



*Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών
Τομέας Θερμότητας*

Διπλωματική Εργασία

Θερμοδυναμική Ανάλυση Συστήματος Ηλιακής Ψύξης

Υβριδικού Κύκλου Απορρόφησης Εγχυτήρα

Μιχάλης Κτωρίδης

A.M: 02108611

Επιβλέπουσα: Ε. Κορωνάκη, Αναπληρώτρια Καθηγήτρια Ε.Μ.Π

Περιεχόμενα

Ευχαριστίες	6
Περίληψη	7
Κεφάλαιο 1 ^ο	10
Επιλογές ηλιακής ψύξης και Τεχνολογίες	10
1.1 Αρχές ηλιακής ψύξης.....	10
1.2 Ορισμοί και Θερμοδυναμικοί Περιορισμοί.....	14
1.2.1 Αποτελεσματικότητα του κύκλου	15
1.2.2 Απόδοση Ηλιακού Συλλέκτη	16
1.2.3 Απόδοση Φωτοβολταϊκών Συστημάτων	26
1.2.4 Αποτελεσματικότητα συστήματος	27
1.3 Η επίδραση των τοπικών συνθηκών στις επιδόσεις της ηλιακής ψύξης.29	
1.3.1 Κλίμα	31
1.3.2 Ηλιακή ψύξη σε διαφορετικές τοποθεσίες.....	38
1.3.3 Συμπεράσματα	43
Κεφάλαιο 2 ^ο	45
Περιγραφή Ηλιακών συστημάτων ψύξης	45
2.1 Εισαγωγή.....	45
2.2 Ηλιακά συστήματα ψύξης με απορρόφηση	46
2.3 Σύστημα ψύξης με στερεή προσρόφηση και χημική αντίδραση με ηλιακή ενέργεια	59

2.4 Ηλιακά συστήματα ψύξης ξηραντικών ουσιών	73
2.5 Ηλιακή οδήγηση διπλής όψης- Συστήματα Ψυχρής ψύξης.....	91
2.6 Συστήματα συμπίεσης με ηλιακή ενέργεια	99
2.7 Ηλιακά Συστήματα Ψύξης Stirling	102
2.8 Ηλιακή θέρμανση- Θερμοηλεκτρική ψύξη Συστήματα	103
2.9 Συστήματα ψύξης με εξώθηση με ηλιακή ενέργεια.....	108
2.10 Συμπεράσματα περί των συστημάτων ηλιακής ψύξης.....	125
Κεφάλαιο 3 ^ο	131
Σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα.....	131
3.1 Το Υποσύστημα ηλιακού συλλέκτη	133
3.2 Υποσύστημα κύκλου ψύξης εξόδου.....	134
3.2.1 Αναλογία πρόσκτησης και απόδοση συντελεστή.....	138
3.3 Το φορτίο ψύξης.....	139
3.4 Απόδοση συστήματος.....	141
3.5 Κλιματικά δεδομένα	141
3.6 Συμπεράσματα	142
Κεφάλαιο 4 ^ο	145
Επιλογή του Εργαζόμενου Μέσου.....	145
4.1 Βιβλιογραφική ανασκόπηση των εργαζομένων μέσων στους κύκλους έγχυσης	147

4.2 Η σημασία της Καμπύλης Κορεσμού	153
4.3 Χαρακτηριστικά εργαζομένων μέσων στον κύκλο ψύξης εγχυτήρα.....	157
4.4 Τελικά συμπεράσματα.....	163
Κεφάλαιο 5 ^ο	165
Σχεδιασμός εγχυτήρα	165
5.1 Θεωρητική Ανάλυση.....	166
5.2 Αποτελέσματα δοκιμής του εγχυτήρα	181
Κεφάλαιο 6 ^ο	188
Υπολογιστικό Μέρος	188
6.1 Εισαγωγή.....	188
6.2 Περιγραφή του ηλιακού κύκλου απορρόφησης μονού αποτελέσματος	190
6.3. Περιγραφή του τροποποιημένου συνδυασμένου συστήματος απλής απορρόφησης-εγχυτήρα.....	190
6.4 Προσομοίωση και ανάλυση του προτεινόμενου κύκλου	192
6.4.1 Θερμοδυναμική ανάλυση.....	193
6.4.2 Ανάλυση Εγχυτήρα	196
6.4.3. Εξισώσεις ακροφυσίων	197
6.4.4. Εξισώσεις του τμήματος ανάμιξης.....	198
6.4.5.Σύνδεση ροής στο τμήμα m-m πριν από το σοκ	199

6.4.6. Μικτή ροή κατά μήκος της κρούσης από το τμήμα m-m έως το τμήμα 3-3.....	200
6.4.7. Εξισώσεις διαχύτη	201
6.5 Βελτιστοποίηση γεωμετρίας εγχυτήρων	201
6.6. Αποτελέσματα και συζήτηση.....	202
6.6.1. Συντελεστής συμπεριφοράς του τροποποιημένου κύκλου	202
6.6.2. Επίδραση της θερμοκρασίας λειτουργίας στα θερμικά φορτία	206
6.6.3 Αξιολόγηση συστήματος απόδοσης σε διαφορετικές θερμοκρασίες λειτουργίας.....	209
Κεφάλαιο 7 ^ο	211
Συμπεράσματα Προτάσεις για μελλοντική χρήση.....	211
Βιβλιογραφία.....	214

Ευχαριστίες

Με την περάτωση της παρούσας διπλωματικής εργασίας θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά την επιβλέπουσα της διπλωματικής εργασίας μου, Αναπληρώτρια Καθηγήτρια κα Κορωνάκη Ειρήνη, για την εμπιστοσύνη που έδειξε στο πρόσωπό μου, την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγησή της κατά τη διάρκεια της δουλειάς μου. Πάνω απ' όλα, είμαι ευγνώμων στους γονείς μου, Ανδρέα και Μαρία Κτωρίδου για την ολόψυχη αγάπη και υποστήριξή τους όλα αυτά τα χρόνια. Αφιερώνω αυτή την εργασία στην μητέρα μου και στον πατέρα μου.

Περίληψη

Το ενδιαφέρον για τη χρήση ηλιακών συστημάτων ψύξης για κλιματισμό ή ψύξη έχει αυξηθεί συνεχώς. Η ηλιακή ψύξη αποτελείται από πολλά ελκυστικά χαρακτηριστικά και είναι ένα μονοπάτι προς ένα πιο βιώσιμο ενεργειακό σύστημα. Σε σύγκριση με την ηλιακή θέρμανση, το φορτίο ψύξης, ιδιαίτερα για τις εφαρμογές κλιματισμού, είναι γενικά σε φάση με την ηλιακή ακτινοβολία. Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η δημιουργία θεμελιώδους βάσης για περαιτέρω έρευνα και ανάπτυξη στον τομέα της ηλιακής ψύξης. Σε αυτή τη διπλωματική εργασία θα παρουσιαστεί μια επισκόπηση των πιθανών συστημάτων για ηλιακά συστήματα ψύξης και κλιματισμού. Εφαρμόζεται η έννοια του «Διαδρόμου ηλιακής ψύξης», συμπεριλαμβανομένης της συζήτησης της πηγής ενέργειας προς τον συλλέκτη και της επιλογής του κύκλου ψύξης για να ταιριάζει το φορτίο ψύξης. Παρουσιάζονται επίσης συνοπτικές πληροφορίες και συγκρίσεις διάφορων κύκλων ψύξης. Η απόδοση των ηλιακών συστημάτων ψύξης εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τις τοπικές συνθήκες. Η απόδοση ενός συστήματος κλιματισμού ηλιακού διαύλου σε διαφορετικές τοποθεσίες θα συγκριθεί συνεπώς σε αυτή τη διατριβή. Τα ηλιακά συστήματα ψύξης μπορούν να λειτουργούν αποτελεσματικά σε χώρους όπου υπάρχει επαρκής ηλιακή ακτινοβολία και καλή δεξαμενή θερμότητας. Ένα σύστημα ψύξης με εκτόξευση με ηλιακή ενέργεια επιλέχθηκε ως μελέτη περίπτωσης για περαιτέρω διεξοδική έρευνα. Μια πηγή θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας

μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την οδήγηση του κύκλου ψύξης του εγχυτήρα, καθιστώντας το σύστημα κατάλληλο για ενσωμάτωση με τον ηλιακό θερμικό συλλέκτη. Η ανάλυση του συστήματος εκτόξευσης με ηλιακή ενέργεια ξεκινά με ανάλυση σταθερής κατάστασης. Η απόδοση του συστήματος εξαρτάται από την επιλογή του ρευστού εργασίας (ψυκτικό μέσο), των συνθηκών λειτουργίας και της γεωμετρίας του εκτοξευτήρα. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι μπορούν να χρησιμοποιηθούν διάφορα είδη ψυκτικών μέσων. Επίσης, τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του ψυκτικού επηρεάζουν σημαντικά την απόδοση του κύκλου. Ένας κύκλος ψύξης εγχυτήρα που χρησιμοποιεί φυσικά υγρά εργασίας δημιουργεί καλές επιδόσεις και μειώνει τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις, καθώς τα παραδοσιακά υγρά εργασίας, CFC και HFC είναι ισχυρά κλιματικά αέρια. Περαιτέρω, η ανάλυση εξέργειας χρησιμοποιείται ως εργαλείο για τον προσδιορισμό των βέλτιστων συνθηκών λειτουργίας και για τη διερεύνηση των απωλειών στο σύστημα. Η ανάλυση εξουσίας δείχνει ότι η κατανομή των μη επαναληψιμότητας στον κύκλο μεταξύ συστατικών εξαρτάται έντονα από τις θερμοκρασίες λειτουργίας. Οι σημαντικότερες απώλειες στο σύστημα είναι στον ηλιακό συλλέκτη και στον εκτοξευτήρα. Οι απώλειες στον εγχυτήρα υπερσχύουν των συνολικών απωλειών στο σύστημα. Στην πράξη, το χαρακτηριστικό φορτίου ψύξης και η ηλιακή ακτινοβολία δεν είναι σταθερά. Επομένως, μια δυναμική ανάλυση είναι χρήσιμη για τον προσδιορισμό των χαρακτηριστικών του συστήματος καθ 'όλη τη διάρκεια του έτους και τη διαστασιολόγηση των σημαντικών συνιστωσών του υποσυστήματος ηλιακού συλλέκτη, όπως δεξαμενές αποθήκευσης.

Το τελικό τμήμα της εργασίας θα ασχοληθεί με τον εκτοξευτήρα, το βασικό συστατικό του κύκλου ψύξης του εγχυτήρα. Τα χαρακτηριστικά του πραγματικού εκτοξευτήρα φαίνεται να είναι αρκετά περίπλοκα και η απόδοσή του είναι δύσκολο να προσδιοριστεί μόνο μέσω θεωρητικής ανάλυσης. Προτεινόμενες διαδικασίες σχεδιασμού και εμπειρικές εξισώσεις για έναν εκτοξευτήρα προσφέρονται σε αυτή τη διατριβή. Προβλέπονται επίσης προκαταρκτικά αποτελέσματα δοκιμών για μία σταθερή διάσταση εγχυτήρα χρησιμοποιώντας R134a ως ψυκτικό μέσο.

Κεφάλαιο 1^ο

Επιλογές ηλιακής ψύξης και Τεχνολογίες

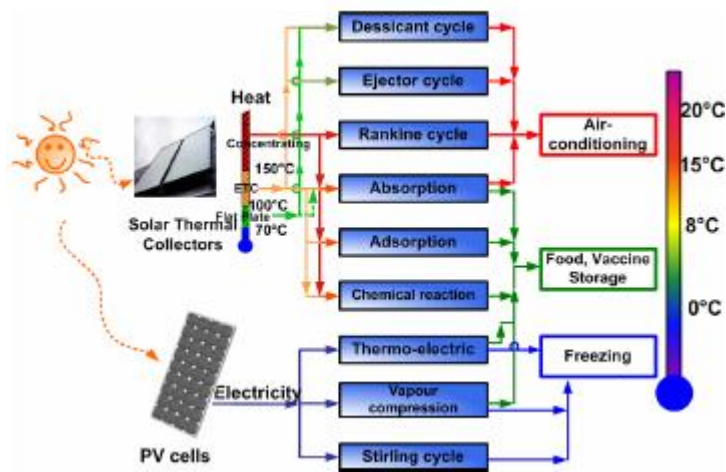
Σε αυτό το κεφάλαιο, εισάγεται η έννοια της "ηλιακής διαδρομής ψύξης" από την πηγή ενέργειας στην υπηρεσία ψύξης. Πριν βρεθούν σε λεπτομέρειες για κάθε ηλιακό σύστημα ψύξης, περιγράφονται ορισμοί, κατάλληλοι όροι απόδοσης και θερμοδυναμικοί περιορισμοί της ηλιακής ψύξης. Ακολούθως παρουσιάζεται μία επισκόπηση πιθανών επιλογών ψύξης και κλιματισμού με ηλιακή θέρμανση, συμπεριλαμβανομένων όλων των πιθανών και υπαρχόντων κύκλων ψύξης. Τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα κάθε ηλιακού συστήματος ψύξης συγκρίνονται στο τέλος του κεφαλαίου.

1.1 Αρχές ηλιακής ψύξης

Το ηλιακό σύστημα ψύξης αποτελείται γενικά από τρία υποσυστήματα: το σύστημα μετατροπής ηλιακής ενέργειας, το σύστημα ψύξης και το φορτίο ψύξης. Ο κατάλληλος κύκλος σε κάθε εφαρμογή εξαρτάται από τη ζήτηση ψύξης, την ισχύ και τα επίπεδα θερμοκρασίας του ψυκτικού αντικειμένου,

καθώς και το περιβάλλον. Ορισμένες πιθανές "διαδρομές" από την ηλιακή ενέργεια ως τις "υπηρεσίες ψύξης" παρουσιάζονται στο Σχήμα 1-1.

Ξεκινώντας από την εισροή ηλιακής ενέργειας υπάρχουν προφανώς δύο σημαντικά μονοπάτια που πρέπει να ακολουθήσουμε. οι ηλιακοί συλλέκτες θερμότητας ή τα φωτοβολταϊκά κύτταρα στην ηλεκτρική ενέργεια. Για τους ηλιακούς συλλέκτες, διαφορετικοί τύποι συλλεκτών παράγουν διαφορετικά επίπεδα θερμοκρασίας. Αυτό δείχνει ότι το επίπεδο θερμοκρασίας μπορεί να προσαρμοστεί στις διάφορες απαιτήσεις του κύκλου. Για παράδειγμα, ο κύκλος Rankine (τύπος διπλής όψης, εξηγείται αργότερα σε αυτή τη διατριβή), απαιτεί μια μάλλον υψηλή θερμοκρασία οδήγησης ενώ ο κύκλος αποξηραντή διαχειρίζεται σε χαμηλότερη θερμοκρασία παροχής θερμότητας.



Εικόνα 1-1 Διαδρομές ηλιακής ψύξης

Ο ίδιος τύπος προσαρμογής θερμοκρασίας είναι σημαντικός για την ψυχρή πλευρά της ηλιακής διαδρομής ψύξης, δηλαδή στο ψυχρό αντικείμενο.

Δεδομένου ότι πολλοί κύκλοι λειτουργούν συνήθως με νερό ως εργαζόμενο ρευστό, είναι αδύνατο να επιτευχθούν θερμοκρασίες κάτω από $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ για ορισμένους κύκλους. Οι κύκλοι κλιματισμού που λειτουργούν με ηλιακή θερμότητα μπορούν να βασίζονται σε κύκλους απορρόφησης, κύκλους προσρόφησης, διπλούς ρυθμούς, κύκλους ψύξης ξηραντικού ή κύκλους ψύξης εγχυτήρων.

Όταν χρησιμοποιούνται εφαρμογές χαμηλής θερμοκρασίας για την αποθήκευση τροφίμων στους 0 έως $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$, μπορούν να εφαρμοστούν διάφοροι κύκλοι, δηλ. Ο κύκλος συμπίεσης ατμών, ο θερμοηλεκτρικός κύκλος (Peltier), ο κύκλος απορρόφησης ‡, ο κύκλος προσρόφησης§ ή ένας κύκλος χημικής αντίδρασης. Οι εφαρμογές που απαιτούν θερμοκρασίες κάτω των $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ γενικά απαιτούν μικρούς όγκους αποθήκευσης, π.χ. κιβώτια ψύξης. Ένας κατάλληλος κύκλος για αυτή την εφαρμογή αποδείχθηκε ο κύκλος συμπίεσης ατμών που οδηγείται από φωτοβολταϊκούς ή ένας κύκλος Stirling που κατευθύνεται από φωτοβολταϊκά. Ο κύκλος απορρόφησης διπλού αποτελέσματος, ο κύκλος προσρόφησης και ο κύκλος χημικής αντίδρασης μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν, ειδικά για μεγαλύτερους όγκους αποθήκευσης, δηλ. Παραγωγή πάγου.

‡ Με αμμωνία ως υγρό εργασίας

§ Με αμμωνία ως υγρό εργασίας

Τυπικά για τους κύκλους στο Σχήμα 1-1 είναι ότι η αποδοτικότητα των κύκλων ψύξης με ηλεκτρικό ρεύμα είναι αρκετά υψηλή αλλά απαιτούν φωτοβολταϊκά πάνελ και μπαταρίες, οι οποίες είναι δαπανηρές. Οι θερμαινόμενοι κύκλοι, από την άλλη πλευρά, είναι λιγότερο αποδοτικοί, αλλά οι θερμικοί ηλιακοί συλλέκτες μπορεί να έχουν πολύ μεγαλύτερη απόδοση μετατροπής από τους Φ/Β, παρά το γεγονός ότι η παραγωγή είναι θερμότητα και όχι ηλεκτρική ενέργεια. Επομένως, το ερώτημα είναι: ποια πορεία παρέχει τη μεγαλύτερη συνολική απόδοση; Ένα παράδειγμα:

Το σύστημα 1, ένας κύκλος με θερμότητα με κύκλωμα COP 0,7 δέχεται τη θερμότητα του από έναν ηλιακό συλλέκτη με απόδοση 80%. Το σύστημα 2, ένας κύκλος ψύξης συμπίεσης ατμών με COP 4 λαμβάνει την ηλεκτρική του ενέργεια από φωτοβολταϊκή γεννήτρια με απόδοση 15%. Ποια από αυτά δίνει τη μεγαλύτερη συνολική απόδοση; Σε αυτή τη διατριβή, η αποτελεσματικότητα αναφέρεται STR, System Thermal Ratio (ορίζεται στην Εξίσωση 1.21);

Ο υπολογισμός είναι απλός και απλός, ενώ το αποτέλεσμα είναι δυσκολότερο να ερμηνευτεί. Προφανώς, υπάρχουν τουλάχιστον δύο διαδρομές με την ίδια συνολική απόδοση. Υπάρχει επίσης ανάγκη να προσδιοριστούν καλύτερα οι διάφορες αποτελεσματικότητες που απαιτούνται για την ανάλυση.

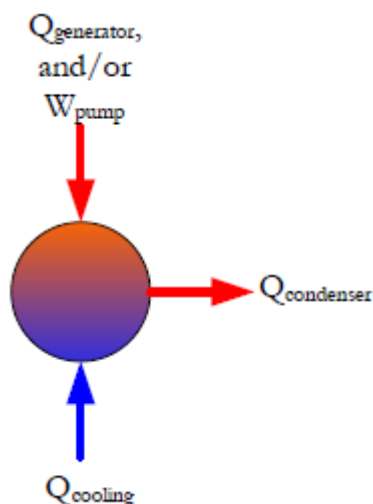
$$STR_1 = \eta_{collector} \cdot COP_{cycle} = 0.7 \cdot 0.8 = 0.56$$

$$STR_2 = \eta_{pv} \cdot COP_{cycle} = 0.15 \cdot 4 = 0.6$$

Ο υπολογισμός είναι απλός και απλός, ενώ το αποτέλεσμα είναι δυσκολότερο να ερμηνευτεί. Προφανώς, υπάρχουν τουλάχιστον δύο διαδρομές με την ίδια συνολική απόδοση. Υπάρχει επίσης ανάγκη να προσδιοριστούν καλύτερα οι διάφορες αποτελεσματικότητες που απαιτούνται για την ανάλυση.

1.2 Ορισμοί και Θερμοδυναμικοί Περιορισμοί

Δύο ομάδες ηλιακών συστημάτων ψύξης μπορούν να ταξινομηθούν, ανάλογα με τον τύπο μετατροπών ενέργειας, π.χ. PV-ηλεκτροκίνητη και ηλιακή-θερμική. Στην περίπτωση αυτή, ο όρος ψυκτικό κύκλος περιγράφει τον θερμοδυναμικό κύκλο στον οποίο απορροφάται θερμότητα σε ένα επίπεδο θερμοκρασίας και τον ανυψώνει σε υψηλότερο επίπεδο όπου απορρίπτεται.



Εικόνα 1-2 Ισορροπία θερμότητας για έναν κύκλο ψύξης

Ο όρος "σύστημα" χρησιμοποιείται συχνά στην εργασία αυτή και εδώ συνήθως αναφέρεται στον συνδυασμό κύκλων ψύξης, ενός υποσυστήματος μετατροπέα ηλιακής ενέργειας και υποσυστήματος φορτίου ψύξης με τον ίδιο τρόπο που μπορεί να χρησιμοποιηθεί για οποιοδήποτε άλλο σύστημα μετατροπής ενέργειας που μπορεί να κλειστεί από ένα όριο συστήματος.

1.2.1 Αποτελεσματικότητα του κύκλου

Η απόδοση ενός κύκλου ψύξης παρουσιάζεται γενικά με βάση ένα συντελεστή απόδοσης, COP, που απεικονίζει πόση ενέργεια μπορεί να αφαιρεθεί από ένα ψυχρό χώρο (Q_e) για κάθε μονάδα ενέργειας που καταναλώνεται (W ή Q_g). Το COP μπορεί να γραφτεί διαφορετικά, ανάλογα με τον τύπο της ενέργειας του κινητήρα. Οι συνηθέστερα χρησιμοποιούμενοι ορισμοί για το COP ενός συστήματος ηλεκτρικής ενέργειας / εργασίας και συστήματος θερμικής κίνησης παρουσιάζονται στις εξισώσεις 2-1 και 2-2, αντίστοιχα.

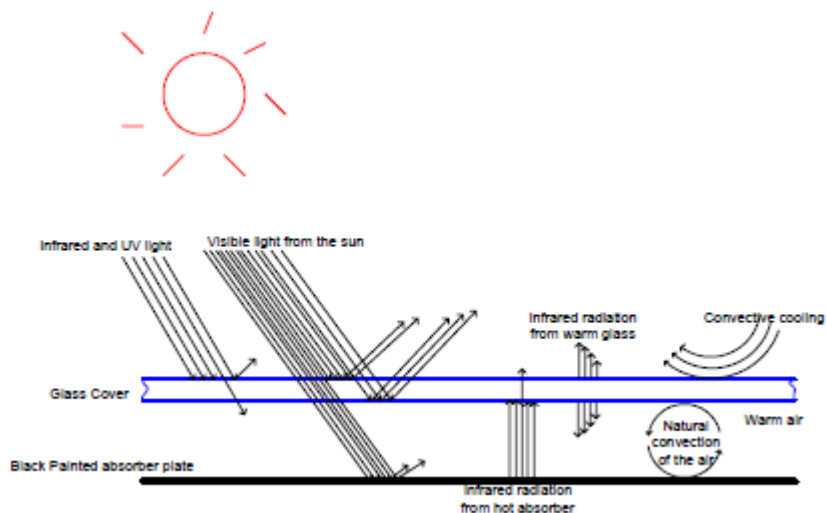
$$COP_{el} = \frac{Q_e}{W} \quad \text{Εξ. 1-1}$$

$$COP_{thermal} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad \text{Εξ. 1-2}$$

Αυτοί οι ορισμοί χρησιμοποιούνται συχνά παράλληλα. Ένα σύστημα με πολύ χαμηλή χρήση ηλεκτρισμού μπορεί έτσι να χαρακτηριστεί από την εξίσωση 1-1 και ένα COP από 15 έως 20 έχει, για παράδειγμα, προταθεί για ψυκτική περιοχή με βάση το θαλάσσιο νερό (ελεύθερη ψύξη). Αυτό μπορεί να είναι αρκετά συγκεκριμένο και πρέπει να δίνεται μεγάλη προσοχή κατά την ανασκόπηση της εμπορικής βιβλιογραφίας.

1.2.2 Απόδοση Ηλιακού Συλλέκτη

Τα μεγαλύτερα ενεργειακά κέρδη στον απορροφητή σε έναν ηλιακό συλλέκτη προέρχονται από την άμεση απορρόφηση του ορατού φωτός από τον ήλιο και επιπλέον από την απορρόφηση της υπέρυθρης ακτινοβολίας από το θερμό γυαλί. Σημαντικές απώλειες ενέργειας είναι η εκπομπή υπέρυθρης ακτινοβολίας, η μεταφερόμενη θερμότητα λόγω της φυσικής μεταφοράς μεταξύ του απορροφητήρα και του γυαλιού, καθώς και η διοχέτευση της θερμότητας μέσω του πίσω μέρους και των πλευρών του συλλέκτη. Επομένως, η αποδοτικότητα του ηλιακού συλλέκτη εξαρτάται από όλους αυτούς τους παράγοντες. Η απόδοση του υποσυστήματος ηλιακού συλλέκτη μπορεί να οριστεί ως ο λόγος της χρήσιμης θερμικής ισχύος προς τη συνολική προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία (ηλιοφάνεια).



Εικόνα 1-3 Ενεργειακές ροές σε συλλέκτη με μονό γυαλί

Στον ακόλουθο ορισμό της αποδοτικότητας, υποτίθεται ότι η ακτινοβολία βρίσκεται στην ημισφαιρική περιοχή, όλες οι ακτίνες φθάνουν στον απορροφητή και οι πολλαπλές αντανακλάσεις ** μεταξύ του καλύμματος και του απορροφητήρα παραμελούνται. Η αποδοτικότητα του ηλιακού συλλέκτη μπορεί να γραφτεί ως,

$$\eta = F_m \left(\eta_{opt} - \frac{U_L(T_{abs,avg} - T_a)}{I} \right) \quad \text{Εξ. 1-3}$$

Ο F_m ονομάζεται συντελεστής απόδοσης συλλέκτη ή συντελεστής μεταφοράς θερμότητας. Η τιμή F_m εξαρτάται από τον τύπο του συλλέκτη και τις συνθήκες λειτουργίας. Οι τυπικές τιμές F_m κυμαίνονται από 0,8-0,9 για συλλέκτες αέρα που δεν εκκενώθηκαν, 0,9-0,95 για συλλέκτες υγρών που δεν εκκενώθηκαν και 0,95-1 για συλλέκτες που εκκενώθηκαν (Rabl, 1985).

Στην ουσία, είναι ευκολότερο να μετρηθεί η θερμοκρασία του ρευστού μεταφοράς θερμότητας παρά να μετρηθεί η θερμοκρασία της θερμοκρασίας επιφάνειας του απορροφητήρα. Ως εκ τούτου, η αποδοτικότητα του ηλιακού συλλέκτη συχνά γράφεται ως προς τη θερμοκρασία της θερμοκρασίας εισόδου (T_i) και της εξόδου (T_o) του υγρού μεταφοράς θερμότητας. Η μέση θερμοκρασία της επιφάνειας απορροφητή μπορεί να θεωρηθεί ότι είναι:

$$T_{abs,avg} = \frac{T_i + T_o}{2} \quad \text{Εξ. 1-4}$$

Η αποδοτικότητα του ηλιακού συλλέκτη μπορεί να οριστεί ως:

$$\eta = F_R \left(\eta_{opt} - \frac{U_L(T_i - T_a)}{I} \right) \quad \text{Εξ.1-5}$$

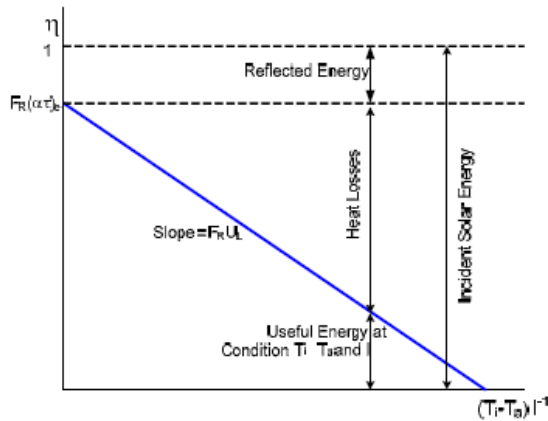
Η

$$\eta = F_R(\tau\alpha)_e - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I} \quad \text{Εξ.1-6}$$

F_R είναι ο συντελεστής αφαίρεσης θερμότητας συλλέκτη. Η μεταγενέστερη εξίσωση βασίζεται στην εξίσωση «Hottel-Whillier-Bliss». Η τιμή των συντελεστών $F_R(\tau\alpha)_e$ και $F_R U_L$ εξαρτάται από τον τύπο των συλλεκτών, το στρώμα του καλύμματος και το επιλεκτικό υλικό.

(** Οι ακτίνες που αντανακλώνται πίσω από τον απορροφητήρα στο γυαλί δεν υπολογίζονται)

Η απόδοση του ηλιακού συλλέκτη (η) και η τιμή του $(T_i - T_a) I^{-1}$ μπορεί να γραφεί σε γράφημα, όπως φαίνεται παρακάτω.



Εικόνα 1-4 Χαρακτηριστική καμπύλη ηλιακού συλλέκτη

Περιστασιακά, η απόδοση ενός ηλιακού συλλέκτη είναι γραμμένη σε τετραγωνική μορφή όπως φαίνεται στην εξίσωση 1-7. Αυτή η εξίσωση χρησιμοποιείται συνήθως στην προσομοίωση των ηλιακών συλλεκτών.

$$\eta = k(\theta) \cdot c_0 - c_1 \frac{(T_{abs,avg} - T_a)}{I} - c_2 \frac{(T_{abs,avg} - T_a)^2}{I} \quad \text{Εξ.1-7}$$

Όπου

$k(\theta)$ = τροποποιητής γωνίας προσπίπτουσας, ο οποίος υπολογίζει την επίδραση της απεριόριστης προσπίπτουσας ακτινοβολίας στην προσπίπτουσα γωνία θ , σε σχέση με την κανονική ακτινοβολία επίπτωσης $\theta=0$

c_0 = οπτική απόδοση

c_1 = γραμμικός συντελεστής απώλειας θερμότητας

c_2 = συντελεστής τετραγωνικής απώλειας θερμότητας

Υπάρχουν τρεις κύριοι τύποι θερμικού ηλιακού συλλέκτη: Ηλιακός συλλέκτης επίπεδης πλάκας, εκκενωμένος ηλιακός συλλέκτης και ηλιακός συλλέκτης συγκέντρωσης (οπτικών). Ένας επίπεδης πλάκας ηλιακός συλλέκτης επιτρέπει τόσο την άμεση όσο και τη διάχυτη ηλιακή ακτινοβολία.

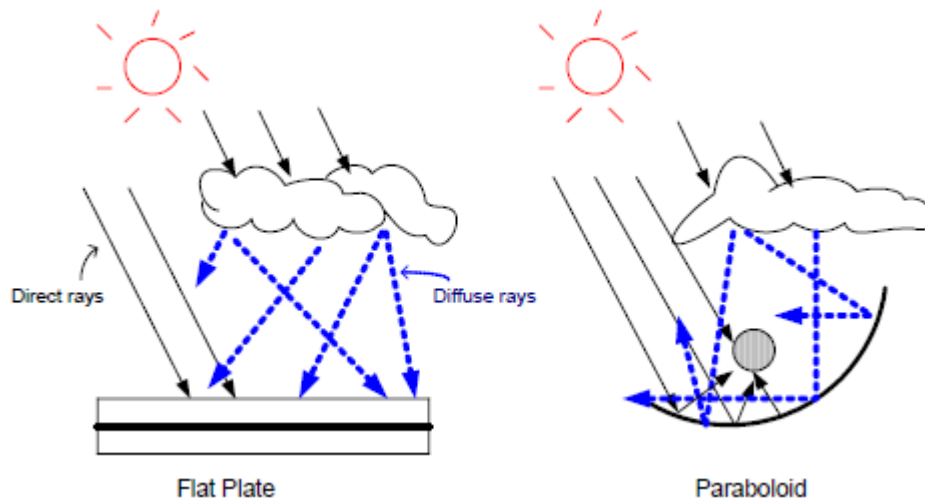
Επίπεδη πλάκα ηλιακοί συλλέκτες

Ένας επίπεδης πλάκας ηλιακός συλλέκτης είναι, συχνά, η πιο οικονομική επιλογή για εφαρμογές χαμηλής θερμοκρασίας, όπως συστήματα ηλιακής θέρμανσης νερού. Τα απορροφητικά στοιχεία μπορούν να κατασκευαστούν από πλαστικό ή μεταλλικό έλασμα όπως ο χαλκός. Ένα σύστημα παρακολούθησης δεν είναι απαραίτητο για αυτόν τον τύπο συλλέκτη. Οι ρουτίνες συντήρησης και η δομή είναι απλούστερες από άλλες μορφές ηλιακών συλλεκτών.

Η οπτική απόδοση ενός επίπεδου ηλιακού συλλέκτη μπορεί να γραφτεί ως προϊόν της διαπερατότητας (τ) του γυάλινου καλύμματος και της απορροφητικότητας (α) του απορροφητή,

$$\eta_{opt} \cong \tau\alpha$$

Εξ.1-8



Εικόνα 1-5 Ηλιακή ακτινοβολία στον συλλέκτη επίπεδης πλάκας και στον συλλέκτη παραβολικών συγκεντρώσεων

Εκκενωμένοι ηλιακοί συλλέκτες

Οι ηλιακοί συλλέκτες εκκενωμένου σωλήνα (ETC) είναι κατάλληλοι για μεσαίες θερμοκρασίες π.χ. 100-150 ° C. Είναι γενικά κατασκευασμένα από γυάλινο σωλήνα και είναι ερμητικά σφραγισμένα. Ο γυάλινος σωλήνας περιέχει έναν απορροφητήρα με ένα λειτουργικό ρευστό που κυκλοφορεί στο εσωτερικό του ή ένα σύστημα θερμικής σωλήνωσης. Η πίεση στο εσωτερικό είναι μερικό κενό (μικρότερο από 1 kPa). Αυτή η χαμηλή πίεση στοχεύει στη μείωση της απώλειας θερμικής μεταφοράς. Οι περισσότεροι από αυτούς τους συλλέκτες είναι μη-παρακολούθησης και μερικές βελτιώσεις ανακλαστήρα χρησιμοποιούν. Η θερμότητα που λαμβάνεται στον συλλέκτη ETC μπορεί να γραφτεί ως,

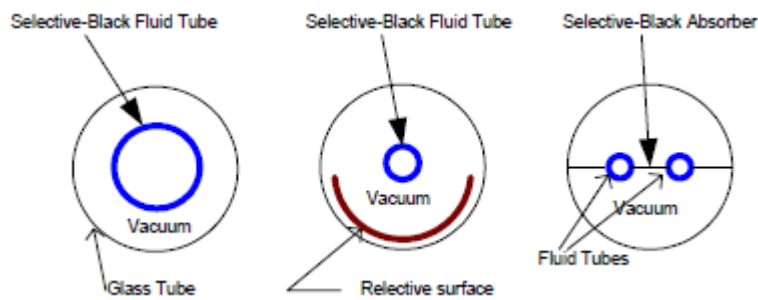
$$Q_{abs-cov} = A_{abs}\epsilon_{eff}\sigma(T_{abs}^4 - T_{cov}^4) = A_{cov}h_a(T_{cov} - T_a) \quad \text{Εξ.1-9}$$

όπου οι A_{abs} και A_{cov} αντιστοιχούν στον απορροφητή και στην επιφάνεια του καλύμματος. Η αποτελεσματική εκπομπή (ϵ_{eff}) δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση,

$$\epsilon_{eff} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad \text{Εξ.1-10}$$

όπου ϵ_1 και ϵ_2 είναι η ικανότητα εκπομπής στην επιφάνεια 1 και 2.

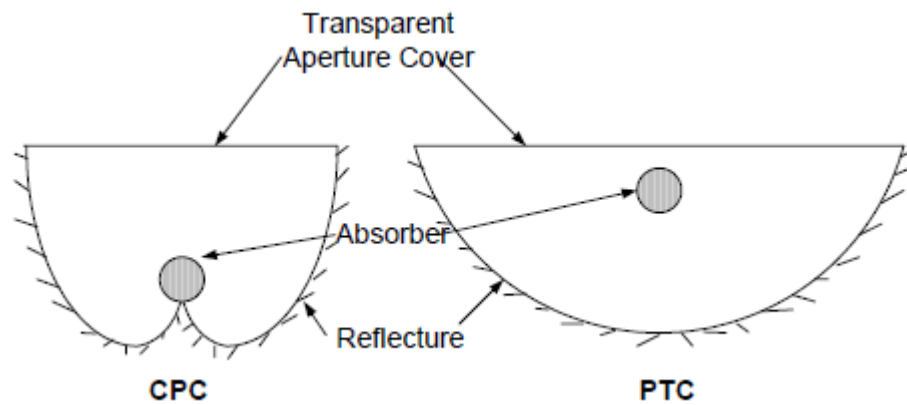
$\epsilon_{eff} \approx \epsilon_{abs}$ για $\epsilon_{cov} \approx 0,9$ και $\epsilon_{abs} \leq 0,2$



Εικόνα 1-6 Σχεδιασμός των σωληνωτών ηλιακών συλλεκτών

Συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες

Δύο τύποι συγκεντρωτικών ηλιακών θερμικών συλλεκτών με άξονα γραμμής χρησιμοποιούνται συνήθως σήμερα: μια σύνθετη παραβολική συγκέντρωση (CPC) και μια παραβολική συγκέντρωση (PTC). Οι απλές δομές και των δύο τύπων παρουσιάζονται στο Σχήμα 1-7.



