιακού θερμοσίφωνα και ψύκτη, απεικονίζεται στο σχήμα 13.2.α. Το σύστημα αποτελείται από έναν ηλιακό συλλέκτη, μια δεξαμενή νερού, τον προσροφητή/γεννήτρια, το συμπυκνωτή, τον ατμοποιητή, το δέκτη και το δοχείο πάγου. Το σχήμα 13.2.β, απεικονίζει το ρυθμισμένο σύστημα. Η αρχή λειτουργίας αφορά το συνδυασμό ενός ηλιακού θερμοσίφωνα και της ψύξης με προσρόφηση. Η θέρμανση της δεξαμενής νερού ξεκινάει το πρωί, μέσω ενός τύπου ηλιακού συλλέκτη σωλήνας κενού. Με την αύξηση της θερμοκρασίας του νερού, η θερμοκρασία στην τράπεζα προσρόφησης αυξάνεται. Σε μια ιδανική διεργασία, η θερμοκρασία του προσροφητικού, θα μπορούσε να είναι πολύ κοντά, στη θερμοκρασία του νερού μέσα στη δεξαμενή. Όταν η θερμοκρασία μέσα στο προσροφητικό, αυξάνεται μέχρι μια θερμοκρασία ($Tg1$), η οποία, προκαλεί την αύξηση της πίεσης του ατμού του εκροφούμενου ψυκτικού, μέχρι την πίεση συμπύκνωσης (Pc), ξεκινάει η εκρόφιση υπό σταθερή πίεση και ο εκροφούμενος ατμός συμπυκνώνεται μέσα στο συμπυκνωτή και συλλέγεται μέσα στο δέκτη. Αυτό το υγρό, ρέει προς τον ατμοποιητή, μέσω μιας βαλβίδας ρύθμισης του ρυθμού της ροής. Η θερμοκρασία του νερού και της τράπεζας προσρόφησης, συνεχίζουν να αυξάνονται, λόγω της ηλιακής θέρμανσης. Στο τέλος της διεργασίας, θα μπορούσε να επιτευχθεί μια μέγιστη θερμοκρασία ($Tg2$) των 80°C με 100°C . Η υψηλή θερμοκρασία του νερού αξιοποιείται κατά τις απογευματινές ώρες, για οικιακή χρήση. Επίσης, το ζεστό νερό μέσα στη δεξαμενή, θα μπορούσε να αποστραγγιστεί και να μετακινηθεί εντός μιας άλλης δεξαμενής που βρίσκεται μέσα σε μια οικία. Έτσι, το ζεστό νερό, μπορεί να χρησιμοποιηθεί πολύ εύελκτα. Με το εκ νέου γέμισμα της δεξαμενής νερού με ψυχρό νερό, η θερμοκρασία της τράπεζας προσρόφησης μειώνεται γρήγορα ($Tg2 \rightarrow Ta1$) και η πίεση εντός του προσροφητή, πέφτει σε μια τιμή κάτω της τιμής πίεσης ατμοποίησης (Pe). Η ατμοποίηση θα μπορούσε να λάβει χώρα εάν η βαλβίδα σύνδεσης είναι ανοιχτή και ο πάγος θα

παραχθεί μέσα στο δοχείο ψύξης. Η ψύξη του προσροφητή και η απόρριψη της θερμότητας προσρόφησης, μπορούν να προκαλέσουν τη μεγάλη αύξηση ($T_0 \rightarrow T_{a2}$) της θερμοκρασίας του ψυχρού νερού εντός της δεξαμενής, ωστόσο αυτή η ενέργεια δεν σπαταλάται. Αρκετοί βαθμοί παραπάνω από την θερμοκρασία του ψυχρού νερού (T_0), δεν θα επηρεάσουν σε μεγάλο βαθμό την ψύξη της προσρόφησης. Αυτό θα μπορούσε να είναι ακόμα καλύτερο, από την κανονική ψύξη στην τράπεζα προσρόφησης, εάν γινόταν με φυσική συναγωγή. Η ψύξη θα συνεχιστεί για ολόκληρη τη νύχτα και μέχρι το επόμενο πρωινό. Ο θερμοδυναμικός κύκλος για την ψύξη με προσρόφηση, μπορεί να απεικονιστεί σε ένα διάγραμμα P-T-X, όπως φαίνεται και στο σχήμα 13.2.γ. Τα χαρακτηριστικά του υβριδικού συστήματος περιλαμβάνουν:

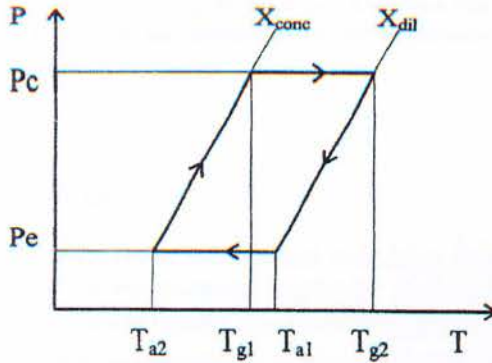
- Έχει δύο σκοπούς. Τη θέρμανση του νερού και την ψύξη με έναν ηλιακό συλλέκτη, ο οποίος, είναι κατάλληλος για οικιακές εφαρμογές.
- Ο προσροφητής/γεννήτρια είναι διαχωρισμένος από το συλλέκτη. Έτσι, ένας συλλέκτης κενού υψηλής αποδοτικότητας, μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη θέρμανση του νερού, θερμαίνοντας εκ τούτου και τον προσροφητή την ίδια στιγμή. Η υψηλής αποδοτικότητας θέρμανση, δεν συνεπάγεται την κακή ψύξη του προσροφητή κατά την διάρκεια της νύχτας. Όπως συμβαίνει και με την αποστράγγιση του ζεστού νερού από τη δεξαμενή, το ψυχρό νερό γεμίζεται εκ νέου στη δεξαμενή. Με αυτό τον τρόπο, ο προσροφητής ψύχεται και θα λάβει χώρα η ψύξη.
- Η ενεργειακή απόδοση είναι υψηλή για τη χρήση της συνολικά συλλεγόμενης ηλιακής ενέργειας.
- Δεν ελλοχεύει ο κίνδυνος της αποσύνθεσης της μεθανόλης, καθώς η μέγιστη θερμοκρασία της τράπεζας προσρόφησης, δεν μπορεί να υπερβεί τους 100°C , λόγω της δεξαμενής του νερού.



Σχήμα 13.2.α : Σχηματισμός του Ηλιακού Θερμοσίφωνα και Ψύκτη. (1) Ηλιακός Συλλέκτης, (2) Σωλήνας Νερού, (3) Προσοροφητής, (4) Βαλβίδα, (5) Συμπυκνωτής, (6) Ατμοποιητής, (7) Ψύκτης (Με την Ψυχρή Συντήρηση), (8) Δέκτης, (9) Δοχείο Ζεστού Νερού.



Σχήμα 13.2.β : Το ρυθμισμένο Υβριδικό σύστημα ενός Ηλιακού Θερμοσίφωνα και του Ψύκτη Προσρόφησης.



Σχήμα 13.2.γ. : Ψυκτικός Κύκλος Προσρόφησης.

13.3 Προσομοίωση της Απόδοσης: Μοντέλο

13.3.1 Ενεργειακή Ανάλυση της Ηλιακής Θέρμανσης

Η ηλιακή θέρμανση που απορροφάται μέσω του συλλέκτη, θα αξιοποιηθεί με τρεις τρόπους:

- Q_u , είναι η ενέργεια που θερμαίνει τη δεξαμενή νερού και την τράπεζα προσρόφησης.
- Q_s , είναι η ενέργεια που αποθηκεύεται στο συλλέκτη.
- Q_l , είναι η ενέργεια που χάνεται λόγω διάφορων απωλειών.

Η εξίσωση διατήρησης της ενέργειας είναι η:

$$AeG(\tau\alpha) = Q_u + Q_l + Q_s \quad (58)$$

όπου, το G είναι η πυκνότητα της ηλιακής ροής του προσροφητή, $\tau\alpha$ είναι η διαπερατότητα της ηλιακής ακτινοβολίας μέσα από το κάλυμμα του συλλέκτη, α είναι η απορροφητικότητα του συλλέκτη και Ae είναι η επιφάνεια του συλλέκτη.