Εικόνα 1-7 Δομή ενός σύνθετου παραβολικού συμπυκνωμένου ηλιακού συλλέκτη (CPC) και ενός ηλιακού συλλέκτη συγκέντρωσης παραβολικών οροφής (PTC)

Ο λόγος συγκέντρωσης (C) περιγράφει τα χαρακτηριστικά του συγκεντρωτικού ηλιακού συλλέκτη. Είναι η αναλογία της περιοχής ανοίγματος (A_a) στην περιοχή του δέκτη (A_r).

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad \text{Εξ.1-11}$$

Ο συγκεντρωτικός οπτικός ηλιακός συλλέκτης είναι κατάλληλος για εφαρμογές υψηλής θερμοκρασίας (π.χ. θερμοκρασίες $> 150^\circ \text{C}$). Η μεγάλη περιοχή απορροφητή προκαλεί υψηλές απώλειες θερμότητας. Συγκεντρώνοντας το περιστατικό ακτινοβολίας του ανοίγματος σε μικρότερο απορροφητή, οι απώλειες θερμότητας ανά περιοχή απορροφητή μπορούν να μειωθούν. Το σύστημα παρακολούθησης είναι απαραίτητο για να ακολουθήσει την κίνηση του ήλιου για να διατηρηθεί η συγκέντρωση. Ο σύνθετος παραβολικός συγκεντρωτής (CPC) δεν είναι απαραίτητος για την

παρακολούθηση αφού ο λόγος συγκέντρωσης είναι αρκετά χαμηλός. Κατά συνέπεια, το CPC μπορεί να διαδραματίσει σημαντικό ρόλο στην ηλιακή ψύξη στο μέλλον. Η κύρια συμβολή είναι η άμεση (όχι η διάχυτη) ηλιακή ακτινοβολία η οποία διαφέρει κάπως από τον επίπεδη ηλιακό συλλέκτη.

Οι συγκεντρωτές μπορούν να χωριστούν σε δύο κατηγορίες: συγκεντρωτές μη απεικόνισης και απεικόνισης. Ο συγκεντρωτής μη απεικόνισης δεν παράγει μια σαφώς καθορισμένη εικόνα του ήλιου στον απορροφητή, αλλά διανέμει ακτινοβολία από όλα τα μέρη του ηλιακού δίσκου σε όλα τα μέρη του απορροφητήρα. Οι τιμές του λόγου συγκέντρωσης γραμμικών συλλεκτών χωρίς απεικόνιση είναι αρκετά χαμηλές, γενικά κάτω από δέκα. Ο συγκεντρωτής απεικόνισης είναι παρόμοιος με έναν απλό φακό κάμερας, ο οποίος μπορεί να σχηματίσει εικόνες στον απορροφητήρα.

Για συγκεντρωτικό συλλέκτη με ανακλαστικότητα (ρ), η οπτική απόδοση μπορεί να γραφεί ως,

$$\eta_{opt} \cong \rho\tau\alpha \quad \text{Εξ.1-12}$$

Η οπτική αποτελεσματικότητα του συγκεντρωτικού συλλέκτη μπορεί επίσης να γραφτεί σε μία περίτεχνη μορφή, δηλ. Όπως φαίνεται σε αρκετές βιβλιογραφίες π.χ. Norton, 1992. Αυτές οι εξισώσεις τοποθετούνται εδώ για αναφορά, αλλά δεν χρησιμοποιούνται στα μοντέλα της εργασίας.

$$\eta_{opt,PTC} = \frac{\tau\rho\alpha(\beta_B I_B + \beta_{B,PTC} I_D)}{I_B + I_D} \quad \text{Εξ.1-13}$$

Και

$$\eta_{opt,CTC} = \left(\frac{G_u}{G_{tot}} \right) \tau_{cov} \tau_{env} a_{abs} p \rho_{ref}^{\bar{n}} \left(1 - \rho_{abs} \rho_{env} \frac{A_{abs}}{A_{env}} \right)^{-1} \quad \text{Εξ.1-14}$$

Όπου,

A_{abs} = περιοχή απορροφητή, m²

A_{env} = Περιοχή περιβλήματος, m²

G_u = Εκτελεστική απορροφημένη ηλιακή ακτινοβολία, W m⁻²

G_{tot} = Συνολική ημισφαιρική ηλιακή ακτινοβολία, W m⁻²

p = Παράγων οπτικής απώλειας χάσματος

β_D = συντελεστής διόρθωσης, ο οποίος αντιπροσωπεύει διάχυτη ηλιακή ακτινοβολία,

που φτάνει απευθείας στον απορροφητήρα και δεν εξασθενίζει απώλειες αντανάκλασης

β_B = συντελεστής διόρθωσης, ο οποίος αντιπροσωπεύει την άμεση ηλιακή ακτινοβολία,

που φτάνει απευθείας στον απορροφητήρα και δεν εξασθενίζει απώλειες αντανάκλασης

γ = Συντελεστής παρεμπόδισης

τ_{cov} = Διαπερατότητα της κάλυψης

τ_{env} = Διαπερατότητα του περιβλήματος

α_{abs} = απορροφητικότητα του απορροφητή

ρ_{ref} = Ανακλαστικότητα του ανακλαστήρα

ρ_{abs} = Ανακλαστικότητα απορροφητή

ρ_{env} = Ανακλαστικότητα του περιβλήματος

1.2.3 Απόδοση Φωτοβολταϊκών Συστημάτων

Η αποτελεσματικότητα ενός φωτοβολταϊκού στοιχείου μπορεί να γραφτεί ως

$$\eta = \eta_R [1 - \beta(T_c - T_R)] \quad \text{Εξ.1-15}$$

Όπου:

η_R = αποτελεσματικότητα αναφοράς στους 0°C (περίπου 0,12 για απλά κρυσταλλικά κύτταρα)

β = Συντελεστής μεταβολής της αποδοτικότητας των ηλιακών κυψελών (περίπου $0,04 \text{ K}^{-1}$

για μονή κρυσταλλικά κύτταρα)

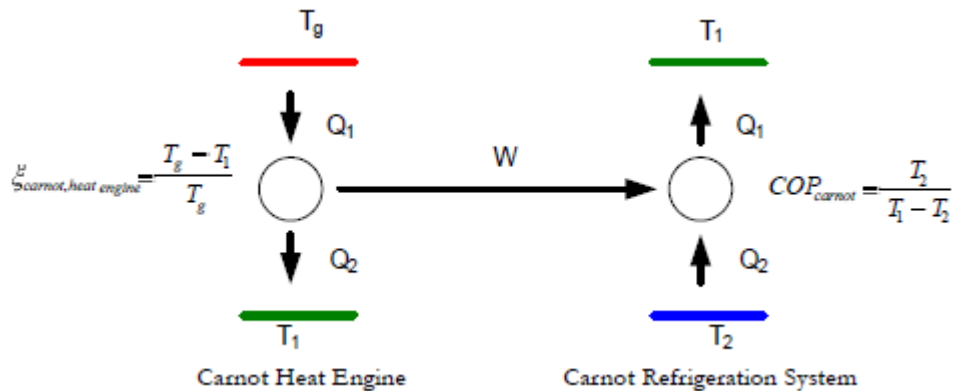
T_c = Θερμοκρασία κυψέλης ($^\circ \text{C}$)

T_{ref} = Θερμοκρασία αναφοράς ($^\circ \text{C}$)

Κανονικά, ένα κύτταρο παράγει διαφορά δυναμικού 0,5 volt και πυκνότητα ρεύματος 200 Amp m^{-2} σε 1 kW m^{-2} ηλιακής ακτινοβολίας (Twidell and Weir, 1998). Η απόδοση των διαθέσιμων εμπορικών φωτοβολταϊκών

κυττάρων είναι περίπου 10-17% και μπορούν να παράγουν 1-1,5 kWh m⁻² ανά ημέρα (Twidell and Weir, 1998). Το ρεύμα είναι ανάλογο με την περιοχή έκθεσης φωτός.

1.2.4 Αποτελεσματικότητα συστήματος



Εικόνα 1-8 Ορισμός της απόδοσης συστήματος Carnot

Στην περίπτωση μιας ιδανικής μηχανής θερμότητας και ψυγείου, εδώ αναφέρεται ως Carnot κύκλους, η απόδοση του κύκλου Carnot Heat Engine που οδηγεί τον κύκλο ψύξης Carnot μπορεί να γραφτεί ως προς την απόδοση Carnot και τον συντελεστή απόδοσης Carnot (COP_{carnot}), όπως φαίνεται στην Εικόνα 1-8.

$$\xi_{Carnot,heat_engine} = \frac{T_g - T_1}{T_g} \quad \text{Εξ.1-16}$$

$$COP_{carnot} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad \text{Εξ.1-17}$$

$$\eta_{carnot} = \xi_{Carnot,heat_engine} \cdot COP_{carnot} \quad \text{Εξ.1-18}$$

$$\eta_{carnot} = \left(\frac{T_g - T_1}{T_g} \right) \cdot \left(\frac{T_2}{T_1 - T_2} \right) \quad \text{Εξ.1-19}$$

Για ένα φωτοβολταϊκό σύστημα, η απλή αποδοτικότητα κινητήρα Carnot (ξ) γίνεται η αποδοτικότητα της συστοιχίας PV.

$$\eta_{system,el} = COP_{el} \times \eta_{PV} \quad \text{Εξ.1-20}$$

Για το ηλιακό σύστημα ψύξης, η απόδοση μπορεί επομένως να απεικονιστεί ως το προϊόν της αποδοτικότητας του ηλιακού συλλέκτη (η_{sc}) ή της αποδοτικότητας της φωτοβολταϊκής γεννήτριας (η_{PV}). Εναλλακτικά, μπορεί να οριστεί ως λόγος ψυκτικού αποτελέσματος και εισόδου ηλιακής ακτινοβολίας (G) για το θερμικά κινούμενο σύστημα, το οποίο χαρακτηρίζεται ως «θερμική αναλογία συστήματος (STR)». Αυτός ο όρος έχει χρησιμοποιηθεί από την IIR, Οδηγός για ηλιακά ψυγεία για απομακρυσμένες περιοχές και ζεστές χώρες (Fléchon, Lazzarin et al., 1999). Αυτός ο όρος θα χρησιμοποιηθεί επίσης σε αυτή τη διπλωματική εργασία για την περιγραφή της απόδοσης της μηχανής ψύξης με ηλιακή θερμική λειτουργία.

$$STR = \frac{Q_e}{G \cdot A} = \frac{Q_e}{Q_g} \times \frac{Q_g}{G \cdot A} = COP \times \eta_{sc} \quad \text{Εξ.1-21}$$

Δεδομένου ότι η κύρια πηγή ενέργειας είναι ελεύθερη για ηλιακά συστήματα ψύξης, ο όρος «ηλιακό κλάσμα» είναι καλύτερα προσαρμοσμένο για να αποδείξει τη συνολική αποτελεσματικότητα του συστήματος. Το ηλιακό κλάσμα ορίζεται ως ο λόγος της συνολικής ηλιακής ενέργειας που χρησιμοποιείται για τη συνολική ενέργεια που χρησιμοποιείται στο σύστημα.

$$\text{Ηλιακό Κλάσμα} = \frac{\text{Ηλιακή Ενέργεια που χρησιμοποιείται στο Σύστημα}}{\text{Συνολική ενέργεια που χρησιμοποιείται στο σύστημα}} \quad \text{Εξ.1-22}$$

1.3 Η επίδραση των τοπικών συνθηκών στις επιδόσεις της ηλιακής ψύξης

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, είναι σημαντικό να λαμβάνονται υπόψη οι τοπικές συνθήκες κατά το σχεδιασμό και την εγκατάσταση ενός ηλιακού συστήματος ψύξης. Αυτό οφείλεται κατά κύριο λόγο στα διαφορετικά χαρακτηριστικά κάθε κύκλου ψύξης. Επιπλέον, τα χαρακτηριστικά φορτίου ψύξης για κάθε θέση ή κτίριο δεν είναι πάντα παρόμοια. Αναλύονται οι διαφορές στα χαρακτηριστικά φορτίου ψύξης και η διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία σε διαφορετικές θέσεις από το νότιο έως το βόρειο ημισφαίριο. Τα συστήματα ψύξης με απορρόφηση σε ηλιακή μηχανή επιλέγονται ως μελέτη περίπτωσης σε αυτό το κεφάλαιο.

Στις ζεστές αστικές περιοχές, η ανάγκη για ψύξη είναι επιτακτική τόσο για την παράταση της ζωής των ευπαθών προϊόντων όσο και για τη θερμική άνεση. Επομένως, ένα ηλεκτρικό σύστημα κλιματισμού χρησιμοποιείται συχνά για τον έλεγχο της θερμοκρασίας και της υγρασίας για την ανθρώπινη θερμική άνεση. Η ζήτηση για αυτή την εφαρμογή αναπτύσσεται ταχύτατα σε πυκνοκατοικημένες περιοχές παγκοσμίως. τα σοβαρά προβλήματα υποδομής λόγω έλλειψης ενέργειας, που συνδέονται με περιβαλλοντικά προβλήματα που συνδέονται με την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, αυξάνονται.

Σε αγροτικές περιοχές όπου η θερμική άνεση μπορεί να επιτευχθεί με παθητικό αερισμό, ο ενεργός κλιματισμός δεν είναι απαραίτητος. Ωστόσο, χρειάζονται εφαρμογές ψύξης και κατάψυξης για την αποθήκευση φαρτών υλικών όπως εμβόλια ή τρόφιμα. Τα συστήματα που λειτουργούν με φωτοβολταϊκά στοιχεία, τα οποία ήδη συζητήθηκαν, είναι ιδιαίτερα αποτελεσματικά για αυτήν την εφαρμογή. Ωστόσο, το κόστος εγκατάστασης είναι συχνά πολύ υψηλό για τους τοπικούς ανθρώπους να αντέξουν οικονομικά.

Υπάρχουν ορισμένοι περιορισμοί για κάθε τεχνική ηλιακής ψύξης που επιβάλλεται από το τοπικό κλίμα. Ορισμένες από αυτές σχετίζονται με την ηλιοφάνεια, ή μάλλον με την έλλειψη ηλιακής ακτινοβολίας, ενώ άλλες σχετίζονται με τα επίπεδα θερμοκρασίας ή την υγρασία. Ένα παράδειγμα του τελευταίου είναι το σύστημα ψύξης ξηραντικού, το οποίο λειτουργεί αναποτελεσματικά σε υψηλή υγρασία. Το ίδιο ισχύει και για την τεχνική παθητικής ψύξης με εξαγωγή. η χαμηλότερη θερμοκρασία που μπορεί να επιτευχθεί είναι στο σημείο δρόσου. Ο λόγος είναι ότι στην ίδια θερμοκρασία ξηρού βολβού, ο αέρας με χαμηλή αναλογία υγρασίας έχει χαμηλότερη θερμοκρασία σημείου δρόσου από τον αέρα με υψηλό λόγο υγρασίας. Αυτό σημαίνει ότι για την επίτευξη της χαμηλότερης θερμοκρασίας απαιτείται σημαντική ποσότητα θερμότητας για την αφυδάτωση του αέρα υψηλής υγρασίας πριν από τη διαδικασία ψύξης με εξάτμιση. Ως εκ τούτου, αυτό οδηγεί σε κακό σύστημα αποδοτικότητα. Αν και προτιμάται η χαμηλή

υγρασία για το σύστημα ψύξης του ξηραντήρα, απαιτείται επαρκής ποσότητα νερού ως μέσο εργασίας για τη διαδικασία ψύξης με εξάτμιση.

Η θερμοκρασία της ψύκτρας επηρεάζει σημαντικά την απόδοση των συστημάτων με θερμότητα γενικά. Μια χαμηλότερη θερμοκρασία ψύκτρας μπορεί να ελαχιστοποιήσει την απαιτούμενη θερμοκρασία οδήγησης και να βελτιώσει το σύστημα COP ή STR. Επομένως, είναι κρίσιμο να βρεθεί ένας καλός ψύκτης θερμότητας για να επιτευχθεί μια λογικά χαμηλή θερμοκρασία, ειδικά σε ένα ζεστό περιβάλλον. Για τους κύκλους ψύξης εκτοξευτήρων, τα συστήματα με μία σταθερή διάσταση εγχυτήρα μπορούν να λειτουργήσουν μόνο σε μικρή κλίμακα θερμοκρασιών συμπυκνωτή.

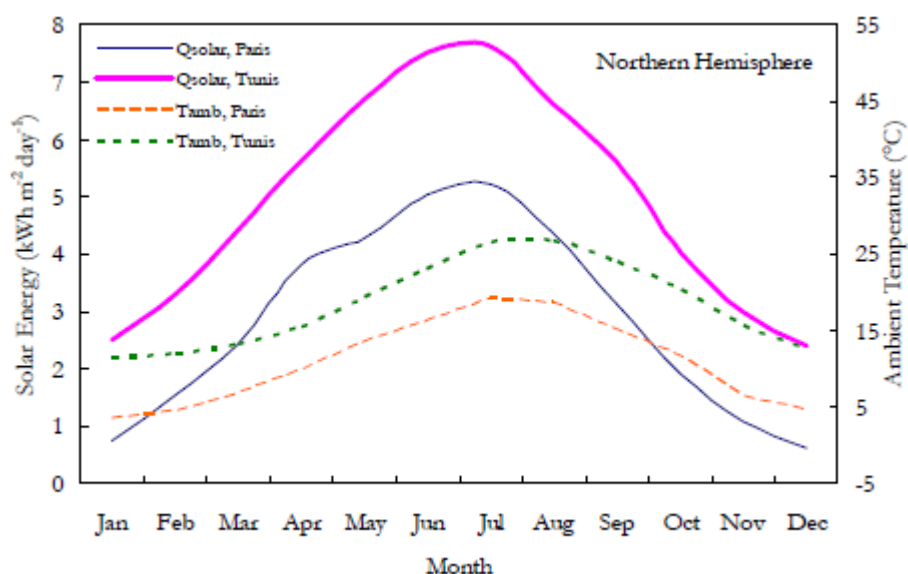
Στη συνέχεια, κάθε φορά που συζητάμε για τις δυνατότητες ηλιακής ψύξης, πρέπει να γίνει διεξοδική διερεύνηση των τοπικών συνθηκών.

1.3.1 Κλίμα

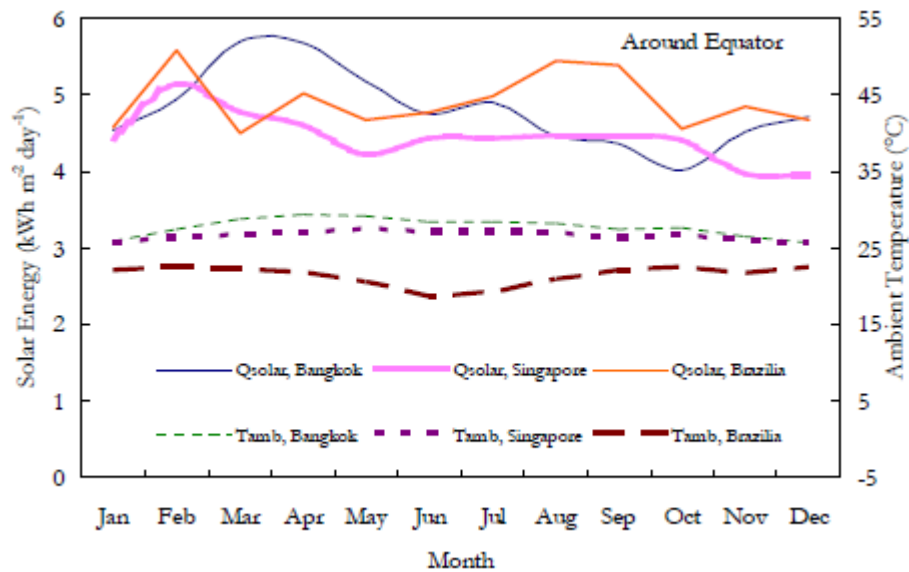
Ο υπολογισμός της ηλιακής ακτινοβολίας σε αυτό το κεφάλαιο βασίζεται σε κλιματικά δεδομένα από το Meteonorm 4.10 (Remund, Lang et al., 2001). Οι υπολογισμοί του συστήματος έχουν γίνει στο TRNSYS 16 (Klein, Beckman et al., 2004b). Η συνολική ηλιακή ακτινοβολία σε οριζόντια επιφάνεια σε μια συγκεκριμένη τοποθεσία ποικίλλει κατά τη διάρκεια του έτους λόγω της τροχιάς και της γωνίας της γης. Οι παραλλαγές είναι προφανείς για τοποθεσίες που βρίσκονται στο βόρειο ή νότιο ημισφαίριο, όπως φαίνεται στο σχήμα 1-9 και στο σχήμα 1-11. Στο βόρειο ημισφαίριο, πάνω από τον Τροπικό του Καρκίνου ($23^{\circ} 26' 22'' \text{N}$), η ακτινοβολία κορυφής είναι τυπικά τον

Ιούλιο. Αντίθετα, στο νότιο ημισφαίριο, κάτω από τον Τροπικό του Αιγόκερω ($23^{\circ} 26' 22'' S$), η ακτινοβολία κορυφής είναι τον Ιανουάριο.

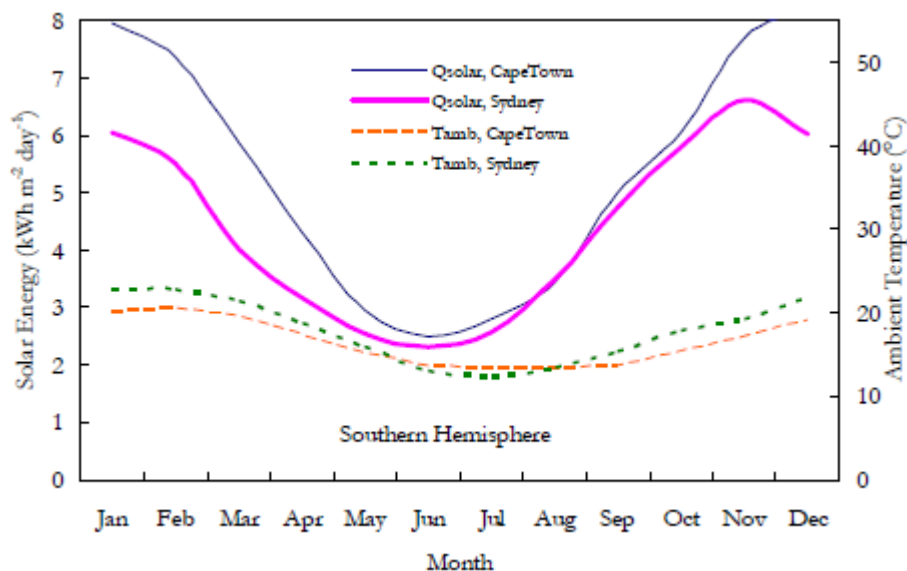
Συνολική ηλιακή ακτινοβολία στην οριζόντια επιφάνεια της περιοχής γύρω από τον ισημερινός δεν αλλάζει σημαντικά καθ' όλη τη διάρκεια του έτους. Ωστόσο, αυτό δεν σημαίνει ότι η διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια είναι σταθερή, δεδομένου ότι πρέπει να ληφθούν υπόψη τα αποτελέσματα της εποχής των μουσώνων. Αυτό φαίνεται στο Σχήμα 1-9, οι θέσεις κοντά στον ισημερινό αντιπροσωπεύονται από τη Σιγκαπούρη (γεωγραφικό πλάτος $1^{\circ} N$), τη Μπανγκόκ (γεωγραφικό πλάτος $13^{\circ} N$) και τη Μπραζιλία (γεωγραφικό πλάτος $15^{\circ} S$).



Εικόνα 1-9 Συνολική ηλιακή ακτινοβολία στην οριζόντια επιφάνεια κατά τη διάρκεια μίας ημέρας και η θερμοκρασία περιβάλλοντος του Παρισιού και της Τύνιδας ως παράδειγμα θέσεων στο βόρειο ημισφαίριο

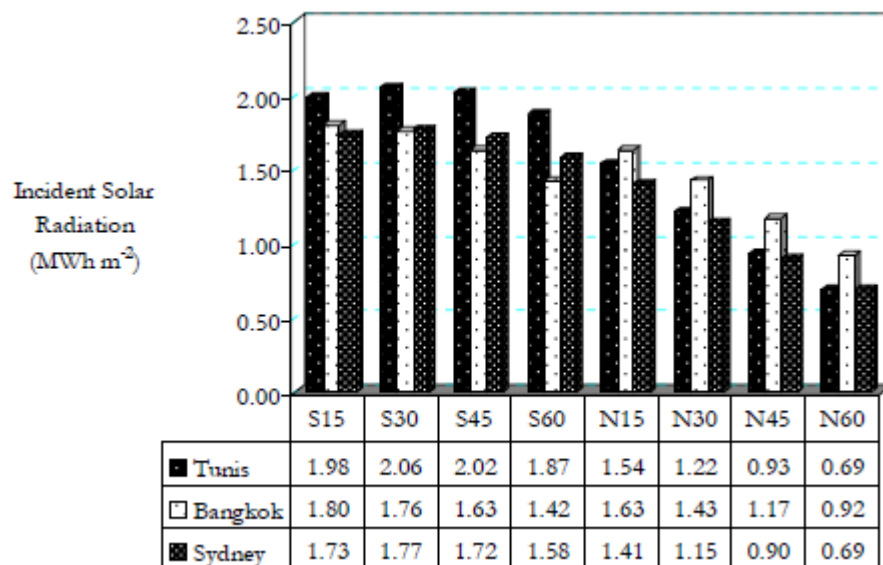


Εικόνα 1-10 Συνολική ηλιακή ακτινοβολία σε οριζόντιες επιφάνειες κατά τη διάρκεια μιας ημέρας και θερμοκρασία περιβάλλοντος της Μπανγκόκ, της Σιγκαπούρης και της Βραζιλίας ως παράδειγμα τοποθεσιών στην τροπική περιοχή



Εικόνα 1-11 Συνολική ηλιακή ακτινοβολία σε οριζόντιες επιφάνειες κατά τη διάρκεια μια μέρα και Θερμοκρασία περιβάλλοντος του Κέιπ Τάουν και του Σίδνεϊ ως παράδειγμα τοποθεσιών στο νότιο ημισφαίριο

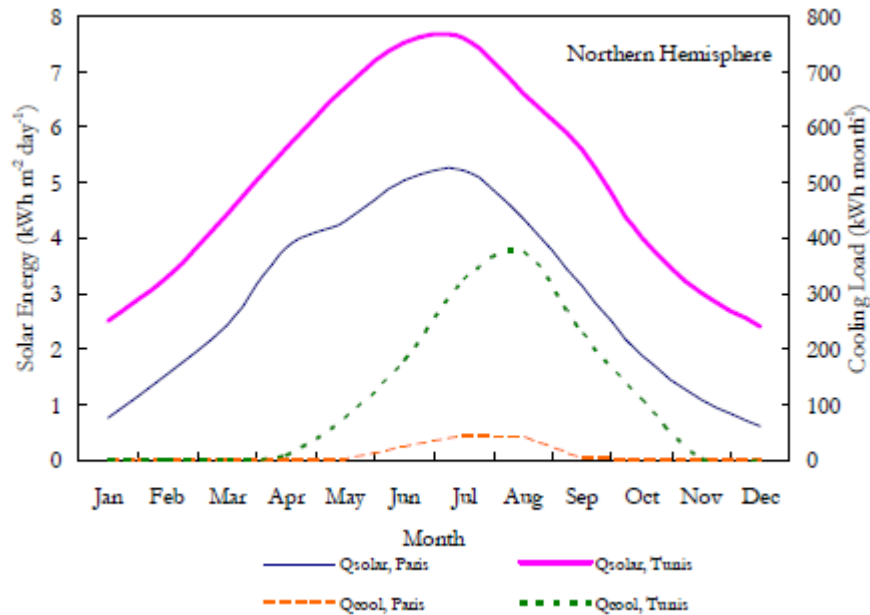
Η γωνία προσβολής της ηλιακής ακτινοβολίας σε οποιαδήποτε συγκεκριμένη θέση σε σχέση με τη γη αλλάζει σε οποιαδήποτε δεδομένη χρονική στιγμή, υποδηλώνοντας ότι οι ηλιακοί συλλέκτες σε διαφορετικές κλίσεις (η γωνία μεταξύ του επιπέδου της επιφάνειας του συλλέκτη και της οριζόντιας) αποκτούν διαφορετική ποσότητα ηλιακής ακτινοβολίας. Η συνολική ακτινοβολία σε ένα χρόνο σε διαφορετικές επιφάνειες κλίσης σε διαφορετικές θέσεις παρουσιάζεται στο Σχήμα 1-12. Η προσπίπτουσα ακτινοβολία σε διαφορετικές θέσεις φθάνει στο μέγιστο σε διαφορετικές κλίσεις ανάλογα με το γεωγραφικό πλάτος. Στο βόρειο ημισφαίριο, η υψηλότερη ακτινοβολία επιτυγχάνεται όταν η γωνία επιφάνειας στραφεί προς τα νότια. Κατά κανόνα, η γωνία επιφάνειας του ηλιακού συλλέκτη είναι περίπου 10-15 μοίρες χαμηλότερη από το γεωγραφικό πλάτος, αλλά όχι μικρότερη από 30 μοίρες. Εάν η γωνία είναι πολύ μικρή, μπορεί να συσσωρευτεί σκόνη ή απορρίμματα στο πάνελ συλλογής. Αυτή η σκόνη αποχρωματίζει τον συλλέκτη και μειώνει την προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία.



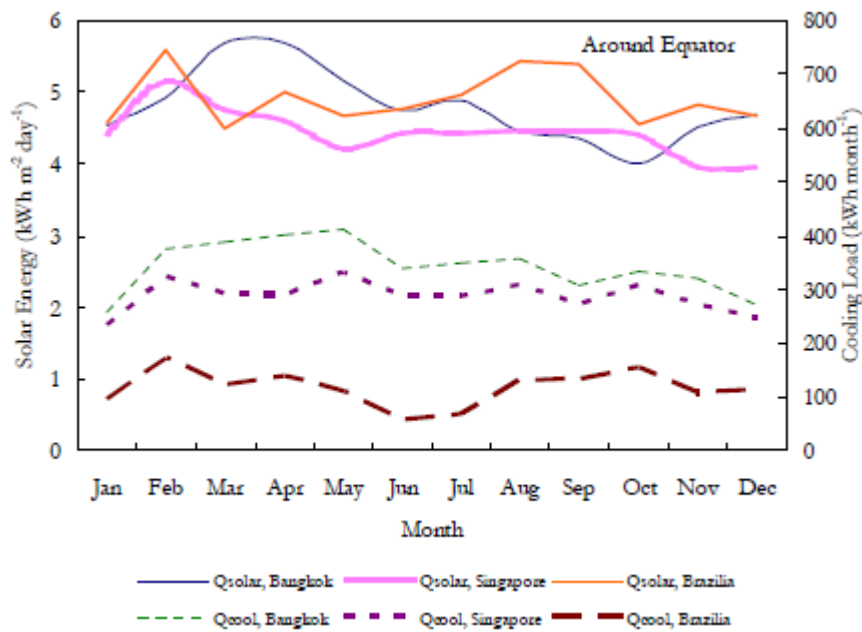
Εικόνα 1-12 Ηλιακή ακτινοβολία σε ηλιακό συλλέκτη σε ένα έτος σε διαφορετικές κατευθύνσεις και γωνίες κλίσης για την Τύνιδα, Μπανγκόκ και Σίδνεϋ

Σε αντίθεση με τις εφαρμογές ηλιακής θέρμανσης, η ζήτηση ψύξης είναι γενικά υψηλή το καλοκαίρι, όταν η ηλιακή ακτινοβολία και η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι υψηλές. Η ζήτηση ψύξης στο Σχήμα 1-13 έως Σχήμα 1-15 υπολογίζεται χρησιμοποιώντας το μοντέλο κτιρίου που περιγράφεται στο Παράρτημα Β. Το φορτίο κορυφής ψύξης στο βόρειο ημισφαίριο πάνω από τον Τροπικό του Καρκίνου συνήθως πέφτει στα τέλη Ιουλίου ή αρχές Αυγούστου, όπως που φαίνεται στο σχήμα 1-13, ως παράδειγμα για την Τύνιδα και το Παρίσι. Αντίθετα, το μέγιστο φορτίο ψύξης στο νότιο ημισφαίριο κάτω από τον Τροπικό του Αιγόκερου είναι συνήθως τον Δεκέμβριο και τον Ιανουάριο, όπως φαίνεται στο Σχήμα 1-13. Σε τροπικές

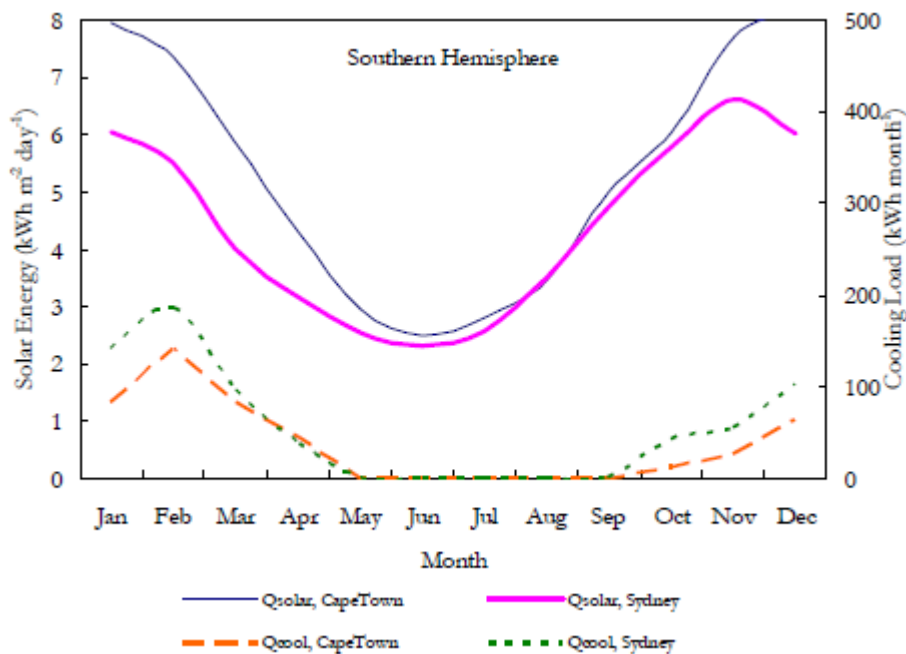
περιοχές, οι απαιτήσεις ψύξης για κλιματισμό είναι γενικά υψηλές και σταθερές καθ' όλη τη διάρκεια του χρόνου, όπως φαίνεται στο Σχήμα 1-14.



Εικόνα 1-13 Φορτίο ηλιακής ακτινοβολίας και ψύξης του Παρισιού και της Τύνιδας, ως παράδειγμα τοποθεσίας στο βόρειο ημισφαίριο



Εικόνα 1-14 Φορτία ηλιακής ακτινοβολίας και ψύξης της Μπανγκόκ, Τη Σιγκαπούρη και τη Βραζιλία, ως παράδειγμα τοποθεσίας στην τροπική περιοχή



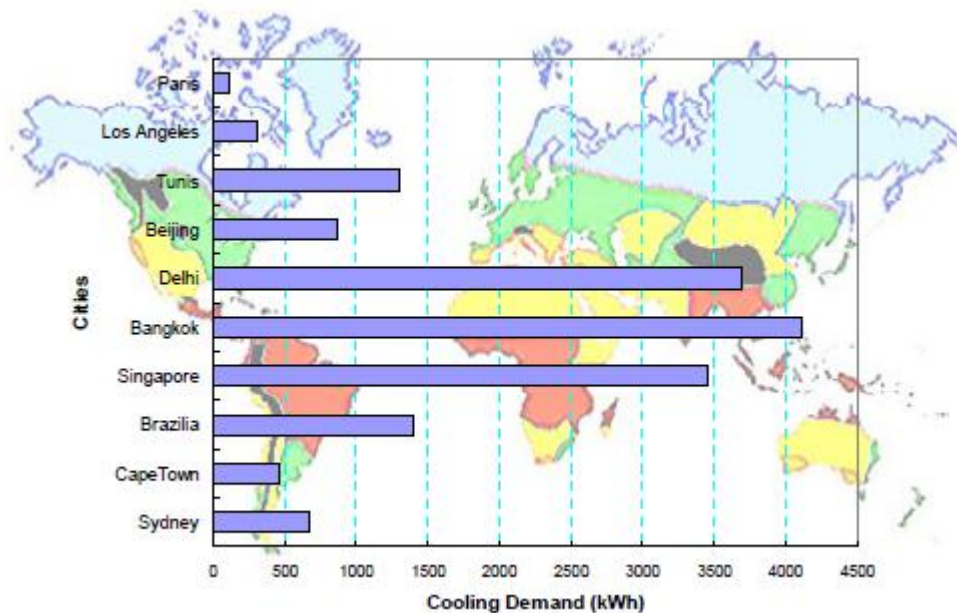
Εικόνα 1-15 Ηλιακή ακτινοβολία και φορτίο ψύξης στο Κέιπ Τάουν και το Σίδνεϊ, ως παράδειγμα μιας τοποθεσίας στο νότιο ημισφαίριο

Από τον υπολογισμό χρησιμοποιώντας κλιματικά δεδομένα από Meteororm 4.10 (Remund, Lang et al., 2001) για διαφορετικές γωνίες και θέσεις κλίσης, δείχνουν ότι 15 μοίρες είναι η καλύτερη γωνία που δίνει μέγιστη προσπίπτουσα ακτινοβολία σε ένα χρόνο σε τροπικές περιοχές και 30 μοίρες για θέσεις παραπάνω τον Τροπικό του Καρκίνου και κάτω από τον Τροπικό του Αιγόκερω. Κατά τη διάρκεια της εποχής ψύξης, ο ήλιος είναι εντούτοις πιο κάθετος στην επιφάνεια της γης σε αυτή τη θέση, οπότε η καλύτερη γωνία για τη λήψη ακτινοβολίας είναι αρκετά χαμηλή. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι η καλύτερη γωνία για όλες τις τοποθεσίες είναι 15 μοίρες. Στην ουσία, η γωνία δεν πρέπει να είναι μικρότερη από 30 μοίρες λόγω των προαναφερθέντων προβλημάτων με τη σκόνη και βρωμιά. Μπορεί επομένως να ειπωθεί ότι η καλύτερη γωνία κλίσης για λόγους ηλιακής ψύξης είναι 30 μοίρες. Εάν το ηλιακό σύστημα είναι επίσης σχεδιασμένο για θέρμανση το χειμώνα, μια πιθανή γωνία πιθανότατα θα ήταν διαφορετική.