Για έναν τύπο επίπεδου συλλέκτη ή έναν τύπο ηλιακού συλλέκτη σωλήνας κενού, η ποσότητα της θερμότητας, Q_u , αξιοποιείται για τη θέρμανση του νερού και του προσροφητή στο δοχείο νερού και καθορίζεται κατά κύριο λόγο από την αποδοτικότητα του συλλέκτη. Η ποσότητα της θερμότητας, Q_s , εξαρτάται από το υλικό κατασκευής του ηλιακού συλλέκτη. Η ποσότητα της θερμότητας, Q_l , αφορά τις απώλειες θερμότητας. Αυτές αποτελούνται από τις απώλειες στην όψη του συλλέκτη (Q_t), τις απώλειες στον πυθμένα του συλλέκτη (Q_b) και τις απώλειες στις τέσσερις

πλευρές του συλλέκτη (Qe). Συνήθως, οι απώλειες Qe είναι σχετικά μικρότερες από τις απώλειες Qt και Qb, οι οποίες, μπορούν να υπολογιστούν από τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$Q_t = \int U_t A_e (T_p - T_a) dt \quad (59)$$

$$Q_b = \int U_b A_e (T_p - T_a) dt \quad (60)$$

όπου, T_p είναι η μέση θερμοκρασία του ηλιακού συλλέκτη, T_a είναι η θερμοκρασία περιβάλλοντος, U_t είναι ο συντελεστής απωλειών θερμότητας στην όψη του συλλέκτη και U_b είναι ο συντελεστής απωλειών θερμότητας στον πυθμένα του συλλέκτη. Από τις απώλειες θερμότητας, οι απώλειες Q_b, είναι συνήθως μικρότερες από το 10 %.

13.3.2 Ενεργειακή Ανάλυση του Προσοφητή στο Δοχείο Νερού

Η χρήσιμη θερμότητα από το συλλέκτη, Q_u, θα συμβάλλει στη θέρμανση του νερού στο δοχείο και στη θέρμανση του προσοφητή, ο οποίος και θα επιφέρει την εκρόφηση του ψυκτικού από την τράπεζα προσρόφησης. Η ενεργειακή εξίσωση, μπορεί να γραφτεί ως:

$$Q_u = \int_{T_{a2}}^{T_{g2}} M_{water} C_{water} dT + \int_{T_{a2}}^{T_{g2}} (M_m C_{pm} + M_a C_{pa}) dT + \int_{T_{a2}}^{T_{g1}} x_{conc} M_a C_{pl} dT + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} h dM_a dx + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} x(T, pc) M_a C_{pl} dT \quad (61)$$

όπου, ο πρώτος όρος συμβολίζει την προστιθέμενη θερμότητα στο υδατόλουτρο του δοχείου, ο δεύτερος όρος αντιπροσωπεύει την αισθητή θερμότητα του μεταλλικού δοχείου και της μάζας του προσοφητικού. Ο τρίτος όρος αφορά την αισθητή θερμότητα του ψυκτικού υγρού μέσα στο προσοφητικό, πριν την εκρόφηση, ο τέταρτος όρος είναι η θερμότητα της εκρόφησης και ο πέμπτος όρος είναι η αισθητή θερμότητα του ψυκτικού που παραμένει στην τράπεζα προσρόφησης. Στην εξίσωση (4), το M_{water} αφορά τη μάζα του νερού, το C_{water} την ειδική θερμότητα του νερού, το M_m τη μάζα του προσοφητή, το C_{pm} την ειδική θερμότητα του προσοφητή, το M_a τη μάζα του προσοφητικού, το C_{pa} την ειδική θερμότητα του προσοφητικού και το C_{pl} την ειδική θερμότητα του ψυκτικού μέσα στην κατάσταση προσρόφησης. Η θερμότητα της εκρόφησης, μπορεί να περιγραφεί από την ακόλουθη εξίσωση:

$$H_d = \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} h dM_a dx = \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} h dM_a \left(\frac{dx}{dT} \right) dT \quad (62)$$

όπου, το h d είναι η θερμότητα της προσρόφησης, η οποία είναι μια συνάρτηση του x. Στην έρευνά μας, το χρησιμοποιούμενο εργαζόμενο ζεύγος, είναι το ενεργός

άνθρακα/μεθανόλη. Η εξίσωση της προσρόφησης του συγκεκριμένου εργαζόμενου ζεύγους, μπορεί να περιγραφεί από την ακόλουθη εξίσωση (Wang et al., 1997) :

$$x = x_0 \exp [-k(T/T_s - 1)^n] \quad (63)$$

όπου, το x είναι η προσροφητική ικανότητα, k και n είναι οι χαρακτηριστικές παράμετροι του ζεύγους στην ψύξη με προσρόφηση, x_0 είναι η προσροφητική ικανότητα, για θερμοκρασία $T=T_s$ και πίεση $P=P_s$ (όπου το T_s είναι η θερμοκρασία κορεσμού στην πίεση κορεσμού P_s) και T είναι η θερμοκρασία προσρόφησης. Τυπικές τιμές των παραμέτρων για το ζεύγος ενεργού άνθρακα/μεθανόλης, αποτελούν οι εξής:

$$x_0 = 0,284, k = 10,21, n = 1,39, T_s = 288,3 \text{ K.}$$

Το hd μπορεί να υπολογιστεί από την εξίσωση Clausius-Clapeyron, όπου η θερμοκρασία κορεσμού ισούται με την θερμοκρασία συμπύκνωσης ($T_s = T_c$):

$$hd = RA(T/T_c) \quad (64)$$

όπου, το R συμβολίζει την σταθερά του αερίου και το A τη σταθερά της εξίσωσης του Clausius-Clapeyron.

13.3.3 Ενεργειακό Ισοζύγιο μεταξύ του νερού του Δοχείου και του Προσροφητή

Κατά το απόγευμα, το ζεστό νερό του δοχείου, στραγγίζεται μέσα σε ένα άλλο δοχείο αποθήκευσης ή χρησιμοποιείται απευθείας. Την ίδια στιγμή, το δοχείο συμπληρώνεται με ψυχρό νερό, για την ψύξη του προσροφητή. Η αισθητή θερμότητα του προσροφητή και η θερμότητα της προσρόφησης, θα επιφέρουν τη σημαντική αύξηση της θερμοκρασίας του νερού του δοχείου, με αποτέλεσμα να μην υφίσταται απώλειες ενέργειας. Η θερμοκρασία προσρόφησης, T_{a2} , καθορίζεται από το ισοζύγιο ενέργειας μεταξύ του ψυχρού νερού του δοχείου και του προσροφητή που είναι να ψυχθεί. Η αισθητή θερμότητα για την ψύξη της τράπεζας προσρόφησης, από τη θερμοκρασία T_{g2} , στη θερμοκρασία T_{a2} , δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$Q_c = \int_{T_{a2}}^{T_{g2}} (MmC_{pm} + MaC_{pa})dT + \int_{T_{a1}}^{T_{g2}} x d i l M a C_{pl} dT + \int_{T_{a2}}^{T_{a1}} h a M a dx + \int_{T_{a2}}^{T_{a1}} x M a C_{pl} dT \quad (65)$$

όπου, ο πρώτος όρος αφορά την αισθητή θερμότητα της μάζας του προσροφητή και του προσροφητικού, ο δεύτερος όρος αφορά την αισθητή θερμότητα του ψυκτικού στην τράπεζα προσρόφησης και ο τρίτος όρος τη θερμότητα της προσρόφησης, που μπορεί να υπολογιστεί από την ακόλουθη εξίσωση:

$$H_a = \int_{T_{a2}}^{T_{a1}} h a M a dx = \int_{T_{a2}}^{T_{a1}} h a M a \left(\frac{dx}{dT} \right) dT \quad (66)$$

Ο τέταρτος όρος αφορά την αισθητή θερμότητα του προσροφητικού κατά τη διεργασία της προσρόφησης. Η αισθητή θερμότητα για την ψύξη, μεταφέρεται στο ψυχρό νερό του δοχείου. Έτσι, προκαλείται σημαντική αύξηση της θερμοκρασίας του νερού στο δοχείο. Εάν η θερμοκρασία του νερού πριν την προσρόφηση είναι η T_0 , τότε η θερμοκρασία του νερού μετά την προσρόφηση, θα δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$T_{a2} = T_0 + (Q_c / M_{\text{water}} C_{p\text{water}}) \quad (67)$$

η οποία, είναι επίσης, η θερμοκρασία προσρόφησης για τον ψύκτη.

13.3.4 Ψυκτική Ικανότητα

Το εκροφημένο ψυκτικό συμπυκνώνεται στο συμπυκνωτή και εκβάλλει στον ατμοποιητή. Όταν η πίεση της τράπεζας προσρόφησης, είναι χαμηλότερη από την πίεση ατμοποίησης, το ψυκτικό υγρό εντός του ατμοποιητή θα ατμοποιηθεί και θα επέλθει το ψυκτικό αποτέλεσμα. Η ποσότητα της ψύξης δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$Q_{\text{ref}} = \Delta x M a L_e \quad (68)$$

$$\Delta x = x_{\text{conc}} - x_{\text{dil}} \quad (69)$$

όπου, το L_e αφορά τη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης, το x_{conc} την ικανότητα του προσροφητικού πριν την εκρόφηση και το x_{dil} την ικανότητα της προσρόφησης μετά την εκρόφηση. Ένα μέρος της ποσότητας της ψύξης, θα καταναλωθεί, με σκοπό την ψύξη του ψυκτικού υγρού από τη θερμοκρασία συμπύκνωσης, T_c , στη θερμοκρασία ατμοποίησης, T_e .