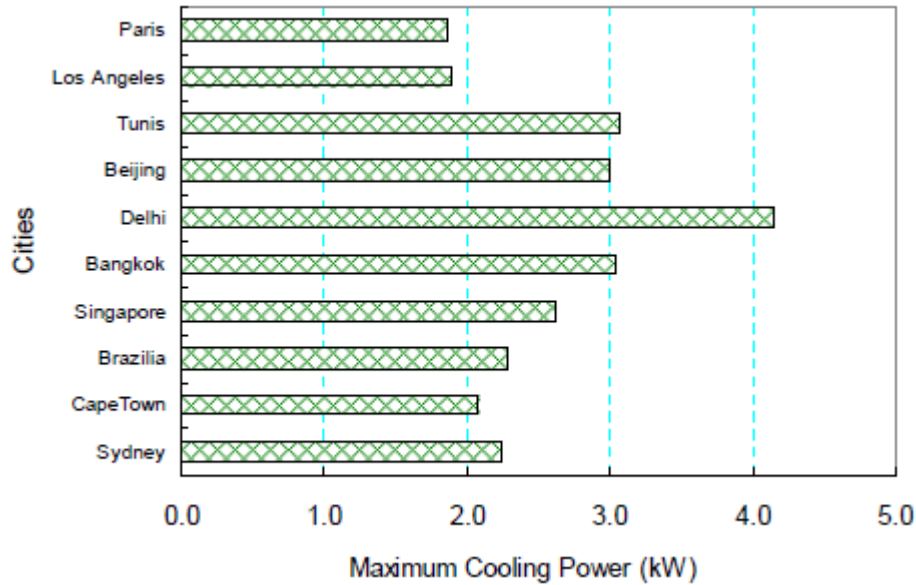
1.3.2 Ηλιακή ψύξη σε διαφορετικές τοποθεσίες

Εάν ένα μικρό κτίριο των 150 m³ (οι λεπτομέρειες του κτιρίου περιγράφονται στο Παράρτημα Β) διαμορφώνεται για διαφορετικές τοποθεσίες, η ζήτηση για ψύξη του κτιρίου θα εξαρτιόταν προφανώς από τις τοπικές συνθήκες. Τα αποτελέσματα στα ακόλουθα σχήματα βασίζονται σε προσομοίωση χρησιμοποιώντας το TRNSYS 16 (Klein, Beckman et al., 2004b). Το μοντέλο του κτιρίου περιγράφεται στο προσάρτημα Β. Το σχήμα 1-16 στο σχήμα 1-18 απεικονίζει το αποτέλεσμα της ζήτησης ψύξης χρησιμοποιώντας το ίδιο μοντέλο κτιρίου σε διαφορετικές θέσεις όπου το σύστημα ψύξης λειτουργεί

μόνο κατά τις ώρες εργασίας της ημέρας της εβδομάδας σε ένα χρόνο . Η ζήτηση είναι μεγαλύτερη στην περιοχή κοντά στον ισημερινό και χαμηλότερη σε μια περιοχή πιο μακριά από τον ισημερινό. αυτό είναι σύμφωνο με τα αποτελέσματα στο Σχήμα 1-16. Για παράδειγμα, το φορτίο ψύξης στη Σιγκαπούρη (Latitude 0.5 ° N), Μπανγκόκ (Latitude 11.3 ° N) και Δελχί (Latitude 25 ° N) είναι υψηλότερο από αυτό της Τυνησίας, του Λος Άντζελες ή του Παρισιού, Βόρειος.



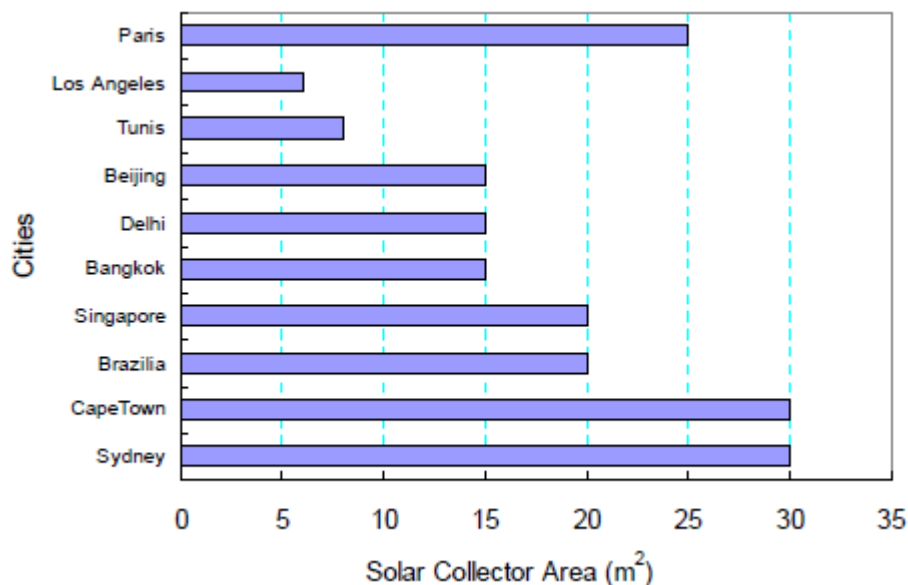
Σχήμα 1-16 Ζήτηση ψύξης για ένα κτίριο 150m³ σε διαφορετικές Τοποθεσίες



Εικόνα 1-17 Μέγιστη ισχύς ψύξης για κτίριο 150m³ σε διαφορετικές τοποθεσίες

Η μέγιστη απαιτούμενη ισχύς ψύξης φαίνεται στο σχήμα 1-17. Σημειώστε ότι υπάρχουν τεράστιες διαφορές στην απαιτούμενη ενέργεια και την μέγιστη ισχύ.

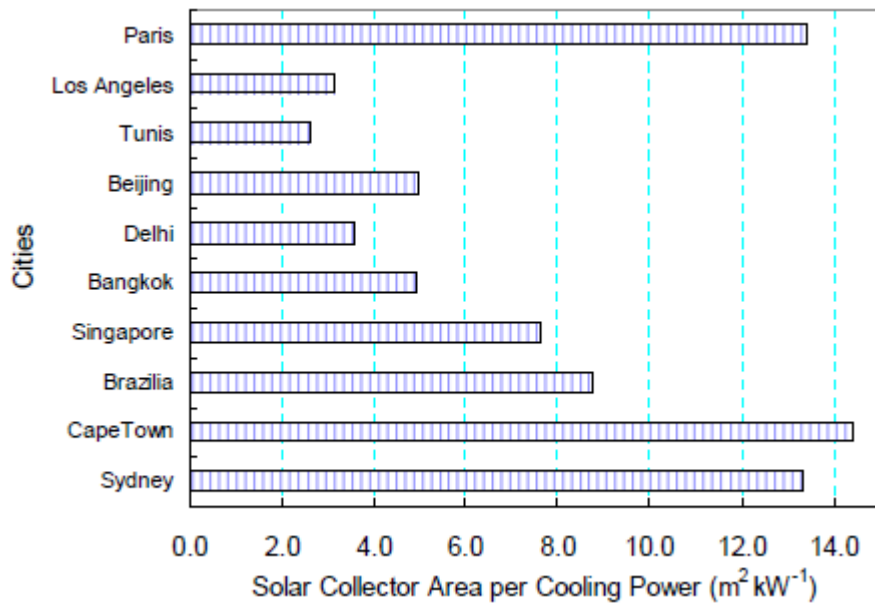
Αν υποθέσουμε ότι το κτίριο ψύχεται από ένα ηλιακό σύστημα απορρόφησης με απεριόριστη χωρητικότητα, ο απαιτούμενος χώρος ηλιακού συλλέκτη εκκενωμένου σωλήνα που ικανοποιεί το ηλιακό κλάσμα 95% φαίνεται στο σχήμα 1-18. Η προσομοίωση βασίζεται στο βασικό κτίριο με όγκο 150m³, στέγη που βλέπει βόρεια και νότια. Διαθέτει δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού 2 m³ και βοηθητικό θερμαντήρα 5 kW. Το εξάρτημα TRNSYS TYPE 680, ψύκτης απορρόφησης θερμού ύδατος, χρησιμοποιείται για τη μονάδα ψύξης απορρόφησης.



Εικόνα 1-18 Απαιτούμενος χώρος ηλιακού συλλέκτη, σωλήνας εκκενώσεως, για μηχανή ψύξης με απορρόφηση κίνησης σε κτίριο 150m³ με συνολικό ηλιακό κλάσμα 95%.

Σε μια περιοχή όπου η ζήτηση για ψύξη είναι υψηλή, το σύστημα λειτουργεί πιο αποτελεσματικά και απαιτεί λιγότερη επιφάνεια ηλιακού συλλέκτη ανά ψυκτική ενέργεια (σε kW). Η θερμοκρασία περιβάλλοντος (ψύκτης θερμότητας) επηρεάζει τις συνθήκες του συμπυκνωτή και η θερμοκρασία του συμπυκνωτή επηρεάζει σημαντικά την απόδοση του ψύκτη απορρόφησης. Σε μια περιοχή όπου η θερμοκρασία περιβάλλοντος δεν είναι εξαιρετικά υψηλή, τα ηλιακά συστήματα ψύξης λειτουργούν πιο αποτελεσματικά και μπορούν να χρησιμοποιηθούν ξηροί συμπυκνωτές (συμπυκνωτής αέρα-υγρού). Σε πολύ ζεστά κλίματα απαιτούνται συμπυκνωτές υγρού-υγρού ή πύργοι ψύξης. Η απαιτούμενη επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών ανά 1 kW ψυκτικής ικανότητας φαίνεται στο σχήμα 1-19. Στις τροπικές περιοχές, η απαιτούμενη

επιφάνεια ηλιακού συλλέκτη είναι κατά μέσο όρο 7 m² ανά kW χωρητικότητας ψύξης. Για το Παρίσι και το Κέιπ Τάουν, τον απαιτούμενο ηλιακό συλλέκτη είναι υψηλότερη από ό, τι για άλλες επιλεγμένες πόλεις σε αυτήν την προσομοίωση. αυτό οφείλεται κυρίως στο γεγονός ότι η συνολική ηλιακή ακτινοβολία στο Παρίσι το καλοκαίρι είναι περίπου 30% χαμηλότερη από την ηλιακή ακτινοβολία στις πόλεις που βρίσκονται πιο νότια, π.χ. Τυνίδος. Το απαιτούμενο μέγιστο αποτέλεσμα ψύξης είναι ωστόσο υψηλό, σχεδόν τόσο υψηλό όσο για το Λος Άντζελες (βλ. Εικόνα 1-17). Συνεπώς, απαιτείται μεγάλη επιφάνεια ηλιακού συλλέκτη. Στο Νέο Δελχί, το μέγιστο αποτέλεσμα ψύξης και η ζήτηση ψύξης είναι υψηλές, αλλά η ηλιακή ακτινοβολία είναι επίσης υψηλή όλο το χρόνο. Έτσι, η επιφάνεια του ηλιακού συλλέκτη ανά φορτίο ψύξης είναι χαμηλότερη. Αυτό υποδηλώνει ότι αυτή η συγκεκριμένη τοποθεσία είναι κατάλληλη για την εγκατάσταση ενός ηλιακού συστήματος ψύξης.



Εικόνα 1-19 Απαιτούμενη περιοχή ηλιακού συλλέκτη ανά 1kW ισχύς ψύξης σε ένα έτος, κενό σωλήνα, για μηχανή ψύξης με απορρόφηση κίνησης στο κτίριο 150m³ σε διαφορετικές θέσεις και ελάχιστο συνολικό ηλιακό κλάσμα 95%.

1.3.3 Συμπεράσματα

Τα χαρακτηριστικά της ζήτησης για ψύξη είναι διαφορετικά σε διάφορες τοποθεσίες. Η απόδοση ολόκληρου του συστήματος εξαρτάται τόσο από το υποσύστημα ψύξης όσο και από την απόδοση του μετατροπέα ηλιακού. Για την παροχή ψύξης για μία συγκεκριμένη εφαρμογή, πρέπει να επιλέγεται ο σωστός κύκλος ψύξης προκειμένου να ικανοποιηθούν τα επιθυμητά χαρακτηριστικά ψύξης και το επίπεδο θερμοκρασίας. Πρέπει επίσης να επιλεγεί ένας κατάλληλος ηλιακός συλλέκτης για να εξασφαλιστεί η σωστή θερμοκρασία οδήγησης για τον επιλεγμένο κύκλο. Η διάσταση (μέγεθος) του

ηλιακού συλλέκτη εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από το κλίμα. Μπορεί να απαιτείται πρόσθετη δεξαμενή αποθήκευσης ή βοηθητικός θερμαντήρας για τη στερέωση της παροχής ψύξης. Η ζήτηση ψύξης σε τροπικές περιοχές είναι γενικά υψηλότερη από ό, τι σε θέσεις στο βορρά ή το νότο, αλλά η απαιτούμενη μέγιστη χωρητικότητα μπορεί να μην διαφέρει πολύ. Επιπλέον, το φορτίο ψύξης δεν διαφέρει σημαντικά στις τροπικές περιοχές κατά τη διάρκεια του έτους για τις τροπικές περιοχές. Ως εκ τούτου, η τιμή μιας παροχής ψύξης ανά κιλοβατώρα ενέργειας ψύξης είναι χαμηλότερη για αυτές τις θέσεις. Σε ορισμένες πόλεις, όπως το Παρίσι, η ζήτηση ψύξης το καλοκαίρι είναι αρκετά υψηλή. Ως εκ τούτου, απαιτείται ένα σύστημα με υψηλή ισχύ ψύξης για την εκπλήρωση της επιθυμητής ζήτησης ψύξης. Το φορτίο ψύξης, ωστόσο, διαρκεί για σχετικά μικρό χρονικό διάστημα, π.χ. λίγους μήνες το πολύ. Υποθέτοντας ότι λαμβάνεται υπόψη μόνο η ζήτηση για ψύξη, το σύστημα μπορεί να μην είναι οικονομικά ανταγωνιστικό σε συμβατικά συστήματα ψύξης. Από την άλλη πλευρά, το υποσύστημα ηλιακών συλλεκτών μπορεί να παρέχει θέρμανση το χειμώνα, προωθώντας έτσι σημαντικά την οικονομία του έργου.

Σε αυτή τη διατριβή, θα εξεταστεί περαιτέρω μια συγκεκριμένη τεχνολογία, το ηλιακό σύστημα ψεκασμού εγχυτήρων. Το επόμενο κεφάλαιο θα περιγράψει τα μοντέλα που χρησιμοποιούνται για μια ανάλυση συστήματος του ψυκτικού συστήματος εκτόξευσης με ηλιακή ενέργεια.

Κεφάλαιο 2^ο

Περιγραφή Ηλιακών συστημάτων ψύξης

2.1 Εισαγωγή

Θερμικώς επηρεασμένοι κύκλοι που εξετάζονται είναι απορρόφηση, προσρόφηση, χημική αντίδραση, ψύξη ξηραντικού, εκτοξευτήρας και κύκλοι ψύξης Rankine. Οι φωτοβολταϊκοί κύκλοι είναι οι κύκλοι ψύξης Stirling, θερμοηλεκτρικοί και συμπιεστικοί ατμοί.

Τα περισσότερα ψυκτικά συστήματα με θερμική κίνηση που υπάρχουν στη βιβλιογραφία προτείνονται για κλιματισμό. Χρησιμοποιούνται μόνο κύκλοι προσρόφησης και χημικής προσρόφησης για εφαρμογές που εξυπηρετούν χαμηλότερες θερμοκρασίες (κάτω από 0 ° C). Η θερμοκρασία της πηγής θερμότητας οδήγησης ποικίλλει ανάλογα με τον τύπο του κύκλου και τα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται στον κύκλο. Περισσότερες λεπτομέρειες για κάθε κύκλο με αναφορές στη βιβλιογραφία μπορούν να βρεθούν στις επόμενες ενότητες.

2.2 Ηλιακά συστήματα ψύξης με απορρόφηση

Αυτός ήταν ο πρώτος τύπος ηλιακού συστήματος ψύξης που θα εισαχθεί. Διατίθεται τώρα στην αγορά ως μικρά συσκευασμένα συστήματα. Η θερμότητα τροφοδοτείται σε μια συσκευή που ονομάζεται γεννήτρια. Η θερμοκρασία της γεννήτριας μπορεί να είναι χαμηλότερη από 100 ° C, ανάλογα με το ζεύγος απορροφητικού ψυκτικού, π.χ. αμμωνία / νερό ή νερό / βρωμιούχο λίθιο. Οι χαμηλές θερμοκρασίες γεννήτριας οδηγούν κανονικά σε σημαντικές επιφάνειες εναλλάκτη θερμότητας. Για την κυκλοφορία του ζεύγους απορροφητικών ψυκτικών μέσω απαιτείται συνήθως ηλεκτρική ενέργεια. Ο συντελεστής απόδοσης (COP) αυτών των κύκλων ψύξης είναι υψηλότερος από το COP άλλων θερμικά ενεργοποιημένων κύκλων. Με τον κύκλο ενός σταδίου, λαμβάνεται COP περίπου 0,6-0,8 και αυξάνεται σε 1,35 για ένα λεγόμενο κύκλωμα δύο σταδίων διπλής επίδρασης (Gordon and Ng, 2000). Μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού. Ο κύκλος ψύξης απορρόφησης μπορεί να σχεδιαστεί σε διαφορετικές διαμορφώσεις, όπως για παράδειγμα ο βασικός κύκλος ενιαίου αποτελέσματος, ο κύκλος απορρόφησης πολλαπλών σταδίων και ο κύκλος Platen Munters που μπορεί να λειτουργήσει χωρίς αντλία ή τύπου ανοικτού κύκλου.

Ο κύκλος απορρόφησης μονού αποτελέσματος

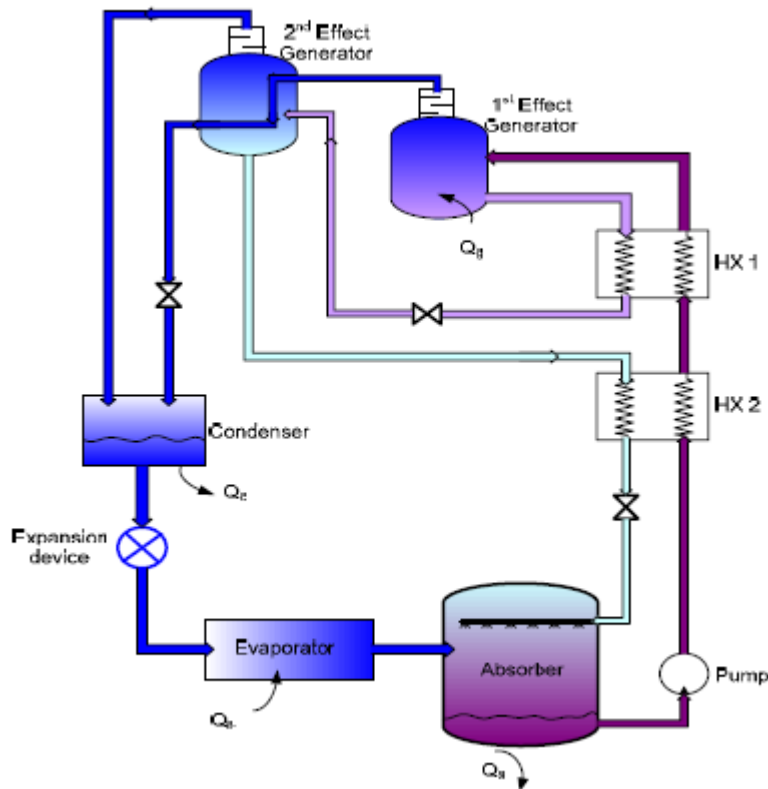
Ο κύκλος απορρόφησης ενός αποτελέσματος μπορεί να λειτουργεί είτε διαλείπουσα είτε συνεχώς. Ένα διάλυμα αμμωνίας-νερού χρησιμοποιείται ως

ζεύγος εργαζόμενου ρευστού για εφαρμογές σε χαμηλές θερμοκρασίες και χρησιμοποιείται νερό-βρωμιούχο λίθιο για εφαρμογές κλιματισμού. Οι εμπορικές μηχανές απορρόφησης μεμονωμένων αποτελεσμάτων με επιλογή οδήγησης από ηλιακή ενέργεια διατίθενται από διάφορες εταιρείες όπως η Rotartica, η Ισπανία (Egilegor, Usbiaga et al., 2006, Rotartica, 2006) ή LSCable, Κορέα (LSCable, 2006).

Ο κύκλος απορρόφησης πολλαπλών αποτελεσμάτων

Ο σχεδιασμός πολλαπλών σταδίων μπορεί να βελτιώσει το COP του συστήματος με την τιμή υψηλότερης θερμοκρασίας οδήγησης. Υπάρχουν διάφοροι σχεδιασμοί για συστήματα απορρόφησης πολλαπλών σταδίων: διπλό εφέ, τριπλό αποτέλεσμα, εναλλάκτης θερμότητας απορροφητή (AHX) ή εναλλάκτης θερμότητας απορρόφησης γεννήτριας (GAX) (Velázquez and Best, 2002). Ένα παράδειγμα του ψύκτη απορρόφησης διπλής επίδρασης φαίνεται στο σχήμα 2-1.

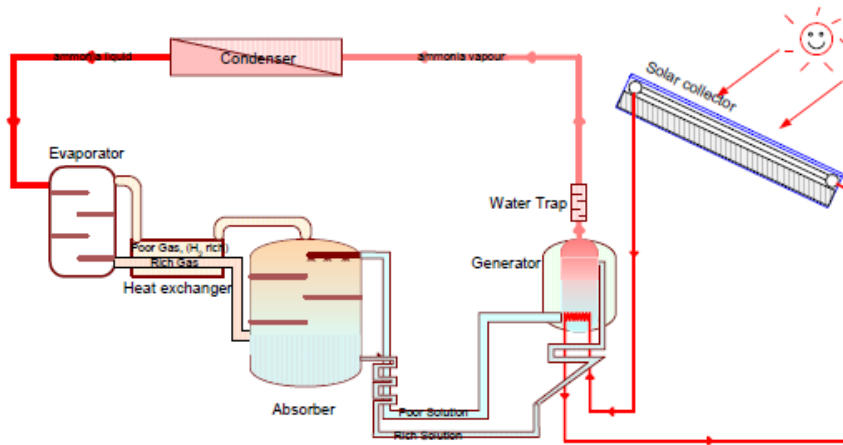
Γενικά, η COP βελτιώνεται με την προσθήκη επιπλέον εναλλάκτη θερμότητας και την τοποθέτησή τους με τέτοιο τρόπο ώστε η θερμότητα να μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε διαφορετικά επίπεδα θερμοκρασίας. Αυτό σημαίνει, κατ' ουσίαν, ότι η ίδια θερμότητα χρησιμοποιείται εσωτερικά πολλές φορές και φυσικά, αυξάνεται η πολυπλοκότητα και το κόστος. Το σύστημα απορρόφησης διπλής επίδρασης με ηλιακή ενέργεια είναι αρκετά ελπιδοφόρο και έχει μελετηθεί από διάφορες ερευνητικές ομάδες (Berlitz, Lemke et al., 1998, Medrano, Bourouis et al., 2001, Saghiruddin, 2001, Ezzine, Barhoumi et al. Liu and Wang, 2004).



Εικόνα 2-1 Ψύκτης απορρόφησης διπλής ενέργειας

Ο κύκλος απορρόφησης διάχυσης (κύκλος Platen-Munters)

Ο τύπος συστήματος ονομάζεται επίσης ψυγείο Electrolux. Αναπτύχθηκε από τον κύκλο απορρόφησης Carré και λειτουργεί χωρίς αντλία. Έχει χαρακτηριστεί ως μη κινητό μέρος και χωρίς βοηθητικό σύστημα παροχής ενέργειας. Ένα αδρανές αέριο χρησιμοποιείται για τη διατήρηση μιας σταθερής συνολικής πίεσης σε όλο το σύστημα. Η μερική πίεση του ψυκτικού μέσου επιτρέπεται να είναι χαμηλή στον ατμοποιητή, επιτυγχάνοντας το αποτέλεσμα ψύξης. Η αμμωνία χρησιμοποιείται γενικά ως ψυκτικό μέσο, το νερό χρησιμοποιείται ως μέσο απορρόφησης και ως αδρανές αέριο χρησιμοποιείται υδρογόνο.



Εικόνα 2-2 Σύστημα ψύξης με απορρόφηση διάχυσης με ηλιακή λειτουργία

Η αρχή του κύκλου είναι παρόμοια με τον κύκλο απορρόφησης ενός σταδίου. Η διαφορά είναι ότι η συνολική πίεση είναι η ίδια σε ολόκληρο το σύστημα. Το υδρογόνο κυκλοφορεί μεταξύ του εξατμιστή και του απορροφητήρα, αντισταθμίζοντας τη διαφορά πίεσης μεταξύ της πλευράς υψηλής και χαμηλής πίεσης. Ο ατμός της αμμωνίας στη γεννήτρια συμπυκνώνεται στον συμπυκνωτή πριν ρέει στον εξατμιστή. Στον εξατμιστή, η υγρή-αμμωνία εκτίθεται στην ατμόσφαιρα υδρογόνου και επιτυγχάνεται μια ψυκτική δράση όταν η υγρή αμμωνία εξατμίζεται λόγω της χαμηλής μερικής πίεσης. Ακολούθως, το μίγμα αμμωνίας-υδρογόνου συνεχίζει στον απορροφητή (που διέρχεται από τον εσωτερικό εναλλάκτη θερμότητας), όπου η αμμωνία θα απορροφηθεί στο νερό λύση. Το υδρογόνο επιστρέφει στον εναλλάκτη θερμότητας και στον ατμοποιητή ενώ το υδατικό διάλυμα αμμωνίας αντλείται στη γεννήτρια με αντλία θερμοσίφωνου. Το φτωχό υδατικό διάλυμα αμμωνίας, στη συνέχεια, επιστρέφει στον απορροφητή με βαρυτική

ροή. Η θερμοκρασία της γεννήτριας κυμαίνεται τυπικά μεταξύ 120 και 180 ° C, ανάλογα με τη θερμοκρασία λειτουργίας. Οι τυπικές πηγές ενέργειας είναι το φυσικό αέριο ή η κηροζίνη, αλλά και η ηλεκτρική ενέργεια. Η πρακτική COP κυμαίνεται από 0,2 έως 0,3 με χωρητικότητα ψύξης 25 έως 100 W (Granryd, 1998). Τα συστήματα μεγάλης χωρητικότητας δεν θεωρούνται ελκυστικά.

Ένα σχηματικό διάγραμμα του ηλιακού συστήματος ψύξης απορρόφησης Platen-Munters παρουσιάζεται στο σχήμα 2-2. Ο Valizadeh (1996) πρότεινε ένα σύστημα Platen-Munters χρησιμοποιώντας αμμωνία-νερό και υδρογόνο (αέριο). Αυτό το σύστημα μπορεί να επιτύχει μια θερμοκρασία εξατμιστή -19 ° C χρησιμοποιώντας τόσο έναν εκκενωμένο ηλιακό συλλέκτη (στους 200 ° C) όσο και μια θερμική αποθήκευση (Valizadeh and Ashrafi, 1996).

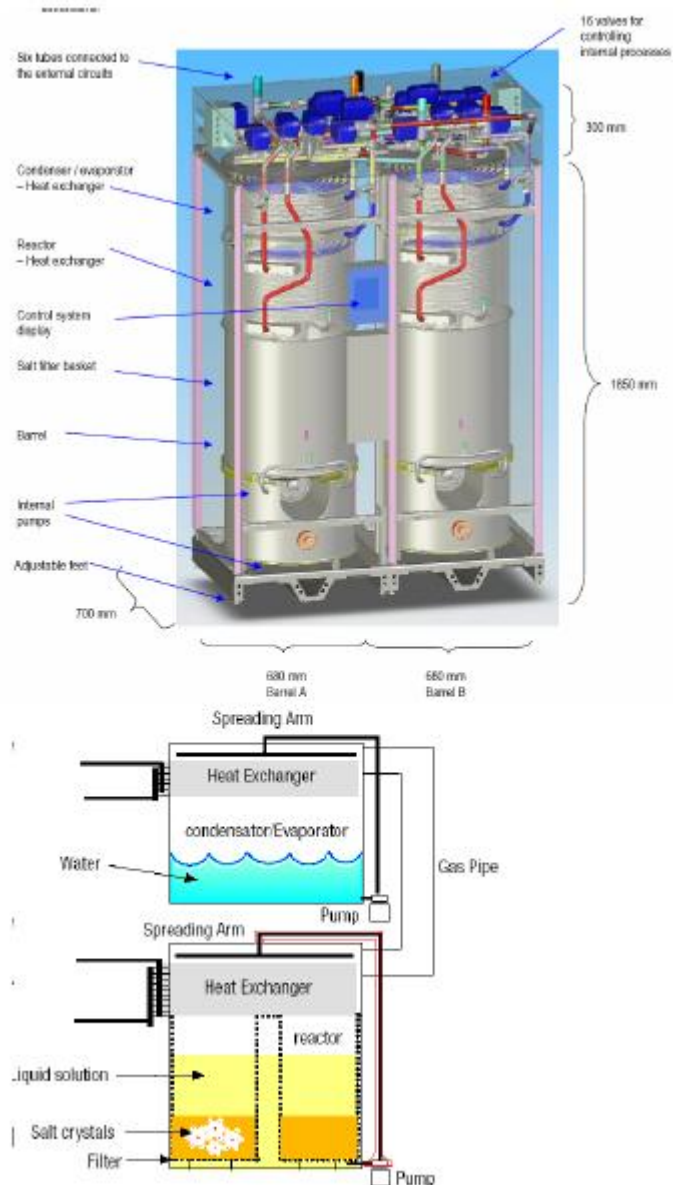
Η Θερμοχημική Γεννήτρια, TCA

Μια ενδιαφέρουσα νέα τεχνολογία είναι η θερμοχημική γεννήτρια, TCA, που αναπτύχθηκε από τη σουηδική εταιρεία Climate Well, κατοχυρώθηκε με δίπλωμα ευρεσιτεχνίας το 2000 (Olsson, Kaarebring-Olsson et al., 2000). Το TCA είναι τριψήφιο ψυκτικό συγκρότημα / αντλία θερμότητας με δυνατότητα αποθήκευσης ενέργειας εσωτερικά με τη μορφή κρυσταλλικού άλατος, στην περίπτωση αυτή χλωριούχου λιθίου (LiCl) με νερό ως ψυκτικό.

Η διαδικασία λειτουργεί υπό συνθήκες κενού, όπως συμβαίνει με τους συνήθεις ψυκτήρες απορρόφησης χρησιμοποιώντας LiBr / νερό. Η διαφορά μεταξύ του TCA και του παραδοσιακού ψυκτήρα απορρόφησης είναι ότι το

TCA έχει μια ολοκληρωμένη αποθήκευση ενέργειας με τη μορφή κρυσταλλικού άλατος για να χειρίζεται τις παραλλαγές της διαθέσιμης ηλιακής ενέργειας. Λειτουργεί διαλείπουσα με μια φάση φόρτισης ακολουθούμενη από μια φάση εκφόρτισης, με μια προαιρετική κατάσταση αναμονής μεταξύ δύο και δύο παράλληλα συστήματα μπορούν να δώσουν μια συνεχή διαδικασία εργασίας (Bales and Nordlander, 2005).

Το σχήμα 2-3 και το σχήμα 2-4 δείχνουν το σχηματικό και το διάγραμμα ροής μιας μονάδας TCA. Το διάλυμα νερού / LiCl αντλείται πάνω από τους εναλλάκτες θερμότητας μέσω των βραχιόνων διασποράς για την αύξηση της υγροποιημένης περιοχής και τη βελτίωση της μεταφοράς θερμότητας. Κατά τη διάρκεια της εκρόφησης η λύση έρχεται πλησιέστερα στον κορεσμό και όταν φτάσει στο σημείο κορεσμού, η περαιτέρω εκρόφηση έχει ως αποτέλεσμα τον σχηματισμό στερεών κρυστάλλων που πέφτουν κάτω από τη βαρύτητα μέσα στο δοχείο. Στον πυθμένα της δεξαμενής εμποδίζονται να ακολουθούν το διάλυμα με κόσκινο. Οι κρύσταλλοι σχηματίζουν πολτό στον πυθμένα του δοχείου.



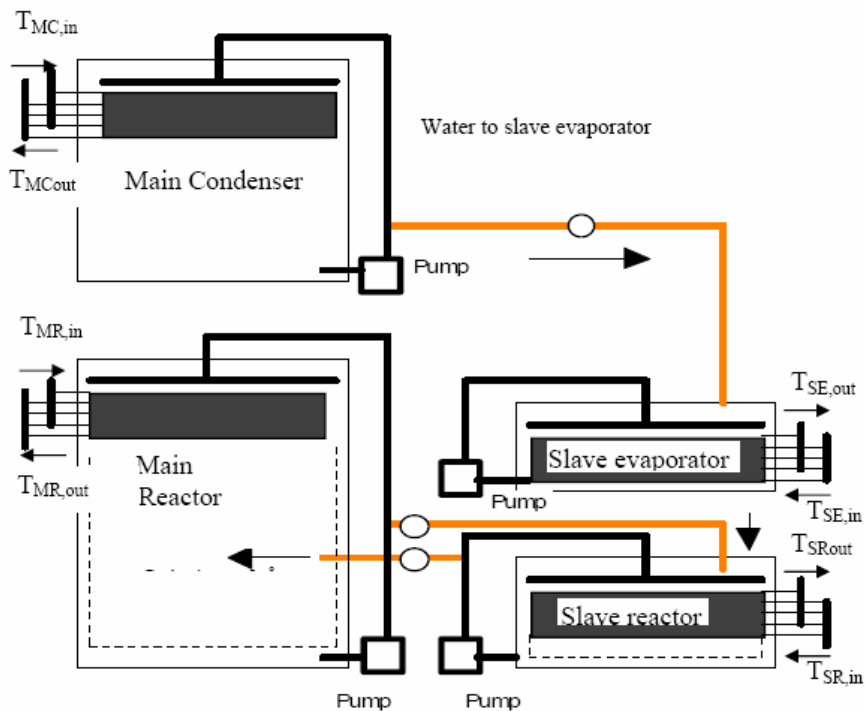
Εικόνα 2-3 Ο θερμικός συσσωρευτής Thermo (Bales and Nordlander, 2005)

Τα οφέλη της TCA είναι:

- Αποθήκευση υψηλής ενεργειακής πυκνότητας στους στερεούς κρυστάλλους.
- Καλή μεταφορά θερμότητας και μάζας, όπως συμβαίνει με τη λύση.

Για την εκφόρτωση, όταν η διαδικασία αντιστρέφεται, το κορεσμένο διάλυμα αντλείται πάνω από τον εναλλάκτη θερμότητας όπου απορροφά τους ατμούς που εξατμίζονται στον εξατμιστή. Η θερμότητα που απαιτείται για την αλλαγή φάσης δίνει την επίδραση ψύξης (κατάσταση ψύξης) ή εάν λαμβάνεται από το περιβάλλον, τη λειτουργία άντλησης θερμότητας. Το διάλυμα καθίσταται ακόρεστο όταν διέρχεται ο εναλλάκτης θερμότητας, αλλά όταν πέφτει μέσα στο δοχείο περνά και πάλι διαμέσου του πολτού των κρυστάλλων, οπότε διαλύονται μερικοί από τους κρυστάλλους, καθιστώντας το διάλυμα πλήρως κορεσμένο και πάλι.

Με τον τρόπο αυτό το διάλυμα είναι πάντα κορεσμένο και το καθαρό αποτέλεσμα είναι η διάλυση των κρυστάλλων σε κορεσμένο διάλυμα. Η θερμότητα συμπύκνωσης και η δεσμευτική ενέργεια που απελευθερώνεται μεταφέρεται στο περιβάλλον (τρόπος ψύξης) ή στο κτίριο (λειτουργία θέρμανσης). Έτσι υπάρχει ροή ενέργειας από τον εξατμιστήρα σε χαμηλή θερμοκρασία στον αντιδραστήρα σε μέτρια θερμοκρασία.



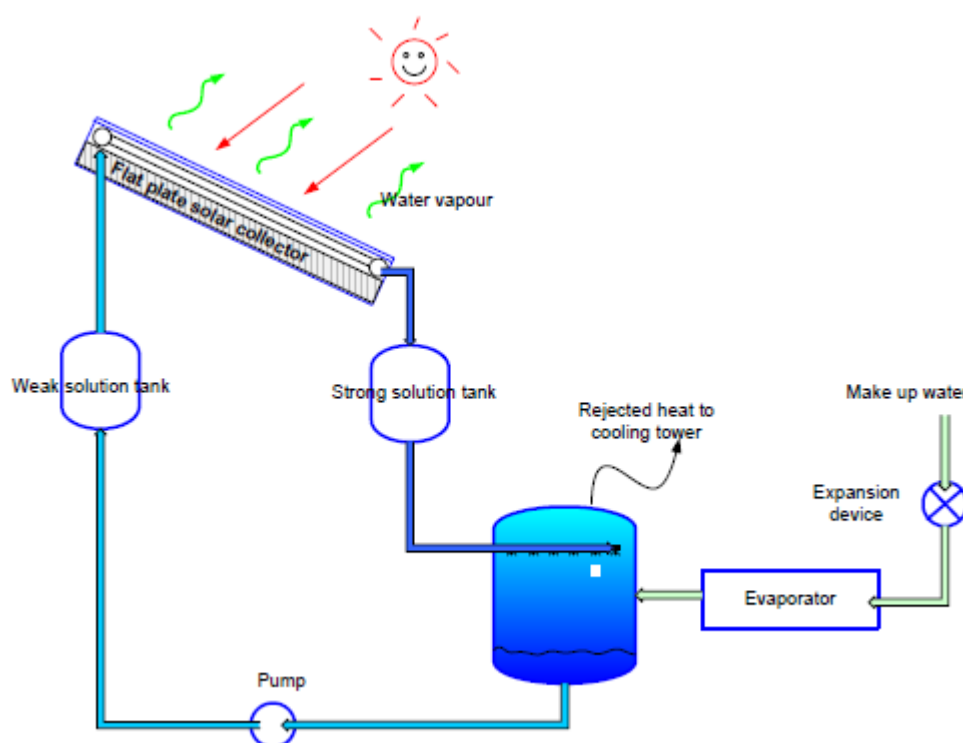
Σχήμα 2-4 Το διάγραμμα ροής TCA (Bales and Nordlander, 2005)

Αρκετά πρότυπα έχουν αναπτυχθεί και δοκιμαστεί με επιτυχία στον τομέα. Το COP του συστήματος αναμένεται να είναι τόσο υψηλό όσο το 0,7 και το γεγονός ότι η ενέργεια μπορεί να αποθηκευτεί σε ερεθίσματα με υψηλή ενεργειακή πυκνότητα καθιστά το σύστημα ενδιαφέρον. Η τεχνική απονεμήθηκε με το πρώτο βραβείο στο διεθνές συνέδριο στον τομέα της ηλιακής κλιματισμού τον Οκτώβριο του 2005 στο Bad Staffelstein της Γερμανίας (ClimateWell, 2006).

Ο κύκλος ανοικτής απορρόφησης

Το εξαιρετικό χαρακτηριστικό αυτού του συστήματος είναι ότι δεν υπάρχει συμπυκνωτής. Το ασθενές απορροφητικό διάλυμα επανασυμπυκνώνεται με διαδικασία εξάτμισης στον ηλιακό συλλέκτη. Το πλούσιο διάλυμα θερμαίνεται έως ότου το νερό εξατμιστεί, τότε η τάση ατμών του ψυκτικού

μέσου και η αύξηση της απορροφητικής συγκέντρωσης. Το ισχυρό απορροφητικό διάλυμα συλλέγεται σε μια δεξαμενή αποθήκευσης πριν τροφοδοτηθεί στον απορροφητήρα (ανάλογα με το αποτέλεσμα ψύξης). Τα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται σε αυτό το σύστημα πρέπει να είναι φιλικά προς το περιβάλλον καθώς απελευθερώνονται στο περιβάλλον. Επιπλέον, θα πρέπει να είναι φτηνό, διότι απαιτείται ψυκτικό μέσο για ολόκληρο τον χρόνο λειτουργίας. Το νερό χρησιμοποιείται γενικά ως ψυκτικό μέσο και ως απορροφητικό χρησιμοποιείται LiBr, LiCl ή CaCl₂. Ένα σχηματικό διάγραμμα του ηλιακού συστήματος ανοικτής απορρόφησης ψυκτικού συστήματος παρουσιάζεται στο σχήμα 2-5.



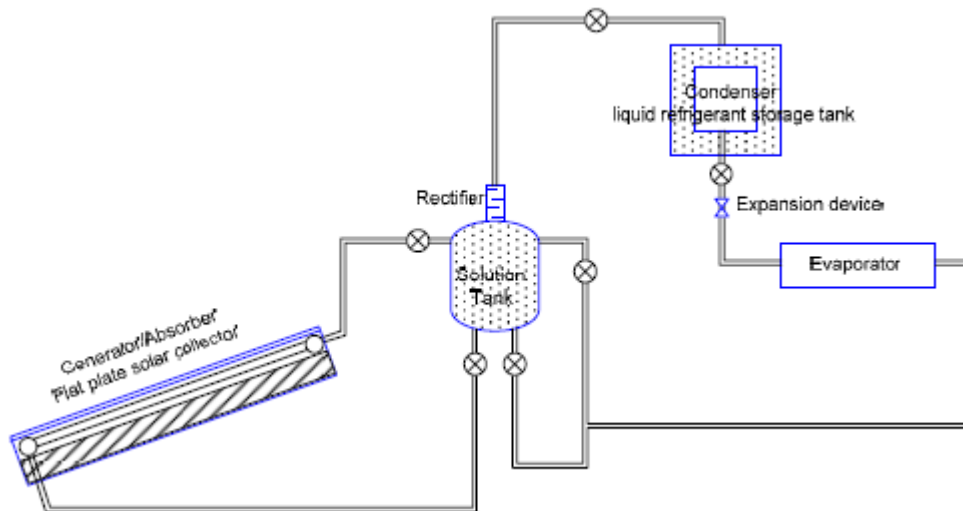
Εικόνα 2-5 Το σύστημα ψύξης ανοικτής απορρόφησης που λειτουργεί με ηλιακή ενέργεια

Διαλείποντες κύκλοι

Η αρχή αυτών των κύκλων βασίζεται σε έναν κύκλο ψύξης απορρόφησης, αλλά ένας ηλιακός συλλέκτης χρησιμοποιείται ως γεννήτρια και δεν υπάρχει αντλία.

Υπάρχουν δύο κύριες διαδικασίες, παραγωγή και ψύξη. Η αμμωνία χρησιμοποιείται γενικά ως ψυκτικό μέσο. Η διαδικασία παραγωγής αρχίζει όταν το διάλυμα αμμωνίας-νερού θερμαίνεται στον ηλιακό συλλέκτη. Η λύση πηγαίνει περαιτέρω μέσα στη δεξαμενή αποθήκευσης με δράση θερμοσυμφώνου. Ο ατμός αμμωνίας διαχωρίζεται από τη δεξαμενή αποθήκευσης και διέρχεται από τον ανορθωτή στον συμπυκνωτή. Μετά τη διαδικασία παραγωγής, η γεννήτρια και ο συμπυκνωτής απομονώνονται από τον κύκλο και το ασθενές διάλυμα στη γεννήτρια ψύχεται σε θερμοκρασία περιβάλλοντος. Η γεννήτρια, που περιέχει ένα ασθενές διάλυμα σε θερμοκρασία περιβάλλοντος, λειτουργεί τώρα ως απορροφητής. Η διαδικασία ψύξης αρχίζει όταν το υγρό ψυκτικό μέσο (αμμωνία) στραγγαλίζεται μέσω της συσκευής διαστολής στον ατμοποιητή. Το ψυκτικό μέσο εξατμίζεται και ο ατμός περνά στον απορροφητή.

Υπάρχουν συστήματα διαλειτουργικής ηλιακής ψύξης τόσο σε μονοβάθμια όσο και σε δύο στάδια αμμωνίας-νερού. Οι STRs αυτών των συστημάτων σε θερμοκρασία δημιουργίας 120 ° C είναι περίπου 0,05 για το σύστημα ενός σταδίου (Venkatesh and Mani, 1989).



Σχήμα 2-6 Το σύστημα ψύξης με διακοπτόμενη αναρρόφηση μόνης φάσης (Venkatesh and Mani, 1989)

Το διαλείπον σύστημα δύο σταδίων μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη βελτίωση της λειτουργίας και την ενίσχυση της αποτελεσματικότητας του συστήματος ενός σταδίου. Το σύστημα δύο σταδίων μπορεί να λύσει την περιοριστική θερμοκρασία λειτουργίας στο σύστημα ενός σταδίου. Το πρόβλημα στο σύστημα ενός σταδίου είναι ότι δεν μπορεί να λειτουργήσει όταν η θερμοκρασία παραγωγής είναι πολύ χαμηλή ή όταν η θερμοκρασία συμπύκνωσης είναι πολύ υψηλή για τη δεδομένη θερμοκρασία παραγωγής ή όταν η θερμοκρασία εξάτμισης είναι μικρότερη από τη σχεδιαζόμενη θερμοκρασία εξάτμισης.

Στο σύστημα δύο σταδίων υπάρχουν δύο επίπεδα γεννήτριας πίεσης, μια γεννήτρια υψηλής πίεσης (HPG) και γεννήτρια χαμηλής πίεσης (LPG). Οι γεννήτριες είναι ενσωματωμένες στον επίπεδο ηλιακό συλλέκτη. Υπάρχουν 2 αδύναμες δεξαμενές αποθήκευσης διαλύματος (Tank1 και Tank2) για την

2.3 Σύστημα ψύξης με στερεή προσρόφηση και χημική αντίδραση με ηλιακή ενέργεια

Ένα σύστημα ψύξης με απορρόφηση με ηλιακή ενέργεια είναι ένα κλειστό σύστημα, το οποίο αποτελείται από δύο κύριες φάσεις του ψυκτικού κύκλου: ψύξη / προσρόφηση και αναγέννηση / εκτόξευση. Το ψυκτικό μέσο εξατμίζεται στη γεννήτρια (ή τον ατμοποιητή) και προσροφάται από μια στερεή ουσία, που έχει ένα πολύ υψηλό μικροσκοπικό πορώδες. Στη διαδικασία αναγέννησης, ο προσροφητής θερμαίνεται μέχρι να απορροφηθεί το ψυκτικό μέσο και να επιστρέψει στον ατμοποιητή, και στη συνέχεια να λειτουργήσει ως συμπυκνωτής. Υπάρχουν αρκετά ζεύγη ψυκτικών / απορροφητικών όπως νερό / ζεόλιθος και μεθανόλη / ενεργός άνθρακας.

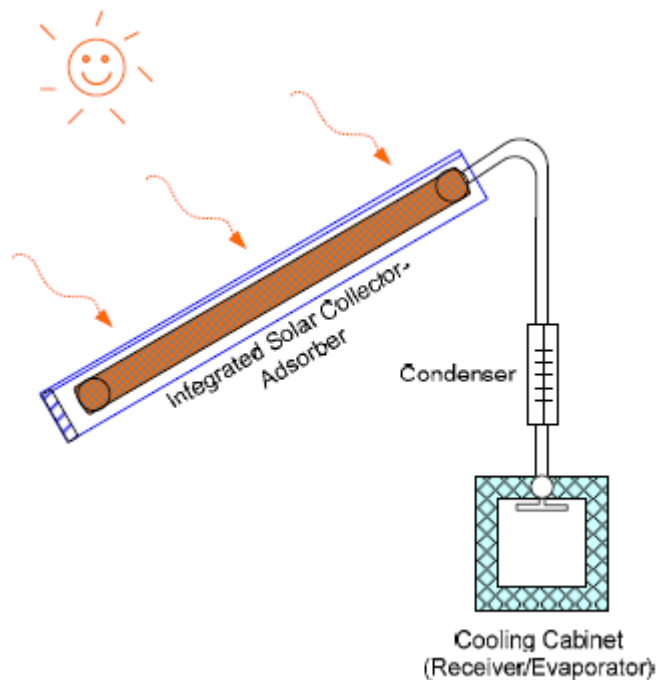
Οι κύκλοι προσρόφησης προσρόφησης και χημικής αντίδρασης είναι παρόμοιοι μεταξύ τους. Η διαφορά μεταξύ αυτών των κύκλων είναι οι διαδικασίες που συμβαίνουν στους κύκλους. Η δύναμη που προκαλεί τη διαδικασία προσρόφησης είναι μια φυσική δύναμη προσρόφησης, και η δύναμη που προκαλεί τη διαδικασία χημικής προσρόφησης είναι μια δύναμη χημικής προσρόφησης. Οι διαφορές μεταξύ των διαδικασιών φυσικής και χημικής προσρόφησης περιγράφονται στον Πίνακα 2-1.

Πίνακας 2-1 Συγκρίσεις μεταξύ κύκλων ψύξης φυσικής και χημικής προσρόφησης

Φυσική προσρόφηση	Χημική προσρόφηση
1. Δυνάμεις που προκαλούν τη διαδικασία προσρόφησης	
<p>Η φυσική διαδικασία απορρόφησης ιόντων συμβαίνει λόγω του Van der Waals δύναμη. Αυτή η δύναμη δεσμεύει τα προσροφητικά μόρια στην στερεά φάση. Αυτή η διαδικασία προσρόφησης στην επιφάνεια του προσροφητή δεν προκαλεί παραμόρφωση ούτε μεταβάλλει οποιαδήποτε μακροσκοπική δομή του προσροφητικού (ή στερεού). Τα μόρια πρόσδεσης μπορούν να απελευθερωθούν με εφαρμογή θερμότητας.</p>	<p>Η διαδικασία χημικής προσρόφησης συμβαίνει λόγω ομοιοπολικής ή ιοντικής δεσμούς. Το προσροφητικό και το προσροφητικό μοιράζονται τα ηλεκτρόνια μεταξύ τους και σχηματίζουν μία σύνθετη επιφανειακή ένωση. Οι δυνάμεις αυτών των δεσμών είναι πολύ ισχυρότερες από τη δύναμη του Van der Waal.</p>
2. Η Θερμοδυναμική Λειτουργία του Κύκλου	
<p>Η φυσική προσρόφηση είναι μια αναστρέψιμη διαδικασία. Για να ολοκληρωθεί ο κύκλος προσρόφησης και εκρόφησης, απαιτείται παροχή θέρμανσης ο προσροφητής για αύξηση της θερμοκρασίας του απορροφητικού.</p>	<p>Η διαδικασία χημικής προσρόφησης είναι πολύ δύσκολο να αντιστραφεί. Για να ολοκληρωθεί ο κύκλος, υπάρχει περισσότερη παροχή θερμότητας στον κύκλο προσρόφησης που απαιτούνται για να επιτευχθεί υψηλή κινητική αντίδρασης. Θερμότητα προσρόφησης</p>

<p>Η θερμότητα προσρόφησης είναι συνηθισμένη να μην υπερβαίνει τα 80 kJ mol e - 1 (Webb, 2003).</p>	<p>είναι μέχρι 800 kJ mol e - 1 (Webb, 2003). Ο όγκος του ροφητικού επίσης μεταβάλλεται σημαντικά κατά τη διάρκεια μιας περιόδου.</p>
<p>3. Τα μέσα εργασίας</p>	
<p>Διάφορα ζεύγη μπορούν να χρησιμοποιηθούν π.χ.</p> <ul style="list-style-type: none"> - Ενεργός άνθρακας / αμμωνία - Ενεργός άνθρακας / μεθανολ - Αλλαγή Silica gel / νερού 	<p>Υπάρχουν 2 κύριες ομάδες ζευγών εργασίας</p> <ul style="list-style-type: none"> - Άλατα αμμωνίας με αλκαλικά ενώσεις π.χ. BaCl₂, MnCl₂, SrCl₂, κλπ. - υδρίδια υδρογόνου και μεθανίου με χαμηλής υστερίας διαμεταλλικά ή δικτυωτά μεταλλικά συστατικά, π.χ. LaNi₅, LaNi₄, 5Al₁₀, 5 ή LaNi₄, 6Al₁₀, 4.
<p>4. Αριθμός των προσροφητών</p>	
<p>Ένας sorber είναι αρκετός για τον βασικό κύκλο. Η αύξηση της αποτελεσματικότητας του κύκλου μπορεί να επιτευχθεί με την αύξηση του αριθμού των ροφημάτων.</p>	<p>Για ζεύγη υδριδίου μεθανίου, το υδρογόνο δεν αλλάζει στην υγρή φάση, απαιτούνται δύο απορροφητές.</p>

Ο κύκλος ψύξης διαλείπουσας προσρόφησης



Εικόνα 2-8 Ένα σύστημα καθημερινής απορρόφησης ενεργοποιημένου άνθρακα / μεθανόλης από τη Hu, 1996

Τα περισσότερα στερεά συστήματα ψύξης προσρόφησης που είναι εγκατεστημένα παγκοσμίως είναι τύπου διακοπόμενου συστήματος. Ο ενεργοποιημένος άνθρακας / μεθανόλη είναι το πιο συχνό ζεύγος εργασίας. Το σύστημα χρησιμοποιείται γενικά για την παραγωγή πάγου.

Πολλά συστήματα ενσωματώνουν μαζί την απορροφητική κλίνη και τον συλλέκτη. Το προσροφητικό υλικό είναι έτσι συσκευασμένο στον ηλιακό συλλέκτη. Προτείνονται και δοκιμάζονται διάφοροι ειδικοί σχεδιασμοί τόσο επίπεδων όσο και εκκενωμένων ηλιακών συλλεκτών σωλήνων γεμισμένοι με προσροφητικό, όπως ένας ηλιακός συλλέκτης επίπεδης πλάκας με ζεύγος ενεργοποιημένου άνθρακα / μεθανόλης (Li and Wang, 2003) και ένας

συλλέκτης σωλήνων εκκενώσεως με ενεργό άνθρακα / μεθανόλη ζεύγος (Dai and Sumathy, 2003).

Η αμμωνία μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί ως ψυκτικό μέσο, αλλά απαιτείται ένας ειδικός σχεδιασμός με συλλέκτη χάλυβα ή αλουμινίου. Οι Li και Wang, 2002 μελέτησαν την επίδραση των παραμέτρων σχεδιασμού και των συνθηκών περιβάλλοντος στην απόδοση ενός ηλιακού ψυχρού απορροφητικού ψυκτικού. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η σημαντική παράμετρος που επηρεάζει το σύστημα είναι ισοδύναμη με τον αριθμό των συλλεκτών και τη μεταφορά θερμότητας μεταξύ της μεταλλικής πλάκας και του προσροφητικού. Οι συνθήκες περιβάλλοντος επηρεάζουν επίσης σημαντικά την απόδοση του ηλιακού ψυγείου.

Ένας ηλιακός κατασκευαστής πάγου χωρίς σύστημα βαλβίδων είναι ένα σύστημα χωρίς βαλβίδες, μετρήσεις γωνιών ή κινούμενα μέρη. Το παράδειγμα συστήματος φαίνεται στο σχήμα 2-8. Το σύστημα προσρόφησης χωρίς βαλβίδες με ενεργό άνθρακα / μεθανόλη προτάθηκε και μελετήθηκε από ερευνητές όπως Hu, 1996; Li, Sun et al, 2004, Sumathy, 2004; Li, Huang κ.ά., 2005.

Μια πρόσφατη μελέτη των Anyanwu και Ogueke, 2005 δείχνει ότι ο ζεόλιθος / νερό είναι το καλύτερο ζεύγος εφαρμογών κλιματισμού. ενώ ο ενεργός άνθρακας / αμμωνία είναι καλύτερο για εφαρμογές που απαιτούν χαμηλή θερμοκρασία για π.χ. τη συντήρηση και την κατάψυξη των τροφίμων. Οι πιο σημαντικές παράμετροι για τις λειτουργίες του συστήματος είναι οι

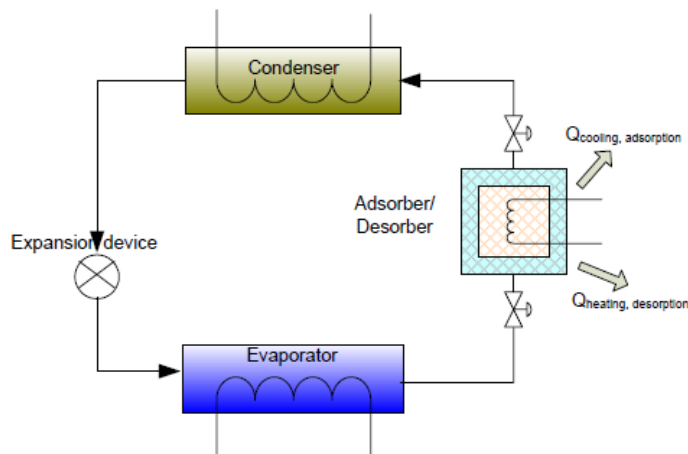
θερμοκρασίες προσρόφησης και συμπύκνωσης. Η θερμοκρασία εξάτμισης επηρεάζει ελάχιστα την απόδοση του συστήματος.

Τα εμπορικά προϊόντα παρέχονται από διάφορες εταιρείες όπως η Zeo-Tech GmbH, Γερμανία με ζεύγη ζεόλιθου / νερού (Schmidt, 2005), Zeopower, ΗΠΑ (Tchernev, 2006) και BLM, Γαλλία (Pons, Guilleminot et al 2001).

Το συνεχές σύστημα

Ακόμη και αν το διαλείπον σύστημα είναι η πιο συχνή διαμόρφωση, είναι επίσης δυνατή η συνεχής λειτουργία του συστήματος. Ένα συνεχές σύστημα αποτελείται από έναν συμπυκνωτή, μια βαλβίδα στραγγαλισμού, έναν εξατμιστή και έναν αντιδραστήρα ρόφησης. Οι Oertel and Fischer, 1998, δημιούργησαν ένα συνεχές σύστημα ψύξης προσρόφησης για ψυκτική αποθήκευση με τη χρήση ηλεκτρώματος πυριτίας / μεθανόλης. Οι επίπεδες ηλιακές συλλέκτες χρησιμοποιήθηκαν για την παροχή θερμότητας για τον αντιδραστήρα ρόφησης. Μια θερμοκρασία ψύξης $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ θα μπορούσε να επιτευχθεί με θερμοκρασία αντίδρασης $80-90\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Zhang and Wang, 2002α πρότειναν ένα συνεχές σύστημα στερεής απορρόφησης για θέρμανση και ψύξη. Κατά τη διάρκεια της ημέρας, το σύστημα λειτουργεί στη λειτουργία θέρμανσης, παράγοντας 30 κιλά ζεστού νερού στους περίπου $48\text{ }^{\circ}\text{C}$ με την $\text{COP}_{\text{heating}} 0,34$. Τη νύχτα, ο τρόπος ψύξης εκτελείται με την ικανότητα ψύξης $0,13\text{ MJ} / \text{m}^2$ της περιοχής συλλογής θερμότητας, παρέχοντας την $\text{COP}_{\text{ψύξη}} 0,18$.



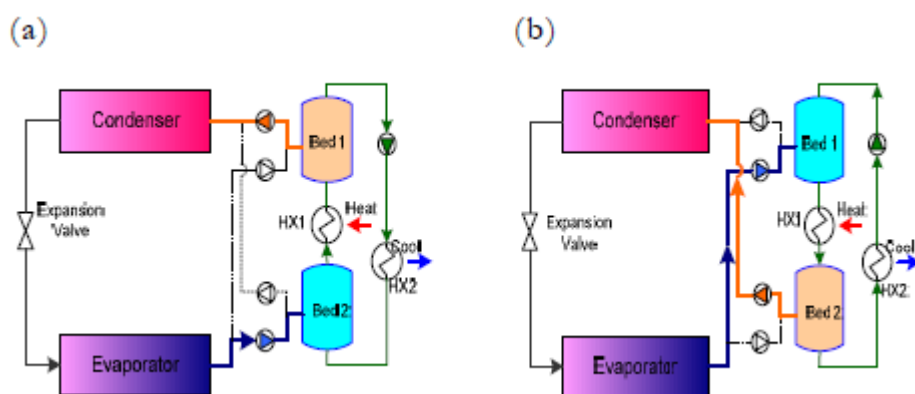
Σχήμα 2-9 Η συνεχής διαδικασία

Ο κύκλος θερμικών κυμάτων

Ο κύκλος θερμικού κύματος προτάθηκε για το συνεχές σύστημα. Αντί για μία μόνο προσροφητική κλίση στο βασικό σύστημα προσρόφησης, αποτελείται από 2 απορροφητικά κρεβάτια και 2 εναλλάκτες θερμότητας, οι οποίοι συνδέονται σε σειρά. Μεταξύ αυτού του εξοπλισμού, ένα ρευστό εργασίας (π.χ. έλαιο υψηλής θερμοκρασίας) ρέει στον κλειστό κύκλο με χαμηλή ταχύτητα ροής. Υποτίθεται ότι μια μεγάλη κλίση θερμοκρασίας επιμένει κατά μήκος των προσροφητικών στρωμάτων.

Σχηματική απεικόνιση του συστήματος φαίνεται στο σχήμα 2-10. Η λειτουργία του κύκλου χωρίζεται σε 2 φάσεις. Η διαδικασία προσρόφησης λαμβάνει χώρα σε μία κλίση και η διαδικασία της εκρόφησης πραγματοποιείται ταυτόχρονα σε άλλο κρεβάτι. Αυτές οι διεργασίες απορρόφησης και απορρόφησης ανταλλάσσονται μεταξύ των κλινών όταν συμβαίνει η επόμενη φάση λειτουργίας.

Στη φάση 1, εφαρμόζεται εξωτερική θερμότητα στον εναλλάκτη θερμότητας 1. Η κρεβατοκάμαρα 2 απορροφά το ψυκτικό από τον εξατμιστή, απελευθερώνοντας έτσι θερμότητα από το προσροφητικό στο λάδι. Το έλαιο στη συνέχεια αντλείται στον εναλλάκτη θερμότητας 1, απορροφώντας περισσότερη θερμότητα και συνεχίζει στο στρώμα 1. Το κρεβάτι 1 θερμαίνεται από το λάδι, το ψυκτικό μέσο απορροφάται και ρέει στον συμπυκνωτή. Η διαδικασία συνεχίζεται μέχρις ότου η κλίση 2 φθάσει στον κορεσμό.



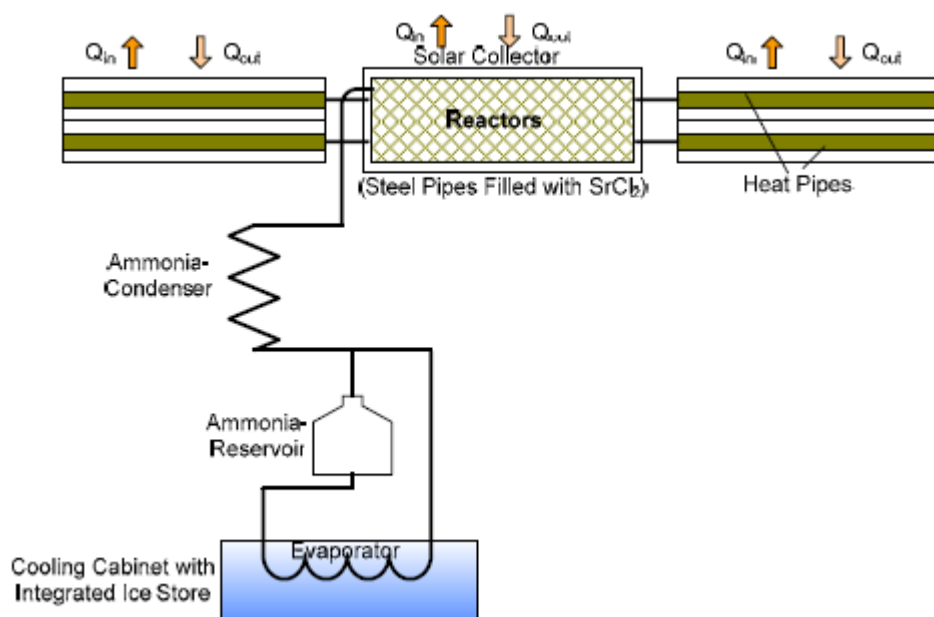
Σχήμα 2-10 Κύκλος θερμικών κυμάτων, (α) Φάση 1 και (β) Φάση 2

Στη φάση 2 οι αντλίες και οι διεργασίες και στα δύο κρεβάτια αντιστρέφονται. Το κρεβάτι 1 απορροφά το ψυκτικό από τον εξατμιστή και απελευθεώνει θερμότητα στο λάδι. Το έλαιο στη συνέχεια απορροφά θερμότητα από την κλίση 1 και από τον εναλλάκτη θερμότητας 1. Η θερμότητα απελευθερώνεται στην κλίση 2, το ψυκτικό μέσο απορροφάται στη συνέχεια στον συμπυκνωτή.

Η προσρόφηση και η εκρόφηση και στις δύο προσροφητικές κλίνες επαναλαμβάνονται, υποδεικνύοντας ότι ο κύκλος των θερμικών κυμάτων

μπορεί να λειτουργεί συνεχώς. Έχουν πραγματοποιηθεί αρκετές αριθμητικές μελέτες σε αυτόν τον κύκλο, π.χ. Ben Amar, Sun et al., 1996; Sun, Feng κ.ά., 1997.

Ο κύκλος χημικής προσρόφησης

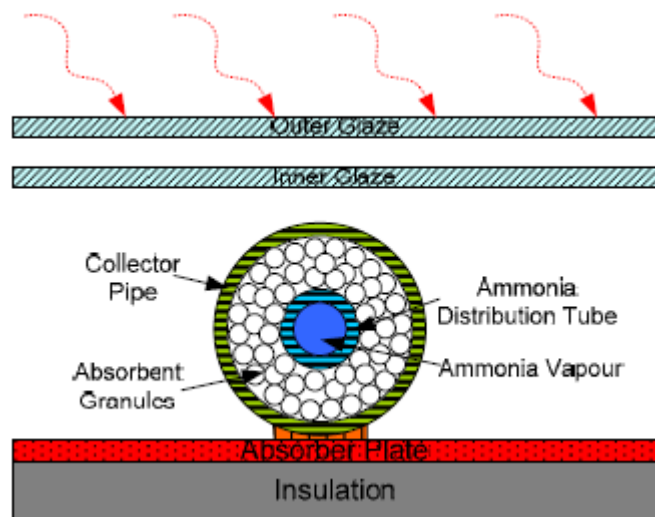


Σχήμα 2-11 Η μηχανή ψύξης στερεάς προσρόφησης που προτάθηκε από τους Erhard, Spindler et al.

Οι θερμικές αναλογίες του συστήματος (STR) αυτών των πρωτότυπων κυμαίνονται από 0,06 έως 0,14 (Fléchon, Lazzarin et al., 1999). Ένα παράδειγμα της χημικής προσρόφησης φαίνεται στο Σχήμα 1-19 από τους Erhard, Spindler et al., 1998. Το ζεύγος αμμωνίας / SrCl₂ χρησιμοποιήθηκε ως μέσο εργασίας σε αυτό το πείραμα. Στην προσομοίωση, η αποτελεσματικότητα αυτού του συστήματος θα μπορούσε να φθάσει το 0,05-0,08. Άλλα πρωτότυπα που αναφέρονται από τους Fléchon, Lazzarin et al., 1999 είναι:

- Το ψυγείο του Faradsy (1993)
- Ψυγείο σιδηροδρόμου Andrew (1951-1955)
- Μηχανή πάγου Muradov-Shadyev (1971)
- Ηλιακό ψυγείο του Flechon (1984)
- Δύο πρωτότυπα (I και II) που αναπτύχθηκαν από τον Worsoe-Schmidt (1983)
- Μηχανή πάγου του Pooje (1985)
- Η μηχανή πάγου του Balat-Crozat
- το βιομηχανικό πρωτότυπο της Dornier GmbH

Η αμμωνία δεν είναι συμβατή με τον χαλκό, επομένως τα συστήματα με αμμωνία ως ψυκτικό χρησιμοποιούν γενικά αλουμίνιο ή χάλυβα. Επίπε και Pooje, το 1997 σχεδίασαν ηλιακοί συλλέκτες από αλουμίνιο και χάλυβα, γεμάτοι με το προσροφητικό. Τα αποτελέσματα απεικόνισαν ότι με έναν νέο τύπο συλλέκτη χάλυβα, η COP θα μπορούσε να βελτιωθεί κατά τουλάχιστον 30%. Οι συγγραφείς ανέφεραν επίσης ότι οι περιορισμοί της COP στη δοκιμασμένη κατάσταση είναι 0,08. Αυτό το όριο θα μπορούσε να βελτιωθεί βελτιώνοντας την ψύξη του συλλέκτη κατά τη διάρκεια του τρόπου επαναπροσρόφησης και την αναβάθμιση του χαρακτηριστικού μεταφοράς θερμότητας του εξατμιστή.

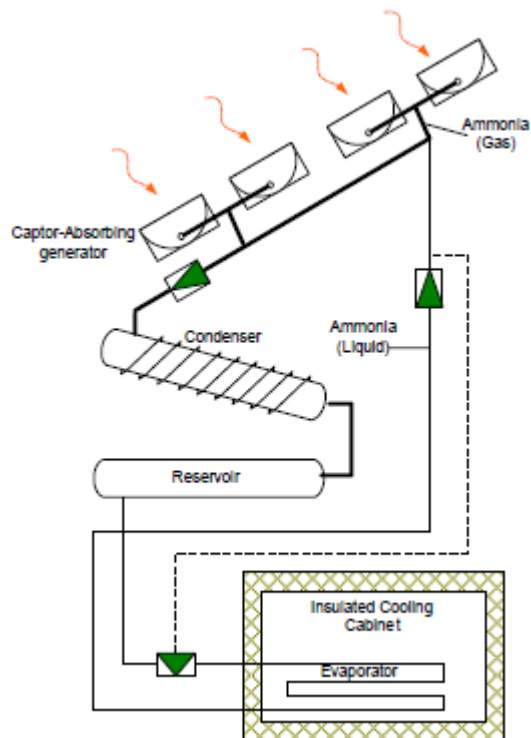


Εικόνα 2-12 Συμπληρωμένο με ηλιακό συλλέκτη προσροφητικό (Σύμφωνα με το Enibe και Ποεje, 1997)

Εμπορικά προϊόντα του τύπου συστήματος χημικής προσρόφησης

Το ηλιακό θερμικό ψυγείο χρησιμοποιείται επίσης σε έργα της Παγκόσμιας Οργάνωσης Υγείας (WHO, 2005). Το προϊόν της Comesse Soudure SA, Γαλλία, συμπίπτει με τις προδιαγραφές της ΠΟΥ (Comesse_Soudure_SA, 2005). Το προϊόν αυτό μπορεί να αποθηκεύσει 38 λίτρα εμβολίων με μικτό όγκο 200 λίτρων και 5 λίτρα σε ικανότητα κατάψυξης. Συνιστάται η συγκεκριμένη ηλιακή μονάδα απορρόφησης να εγκαθίσταται σε χώρους όπου η μηνιαία ηλιακή ακτινοβολία υπερβαίνει τα 5 kWh m⁻²day⁻¹.

Οι Fléchon, Lazzarin et al., 1999 ανέφεραν τα εμπορικά πρωτότυπα από το Comesse Soudure (Γαλλία) με την εμπορική ονομασία Coldfego (Αυτό το πρωτότυπο χρησιμοποιείται στο έργο της Παγκόσμιας Οργάνωσης Υγείας), από Dornier GmbH (Γερμανία) και από την Soby Sunice Company (Δανία).



Εικόνα 2-13 Το ηλιακό ψυγείο του Coldfego (Fléchon, Lazzarin et al., 1999)

Το συνδυασμένο σύστημα ψύξης προσρόφησης-αποξηραντικού

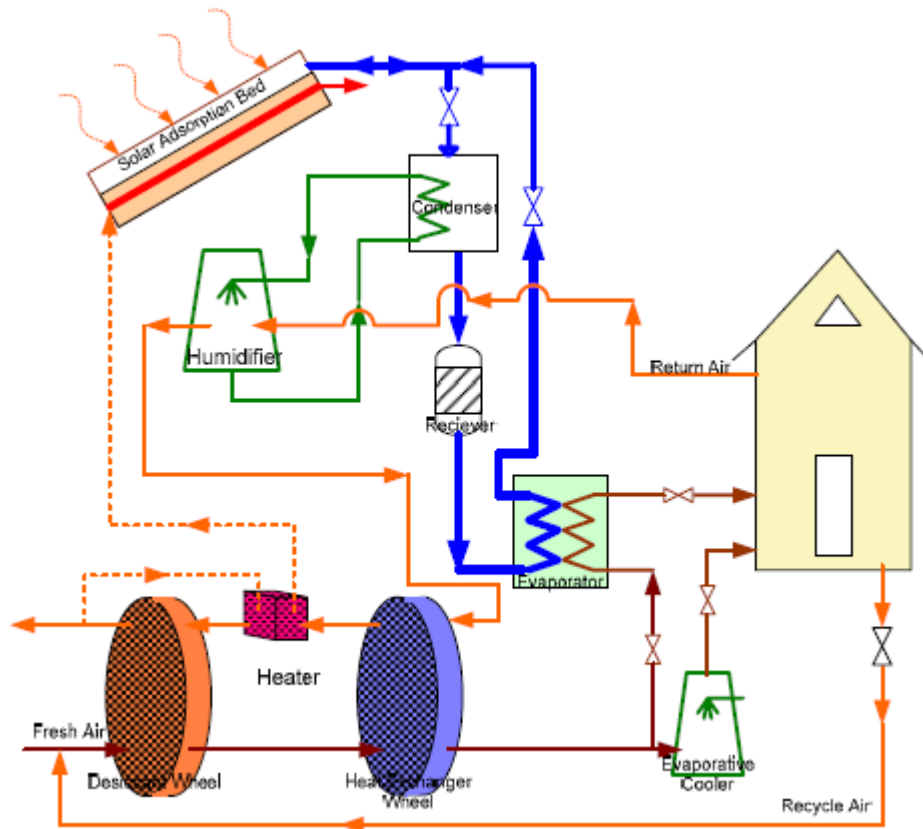
Το συνδυασμένο σύστημα ψύξης προσρόφησης-αποξηραντή προτάθηκε από τους Dai, Wang et al., 2002. Το σχηματικό σχήμα του συστήματος φαίνεται στο σχήμα 2-13. Το σύστημα αποτελείται από 3 υποσυστήματα: σταθερή διαλείπουσα ψύξη προσρόφησης, αφύγρανση ξηραντικού και ψυκτική αποθήκευση. Ο ενεργοποιημένος άνθρακας και η μεθανόλη επιλέγονται ως ζεύγος εργασίας. Η θερμοκρασία προσρόφησης του προσροφητικού και η θερμοκρασία αναγέννησης του τροχού αποξηραντικού είναι στην περιοχή από 80-100 ° C.