$$Q_{cc} = M a \Delta x C_{pl} (T_c - T_e) \quad (70)$$

13.3.5 Οι Συντελεστές COP_{cycle} και COP_{solar}

Ο συντελεστής συμπεριφοράς της ψύξης του κύκλου, COP, δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\text{COP}_{\text{cycle}} = (Q_{\text{ref}} - Q_{cc}) / Q_g \quad (71)$$

όπου, το Q_g είναι η θερμότητα για την αναγέννηση της τράπεζας προσρόφησης, που δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$Q_g = Q_u - Q_{\text{water}} = \int_{T_{a2}}^{T_{g2}} (MmC_{pm} + MaC_{pa})dT + \int_{T_{a2}}^{T_{g1}} x_{\text{conc}}MaC_{pl}dT + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} h dM_{\text{ad}}x + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} xMaC_{pl}dT \quad (72)$$

Ο όρος $Q_{\text{water}} = \int_{T_{a2}}^{T_{g2}} M_{\text{water}}C_{\text{water}}dT$ αφορά την αισθητή θερμότητα που θερμαίνει το νερό του δοχείου. Στην προκειμένη περίπτωση, ο συγκεκριμένος όρος παραλείπεται. Σε έναν κανονικό ηλιακό ψύκτη, ο συλλέκτης βρίσκεται στην ίδια μονάδα με τον προσροφητή, ο όρος Q_{water} είναι ίσος με το μηδέν και ο όρος Q_u αποτελεί το σύνολο της συνεισφοράς της θέρμανσης προς τον προσροφητή. Στην περίπτωση αυτή, η ενέργεια Q_c , πρέπει να αφαιρεθεί κατά το απόγευμα και κατά τη διάρκεια όλης της νύχτας, για να επέλθει το ψυκτικό αποτέλεσμα. Η ψύξη, μέσω της κανονικής συναγωγής, είναι δύσκολο να απελευθερώσει την ενέργεια Q_c . Το υβριδικό σύστημα έχει δύο χρήσιμες αποδόσεις. Η μια, είναι η ψύξη, της οποίας, η ηλιακή απόδοση δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\text{COP}_{\text{solar}} = (Q_{\text{ref}} - Q_{\text{cc}}) / \int G(t)dt \quad (73)$$

Η άλλη, είναι η θέρμανση του νερού του δοχείου, της οποίας, η ηλιακή απόδοση δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\eta_{\text{solar}} = Q_{\text{water}} / \int G(t)dt \quad (74)$$

όπου, το $G(t)$ αφορά την πυκνότητα της ηλιακής ροής και ο όρος $\int G(t)dt$ αφορά τη συνολική ηλιακή ενέργεια κατά τη διάρκεια ολόκληρης της ημέρας.

13.4 Συμπεράσματα

Περιγράφηκε λοιπόν ένα υβριδικό σύστημα ενός ηλιακού θερμοσίφωνα και ενός ψύκτη, το οποίο, είναι ικανό, για την ταυτόχρονη επίτευξη αποτελεσμάτων θέρμανσης και ψύξης. Με τη χρήση ενός ηλιακού συλλέκτη επιφάνειας 2 m^2 , καθίσταται δυνατή, η παραγωγή 60 kg ζεστού νερού θερμοκρασίας 90°C και η παραγωγή 10 kg πάγου την ημέρα. Κατασκευάστηκε ένα πρωτότυπο σύστημα προσομοίωσης, το οποίο, απέδειξε στην πράξη, την προτεινόμενη ιδέα, ενός συνδυασμένου κύκλου θέρμανσης και ψύξης. Το υβριδικό σύστημα, δύναται να προσεγγίσει, μια ειδική πυκνότητα ψύξης, των περίπου $0,5 \text{ kg}$ πάγου/ kg προσροφητικού την ημέρα. Ο επιτυχημένος σχεδιασμός μιας καλής τράπεζας προσρόφησης, θα επιταχύνει την πρακτική εφαρμογή της ψύξης στερεάς προσρόφησης, με κινητήρια πηγή την ηλιακή ενέργεια. Μολονότι ο μηχανισμός αυτός, είναι σχεδιασμένος μονάχα για τη χρήση-αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας, μπορεί να εφαρμοστεί σε πολλούς τομείς εξοικονόμησης της ενέργειας. Αυτοί αφορούν, την ανάκτηση θερμότητας από τα καυσαέρια στη βιομηχανία, τη χρήση του κλιματισμού με κινητήρια πηγή τα καυσαέρια των αυτοκινήτων. Αυτή η νέα έννοια της χρησιμοποίησης της ενέργειας, παρέχει έναν αποτελεσματικό τρόπο, για μια πιο