Αυτό το σύστημα είναι ειδικά σχεδιασμένο για ψύξη προϊόντων σιτηρών. Ο κόκκος συνήθως απελευθερώνει την υγρασία. επομένως απαιτείται αφύγρανση του αέρα στον αχυρώνα. Κατά συνέπεια χρησιμοποιείται ένα

υποσύστημα ξηραντικού πυριτικού οξέος / νερού. Η παροχή αέρα στον αχυρώνα λαμβάνεται από το υποσύστημα αποξηραντικού κατά τη διάρκεια της ημέρας. Ο αφαιρούμενος αέρας ψύχεται από τον εξατμιστή ψύκτη πριν συνεχίσει στο κτίριο. Κατά τη διάρκεια της νύχτας, ο αφαιρούμενος αέρας ψύχεται στον εξατμιστή από το υποσύστημα προσρόφησης προτού εισέλθει στον αχυρώνα.

Απαιτείται ένας βοηθητικός θερμαντήρας για την αναγέννηση του ξηραντικού υλικού, προκειμένου να διατηρηθεί ένα ορισμένο επίπεδο υγρασίας του αέρα εισόδου στον αχυρώνα. Αυτή η θερμότητα βοηθά επίσης στη διαδικασία εκρόφησης του προσροφητικού.

Το υποσύστημα προσρόφησης λειτουργεί περιοδικά. Η διαδικασία εκρόφησης διεξάγεται κατά τη διάρκεια της ημέρας όταν είναι διαθέσιμη η ηλιακή ακτινοβολία. Το ψυκτικό μέσο (μεθανόλη) συλλέγεται στον δέκτη κατά τη διάρκεια της διαδικασίας εκρόφησης. Η διαδικασία προσρόφησης διεξάγεται κατά τη διάρκεια της νύχτας, ενώ η πίεση και η θερμοκρασία της προσροφητικής κλίνης μειώνονται με φυσική μεταφορά και ακτινοβολία ουρανού.

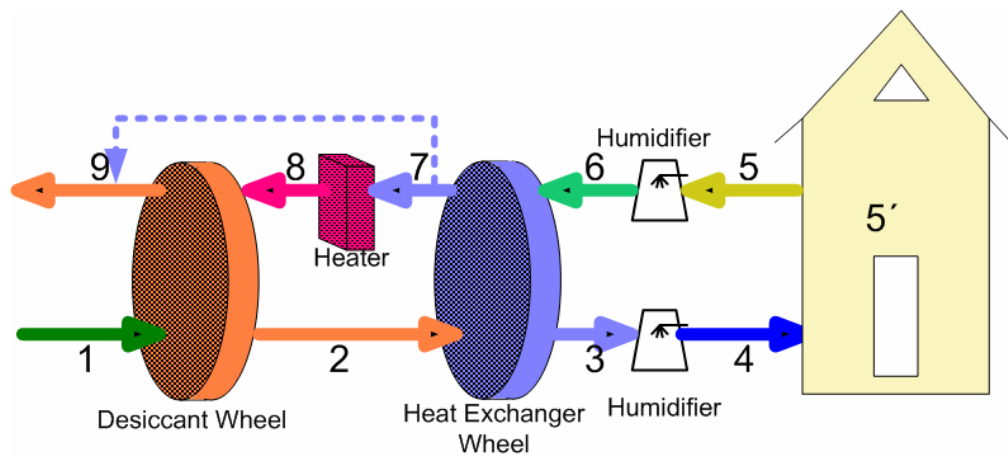


Εικόνα 2-14 Ένα συνδυασμένο σύστημα ψύξης προσρόφησης-ξηραντικού

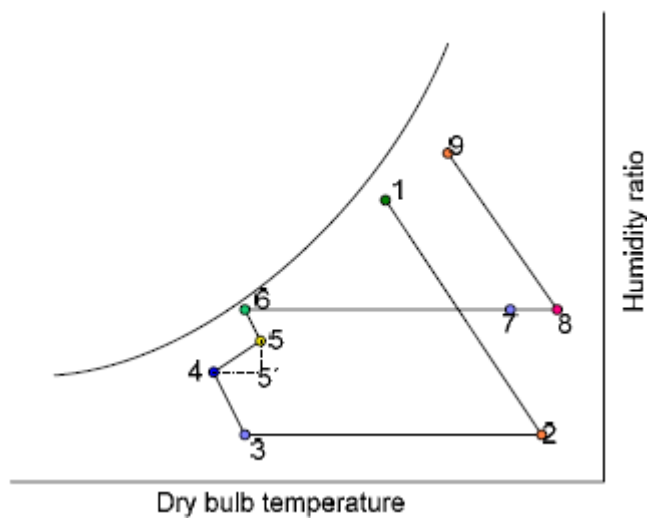
Το συνδυασμένο σύστημα ψύξης προσρόφησης-εξώθησης

Αυτό το σύστημα βρέθηκε στη βιβλιογραφία από τους Li, Wang κ.ά., 2002, και Zhang and Wang, 2002b. Και τα δύο παραδείγματα προέρχονται από την ίδια ερευνητική ομάδα. Ο ζεόλιθος 13X και το νερό χρησιμοποιούνται ως ζεύγος εργασίας. Ψύξη επιτυγχάνεται από το υποσύστημα εκτοξευτήρα κατά τη διάρκεια της ημέρας και από το υποσύστημα προσρόφησης τη νύχτα. Περισσότερες λεπτομέρειες σχετικά με αυτό το σύστημα μπορείτε να βρείτε στο τμήμα ψύξης εγχυτήρων.

2.4 Ηλιακά συστήματα ψύξης ξηραντικών ουσιών



Εικόνα 2-15 Στερεά συστήματα ψύξης ξηραντήρα που έχουν ενσωματωθεί στο σύστημα εξαερισμού

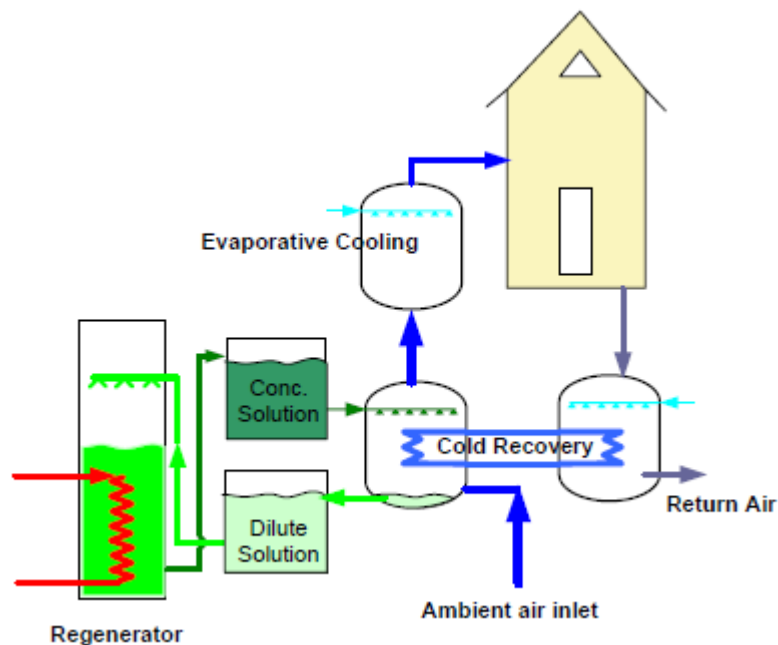


Σχήμα 2-16 Διαδικασία ψύξης ξηραντικού (Οι αριθμοί στο σχήμα αναφέρονται στο σημείο στο σχήμα 2-15)

Η ψύξη του ξηραντήρα είναι ένας συνδυασμός διαδικασιών αφύγρανσης και εξαερισμού. Η υγρασία αφαιρείται από τον αέρα (1) με αποξηραντικό υλικό, οπότε αφαιρείται το λανθάνον φορτίο θερμότητας. Ο θερμαινόμενος αέρας (2) στη συνέχεια ψύχεται στον τροχό εναλλάκτη θερμότητας (3). Η θερμοκρασία του αέρα μειώνεται περαιτέρω και υγραίνεται με μια διαδικασία ψύξης με εξάτμιση (4). Το ξηραντικό υλικό μπορεί να αναγεννηθεί με θερμότητα. Μπορεί να ταξινομηθεί σε 2 τύπους: στερεό ξηραντικό και υγρό ξηραντικό. Απαιτείται μικρή ποσότητα ηλεκτρικού ρεύματος για τη λειτουργία των ζαντών της αντλίας, του ανεμιστήρα και του ρότορα. Μπορεί να είναι πολύ δύσκολο να εκτελέσετε το σύστημα σε μια περιοχή όπου η υγρασία είναι υψηλή. Ωστόσο, μπορεί να εγκατασταθούν πρόσθετα εξαρτήματα για την αφαίρεση της λογικής θερμότητας και της ξήρανσης.

Τα στερεά συστήματα αποξηραντή χρησιμοποιούν απορροφητικά και όχι απορροφητικά π.χ. σίλικα ζελ, ενεργοποιημένη αλουμίνα ή άλλα υλικά μοριακού κόσκινου. Ο στερεός προσροφητής γενικά γεμίζει σε ένα άκαμπτο σώμα. Αυτό το άκαμπτο σώμα μπορεί είτε να περιστραφεί είτε να στερεωθεί. Περιστασιακά, το ξηραντικό είναι ενσωματωμένο στον ηλιακό συλλέκτη. Τα στερεά αποξηραντικά έχουν γενικά υψηλότερο βαθμό αφύγρανσης από τα υγρά ξηραντικά, αλλά απαιτούν υψηλότερη θερμοκρασία αναγέννησης. Μια συμβατική μηχανή ψύξης μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί ως πρόσθετο εξάρτημα για να αυξήσει περαιτέρω τη θερμοκρασία του αέρα και να φροντίσει το λογικό φορτίο.

Υγρό-Αποξηραντικό



Εικόνα 2-17 Κύκλος υγρού αποξηραντικού

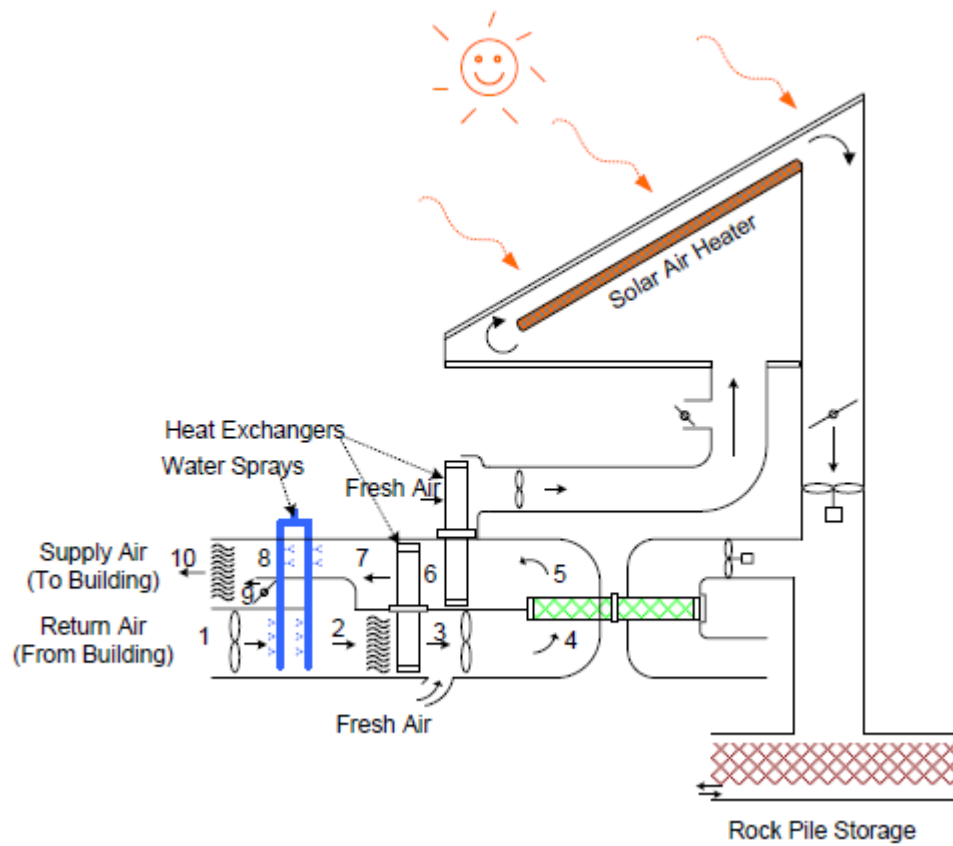
Ένα υδατικό διάλυμα απορροφητικών όπως βρωμιούχο λίθιο (LiBr), χλωριούχο λίθιο (LiCl), χλωριούχο ασβέστιο (CaCl₂) ή τριαιθυλενογλυκόλη (TEG) μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως μέσο αποξήρανσης. Ο αφυγραντήρας έχει σχεδιαστεί για να συγκλίνει ο αέρας επεξεργασίας και το διάλυμα ροφητικού προκειμένου να απορροφηθεί η υγρασία απευθείας από τον αέρα. Ο αναγεννητής χρησιμοποιείται για την αναγέννηση του διαλύματος ροφητή με θέρμανση. Το διάλυμα του ξηραντήρα έρχεται σε άμεση επαφή με τον αέρα περιβάλλοντος ή εξαγωγής. Ένα πλεονέκτημα των υγρών αποξηραντικών είναι ότι το υγρό ροφητικό μπορεί εύκολα να αντληθεί, επιτρέποντας έτσι τη δυνατότητα σύνδεσης αρκετών μικρών αποξηραντικών αποξηραντικών σε μια μεγαλύτερη μονάδα αναγέννησης (Öberg, 1998). Η πτώση πίεσης στο σύστημα υγρού ξηραντικού είναι σχετικά χαμηλή (Grossman, 2002). Το

σύστημα μπορεί να λειτουργεί διαλείπον, την αφυγρανση του αέρα και την αναγέννηση του ξηραντικού υλικού δεν χρειάζεται να συμβεί ταυτόχρονα. Το αραιωμένο διάλυμα αποξηραντικού μπορεί να συσσωρευτεί μέχρις ότου είναι διαθέσιμη η παροχή θερμότητας. Περαιτέρω, το υγρό ξηραντικό υλικό δεν απαιτεί υψηλή θερμοκρασία για τη διαδικασία αναγέννησης. Είναι επομένως δυνατή η χρήση επίπεδων ηλιακών συλλεκτών. Ένα μειονέκτημα αυτού του συστήματος είναι ότι υπάρχει πιθανή μεταφορά του ροφητικού στον αέρα, γεγονός που μπορεί να οδηγήσει σε απώλεια προσροφήσεως και μόλυνση του αέρα (Grossman, 2002). τα διαλύματα αλάτων των ροφητών είναι διαβρωτικά. και σχετικά λίγα συστήματα αποξηραντικού υγρού είναι διαθέσιμα στην αγορά. Μια εξαιρετική βιβλιογραφική ανασκόπηση της ψύξης υγρού ξηραντικού μπορεί να βρεθεί στη βιβλιογραφία από τους Öberg και Goswami, 1998.

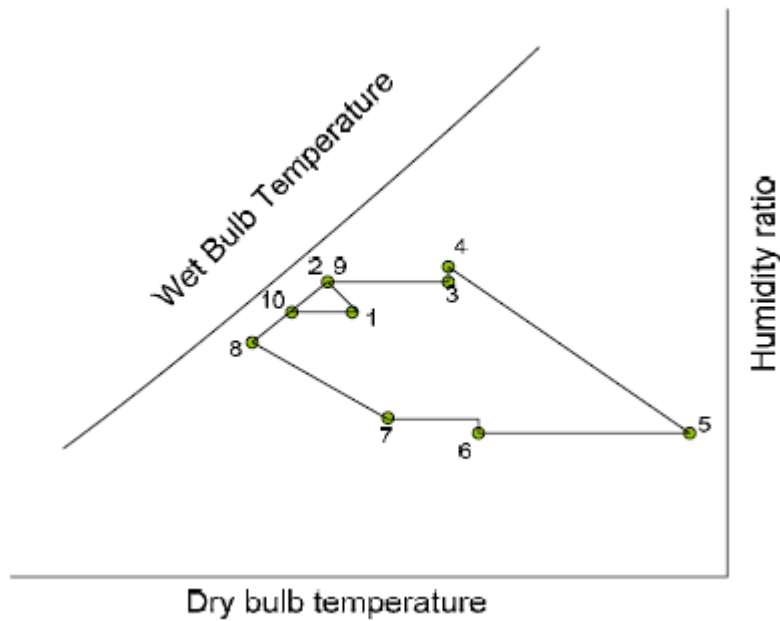
Σύστημα ψύξης ξηραντικού με περιστροφικούς τροχούς (Κύκλος Dunkle)

Ένα σύστημα ηλιακού ξηραντικού ξηραντήρα για υγρές, τροπικές ή υποτροπικές περιοχές προτάθηκε από τον Dunkle, 1965. Το στερεό ξηραντικό κολλοειδές πήγμα διοξειδίου του πυριτίου χρησιμοποιείται για την αφυγρανση του αέρα επεξεργασίας και τα ξηραντικά αναγεννώνονται από τον «θερμαινόμενο με ηλιακή ενέργεια αέρα». Αυτός ο κύκλος περιλαμβάνει πρόσθετους λογικούς εναλλάκτες θερμότητας. Ο αέρας επιστροφής επεξεργάζεται και επανακυκλοφορεί πίσω στο κτίριο. Ο εξωτερικός αέρας χρησιμοποιείται για την αναγέννηση των τροχών αποξηραντικού. Κατά τη διάρκεια των ωρών ανεπαρκούς ηλιακής ηλιοφάνειας, το σύστημα μπορεί να

λειτουργήσει με μονάδα αποθήκευσης ενέργειας πέτρας. Ένα σχήμα του κύκλου Dunkle παρουσιάζεται στο Σχήμα 2-18. και η διαδικασία στο ψυχομετρικό διάγραμμα φαίνεται στο σχήμα 2-19.



Εικόνα 2-18 Σύστημα ψύξης ξηραντικού σε υγρή, τροπική και υποτροπική περιοχή από τον Dunkle, 1965



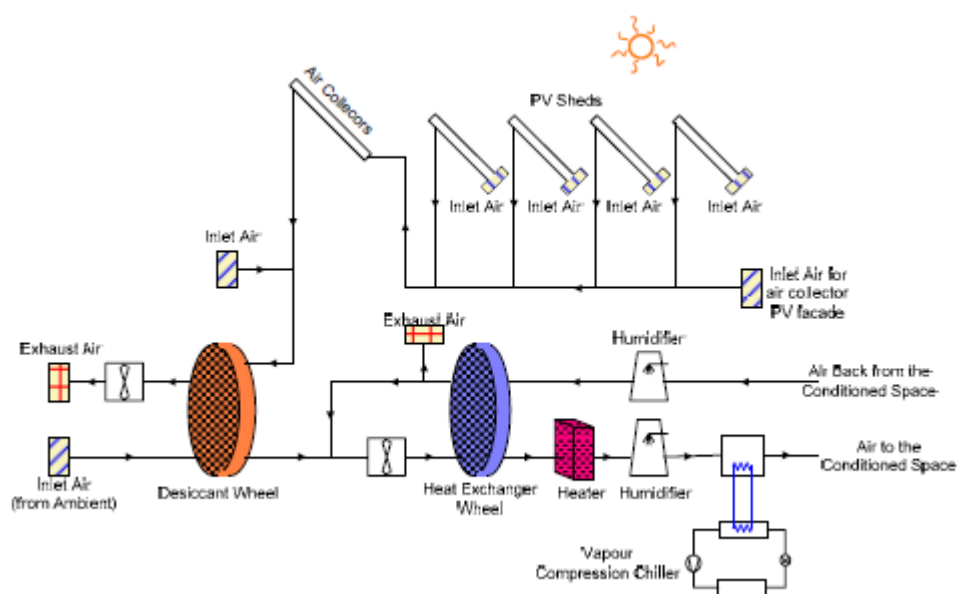
Σχήμα 2-19 Η διαδικασία κύκλου Dunkle στο ψυχομετρικό διάγραμμα (Dunkle, 1965)

Σύστημα ψύξης ξηραντικού με περιστροφικούς τροχούς ενσωματωμένο στο σύστημα εξαερισμού (σύστημα MEC)

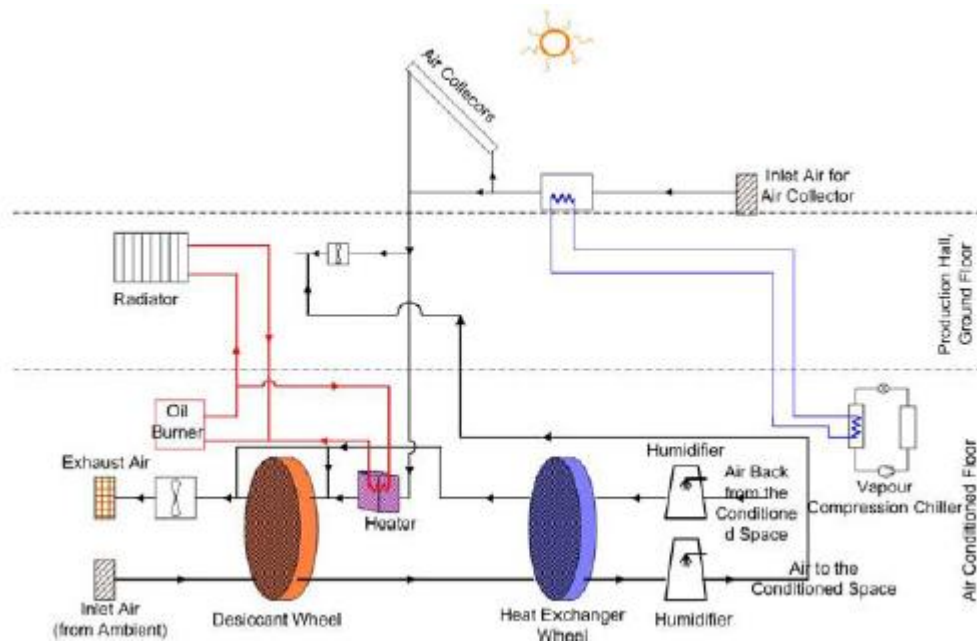
Οι Kanoglu, Carpinlioglu et al., 2004, ανέπτυξαν μια διαδικασία για αναλύσεις ενέργειας και εξερχόμενων συστημάτων ψύξης ανοικτού κύκλου. Η διαδικασία εφαρμόστηκε σε μία πειραματική μονάδα που λειτουργούσε σε λειτουργία εξαερισμού με φυσικό ζεόλιθο ως ξηραντικό. Η μονάδα έχει COP 0,35 και απόδοση εξέργειας 11,1%. Η μεγαλύτερη καταστροφή εξάρσεων στο σύστημα προέρχεται από τις διεργασίες στον αποξηραντικό τροχό που αντιστοιχούσε στο 33,8% της συνολικής καταστροφής του εξεργμού στο σύστημα.

Διάφορα σχέδια του στερεού συστήματος ξηραντικού έχουν προταθεί από διάφορους ερευνητές. Σχεδόν όλα αυτά τα συστήματα απαιτούν έναν βοηθητικό θερμαντήρα για την αναγέννηση των μέσων αποξηράνσεως κατά τη διάρκεια ωρών χαμηλής ακτινοβολίας. Ωστόσο, το εφεδρικό σύστημα μπορεί να είναι βοηθητικό ψυγείο, π.χ. μια μηχανή συμπίεσης ατμών.

Ο αέρας επιστροφής από τον κλιματιζόμενο χώρο μπορεί να επανακυκλοφορήσει ή να απομακρυνθεί, ανάλογα με την απαίτηση ποιότητας κάθε αέρα για κάθε εφαρμογή. Το σύστημα MEC μπορεί επίσης να συνδεθεί με το δίκτυο διανομής θερμότητας από το ηλιακό σύστημα Combi (Wiemken, Motta et al., 2004). Αυτό μπορεί να ενισχύσει την ικανότητα του συστήματος, ειδικά κατά τη διάρκεια της περιόδου θέρμανσης.

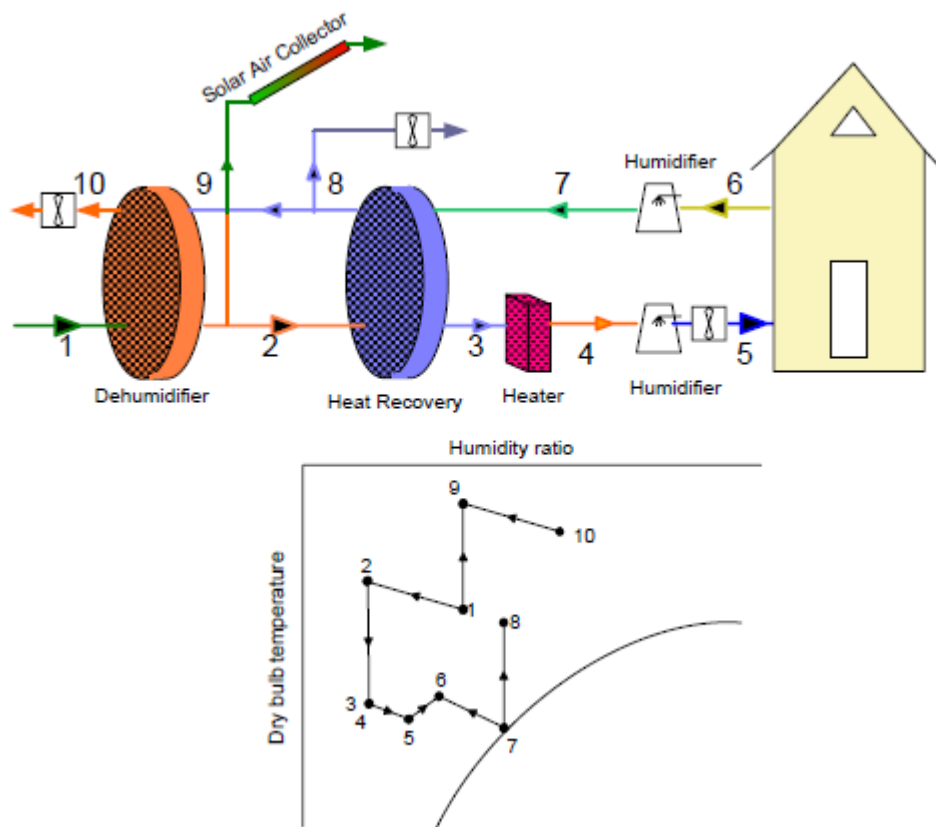


Εικόνα 2-20 Αποξηραντικό σύστημα με αέρα ανακύκλωσης (Jakob, Eicker et al., 2003)



Σχήμα 2-21 Υπόκλιση της βάσης στήριξης Συμπληρωματική θέρμανση (Jakob, Eicker et al, 2003)

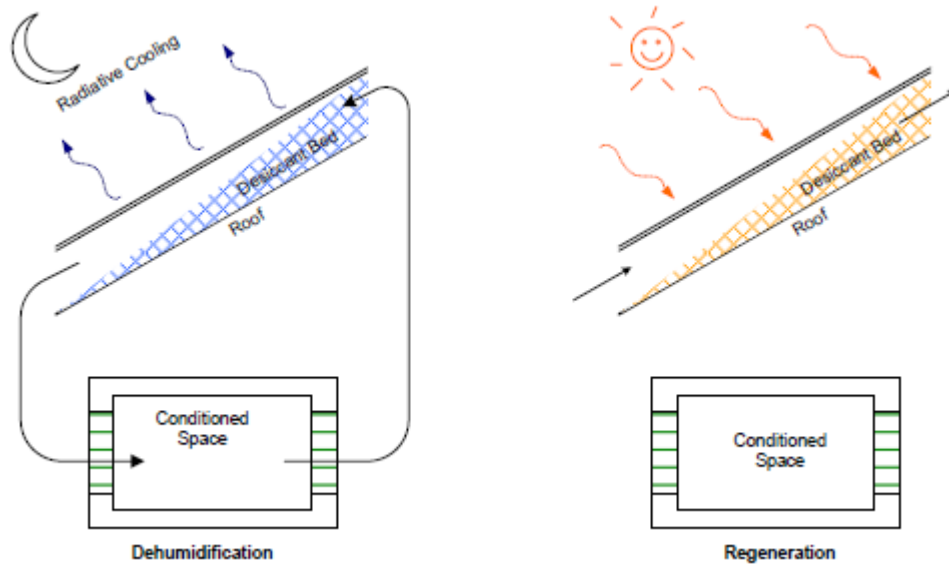
Οι Schnabel, Hindenburg et al., 2004, λειτούργησαν ένα αυτόνομο σύστημα ξηραντικού διαλύματος με κολλοειδές πήγμα διοξειδίου του πυριτίου και συλλέκτη αέρα στη Γερμανία για 2 χρόνια. Η απόδοση του συστήματος μπορεί να βελτιωθεί με τον καλύτερο έλεγχο της παροχής ενέργειας από τον ηλιακό συλλέκτη, προκειμένου να αποφευχθεί η δυσμενής μεταφορά θερμότητας στο ρεύμα αέρα εισόδου. Το COP εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από το σχεδιασμό της εγκατάστασης, τις συνθήκες λειτουργίας και τις συνθήκες περιβάλλοντος.



Εικόνα 2-22 Σύστημα ξηραντικού με ηλιακή ενέργεια από τους Schnabel, Hindenburg et al., 2004.

Σύστημα ψύξης με ξηραντήρα με ενσωματωμένο σύστημα αποξηραντικού-Ηλιακός συλλέκτης

Lucas, 1988 Lucas, ανέπτυξε ένα ηλιακό ξηραντικό ενισχυμένο σύστημα ακτινοβολίας πλήρους κλίμακας. Το σύστημα αποτελείται από τρία ανεξάρτητα υποσυστήματα. Η αποξηραντική κλίνη είναι ενσωματωμένη στους ηλιακούς συλλέκτες που είναι εγκατεστημένοι στην οροφή και στις 2 πλευρές του σπιτιού. Η διαδικασία αναγέννησης συμβαίνει κατά τη διάρκεια της ημέρας και η διαδικασία αφύγρανσης πραγματοποιείται τη νύχτα. Το σύστημα αυτό μπορεί συνεχώς να παρέχει κλιματιστικό αέρα 24 ώρες την ημέρα και είναι επίσης κατάλληλο για υγρές περιοχές.

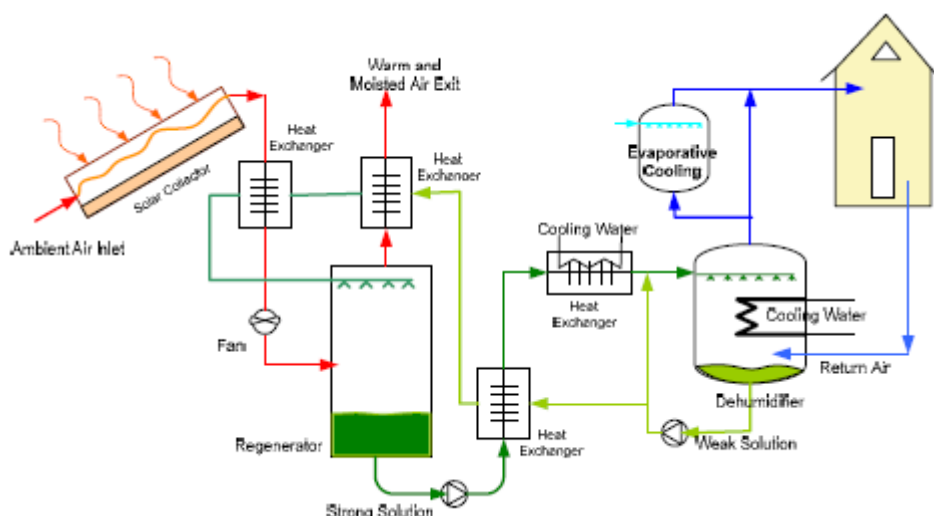


Εικόνα 2-23 Σύστημα ψύξης με ηλιακό ξηραντήριο με ενσωματωμένο αποχετευτικό ηλιακό συλλέκτη (Lu και Yan, 1995).

Τεχνολογία υγρών αποξηραντικών

Ένα πρώιμο ηλιακό-οδηγούμενο σύστημα υγρού ξηραντήρα προτάθηκε από τον Löff, 1955. Χρησιμοποιήθηκε τριαιθυλενογλυκόλη ως μέσο αποξηράνσεως. Η τριαιθυλενογλυκόλη ψεκάστηκε σε έναν απορροφητή, π.χ. απορροφώντας την υγρασία από τον κλιματισμένο αέρα. Η γλυκόλη έγινε το ασθενές διάλυμα και στη συνέχεια αντλήθηκε μέσω των εναλλάκτες θερμότητας στον αναγεννητή. Ο αέρας θερμάνθηκε από ηλιακούς συλλέκτες αέρα. Αυτός ο θερμαινόμενος με ηλιακή ενέργεια αέρας χρησιμοποιήθηκε για την αναγέννηση του υγρού ξηραντικού. Στον αναγεννητή, το νερό στο ασθενές διάλυμα εξατμίστηκε και το ασθενές διάλυμα έγινε το ισχυρό διάλυμα. Διάφοροι εναλλάκτες θερμότητας χρησιμοποιήθηκαν για την ανάκτηση λογικής θερμότητας, προθέρμανση του ασθενούς διαλύματος που ρέει στον αναγεννητή και ψύξη του ισχυρού διαλύματος πριν από τον ψεκασμό στο

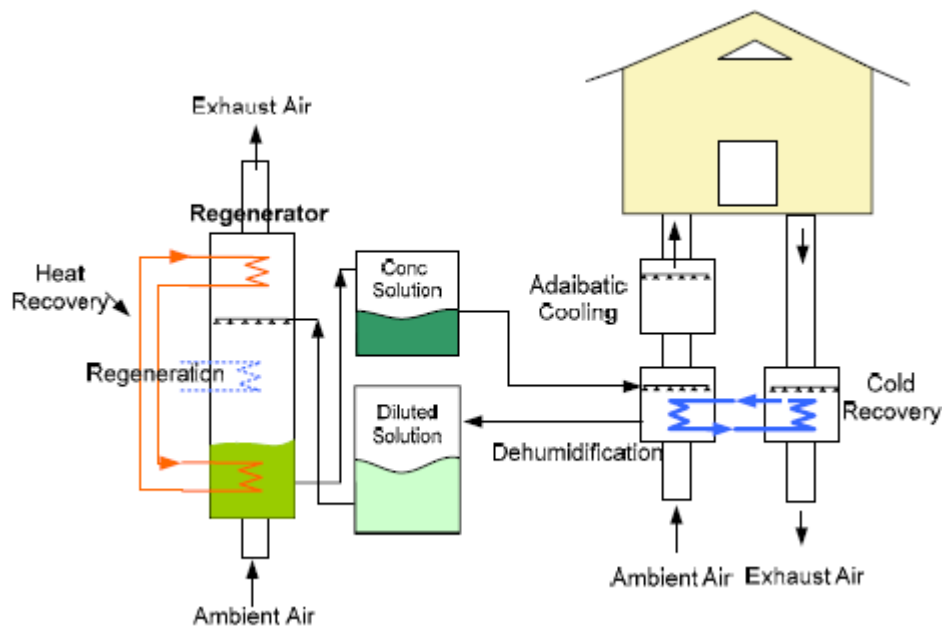
απορροφητή. Η σχηματική απεικόνιση του συστήματος ξηραντικού υγρού με τον ηλιακό συλλέκτη αέρα φαίνεται στο σχήμα 2-24.



Εικόνα 2-24 Υδραυλικό σύστημα υγρού απολύμανσης Σύστημα από Löff,1955.

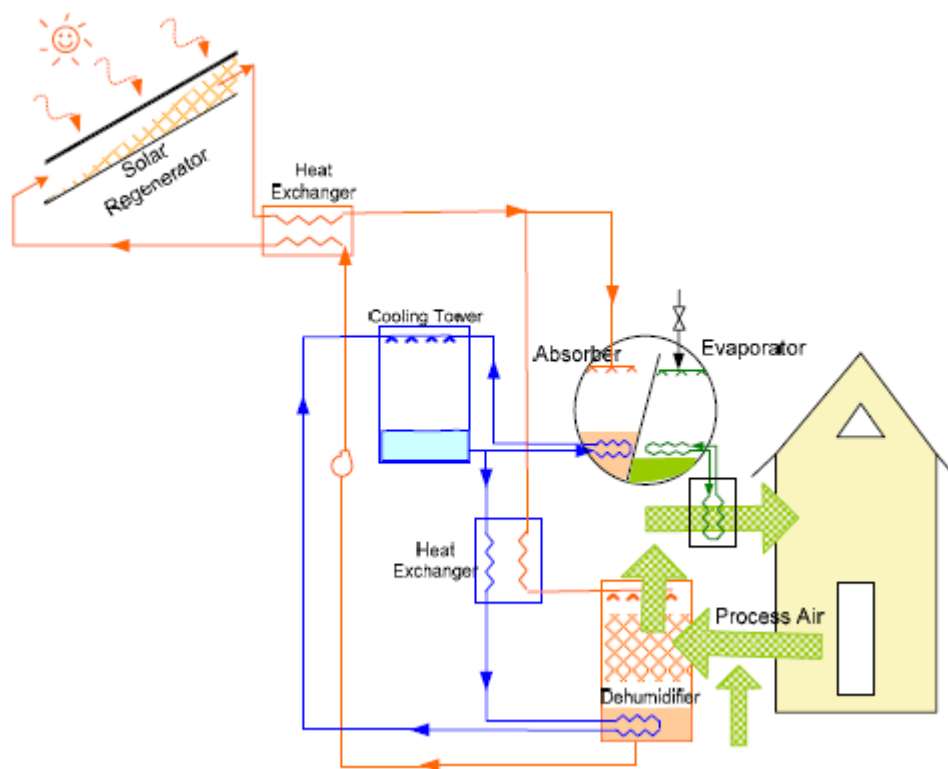
Το 1973, οι Baum et al. πρότεινε τον ανοικτό κύκλο LiCl-H₂O με επίπεδη πλάκα συλλέκτες. Το χλωριούχο λίθιο χρησιμοποιήθηκε στη συνέχεια από διάφορες ερευνητικές ομάδες, όπως οι Kessling, Laevemann et al., 1998 και Gommed and Grossman, 2004.

Οι Kessling, Laevemann et al., 1998, πρότειναν ένα σύστημα ψύξης υγρού ξηραντικού με αποθήκευση ενέργειας. Ο αφυγρανθείς αέρας ψύχθηκε με εξάτμιση νερού για να δημιουργηθεί μια επιθυμητή θερμοκρασία. Η ασθενής λύση της διαδικασίας απορρόφησης αναγεννήθηκε για να είναι μια ισχυρή λύση προτού επαναχρησιμοποιηθεί στη διαδικασία αφύγρανσης. Η θερμική ενέργεια από τον ηλιακό συλλέκτη χρησιμοποιήθηκε για τη διαδικασία αναγέννησης.



Εικόνα 2-25 Σύστημα ψύξης υγρού ξηραντικού με αποθήκευση ενέργειας από Kessling et al., (1998)

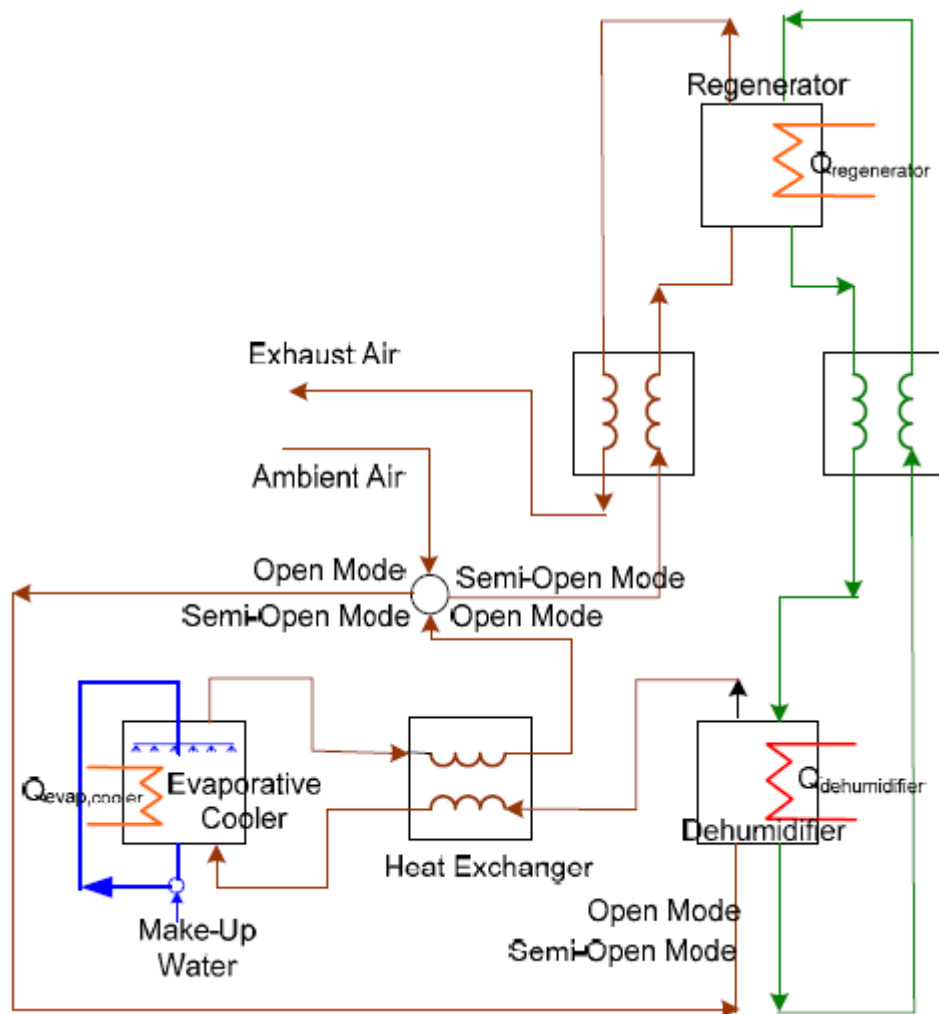
Το βρωμιούχο λίθιο χρησιμοποιήθηκε από τον Khalid Ahmed, Gandhidasan et al., 1998 και Pohl, Hellmann et al., 1998. Η πρώην ομάδα πραγματοποίησε μια ανάλυση εξέργειας σε ένα υβριδικό σύστημα κλιματισμού που βασίζεται σε υγρό-αποξηραντικό. Το ξηραντικό αναγεννώθηκε από έναν ανοιχτό ηλιακό συλλέκτη επίπεδης πλάκας. Τα αποτελέσματα από την ανάλυση εξουσίας έδειξαν ότι ο βέλτιστος ρυθμός ροής μάζας αποξηραντικού μέσω του ηλιακού αναγεννητή ήταν περίπου $30\text{kg h}^{-1}\text{m}^{-2}$ για θερμοκρασία περιβάλλοντος 40°C . Οι μη αντιστρεπτότητες στον απορροφητή και τον αφυγραντήρα είναι σχεδόν ίσες, καθώς αυτά τα δύο συστατικά έχουν παρόμοια λειτουργία.



Εικόνα 2-26 Κύκλος κλιματισμού υβριδικού υγρού-ξηραντήρα με βάση τον Khalid Ahmed, Gandhidasan et al., 1998

Ο Pohl, Hellmann et al., 1998 μελέτησε έναν ψυκτήρα απορρόφησης ψυκτικού απορροφητήρα αφύγρανσης (DER). Αυτό το σύστημα είναι κατάλληλο για ψύξη του νερού σε θερμοκρασίες άνω των $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Λαμβάνεται μέγιστη COP περίπου 0,8. Είχαν μελετηθεί τόσο ο ανοικτός εξατμιστής ψύξης-αναγέννησης όσο και ο εξατμιστήρας-εξατμιστής ψυκτικού-εξατμιστή ημι-αφυγραντήρα. Το ανοιχτό σύστημα είναι σχεδιασμένο για μικρές θερμοκρασιακές ανυψώσεις μεταξύ θερμοκρασιών πηγής θερμότητας και απόρριψης θερμότητας και λειτουργεί σε ατμοσφαιρική πίεση. Το ημι-ανοιχτό παράγει καλύτερα COP, αλλά το open-DER λειτουργεί καλά στις καλοκαιρινές συνθήκες κατά τη διάρκεια της ημέρας με θερμοκρασία ψύξης υψηλότερη από

15 ° C (COPs μπορεί να είναι μεγαλύτερη από 0,8). Μπορεί να χρησιμοποιηθεί χαμηλή θερμότητα έως 40 ° C. Τα κυριότερα συστατικά μέρη είναι ένας αφυγραντήρας, ένας ψυκτικός εξατμιστής και ένας αναγεννητής. άλλα πρόσθετα εξαρτήματα είναι δύο αέρος στον αέρα εναλλάκτες θερμότητας και έναν εναλλάκτη θερμότητας υγρού προς υγρό. Το COP είναι αρκετά χαμηλό στις τυπικές σχετικές υγρασίες, αλλά το COP είναι χαμηλότερο για υψηλότερες υγρασίες. Το σχηματικό διάγραμμα του νέου ψύκτη ψυκτικής απορρόφησης ανοικτού κύκλου από τους Pohl, Hellmann et al., 1998, παρουσιάζεται στην Εικόνα 2-27.



Εικόνα 2-27 Ψύκτης απορρόφησης DER από τους Pohl et al., 1998

Το χλωριούχο ασβέστιο είναι επίσης ένα κοινό υγρό μέσο αποξηράνσης αφού είναι φθηνότερο από άλλα μέσα αποξηράνσεως. Παραδείγματα ερευνητών που χρησιμοποιούν χλωριούχο ασβέστιο είναι Hamed, 2003 και Gandhidasan, 1990.

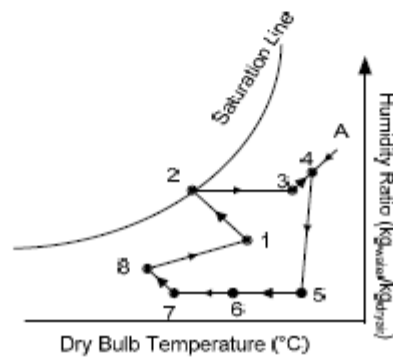
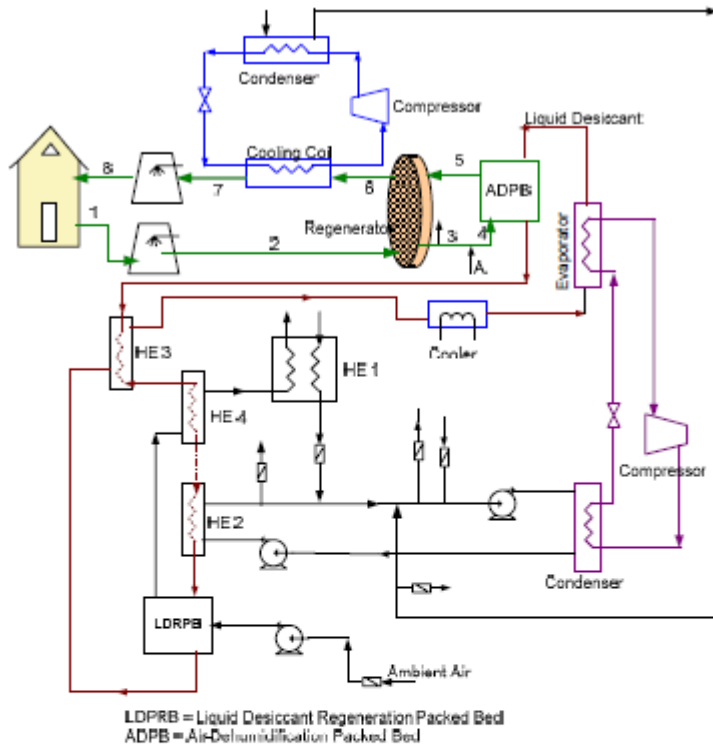
Ο Gandhidasan, 1990, πρότεινε μια απλή έκφραση για τους προκαταρκτικούς υπολογισμούς ενός συστήματος αφυγραντικού υγρού ανοικτού κύκλου προκειμένου να προβλεφθεί η θερμότητα που αφαιρέθηκε από το χώρο. Οι συνθήκες του περιβάλλοντος αέρα, η συγκέντρωση του ξηραντικού στον αφυγραντήρα και η θερμοκρασία του νερού ψύξης έδειξαν ότι έχουν σημαντικές επιπτώσεις στην απόδοση του συστήματος.

Η χρήση απορροφητικού υγρού απαιτεί συσκευή για συνεχή μεταφορά του υγρού διαλύματος. Για να αποφευχθεί αυτό το πρόβλημα, ο Hamed, 2003, πρότεινε ένα στερεό πορώδες στατικό κρεβάτι για τη μεταφορά του υγρού ξηραντικού. Παρασκευάστηκε μια συσκευασμένη πορώδης κλίνη, που περιείχε πορώδη κόκκους καμένης πηλός. Ως απορροφητικό χρησιμοποιήθηκε χλωριούχο ασβέστιο. Η διαδικασία αναγέννησης προορίζεται να οδηγείται από θερμότητα από τον ηλιακό συλλέκτη. Το αποτέλεσμα των πειραμάτων δείχνει ότι ο ρυθμός μεταφοράς μάζας έχει σημαντική επίδραση στην βαθμίδα συγκέντρωσης στην κλίνη. Για συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας, ο ρυθμός εκρόφησης βρίσκεται υψηλότερος σε σχέση με την προσρόφηση και κατά

συνέπεια μπορεί να παραμεληθεί η επίδραση της αξονικής απόστασης στην συγκέντρωση του ξηραντικού.

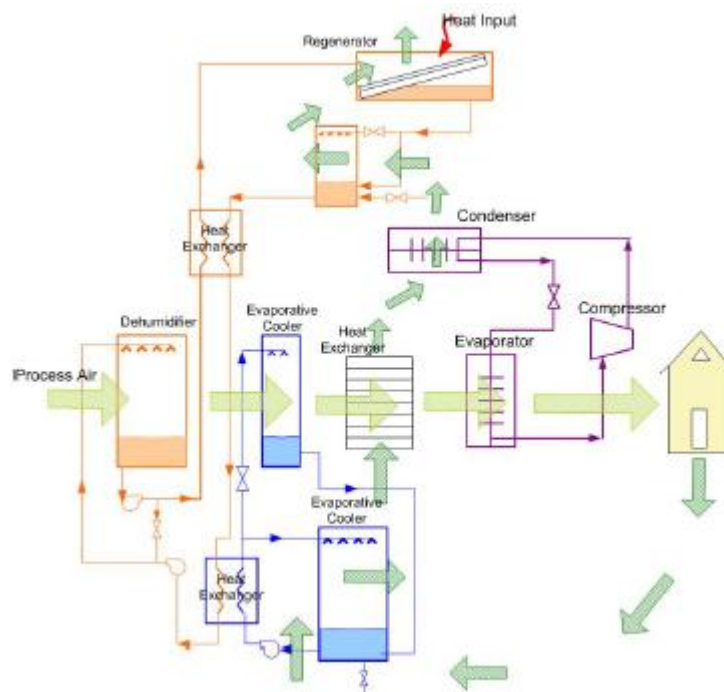
Υβριδικό σύστημα ξηραντικού / συμβατικού συστήματος ψύξης

Πιο περίπλοκα υβριδικά συστήματα όπως αποξηραντικό / απορρόφηση, σύστημα αποσυγκολλήσεως / συμπίεσης ατμών προτείνονται σε πολλά έγγραφα. Αρκετά υβριδικά συστήματα υγρού ξηραντήρα παρουσιάζονται στο αντικείμενο από τους Öberg και Goswami, 1998. Συμβατικά συστήματα συμπίεσης ατμών και απορρόφησης χρησιμοποιούνται για να χειριστούν το λογικό φορτίο ψύξης. Ο συντελεστής απόδοσης του υβριδικού συστήματος προβλεπόταν να είναι μεγαλύτερος από το αποξηραντικό και τα συμβατικά υποσυστήματα ψύξης μόνο. Οι Kinsara, Elsayed et al., 1996 πρότειναν ένα συνδυασμό υγρού ξηραντικού, χρησιμοποιώντας ένα διάλυμα CaCl_2 με ένα σύστημα συμπίεσης ατμών. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι το σύστημα αυτό μπορεί να χρησιμοποιηθεί αποτελεσματικά για τη μείωση της κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας στον κλιματισμό. Για παράδειγμα: σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 40°C και λόγο υγρασίας 0,015, $\text{STR} = 0,9$, διατηρώντας περίπου 30% περισσότερη ενέργεια από ένα συμβατικό σύστημα AC. Η διαμόρφωση αυτού του συστήματος και η διαδικασία Ψυχομετρίας παρουσιάζονται στο Σχήμα 2-28.



Εικόνα 2-28 Το προτεινόμενο σύστημα υβριδικού συστήματος αφυγραντήρα / συμπίεσης ατμών και η διαδικασία ψυχομετρίας του βρόχου αέρα από την Kinsara, 1996.

Ένα παρόμοιο σύστημα προτάθηκε από τους Dai, Wang et al., 2002; τρία πειραματικά περιστατικά συγκρίνονται μεταξύ της συμπίεσης ατμών (VP), του VP + desiccant (DEC) και της VP + DEC + εξατμιστικής ψύξης (EC). Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι το VP + DEC παρέχει υψηλότερο θερμικό COP από άλλα συστήματα, αλλά το VP + DEC + EC δίνει την υψηλότερη συνολική COP. Το υβριδικό VP / DEC μπορεί να παράγει περισσότερη ψύξη από το VP μόνο με περίπου 20-30%.



Σχήμα 2-29 Υβριδική συμπίεση ατμών / αποξηραντικό από το Dai et al., 2001

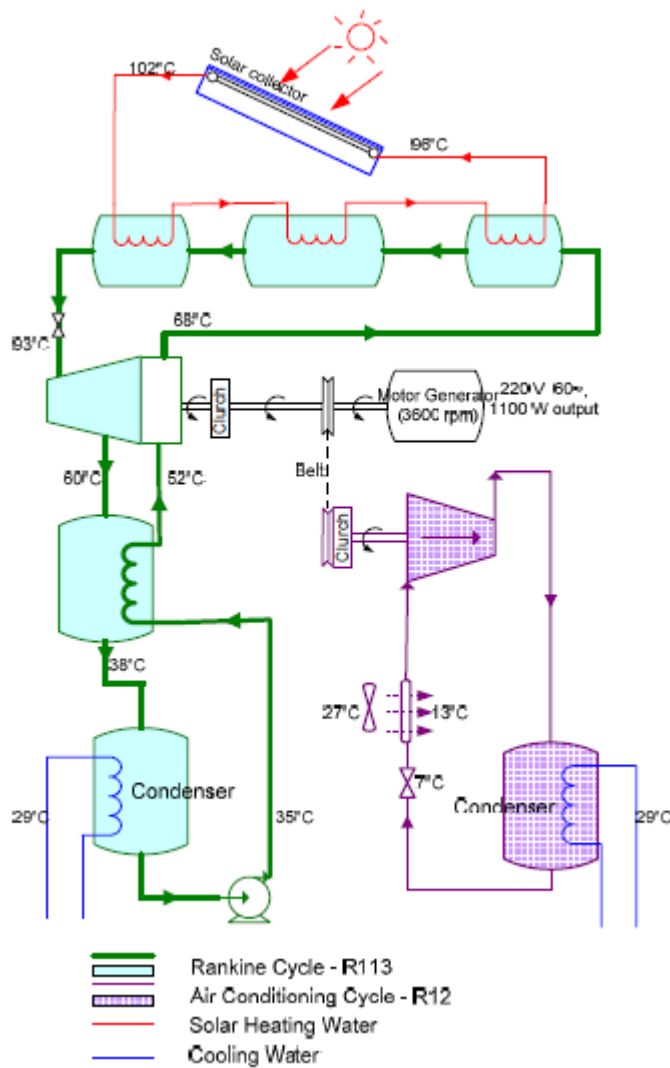
2.5 Ηλιακή οδήγηση διπλής όψης- Συστήματα Ψυχρής ψύξης

Ένας κύλινδρος ισχύος Rankine και ένας κύκλος ψύξης συμπίεσης ατμού μπορούν να συνδυαστούν ως σύστημα Duplex-Rankine. Χρησιμοποιεί το υγρό ατμού υψηλής πίεσης για να οδηγήσει έναν στρόβιλο στον κύκλο ισχύος. Κατά συνέπεια, η εργασία από τον στρόβιλο μεταφέρει τον συμπιεστή στον κύκλο ψύξης. Το υγρό εργασίας στον κύκλο ισχύος Rankine και στον κύκλο ψύξης μπορεί να είναι διαφορετικό. Το COP του κύκλου ψύξης είναι τόσο υψηλό όσο αυτό των συστημάτων συμπίεσης ατμών, αλλά η απόδοση του κύκλου ισχύος είναι αρκετά χαμηλή (περίπου 10%). Αυτό το σύστημα είναι αρκετά περίπλοκο και κατάλληλο μόνο για μεγάλες κλιματιστικές μονάδες.

Τα συστήματα κλιματισμού Solar Rankine προτάθηκαν στην Αμερική κατά την περίοδο 1975-1980 κατά τη διάρκεια της πετρελαϊκής κρίσης. Έχουν καταβληθεί πολλές προσπάθειες για την ανάπτυξη παρόμοιων ηλιακών συστημάτων ψύξης. Τα συστήματα, ωστόσο, δεν ήταν οικονομικά ανταγωνιστικά σε σχέση με τα συμβατικά συστήματα. Ένα από τα προβλήματα ήταν το κόστος του υποσυστήματος ηλιακού συλλέκτη. Σε πρώιμο στάδιο, το νερό θεωρήθηκε ως ακατάλληλο υγρό από πολλές απόψεις, π.χ. υπερβολική ταχύτητα άξονα, υψηλές καταπονήσεις δίσκου του στρόβιλου, λεπτή μηχανή, δαπανηρή και απαιτούμενες αυστηρές ανοχές. Wali, 1980, πρότεινε ότι μόνο οι ενώσεις halocarbon R-11, R-113 και R-114 και

οι φθοριωμένες ενώσεις FC-75 και FC-88 πληρούσαν τις απαιτήσεις ασφαλείας. Ακολούθως, τα μέσα εργασίας, τα οποία συνιστούσαν στο παρελθόν, διαπιστώθηκε ότι δεν είναι ευνοϊκά για το περιβάλλον. Έτσι, η ανάπτυξη αυτού του συστήματος κρατήθηκε μέχρι να επιστραφούν οι τόκοι στον 21ο αιώνα με νέους προτεινόμενους κύκλους συνδυάζοντας τους κύκλους ισχύος και ψύξης.

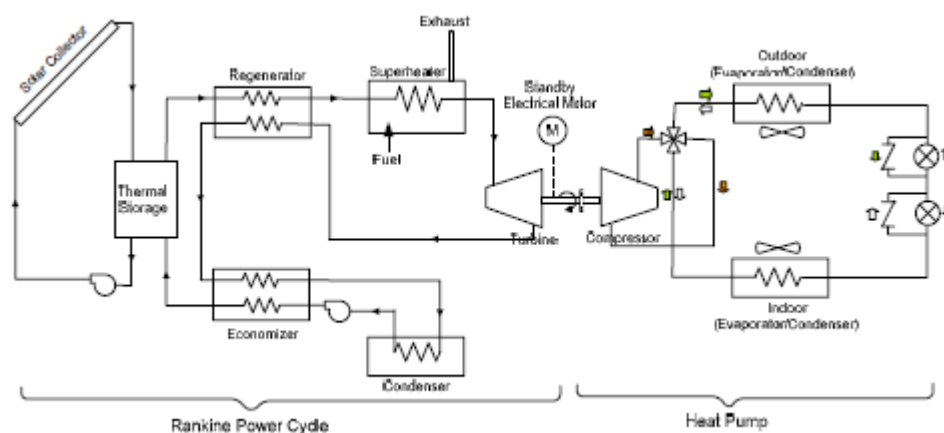
Οι Prigmore και Barber, 1975, δημιούργησαν ένα πακέτο επίδειξης του ηλιακού κύκλου Rankine για τον ηλεκτρισμό και την ψύξη για την Honeywell Inc. και το National Science Foundation. Υπήρχαν 2 ψυκτικά μηχανήματα εγκατεστημένα και τα αποτελέσματα συγκρίθηκαν: ένα ψυκτική απορρόφησης LiBr-H₂O και ένας κύκλος Rankine (χρησιμοποιώντας R113 / R12). Για τον κύκλο Rankine, η αποδοτικότητα του στροβίλου ήταν 80%, η αποδοτικότητα του κύκλου Rankine ήταν 11,5%, η απόδοση του συμπιεστή ήταν 85% και η συνολική COP ήταν 0,71. Χρησιμοποιήθηκε παλινδρομικός συμπιεστής. Το σύστημα του κύκλου Rankine θα μπορούσε να γίνει μια οικονομικά ελκυστική επιλογή στο μέλλον, καθώς λειτουργεί πολύ καλά όταν συνδυάζεται με έναν συλλέκτη CPC.



Σχήμα 2-30 Ηλιακός θερμαινόμενος κύκλος Rankine για ηλεκτρισμό / ψύξη από (Prigmore and Barber, 1975)

Ο Lior, 1977, μελέτησε την εφαρμογή ενός ηλιακού κινητήρα, με καύσιμο υπερθερμασμένου κύκλου Rankine που ενσωματώνει ατμοστρόβιλο. Η καύση καυσίμου χρησιμοποιήθηκε για την υπερθέρμανση του ρευστού εργασίας για να αυξήσει την απόδοση του συστήματος. Αυτός ο κύκλος θα οδηγούσε την αντλία θερμότητας στη λειτουργία ψύξης. Η καύση με καύση θα οδηγούσε την αντλία θερμότητας στη λειτουργία θέρμανσης, με την απόδοση του συστήματος να αυξάνεται χρησιμοποιώντας την απορριπτόμενη θερμότητα

από τον κύκλο, καθώς και την ηλιακή ενέργεια. Στη λειτουργία ψύξης προτάθηκαν εξοικονόμηση ενέργειας πόρων 50-60%. Στη λειτουργία θέρμανσης η χρήση της ενέργειας μειώνεται περίπου 3 έως 4 φορές.



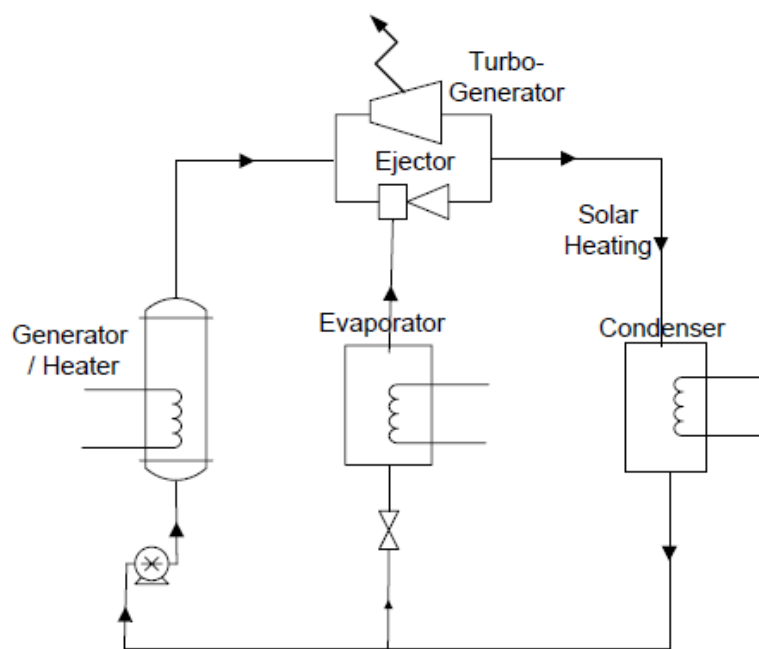
Εικόνα 2-31 Συνδυασμένος κύκλος εκτίναξης/ Rankine από τον Lior, 1977

Οι Biancardi, Sitler et al., 1982, σχεδίασαν και εγκατέστησαν ένα εργαστηριακό τεστ ηλιακής κίνησης Rankine κύκλου θέρμανσης και ψύξης. Το σύστημα θα μπορούσε να λειτουργήσει τόσο σε λειτουργία αντλίας θερμότητας όσο και σε λειτουργία ψύξης. Η COP σε λειτουργία αντλίας θερμότητας ισχυρίστηκε ότι είναι στην περιοχή από 1,5 έως 3,0. Το R11 χρησιμοποιήθηκε ως εργαζόμενο υγρό τόσο στον κύκλο ισχύος όσο και στον ψυκτικό κύκλο. Το κόστος εγκατάστασης ήταν πολύ υψηλό για την εφαρμογή εκείνη την εποχή.

Οι Corcoleotes και Williamson, 1982, παρουσίασαν ένα έργο ηλιακής ψύξης στο πεδίο της ηλιακής ενέργειας (SOLERAS) των Ηνωμένων Πολιτειών-Σαουδικής Αραβίας Αραβική Μικτή Επιτροπή Οικονομικής Συνεργασίας. Υπήρχαν και συστήματα απορρόφησης και συστήματα Rankine. Αυτά τα

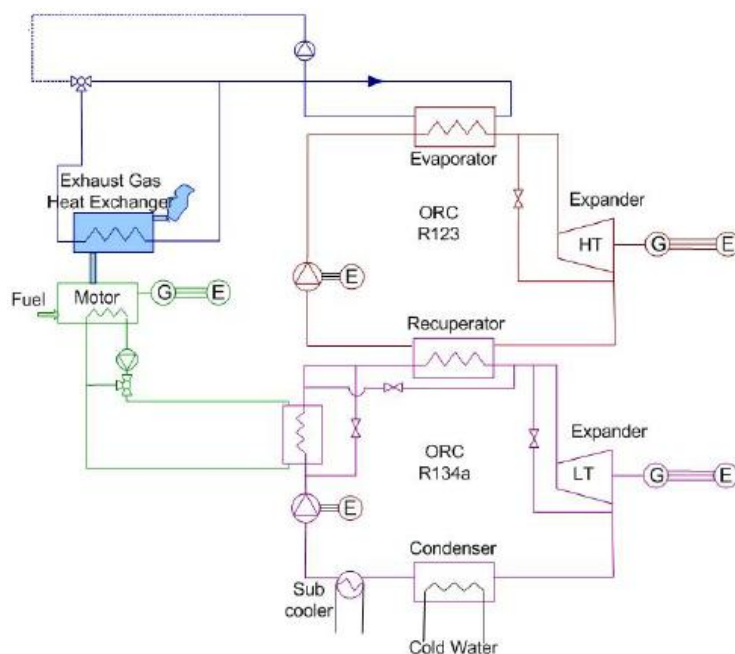
συστήματα θα μπορούσαν επίσης να παρέχουν ηλεκτρική ενέργεια κατά την περίοδο φόρτωσης εκτός ψυγείου.

Οι Oliveira, Afonso et al., 2002, πρότειναν ένα νέο υβριδικό σύστημα ηλιακού / αερίου βασισμένο στον συνδυασμό ενός κύκλου αντλίας θερμότητας εκχυτήρα με έναν κύκλο Rankine. Το σύστημα είχε ως στόχο την παροχή ψύξης / θέρμανσης και ηλεκτροπαραγωγής για κτίρια. Προωθείται από ηλιακή ενέργεια και συμπληρώνεται με καυστήρα αερίου. Το N-πεντάνιο χρησιμοποιήθηκε ως ψυκτικό μέσο. Αποτελέσματα από τη μοντελοποίηση του συστήματος υπολογιστών, δοκιμές πρωτοτύπων και οικονομική ανάλυση αναφέρονται. Το σύστημα κρίθηκε βιώσιμο και αξιόπιστο.



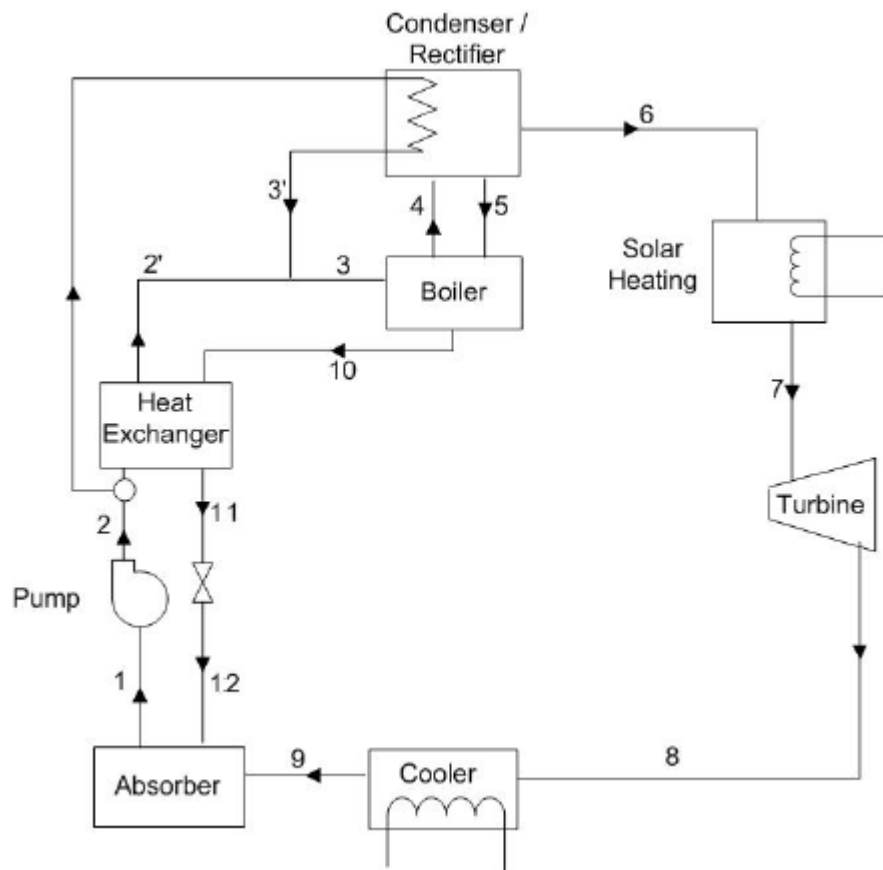
Εικόνα 2-32 Συνδυασμένος κύκλος εκτιναξης / Rankine από Oliveira, Afonso et al., 2002

Οι Kane, Larrain et al., 2003, πρότειναν έναν οργανικό κύκλο Rankine (ORC) που περιλαμβάνει μια ερμητική γεννήτρια επέκτασης κύλισης και ηλιακή συσκευή παρακολούθησης. Οι πηγές θέρμανσης για το σύστημα προέρχονται από τα δύο καυσαέρια και την ψύξη μπλοκ του θερμικού κινητήρα. Ο θερμικός κινητήρας εγγυάται ένα ελάχιστο επίπεδο τόσο της παροχής ενέργειας όσο και της θερμότητας τη νύχτα ή κατά τη διάρκεια συννεφιασμένων περιόδων. Μερικές προκαταρκτικές δοκιμές στην τοποθεσία του φωτοβολταϊκού σταθμού, σε συνδυασμό με έναν κινητήρα, επιβεβαίωσαν την εύλογη συμπεριφορά και το ενδιαφέρον της ιδέας ακόμη και σε μερικό φορτίο ή κατά τη διάρκεια έντονων μεταβολών της παροχής θερμότητας. Η αποδοτικότητα του κινητήρα στον ηλιακό τρόπο λειτουργίας αναφέρθηκε ότι ήταν 7.74%. και στη λειτουργία diesel 35%.



Σχήμα 2-33 Σχέδιο της μονάδας ισχύος SPS από τους Kane, Larrain et al., 2003.

Ένα ενδιαφέρον σύστημα που προτάθηκε από τον Χυ, Goswami et al., 2000, ήταν ένα συνδυασμένο κύκλωμα ισχύος / ψύξης με χρήση του κύκλου ισχύος Rankine και κύκλου ψύξης απορρόφησης αμμωνίας. Τόσο η ηλεκτρική ενέργεια όσο και η ψύξη παράγονται από την ίδια μηχανή. Ένα μίγμα αμμωνίας-νερού χρησιμοποιείται ως μέσο εργασίας. Ο ατμός αμμωνίας υψηλής συγκέντρωσης διογκώνεται σε πολύ χαμηλή θερμοκρασία στον στρόβιλο χωρίς συμπύκνωση, παράγοντας ηλεκτρική ενέργεια και παρέχοντας ένα αποτέλεσμα ψύξης πριν από τη συμπύκνωση στον απορροφητή με μια διαδικασία συμπύκνωσης απορρόφησης. Αυτή η διαδικασία παρουσιάζεται στο Σχήμα 2-34. Το μίγμα αμμωνίας-νερού αντλείται σε υψηλή πίεση. Το μίγμα στη συνέχεια θερμαίνεται στον λέβητα, εμπλουτίζοντας τον ατμό αμμωνίας. Μέρος του ατμού στον συμπυκνωτή / ανορθωτή (κατάσταση 6) συμπυκνώνεται και επιστρέφει στον λέβητα ενώ ο ατμός αμμωνίας υπερθερμαίνεται μετά τον συμπυκνωτή / ανορθωτή, αυξάνοντας τη θερμοκρασία (κατάσταση 7). Ο υπερθερμασμένος ατμός αμμωνίας επεκτείνεται στον στρόβιλο, φθάνοντας σε πολύ χαμηλή θερμοκρασία (0°C ή χαμηλότερη). Η θερμοκρασία της αμμωνίας είναι αρκετά χαμηλή για να παράγει πάγο. Η ηλεκτρική ενέργεια παράγεται κατά τη διαδικασία επέκτασης μέσω του στρόβιλου. Μετά το ψυγείο, η αμμωνία χαμηλής θερμοκρασίας απορροφάται από το ασθενές διάλυμα σε απορροφητήρα (από τον λέβητα), μετατρέποντας ξανά σε μίγμα αμμωνίας-νερού.