βιώσιμη ενεργειακή ανάπτυξη. Είναι φανερό ότι, αυτή η πολύ ελκυστική ιδέα, κρίνεται λογική.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ

1. Γ. Αλέξης, Η τεχνολογία της Ψύξης, Αθ. Σταμούλης, Αθήνα, 2007
2. Κ. Βαρδακαστάνης, Ψυκτικές μηχανές προσρόφησης με χρήση ηλιακών συλλεκτών συστήματος ενεργού άνθρακα μεθανόλης, Διπλωματική εργασία, Ε.Μ.Π., 2008
3. Ν. Δελατόλα, Προσομοίωση συστήματος ηλιακού κλιματισμού με ψύκτη απορρόφησης, Διπλωματική εργασία, Ε.Μ.Π., 2008
4. Y. Teng, R.Z. Wang, J.Y. Wu, Study of the fundamentals of adsorption systems, Applied Thermal Engineering, 1997, Vol. 17(4), 327-338.
5. F. Meunier, S.C. Kaushik, P. Neveu, F. Poyelle, A comparative thermodynamic study of sorption systems: second law analysis, International Journal of Refrigeration, 1996, Vol. 19(6), 414-421.
6. Z.S. Lu, R.Z. Wang, L.W. Wang, C.J. Chen, Performance analysis of an adsorption refrigerator using activated carbon in a compound adsorbent, Carbon, 2006, Vol. 44, 747-752.
7. Eric J. HU, A study of thermal decomposition of methanol in solar powered adsorption refrigeration systems, Solar Energy, 1998, Vol. 62(5), 325-329.
8. M. Li, C.J. Sun, R.Z. Wang, W.D. Cai, Development of no valve solar ice maker, Applied Thermal Engineering, 2004, Vol. 24, 865-872.
9. M. Li, R.Z. Wang, Y.X. Xu, J.Y. Wu, A.O. Dieng, Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid adsorption refrigeration for ice maker, Renewable Energy, 2002, Vol. 27, 211-221.
10. K.C.A. Alam, A. Akahira, Y. Hamamoto, A. Akisawa, T. Kashiwagi, A four-bed mass recovery adsorption refrigeration cycle driven by low temperature waste/renewable heat source, Renewable Energy, 2004, Vol. 29, 1461-1475.
11. R.Z. Wang, Performance improvement of adsorption cooling by heat and mass recovery operation, International Journal of Refrigeration, 2001, Vol. 24, 602-611.
12. B.B. Saha, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Solar/waste heat driven two-stage adsorption chiller: the prototype, Renewable Energy, 2001, Vol. 23, 93-101.
13. Bidyut B. Saha, Elisa C. Boelman, Takao Kashiwagi, Computational analysis of an advanced adsorption-refrigeration cycle, Energy, 1995, Vol. 20(10), 983-994.
14. N. Douss, F. Meunier, Experimental study of cascading adsorption cycles, Chemical Engineering Science, 1989, Vol. 44(2), 225-235.
15. R.Z. Wang, Adsorption refrigeration research in Shanghai Jiao Tong University, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2001, Vol. 5, 1-37.
16. R.Z. Wang, M. Li, Y.X. Xu, J.Y. Wu, An energy efficient hybrid system of solar powered water heater and adsorption ice maker, Solar Energy, 2000, Vol. 68(2), 189-195.

ΔΙΑΔΙΚΤΥΑΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ

17. Ιστορική εξέλιξη της ψύξης και του κλιματισμού
www.buildings.gr/greek/eksoplismos/thermansiklim/istorika.htm
18. Ηλιακός κλιματισμός τεχνική επισκόπηση
www.cres.gr/kape/education/solar_cooling_brochure-SMALL.pdf