Εικόνα 2-34 Ένας τροποποιημένος συνδυασμός ισχύος / κύκλου ψύξης με βάση την αμμωνία (Xu, Goswami et al., 2000)

Η ίδια αρχή με το παραπάνω σύστημα προτάθηκε από τον Tamm, Goswami et al., 2004. Ο προτεινόμενος κύκλος συνδυάζει τους κύκλους ψύξης Rankine και απορρόφησης, χρησιμοποιώντας ένα δυαδικό μίγμα αμμωνίας-νερού ως εργαζόμενο υγρό. Αυτός ο κύκλος μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως κύκλος πυθμένα με χρήση θερμότητας από συμβατικούς κύκλους ισχύος ή με ανεξάρτητο κύκλο που χρησιμοποιεί πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας. Κατασκευάστηκε ένα πειραματικό σύστημα. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι οι διεργασίες συμπύκνωσης της παραγωγής ατμού και απορρόφησης λειτουργούσαν πειραματικά. Υπάρχει συνεπώς δυνατότητα

ταυτόχρονης την απόδοση του στροβίλου και την επίδραση ψύξης για αυτό το σύστημα.

2.6 Συστήματα συμπίεσης με ηλιακή ενέργεια

Αυτός ο τύπος συστήματος περιλαμβάνει ένα σύστημα συμπίεσης ατμών και ένα φωτοβολταϊκό πάνελ. Το σύστημα εξακολουθεί να είναι αρκετά ακριβό λόγω του υψηλού κόστους εγκατάστασης και της χαμηλής απόδοσης των φωτοβολταϊκών πλαισίων. Εντούτοις, είναι αποτελεσματικό και απλό σε μια περιοχή μακριά από ένα ηλεκτρικό δίκτυο, εάν η απαιτούμενη ικανότητα ψύξης είναι χαμηλή. Χρησιμοποιείται ευρέως για την αποθήκευση εμβολίων σε απομακρυσμένες περιοχές. Μία κινητή μονάδα για θερμοκρασία λειτουργίας 0-8 ° C είναι εμπορικά διαθέσιμη σε τιμή περίπου 3000-7000 US \$

Ηλιακά ψυγεία σε ιατρικές εφαρμογές

Μία σημαντική αγορά για αυτό το είδος ηλιακών ψυγείων προορίζεται για την αποθήκευση εμβολίων στις αναπτυσσόμενες χώρες, υποστηριζόμενη από την Παγκόσμια Οργάνωση Υγείας (WHO). Υπάρχουν περίπου 7000 συστήματα εγκατεστημένα παγκοσμίως με χωρητικότητα περίπου 1400 kWp το 1997 (IIR, 1999). Πολλοί κατασκευαστές πιστοποιήθηκαν από την WHO / UNICEF το 1994, αλλά λόγω των περιβαλλοντικών προβλημάτων με τη σταδιακή κατάργηση των CFC σε πολλές χώρες, μειώθηκε ο αριθμός των πιστοποιημένων κατασκευαστών. Οι λεπτομέρειες των προδιαγραφών της WHO μπορούν να ληφθούν από τον ιστότοπο της WHO (WHO, 2005).

Το ψυγείο PV για ιατρικές εφαρμογές αποτελείται κανονικά από φωτοβολταϊκή γεννήτρια, σερβιέλε, τράπεζα συσσωρευτών και ψυγείο DC και αποτελείται από 3 μεγέθη φωτοβολταϊκού ψυγείου και καταψύκτη, σύμφωνα με τις προδιαγραφές της WHO: <30 λίτρα, < 50 λίτρα και> 50 λίτρα. Το σύστημα πρέπει να μπορεί να λειτουργεί αυτόνομα. Λεπτομερείς απαιτήσεις για το προϊόν μπορούν να βρεθούν στις προδιαγραφές επιδόσεων του εξοπλισμού τροφοδοσίας και στη διαδικασία δοκιμών, E3: ψυγεία και καταψύκτες του WHO-EPI WHO, 1999. Τα πρότυπα της WHO για τα ψυγεία εμβολίων είναι πολύ υψηλά, επομένως τα ψυγεία υποβάλλονται σε δύσκολες συνθήκες σε απομακρυσμένες περιοχές. Τα ψυγεία εμβολίου PV είναι αρκετά επιτυχημένα στο πρόγραμμα WHO-EPI, ωστόσο είναι πολύ ακριβά και η διάρκεια της μπαταρίας είναι μικρή.

Ηλιακό ψυγείο στις οικιακές εφαρμογές

Ο αριθμός των ηλιακών ψυγείων που χρησιμοποιούνται στις οικιακές εφαρμογές παραμένει μικρός. Αρκετά συστήματα χρηματοδοτήθηκαν και εγκαταστάθηκαν από την υπηρεσία Francaise pour la Maitris de l'Energie σε απομακρυσμένες περιοχές των υπερπόντιων γαλλικών περιοχών, προκειμένου να βελτιωθούν οι συνθήκες διαβίωσης. Η συνολική δυναμικότητα ισχυρίζεται ότι υπερβαίνει τα 220 kWp στην Πολυνησία, τη Γουιάνα και τη Μαρτινίκα (Fléchon, Lazzarin et al., 1999). Αυτά τα ψυγεία μπορούν επίσης να βρεθούν σε απομακρυσμένες περιοχές της Βόρειας Αμερικής και της Μέσης Ανατολής. Αρκετές εταιρείες πουλάνε τα ηλιακά ψυγεία όπως η Sundanzer, η Polar Power Inc., η Steca.

Walk-in Ηλιακά ψυγεία

Τα ηλιακά ψυγεία έχουν επίσης εγκατασταθεί στον τομέα των μεταφορών, για παράδειγμα σε φορτηγά για τη μεταφορά τροφίμων και εμβολίων. Γενικά, ένα ψυγείο μεταφοράς τροφοδοτείται με κινητήρα ντίζελ στο φορτηγό ή στο αυτοκίνητο. Η ιδέα εδώ είναι να μειωθεί η κατανάλωση ντίζελ χρησιμοποιώντας ένα ηλιακό ψυγείο. Univ. της Σαουθάμπτον και της Sainsbury (βρετανική αλυσίδα σουπερ μάρκετ) ανέπτυξαν ένα ψυγείο ηλιακού ρυμουλκούμενου για τη μεταφορά φρέσκων φρούτων και λαχανικών στην Αγγλία το 1998 (Χάγη, 2000). Η τροφοδοσία από τις φωτοβολταϊκές μονάδες που είναι τοποθετημένες στην οροφή είναι 4,25 kWp. Το διαμέρισμα αποθήκευσης διαιρείται σε 2 περιοχές που εξαρτώνται από τη θερμοκρασία.

Η Polar Power Inc. έχει επίσης αναπτύξει και πωλεί ψυγεία με ηλιακή ενέργεια, σχεδιασμένα να μεταφέρουν φυτά δενδρυλλίων, και κατασκευάζονται ως μονάδα ολίσθησης που μεταφέρεται από ένα στάνταρ φορτηγό $\frac{3}{4}$ τόνου. Αυτό το ψυγείο έχει σχεδιαστεί για να λειτουργεί από το μεταφορέα διαδρόμου ή με τη χρήση κάδου. Μπορεί να αφαιρεθεί από το μεταφορέα διαδρόμου και να λειτουργήσει ως ανεξάρτητη αυτοσυμπυκνωμένη μονάδα.

2.7 Ηλιακά Συστήματα Ψύξης Stirling

Ένα σύστημα ανάδευσης είναι κατάλληλο για συγκεκριμένες εφαρμογές που απαιτούν χαμηλές θερμοκρασίες. Η αρχή του κύκλου ψύξης ανάδευσης βασίζεται στις μεταβολές του όγκου που προκαλούνται από τα έμβολα, προκαλώντας έτσι αλλαγές στην πίεση και τη θερμοκρασία ενός αερίου (χωρίς αλλαγή φάσης). Αυτή η μονάδα είναι δαπανηρή, περίπλοκη και δεν είναι ακόμη εμπορικά διαθέσιμη. Από την άλλη πλευρά, αποδίδει πολύ καλή απόδοση σε μεγάλες αυξήσεις της θερμοκρασίας και μπορεί να φτάσει σε κρυογονικές θερμοκρασίες (Lundqvist, 1993).

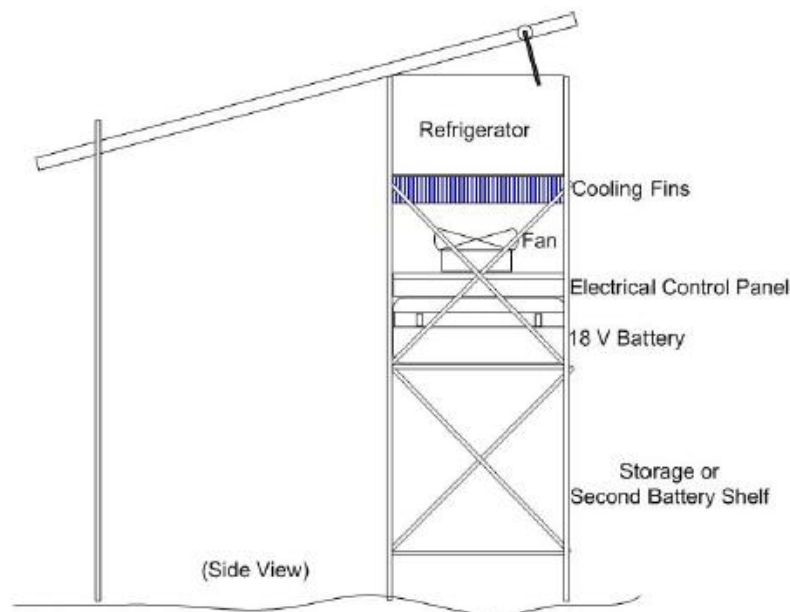
Ο κινητήρας ανάδευσης που λειτουργεί με ηλιακή ενέργεια έχει προταθεί και για τις δύο συσκευές παραγωγής και οδήγησης ψύξης στα επονομαζόμενα συστήματα διπλής όψης από τη δεκαετία του '70. Αυτοί οι κινητήρες απαιτούν υψηλή ποιότητα θερμότητας σε θερμοκρασίες μεταξύ 600 και 700 °C. Αυτό, με τη σειρά του, απαιτεί έναν ηλιακό συλλέκτη και απορροφητήρα υψηλής ποιότητας, π.χ. ένα καλό ηλιακό συγκεντρωτή με ένα προηγμένο σύστημα παρακολούθησης, προσφέροντας έτσι επιπλέον κόστος και πολυπλοκότητα στο σύστημα. Αυτή η τεχνολογία κατέχει, στην πραγματικότητα, παγκόσμιο ρεκόρ στην αποδοτικότητα για τη μετατροπή του άμεσου ηλιακού φωτός σε ηλεκτρική ενέργεια (σχεδόν 30%). Από την άποψη της απόδοσης, ο κινητήρας ηλιακής θερμικής ανάδευσης μπορεί επομένως να είναι προτιμότερος, εάν το κόστος μπορεί να αντιμετωπιστεί στο μέλλον.

Ο ψυκτικός αναδευτήρας που οδηγείται από τα ηλιακά κύτταρα είναι, ωστόσο, πιο ανταγωνιστικός. Η πρόιμη έρευνα χρηματοδοτήθηκε από την Ολλανδική Κοινοπραξία Περιβάλλοντος Ομάδες και βοηθητικές εφαρμογές σε μια προσπάθεια να κατασκευάσει ένα δροσερό, ανεφοδιασμένο με ηλιακή ενέργεια, υπερβολικά αποδοτικό ψυγείο χωρίς μπαταρίες τον Νοέμβριο του 1993 (Mennink and Berchowitz, 1999). Η πρωτότυπη μονάδα παρουσιάστηκε για πρώτη φορά τον Απρίλιο του 1994 στο 12ο Ευρωπαϊκό φωτοβολταϊκό συνέδριο. Η COP του ψύκτη Stirling ισχυρίστηκε ότι είναι 3.0 σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 25 ° C. Μελετήθηκαν δύο μεγέθη ψυγείων, 365 λίτρα και 30 λίτρα Η χωρητικότητα κυμαίνεται από 8 έως 50 W σε 0 έως 30 NT0. Είναι ένα λεγόμενο μηχάνημα με ελεύθερα έμβολα που οδηγείται από έναν γραμμικό κινητήρα και μια πηγή εναλλασσόμενου ρεύματος. Για να αποφευχθεί η ανάγκη των μπαταριών, παράγονται 5 λίτρα παγωμένου νερού για 24 ώρες λειτουργίας "χωρίς ηλιακή ακτινοβολία". Αυτός ο ψύκτης Stirling κυκλοφορεί τώρα στο εμπόριο Global Cooling BV (Κάτω Χώρες) και Twinbird Corporation (Ιαπωνία).

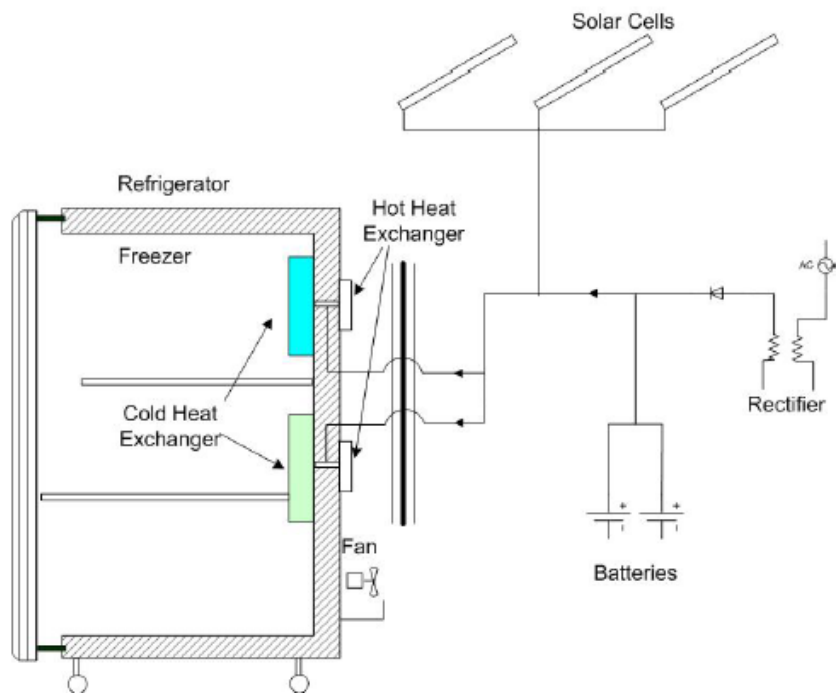
2.8 Ηλιακή θέρμανση- Θερμοηλεκτρική ψύξη Συστήματα

Ένας θερμοηλεκτρικός κύκλος ψύξης (Peltier) είναι όπως ήδη αναφέρθηκε κατάλληλο για εφαρμογές μικρής κλίμακας. Η ψύξη επιτυγχάνεται με την οδήγηση ενός ηλεκτρικού ρεύματος διαμέσου του ηλεκτρικού κυκλώματος που περιέχει κόμβους διαφορετικών μετάλλων. Αυτό το φαινόμενο

ονομάζεται αντιστρεπτό φαινόμενο Seebeck. Δεν υπάρχουν κινούμενα μέρη και λειτουργικό ρευστό σε αυτό το σύστημα. Είναι ένα μικρό σύστημα, κατάλληλο για χρήση σε κινητά ψυγεία. Μερικά παραδείγματα δίνονται εδώ για πληρότητα. Ένα πρώιμο ηλιακό σύστημα ψύξης προτάθηκε από τον Field, 1980. Το ψυγείο σχεδιάστηκε για ιατρική αποθήκευση στις αναπτυσσόμενες χώρες. Έτσι, η μονάδα είναι ειδική και ανθεκτική, καθώς πρέπει να μπορεί να λειτουργήσει σε δύσκολες συνθήκες από ανειδίκευτο προσωπικό. Τα συστατικά του συστήματος είναι εμπορικά διαθέσιμα. Η τρέχουσα εμπορική μονάδα λειτουργεί με συνεχές ρεύμα, χαρακτηριστικό των Φ / B . η τάση τροφοδοσίας είναι 18 V DC με σύστημα τροφοδοσίας μολύβδου-οξέος ή προηγμένης μπαταρίας. Ο όγκος μονάδας είναι 3,6 λίτρα. Το συνολικό κόστος για τη μονάδα αυτή το 1980 ήταν περίπου 8500 δολάρια ΗΠΑ.

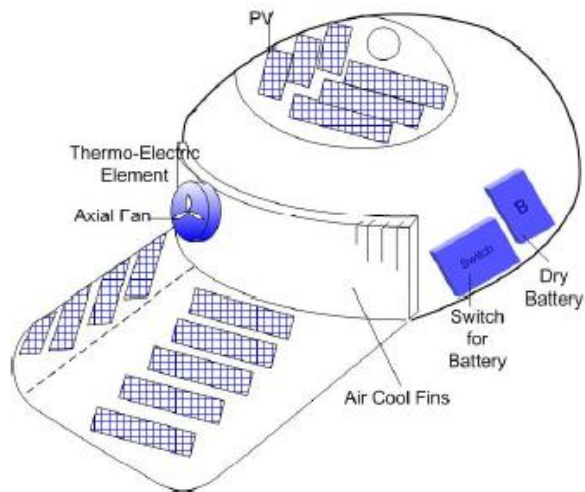


Εικόνα 2-35 Πλευρική όψη του θερμοηλεκτρικού ψυγείου με φωτοβολταϊκά στοιχεία από Field, 1980.



Σχήμα 2-36 Θερμοηλεκτρικό Ψυγείο και Τροφοδοσία Ρύθμιση από Sofrata, 1996

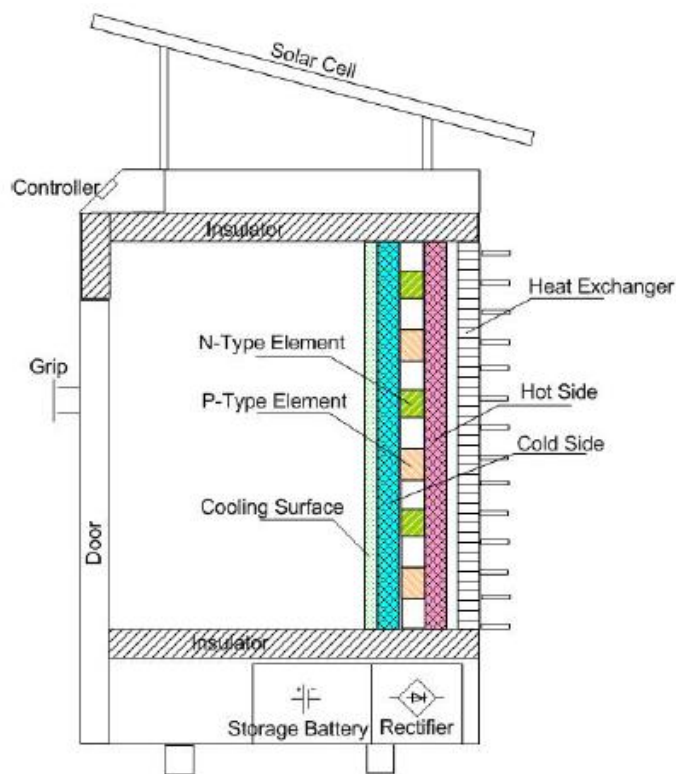
Για περιέργεια, συμπεριλαμβάνεται η θερμοηλεκτρική κεφαλίδα ψύξης για την ψύξη του μετώπου από τους Hara, Azuma et al., 1998. Προήλθε από ένα μικρό ηλιακό κύτταρο (άμορφο) όπως φαίνεται στο Σχήμα 2-37. Η θερμοκρασία του τεντώματος ισχυρίζεται ότι μειώνεται κατά 4 K προκειμένου να αντιμετωπιστεί η θερμική άνεση.



Εικόνα 2-37 Θερμοηλεκτρική ψύξη με καπάκι από τα ηλιακά κύτταρα, που προτείνεται από τους Hara et αϊ., (1998).

Ο Παγκόσμιος Οργανισμός Υγείας (WHO) πρότεινε την αποθήκευση εμβολίων και τη μεταφορά με ψυκτικό ψυκτικό φίλτρο Peltier (Fléchon, Lazzarin et αϊ., 1999). Ωστόσο, υπάρχουν ορισμένα προβλήματα σχετικά με τα επίπεδα θερμοκρασίας, τα οποία περιορίζονται στους $+ 5^{\circ} \text{C}$ σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 30°C . Ο θάλαμος ψύξης κατά συνέπεια θερμαίνεται γρήγορα όταν διακόπεται η παροχή ηλεκτρικού ρεύματος από τότε που το στοιχείο του Peltier γίνεται θερμοηλεκτρική γέφυρα.

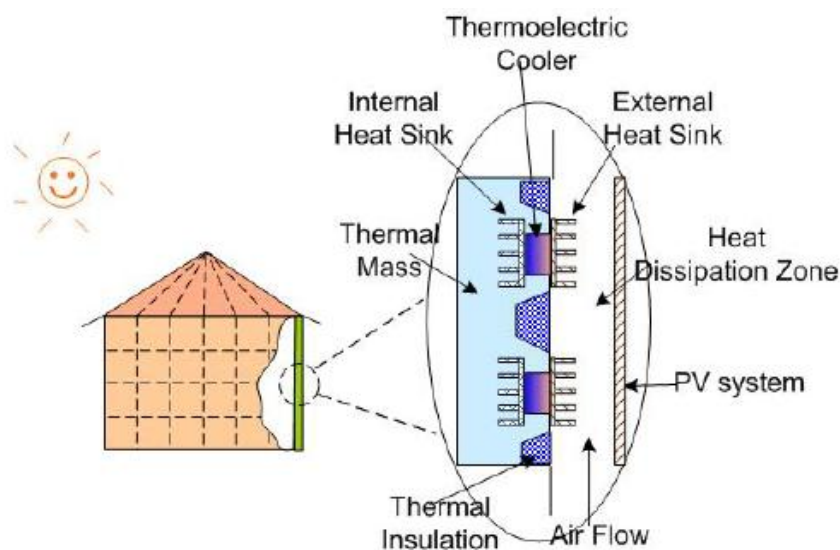
Οι Dai και Sumathy, 2003, εξέτασαν το ψυγείο Peltier που οδηγείται από ηλιακά κύτταρα σε διαφορετικές συνθήκες. Η ηλεκτρική ενέργεια από το φωτοβολταϊκό σύστημα φόρτισε τις μπαταρίες κατά τη διάρκεια της ημέρας, παρέχοντας ενέργεια όταν δεν υπήρχε ηλιοφάνεια, αναμένοντας την ύπαρξη ψυκτικού δυναμικού για την αποθήκευση εμβολίων, τροφίμων και ποτών σε απομακρυσμένες περιοχές.



Εικόνα 2-38 Το θερμοηλεκτρικό ψυγείο με φωτοβολταϊκά συστήματα από τους Dai και Sumathy, 2003.

Οι Khire, Messac et al., 2005 συζήτησαν ένα σύστημα Active Building Envelope (ABE) ενσωματωμένο με μια θερμοηλεκτρική αντλία θερμότητας. Η ηλιακή ενέργεια χρησιμοποιείται για να αντισταθμίσει την παθητική απώλεια θερμότητας ή το κέρδος στο κέλυφος του κτιρίου ή σε άλλους χώρους. Το παρόν έγγραφο επικεντρώνεται στο σχεδιασμό και την ανάλυση ενός βασικού στοιχείου - της θερμοηλεκτρικής μονάδας αντλίας θερμότητας ή της μονάδας TE. Αυτή η μονάδα αποτελεί αναπόσπαστο μέρος του γενικού περιβλήματος και είναι μια συλλογή θερμοηλεκτρικών ψυκτών ή θερμαντήρων. Μια τεχνική βελτιστοποίησης πολλαπλών αντικειμένων εφαρμόστηκε για τον

σχεδιασμό και την αξιολόγηση διαφορετικών διαμορφώσεων σχεδιασμού της μονάδας TE.



Εικόνα 2-39 Ενεργό περίβλημα κτιρίου (ABE) με θερμοηλεκτρικό ψύκτη από Khire, Messac et al., 2005

2.9 Συστήματα ψύξης με εξώθηση με ηλιακή ενέργεια

Το σύστημα εκτόξευσης μονής βαθμίδας είναι η απλούστερη μορφή αυτής της τεχνολογίας και είναι ευρέως εγκατεστημένο σε όλο τον κόσμο σε λειτουργία σε ατμό χαμηλής πίεσης που παράγεται από την θερμότητα της διαδικασίας, συνήθως στη βιομηχανία χαρτοπολτού και χαρτιού. Τα συστήματα είναι συχνά μεγέθους MW. Το σύστημα που παρουσιάζεται σε αυτή τη διατριβή διαφέρει σημαντικά από αυτά. Πρώτον, ο κινητήριος ατμός παράγεται μόνο στο σύστημα για τον εκτοξευτήρα και δεύτερον η πίεση διατηρείται με μια αντλία. Το σύστημα είναι κλειστό ενώ τα συστήματα στη βιομηχανία

χαρτοπολτού και χαρτιού είναι περισσότερο ή λιγότερο ανοικτά. Το υγρό εργασίας των συστημάτων που παρουσιάζονται εδώ δεν είναι νερό και το μέγεθος είναι πολύ μικρότερο.

Υπάρχουν αρκετές συνεχείς προσπάθειες βελτίωσης της απόδοσης των συστημάτων εκτίναξης χρησιμοποιώντας εκτοξευτήρες πολλαπλών σταδίων ή υβριδικό σύστημα όπου η τεχνολογία εκτοξευτή συνδυάζεται με άλλες τεχνολογίες. Επί του παρόντος, η τεχνολογία ψύξης εξώθησης μπορεί κατά προσέγγιση να ταξινομηθεί σε 3 κύριες ομάδες†† :

1. Συστήματα ψύξης μονάδων εκτοξευτήρων
2. Συστήματα ψύξης πολλαπλών σταδίων
3. Υβριδικός εκτοξευτήρας και άλλες τεχνολογίες π.χ. συμπίεση ατμών, απορρόφηση και προσρόφηση

Οι θεωρητικοί υπολογισμοί, η προσομοίωση των υπολογιστών και η πειραματική εργασία πραγματοποιήθηκαν από πολλές ερευνητικές ομάδες παγκοσμίως.

(†† Μια χρήση του εξωστήρα που κερδίζει το ενδιαμέσο είναι να αντικαταστήσει τη βαλβίδα εκτόνωσης σε συστήματα συμπίεσης ατμών για να ανατρέψει την εξερχόμενη απώλεια κατά τη διάρκεια της επέκτασης. Αυτό είναι ιδιαίτερα σημαντικό για κύκλους που λειτουργούν με το CO₂ υγρού εργασίας.)

Συστήματα ψύξης εγχυτήρα ενός επιπέδου

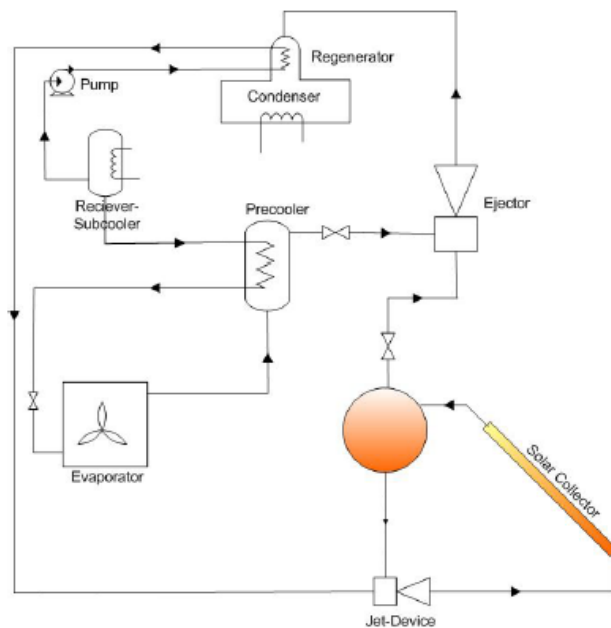
Η πλειοψηφία των μελετών έρευνας και ανάπτυξης σχετικά με συστήματα ηλιακού ψεκασμού που λειτουργούν με ηλιακή ενέργεια ασχολείται με τον τύπο ενός συστήματος. Αρκετές πειραματικές εγκαταστάσεις έχουν κατασκευαστεί και δοκιμαστεί σε διάφορα μέρη του κόσμου. Αρχικά, ψυκτικά μέταλλα χλωροφθορανθράκων (CFC), π.χ. R12 (Chang, Gravalos et al., 1986), R11 (Murthy, Balasubramanian et al., 1991), R113 (Al-Khalidy, 1997a). Μετά την απαγόρευση των CFC, οι υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFC) ψυκτικά π.χ. Χρησιμοποιήθηκε R141b (Huang, Chang κ.ά., 1998). Ακολούθως προτάθηκαν πιο φιλικά προς το περιβάλλον ψυκτικά μέσα π.χ. το ψυκτικό υγρό υδρογονανθράκων (Pridasawas and Lundqvist, 2003) ή), καθώς και το ψυκτικό μέσο υδροφθοροαιθέρα (HFE) (Wolpert, Riffat et al., 2003)

Ο Al-Khalidy, 1997a, ανέλυσε τις θεωρητικές και πειραματικές επιδόσεις ενός ηλιακού συστήματος ψεκασμού εγχυτήρων. Πέντε ψυκτικά μέσα (R717, R12, R11, R113 και R114) συγκρίθηκαν. Από τη θεωρητική ανάλυση, βρέθηκε ότι το R113 ήταν πιο κατάλληλο από οποιοδήποτε άλλο ψυκτικό μέσο. Το COP του συστήματος ψύξης και η απόδοση του συστήματος ψύξης του ηλιακού εκτοξευτήρα στο σύνολό του αυξήθηκαν όταν η θερμοκρασία παραγωγής και εξάτμισης αυξήθηκε και μειώθηκε όταν αυξάνει η θερμοκρασία συμπύκνωσης. Σε θερμοκρασία δημιουργίας 87 ° C, θερμοκρασία συμπυκνωτή 43 ° C και θερμοκρασία εξάτμισης 10 ° C, η COP που λήφθηκε ήταν περίπου 0.256 και η STR ήταν 0.12.

Οι Bejan, Vargas et al., 1995, σχεδίασαν ένα σύστημα εκτόξευσης με ηλιακή ενέργεια ενός μονοβάθμιου κλιματιστικού με χωρητικότητα ψύξης 3,5 kW (12 000 Btu hr⁻¹) σε θερμοκρασία εξάτμισης + 4 ° C και θερμοκρασία δημιουργίας 90-105 ° C με R114. Η συνολική COP βρέθηκε να είναι περίπου 0,126-0,26. Οι ερευνητές συζήτησαν τη σημασία της αποθήκευσης θερμότητας. Συνιστάται η αποθήκευση σε ψυκτικούς θαλάμους, η οποία βασίζεται σε υλικά που αλλάζουν φάση, σε κρύο νερό ή σε αποθήκευση πάγου, αντί να αποθηκεύει μεγάλη ποσότητα θερμότητας στη θερμή πλευρά του συστήματος. Η αποδοτικότητα του συστήματος θα μπορούσε να βελτιωθεί με αύξηση της θερμοκρασίας παραγωγής.

Murthy, Balasubramanian et al., 1991, εξέτασαν διαφορετικές διαστάσεις απορροφητήρα στην ικανότητα ψύξης περίπου 0,5 kW. Το R12 χρησιμοποιήθηκε ως ψυκτικό μέσο. Λαμβάνεται COP στην περιοχή από 0,08-0,33.

Οι Huang, Chang κ.ά., 1998 ανέπτυξαν σύστημα ψύξης ηλιακού εκτοξευτήρα χρησιμοποιώντας R141b ως ψυκτικό μέσο. λαμβάνοντας συνολική COP περίπου 0,22 σε θερμοκρασία δημιουργίας 95 ° C, θερμοκρασία εξάτμισης 8 ° C και ηλιακή ακτινοβολία 700 W m⁻².



Σχήμα 2-40 Μονάδα ηλιακής οδήγησης με σύστημα ηλιακής εξάτμισης ψύξης από το Huang, Chang κ.ά., 1998

Πειράματα σε ένα ηλιακό παθητικό σύστημα ψύξης εξατμιστή πραγματοποιήθηκαν επίσης από το Nguyen, Riffat et al., 2001. Το νερό χρησιμοποιήθηκε ως εργαζόμενο ρευστό με έναν εκκενωθέντα ηλιακό συλλέκτη. Η χωρητικότητα ψύξης σχεδιάστηκε για 7 kW. Το σύστημα αυτό είναι επίσης ικανό να παρέχει θερμότητα έως και 20kW κατά τη χειμερινή περίοδο.

Αρκετές θεωρητικές αναλύσεις και δυναμικές προσομοιώσεις του συστήματος ενός σταδίου με χρήση βουτανίου και ισοβουτανίου ως ψυκτικών μέσων πραγματοποιήθηκαν από τους Pridasawas και Lundqvist, 2004c. 2004a. Η βέλτιστη θερμοκρασία δημιουργίας βρέθηκε να είναι στην περιοχή από 80 έως 100 ° C, ανάλογα με τη θερμοκρασία εξάτμισης. Ως εκ τούτου, οι ηλιακοί συλλέκτες υψηλής θερμοκρασίας δεν είναι απαραίτητοι για το σύστημα ψύξης

που λειτουργεί με ηλιακή ενέργεια και χρησιμοποιείται για εφαρμογές κλιματισμού.

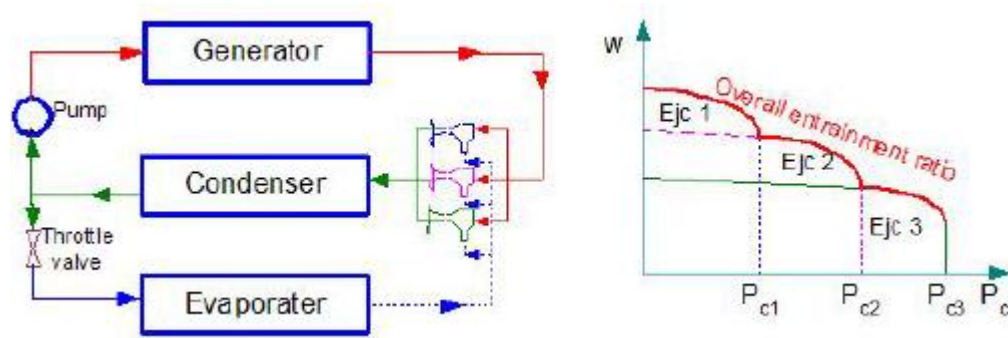
Wolpert, Riffat et al., 2003 εισήγαγε τον υδροφθοροαιθέρα (HFE) ως ψυκτικό για σύστημα μονοβάθμιων κινητήρων 13 kW. Από προσομοιώσεις υπολογιστών, η COP που ελήφθη ήταν περίπου 0.62 σε προτεινόμενη θερμοκρασία παραγωγής 140-160 ° C, θερμοκρασία συμπύκνωσης 32-40 ° C και θερμοκρασία εξατμιστή 5 ° C.

Το R134a προτάθηκε επίσης ως ψυκτικό για ένα σύστημα εκτόξευσης με ηλιακή ακτινοβολία από τον Αλέξη και Καραγιάννη το 2005. Η μέση τιμή STR ήταν περίπου 0,014-0,101 και η COP βρέθηκε να είναι στην περιοχή 0,05-0,199.

Συστήματα ψύξης εγχυτήρα πολλών επιπέδων

Παρόλο που η απλή ψύξη του εκτοξευτήρα είναι απλή, είναι δύσκολο να διατηρηθεί το σύστημα σε βέλτιστες συνθήκες λόγω της μεταβολής των συνθηκών εργασίας. Για παράδειγμα, οι θερμοκρασίες περιβάλλοντος που υπερβαίνουν τις συνθήκες σχεδιασμού ή χαμηλή ηλιορύπανση συχνά οδηγούν σε δυσκολίες λειτουργίας. Έχουν γίνει προσπάθειες για την επίλυση αυτού του προβλήματος με εκτοξευτήρες πολλαπλών σταδίων. Πολλοί εκτοξευτές τοποθετούνται παράλληλα πριν από τον συμπυκνωτή. Ένας εκτοξευτής λειτουργεί κάθε φορά και η λειτουργία κάθε εγχυτήρα καθορίζεται από την πίεση συμπυκνωτή. Ένα παράδειγμα της διάταξης εκτίναξης φαίνεται στο σχήμα 2-41. Ο συνολικός λόγος παραλαβής είναι η παχιά

γραμμή. Ο εκβολέας 1 λειτουργεί όταν η πίεση συμπυκνωτή είναι πάνω από το P_{c1} . ο εκβολέας 2 λειτουργεί σε πίεση συμπυκνωτή μεταξύ P_{c1} και P_{c2} . και ο εγχυτήρας 3 λειτουργεί σε πίεση συμπυκνωτή μεταξύ P_{c2} και P_{c3} . Αυτή η ρύθμιση προτάθηκε από τους Bejan, Vargas et al., 1995.

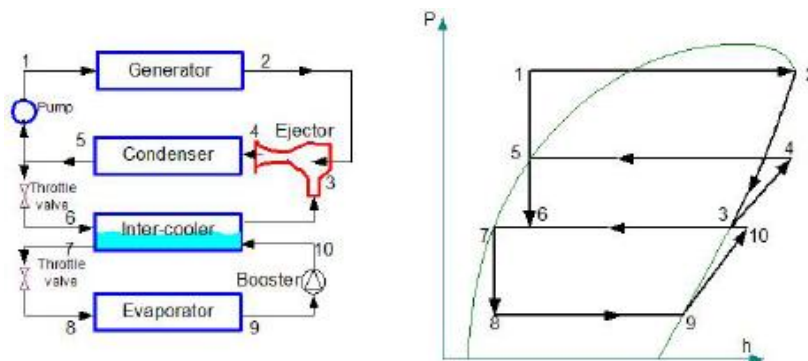


Εικόνα 2-41 Σύστημα εγχυτήρα πολλαπλών σταδίων

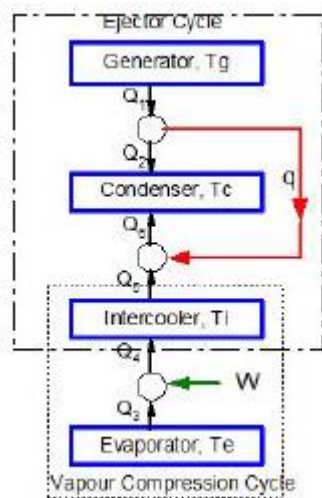
Σύστημα ψύξης εξόδου με ενισχυτή ή συμπιεστή

Το COP του χαμηλού κύκλου είναι το κύριο μειονέκτημα του συστήματος εκτίναξης. έχουν γίνει πολλές προσπάθειες για τη βελτίωση της απόδοσης του εν λόγω συστήματος. Ένας ενισχυτής (ένας συμπιεστής) μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την ενίσχυση του συστήματος εκτοξευτήρα με την προϋπόθεση της πρόσθετης ενέργειας οδήγησης. Ο ενισχυτής χρησιμοποιείται για την ανύψωση της πίεσης του ψυκτικού από τον εξατμιστή. Υπάρχουν διάφορες διαμορφώσεις συστημάτων που προτείνονται από διαφορετικές ερευνητικές ομάδες. Μπορεί να χρησιμοποιηθεί ένας εσωτερικός ψύκτης (εσωτερικός εναλλάκτης θερμότητας) για τη διατήρηση μιας ενδιάμεσης πίεσης. Το ψυκτικό ατμού από τον εξατμιστή ενισχύεται πρώτα στο ενδιάμεσο πίεση. Το ρεύμα από τον ενδιάμεσο ψύκτη στη συνέχεια τροφοδοτείται στον

εκχυτήρα. Ένα απλό διάγραμμα του συστήματος εκτόξευσης με ενισχυτή εμφανίζεται στο σχήμα 2-42.



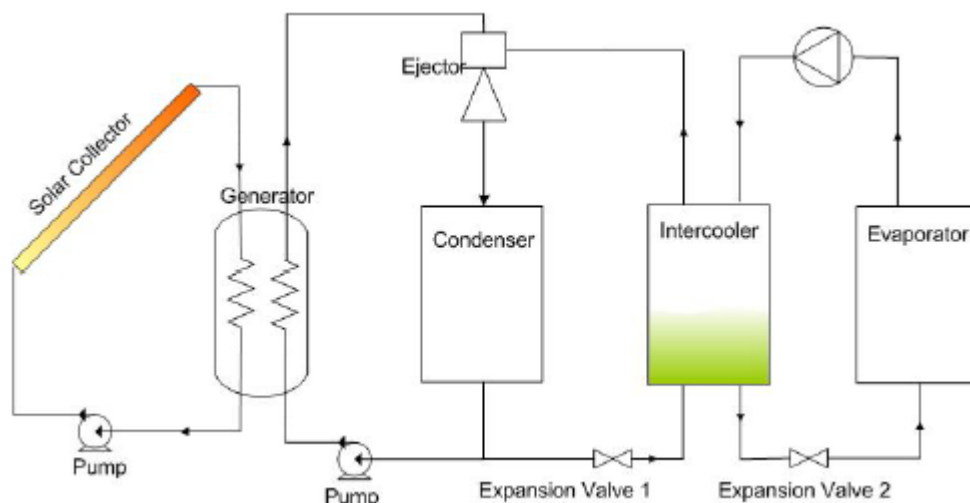
Εικόνα 2-42 Σύστημα ψύξης εξόδου με ενισχυτή



Εικόνα 2-43 Μια έννοια ενός συστήματος ψύξης συνδυασμένου εξωστήρα με ενισχυτή από τον Göktun, 2000

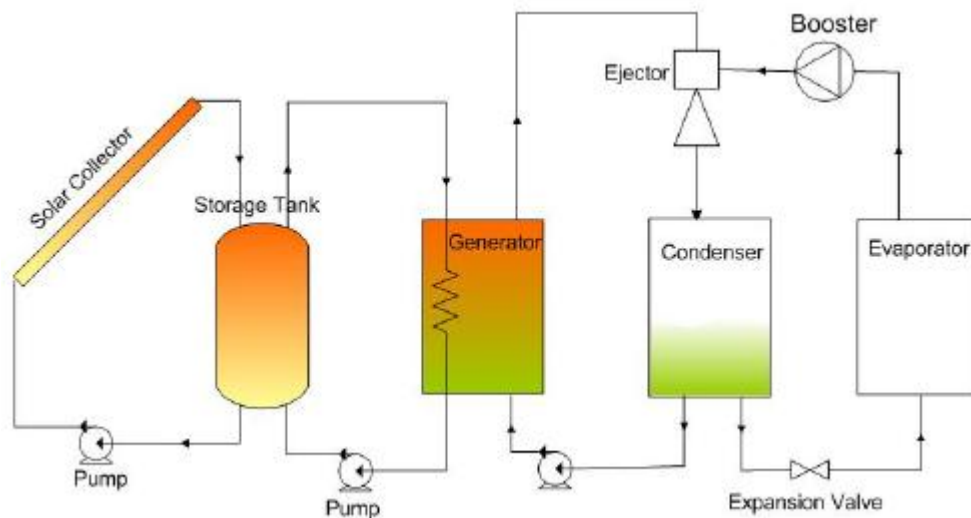
Οι Bejan, Vargas et al., 1995 πρότειναν να χρησιμοποιήσουν ένα ενισχυτικό και ένα intercooler σε μια προσπάθεια να βελτιώσουν το σύστημα ψεκασμού εκχυτήρα. Η θέρμανση, η ψύξη και η παροχή ζεστού νερού θα μπορούσαν να είναι το φορτίο του συστήματος εκτόξευσης, το φορτίο θέρμανσης κατά τη

διάρκεια του χειμώνα και το φορτίο ψύξης κατά τη διάρκεια του καλοκαιριού. Αυτό το μηχάνημα ονομάζεται «ηλιακό τροφοδοτικό με βελτιωμένη συμπίεση». Το σύστημα εκτόξευσης ενισχυμένης συμπίεσης χρησιμοποιείται για την ενίσχυση της πίεσης του δευτερεύοντος ρεύματος στον εκτοξευτήρα. Μηχανική ενέργεια ή ηλεκτρική ενέργεια παρέχεται στο αναμνηστικό. Το R114 χρησιμοποιείται ως μέσο εργασίας. Η απόδοση ολόκληρου του συστήματος μπορεί να βελτιωθεί. Σε 3,5 kW της ψυκτικής ικανότητας, θερμοκρασία εξάτμισης 4 ° C και θερμοκρασία συμπύκνωσης 50 ° C, η θεωρητική COP του συστήματος εκτίναξης μπορεί να είναι μέχρι 0,85 και η COP του συνολικού κύκλου μπορεί να είναι έως 0,5. Το 2004, αυτή η ερευνητική ομάδα αναθεώρησε ξανά το σύστημα με ψυκτικό HCFC, Arbel και Sokolon, 2004. Το προηγούμενο ψυκτικό μέσο CFC (R114) αντικαταστάθηκε από το R142b



Εικόνα 2-44 Η κλιματιστική μηχανή με αυξημένη συμπίεση ηλιακής ενέργειας που προτάθηκε από τους Bejan, Vargas et al., 1995

Ένα σύστημα εκτόξευσης με αναμνηστικό χρησιμοποιώντας R142b προτάθηκε από Dorantès, Estrada et al., 1996. Δεν υπήρχε ψυγείο στο σύστημα. Οι δυναμικές προσομοιώσεις του ηλιακού συστήματος οδήγησαν στο συμπέρασμα ότι η επιτευχθείσα COP ήταν περίπου 0,11 σε θερμοκρασία εξάτμισης $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, θερμοκρασία συμπύκνωσης $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ και δημιουργία θερμοκρασίας $105\text{ }^{\circ}\text{C}$. Το σύστημα αυτό θα μπορούσε να παράγει 100 κιλά πάγου ημερησίως με χωρητικότητα 2 kW.

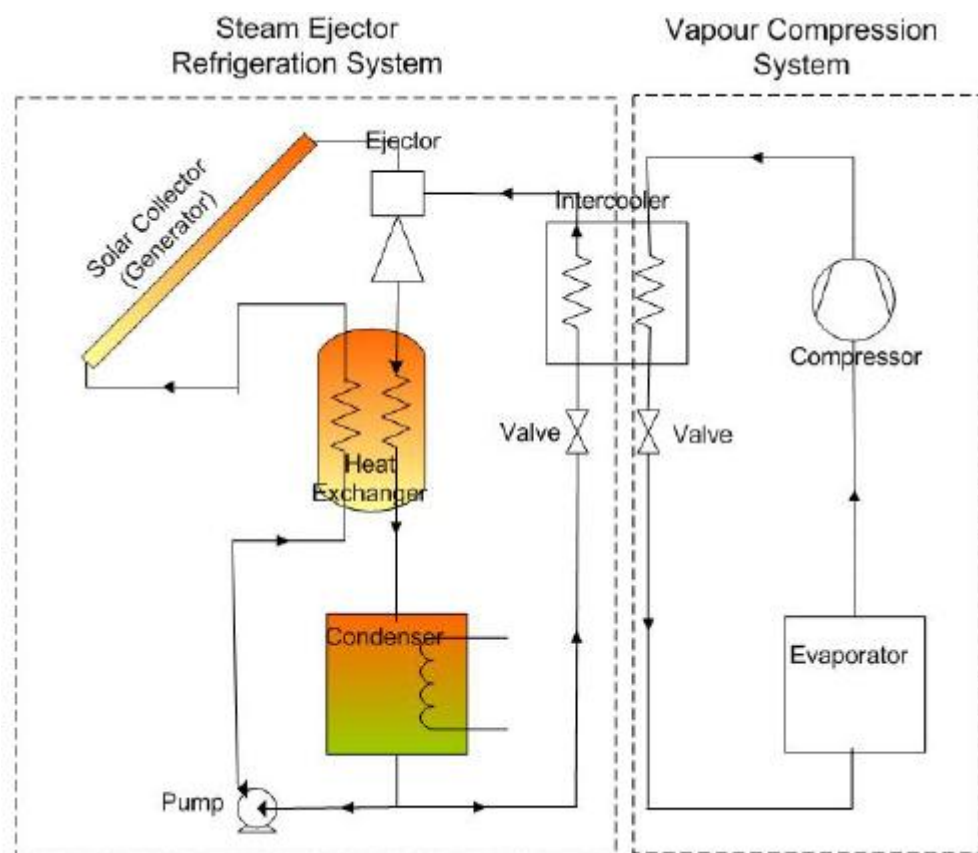


Εικόνα 2-45 Η εκτόξευση με ηλιακή ενέργεια με ενισχυτικό σύστημα που προτάθηκε από Dorantès, Estrada et al., 1996

Το σύστημα με 2 μεθόδους διάσπασης: συμπίεση ατμών και σύστημα εκτίναξης προτάθηκε από τους Sun, Feng κ.ά., 1997. Χρησιμοποιήθηκε ύδωρ ως ψυκτικό μέσο στο σύστημα εξαγωγής και το R134a χρησιμοποιήθηκε στο σύστημα συμπίεσης ατμών. Ο συμπυκνωτής του συστήματος συμπίεσης ατμών που εκτελείται ως εξατμιστής του συστήματος εκβολέων. Αυτός ο εξοπλισμός ορίζεται ως ενδιάμεσος ψύκτης. Τα αποτελέσματα από τη θεωρητική ανάλυση έδειξαν ότι αυτός ο συνδυασμένος κύκλος μπορεί να βελτιώσει την αποτελεσματικότητα του συστήματος κατά περισσότερο από 50%.

Ένα σύστημα ηλιακής υποβοηθούμενης απόσβεσης με εκτοξευτήρα ατμού προτάθηκε από τον Göktun, 2000. Ο μεσοψύκτης εγκαταστάθηκε χρησιμεύοντας ως συμπυκνωτής για το σύστημα συμπίεσης ατμών και έναν εξατμιστή για το σύστημα εκβολέων. Αυτό το χαρτί πρότεινε επίσης μια

εξίσωση για τον υπολογισμό της βέλτιστης λειτουργίας της θερμοκρασίας του ηλιακού συλλέκτη και της αντίστοιχης COP.

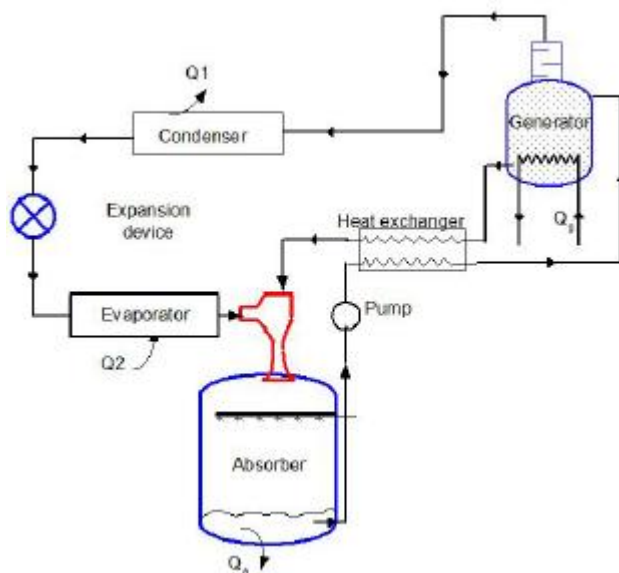


Εικόνα 2-46 Σύστημα συνδυασμένου εκχυτήρα και συμπίεσης ατμών, που προτάθηκε από τον Sun, Feng et al., 1997.

Ηλιακά συστήματα συνδυασμένου εξαερισμού και ψυκτικού συστήματος απορρόφησης

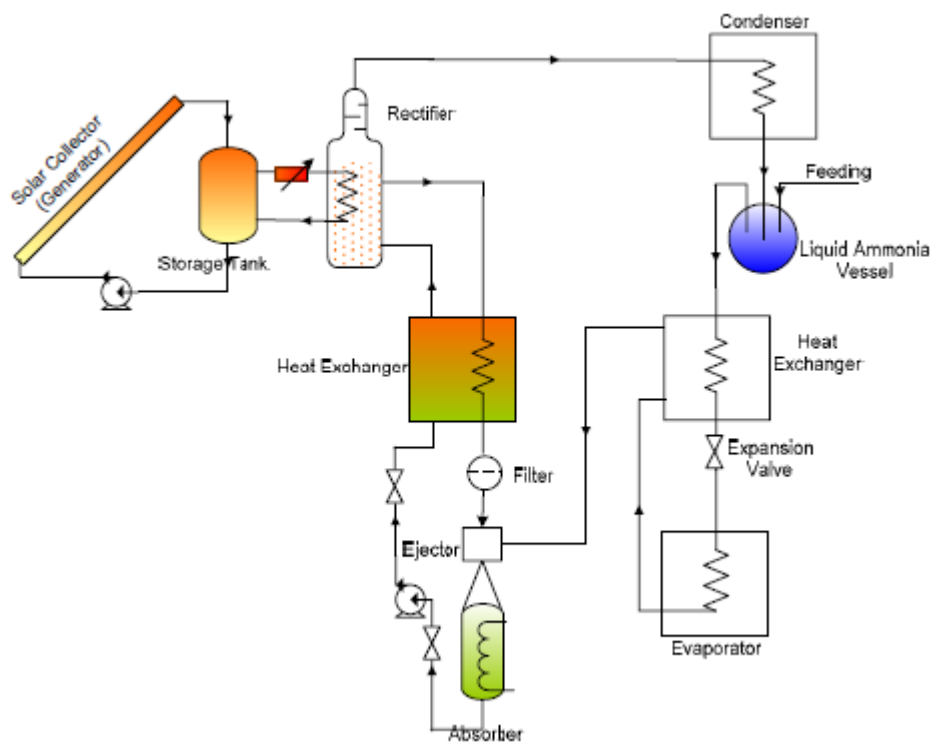
Ένα συμβατικό σύστημα ψύξης απορρόφησης αποτελείται από 2 επίπεδα πίεσης, μία πλευρά υψηλής πίεσης στον συμπυκνωτή και τη γεννήτρια και μία πλευρά χαμηλής πίεσης στον εξατμιστή και τον απορροφητήρα. Μια βαλβίδα εκτόνωσης και μια βαλβίδα μείωσης πίεσης είναι ο κοινός

εξοπλισμός που χρησιμοποιείται για τη διάσπαση των πλευρών υψηλής και χαμηλής πίεσης. Και οι δύο βαλβίδες λειτουργούν σε διαδικασία γκαζιού προκαλώντας αναποτελεσματικότητα στο σύστημα. Έτσι, η ιδέα ενός συνδυασμένου κύκλου είναι να μειωθεί η απώλεια του γκαζιού χρησιμοποιώντας έναν εκτοξευτήρα. Ο εκχυτήρας εισάγεται προκειμένου να χρησιμοποιηθεί ενέργεια από την πλευρά υψηλής πίεσης του ασθενούς διαλύματος στη γεννήτρια. Το αδύναμο διάλυμα υψηλής πίεσης στη γεννήτρια διευρύνεται μέσω του ακροφυσίου στον εκτοξευτήρα και δημιουργεί κενό στο άλλο άκρο του εκχυτήρα. Καθώς συμβαίνει ένα κενό, ο ατμός από τον εξατμιστή τραβιέται στον εκχυτήρα. Το διάλυμα ανάμιξης στη συνέχεια καθαρίζεται στον απορροφητή. Το σχήμα του συνδυασμένου κύκλου απορρόφησης εκτοξευτήρα παρουσιάζεται στο Σχήμα 2-47.



Σχήμα 2-47 Σχηματική παράσταση ενός συνδυασμένου κύκλου ψύξης απορρόφησης εξώθησης

Ένας ηλιακός-οδηγούμενος κύκλος απορρόφησης απορροφητή διαμορφώθηκε από τον Sözen και τον Özalp, 2003. Το προτεινόμενο σχήμα παρουσιάζεται στο Σχήμα 2-57. Ως αποτέλεσμα της ανάλυσης, χρησιμοποιώντας τον εκτοξευτήρα, ο COP βελτιώθηκε κατά περίπου 20%. Στην ανάλυση αυτή χρησιμοποιήθηκε ένας συγκεντρωτικός ηλιακός συλλέκτης. Το 2005 οι ερευνητές διερεύνησαν τη δυνατότητα χρήσης αυτού του συστήματος στην Τουρκία (Sözen και Özalp, 2005). Σύμφωνα με τα αποτελέσματα που προέκυψαν από αυτή τη μελέτη 8-9 μηνών (Μάρτιος-Οκτώβριος), ένας συλλέκτης CPC των 4 m² ήταν επαρκής για διαφορετικές συνθήκες εφαρμογές ψύξης σε ολόκληρη την Τουρκία.



Σχήμα 2-48 Σχήμα ενός κύκλου ψύξης συνδυασμένου απορροφητήρα-απορρόφησης (Sözen και Özalp, 2003)

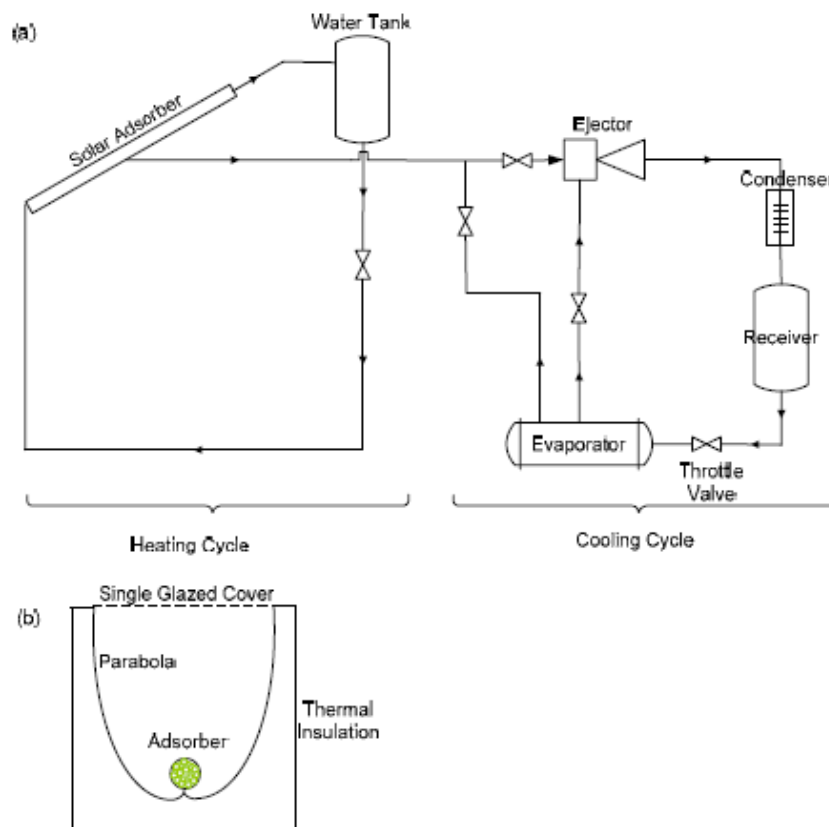
Ηλιακά συστήματα συμπιεσμένου απορροφητήρα και συστήματα ψύξης προσρόφησης

Αυτό το σύστημα μπορεί να θεωρηθεί ως 2 κύκλοι διαίρεσης οι οποίοι λειτουργούν χωριστά σε διαφορετικές περιόδους: ένας κύκλος εκτοξευτή και ένας κύκλος προσρόφησης. Το σύστημα προτάθηκε από τους Li, Wang et al., 2002 και Zhang and Wang, 2002b.

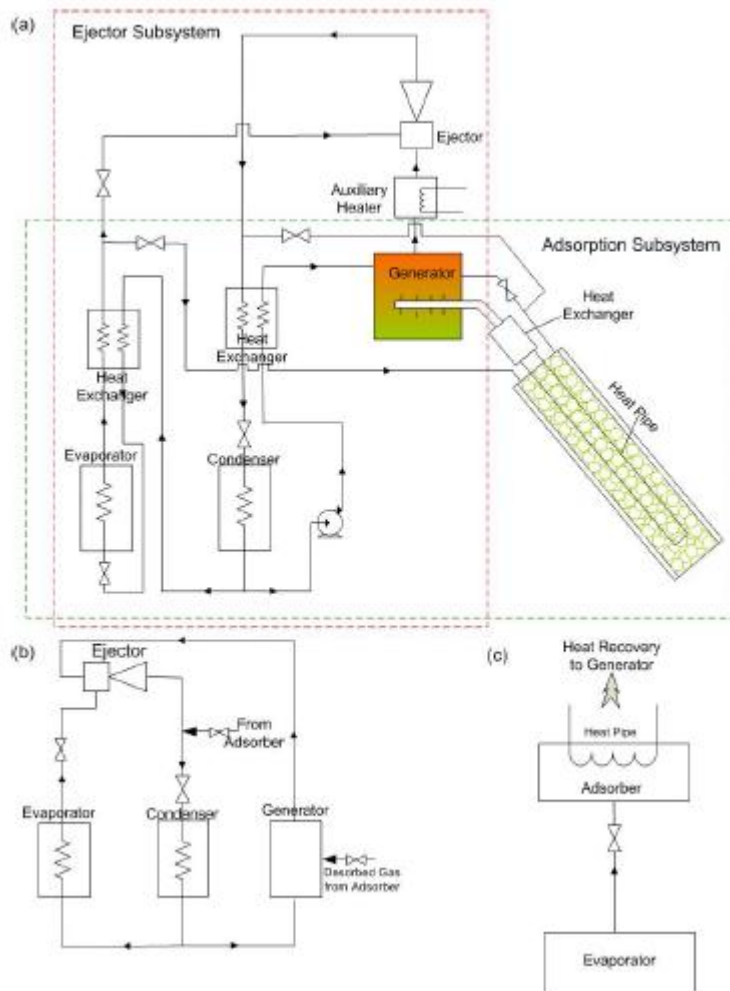
Η θεωρητική ανάλυση ενός ηλιακού-συνεχούς συνδυασμένου συστήματος ηλιακής προσρόφησης-εκτοξευτήρα ψύξης και θέρμανσης παρουσιάστηκε από τους Zhang και Wang, 2002b. Ένα σχήμα αυτού του συστήματος φαίνεται στο σχήμα 2-49. Ζεόλιθος - νερό χρησιμοποιήθηκαν ως ζεύγος εργασίας. Το σύστημα αυτό λειτουργεί με την ίδια αρχή με το σύστημα που προτείνεται από τους Li, Wang et al., 2002. Η διαφορά είναι το απόγευμα, όταν η θερμοκρασία στον προσροφητή είναι αρκετά υψηλή. ο προσροφητής χρησιμοποιείται ως θερμικός συλλέκτης για τη θέρμανση του νερού της βρύσης. Η ικανότητα ψύξης είναι 0.15 MJ / kg ζεόλιθου κατά τη διάρκεια της ημέρας και 0.34 MJ/kg ζεόλιθου το βράδυ. Αυτό το σύστημα μπορεί επίσης να θερμάνει 290 κιλά νερού στους 45 ° C. Μία συνδυασμένη COP περίπου 0,33 επιτεύχθηκε.

Το προτεινόμενο σύστημα από τους Li, Wang et al., 2002 παρουσιάζεται στο Σχήμα 1-58. Ο ζεόλιθος 13X και το νερό χρησιμοποιούνται ως μέσο εργασίας. Κατά τη διάρκεια της ημέρας, το αποτέλεσμα ψύξης επιτυγχάνεται με τον κύκλο του εγχυτήρα. ενώ η διαδικασία της εκρόφησης συμβαίνει στον κύκλο προσρόφησης. Ο ατμός από τη διαδικασία εκρόφησης του προσροφητή

εισέρχεται στη γεννήτρια. Κατά τη διάρκεια της νύχτας, η ψυκτική επίδραση επιτυγχάνεται με τη διαδικασία προσρόφησης. το ψυκτικό από τον εξατμιστή απορροφάται στον προσροφητή. Ο συνολικός COP αυτού του συνδυασμένου κύκλου είναι περίπου 0,4, στη θερμοκρασία αναγέννησης $120\text{ }^{\circ}\text{C}$, θερμοκρασία εκρόφησης $200\text{ }^{\circ}\text{C}$, θερμοκρασία συμπύκνωσης $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ και θερμοκρασία εξαέρμισης $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Σχήμα 2-49 Ηλιακό σύστημα απορρόφησης-απορρόφησης και προσροφητής συγκέντρωσης που προτείνεται από τους Zhang and Wang, 2002b.



Εικόνα 2-50 Σύστημα απορρόφησης με απορρόφηση από ηλιακή ενέργεια που προτείνεται από τους Li, Wang et αϊ., 2002.

(α) Διάταξη συστήματος

(β) Ψυκτικό σύστημα εξόδου κατά τη διάρκεια της ημέρας

(γ) Ψυκτικό σύστημα προσρόφησης κατά τη διάρκεια της νύχτας

2.10 Συμπεράσματα περί των συστημάτων ηλιακής ψύξης

Τα κύρια πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα κάθε ηλιακού συστήματος ψύξης φαίνονται στον Πίνακα 2-2.

Πίνακας 2-2 Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα

Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
Συστήματα Απορρόφησης	
<ul style="list-style-type: none"> • Μόνο ένα κινούμενο μέρος (αντλία) με ενδεχομένως δεν υπάρχουν κινούμενα μέρη για μικρά συστήματα (π.χ., Platen-Munters κύκλος) • Δυνατότητα χρήσης χαμηλής θερμοκρασίας τροφοδοσία θερμότητας 	<ul style="list-style-type: none"> • Δεν μπορεί να φτάσει σε πολύ χαμηλά επίπεδα εξάτμιση της θερμοκρασίας στη χρήση LiBr-H₂O ως μέσα εργασίας. • Το σύστημα είναι πολύ περίπλοκο και δύσκολο για εξυπηρέτηση.
Συστήματα προσρόφησης	
<ul style="list-style-type: none"> • Δεν υπάρχουν κινούμενα μέρη (εκτός βαλβίδων) • Χαμηλές θερμοκρασίες λειτουργίας μπορεί να είναι επιτευχθεί. 	<ul style="list-style-type: none"> • Το υψηλό βάρος και η κακή θερμική αγωγιμότητα του προσροφητικού το καθιστούν ακατάλληλο για χρήση για μεγάλες χωρητικότητες και μπορεί να προκαλέσει μακροπρόθεσμα προβλήματα.

	<ul style="list-style-type: none"> • Η απαίτηση χαμηλής πίεσης λειτουργίας καθιστά δύσκολη την αεροστεγή • Πολύ ευαίσθητο σε χαμηλές θερμοκρασίες, ειδικά στη μείωση θερμοκρασία κατά τη διάρκεια της νύχτας. • Είναι ένα διαλείπον σύστημα
Συστήματα χημικής αντίδρασης	
<ul style="list-style-type: none"> • Δεν υπάρχουν κινούμενα μέρη • Μπορούν να επιτευχθούν χαμηλές θερμοκρασίες εξάτμισης. 	<ul style="list-style-type: none"> • Χαμηλή τιμή COP • Υψηλό βάρος προσροφητικού, που δεν είναι κατάλληλο για χρήση για μεγάλες χωρητικότητες. • Ο σχεδιασμός του συστήματος είναι περίπλοκος, κυρίως λόγω του όγκου του προσροφητή που αλλάζει όταν συμβαίνει χημική αντίδραση. • Χαμηλή πίεση λειτουργίας σε χαμηλότερη θερμοκρασία, δύσκολο να επιτευχθεί αεροστεγανότητα.
Αποξηραντικά συστήματα ψύξης	
<ul style="list-style-type: none"> • Το φιλικό προς το περιβάλλον νερό χρησιμοποιείται ως υγρό εργασίας. • Μπορεί να ενσωματωθεί με σύστημα εξαερισμού και θέρμανσης. 	<ul style="list-style-type: none"> • Είναι δύσκολο να έχετε καλό έλεγχο του συστήματος σε μια υγρή περιοχή. • Δεν είναι κατάλληλο για περιοχές όπου το νερό είναι σπάνιο.

<ul style="list-style-type: none"> • Η θερμοκρασία οδήγησης είναι αρκετά χαμηλή, επομένως είναι εφικτή η χρήση ηλιακού συλλέκτη χαμηλής θερμοκρασίας. • Στην περίπτωση του υγρού ξηραντικού, το σύστημα δεν χρειάζεται συμπυκνωτή επειδή το ψυκτικό μπορεί να απελευθερωθεί στην ατμόσφαιρα. 	<ul style="list-style-type: none"> • Σε περίπτωση στερεού ξηραντικού, το σύστημα απαιτεί συντήρηση λόγω των κινούμενων τμημάτων στον τροχό ρότορα του στερεού συστήματος ξηραντικού. • Σε περίπτωση υγρού ξηραντικού, το υγρό ροφητικό μπορεί να μολυνθεί τον παρεχόμενο αέρα. • Η κρυστάλλωση γενικά συμβαίνει σε συστήματα υγρού αποξηραντικού, εξαιτίας του κακού ελέγχου της διαδικασίας.
Ψυκτικά συστήματα εξόδου	
<ul style="list-style-type: none"> • Μπορεί να χρησιμοποιηθεί πηγή θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας. • Χαμηλό κόστος λειτουργίας και εγκατάστασης 	<ul style="list-style-type: none"> • Χαμηλή τιμή COP • Πολύπλοκος σχεδιασμός του εκτοξευτήρα • Δύσκολο να λειτουργεί σε ευρύ φάσμα θερμοκρασιών περιβάλλοντος
Κύκλοι Rankine (κύκλοι Dupine Rankine)	
<ul style="list-style-type: none"> • Κατάλληλο για συστήματα υψηλής χωρητικότητας • Κατάλληλο για ενσωμάτωση σε συστήματα πολυέλαιου (θέρμανση, ηλεκτρική ενέργεια και ψύξη). 	<ul style="list-style-type: none"> • Υψηλό κόστος εγκατάστασης • Μεγάλο σύστημα • Απαιτείται τακτική συντήρηση λόγω επιπλοκών και πολλών κινούμενων μερών.
Stirling / φωτοβολταϊκά συστήματα	

<ul style="list-style-type: none"> • Σχετικά υψηλή COP για ανελκυστήρες υψηλής θερμοκρασίας. • Μπορεί να χρησιμοποιηθεί για κρυογονικές εφαρμογές και είναι μηχανικά απλούστερη από άλλες εφαρμογές για εργασίες χαμηλής θερμοκρασίας. • Φιλικό προς το περιβάλλον • Κινητό και ελαφρύ 	<ul style="list-style-type: none"> • Υψηλό κόστος παραγωγής • Πολυπλοκότητα στο σχεδιασμό
Θερμοηλεκτρικά / φωτοβολταϊκά συστήματα	
<ul style="list-style-type: none"> • Κανένα υγρό εργασίας και κανένα κινούμενο μέρος (εκτός των ανεμιστήρων) • Ησυχια • Μικρό μέγεθος και μικρό βάρος 	<ul style="list-style-type: none"> • Χαμηλή COP • Δύσκολο να επιτευχθεί χαμηλή θερμοκρασία ψύξης • Χαμηλή αξιοπιστία ειδικά όταν διακόπτεται η τροφοδοσία ρεύματος. • Απαιτείται αποδοτική ψύκτρα για την απόρριψη θερμότητας από τη θερμοηλεκτρική μονάδα. • Δεν είναι κατάλληλο για μεγάλο φορτίο ψύξης • Προκαλεί θερμικό βραχυκύκλωμα όταν δεν λειτουργεί
Σύστημα συμπίεσης ατμών / φωτοβολταϊκά συστήματα	
<ul style="list-style-type: none"> • Υψηλή COP • Μακροπρόθεσμη εμπειρία και ευρέως 	<ul style="list-style-type: none"> • Για φωτοβολταϊκά συστήματα, το κόστος εγκατάστασης είναι υψηλό και

διαθέσιμη στο εμπόριο • Με δυνατότητα επέκτασης από μικρά σε μεγάλα συστήματα	απαιτεί μπαταρία για εφεδρική ενέργεια. • Μπορεί να είναι θορυβώδες.
--	---

Κατά τη μετάβαση από το υλικό και από μια συζήτηση των οφελών και μειονεκτημάτων των διαφόρων κύκλων, μπορούν να γίνουν ορισμένες παρατηρήσεις:

- Όλοι οι κύκλοι απορρόφησης, συμπεριλαμβανομένης της χημικής απορρόφησης, βρίσκονται στο διαδικασία που αρχίζει με το ερευνητικό εργαστήριο στην αγορά, αλλά απαιτούνται πολύ περισσότερες εργασίες για την ελαχιστοποίηση του κόστους και το σχεδιασμό και τη συσκευασία.
- Κύκλοι απορρόφησης μικρής κλίμακας που κινούνται από την ηλιακή θερμική ενέργεια έχουν ήδη ξεκινήσει πρόσφατα στην αγορά από πολλούς εταιρείες.
- Οι κύκλοι προσρόφησης και χημικής προσρόφησης φαίνεται να λειτουργούν καλά σε εφαρμογές μικρής κλίμακας όπως μικρά ψυγεία, Ωστόσο, αυτοί οι κύκλοι πρέπει να επιλύσουν προβλήματα ψυκτικού / προσροφητικού λόγω διάβρωσης και κρυστάλλωσης.
- Μια ενδιαφέρουσα επιλογή για το μέλλον είναι η ενσωμάτωση του ξηραντικού ψύξης στο σύστημα εξαερισμού και καθιστώντας το σύστημα πιο δημοφιλές.

- Ο κύκλος Duplex Rankine είναι κατάλληλος για υψηλές ικανότητες ψύξης όπου μπορεί να γίνει δεκτός ένας μεγάλος αριθμός κινούμενων μερών στον κύκλο και η τεκμαιρόμενη τακτική συντήρηση. Ο τύπος του συστήματος μπορεί να λειτουργήσει ως μέρος ενός επανομαζόμενου συστήματος πολυπαραγωγής.
- Ο κύκλος ψύξης του εγχυτήρα έχει το πλεονέκτημα ότι είναι απλός, είναι αξιόπιστο και εφικτό να λειτουργεί με πηγή θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας. Ο κύκλος COP είναι χαμηλός, αλλά είναι ελαφρώς χαμηλότερος από τους άλλους κύκλους που λειτουργούν με θερμότητα. Αυτό καθιστά το σύστημα ενδιαφέρον από άποψη κόστους.

Αυτά τα συμπεράσματα ήταν οι κυριότεροι λόγοι για την επιλογή του τελευταίου συστήματος για περαιτέρω μελέτες.

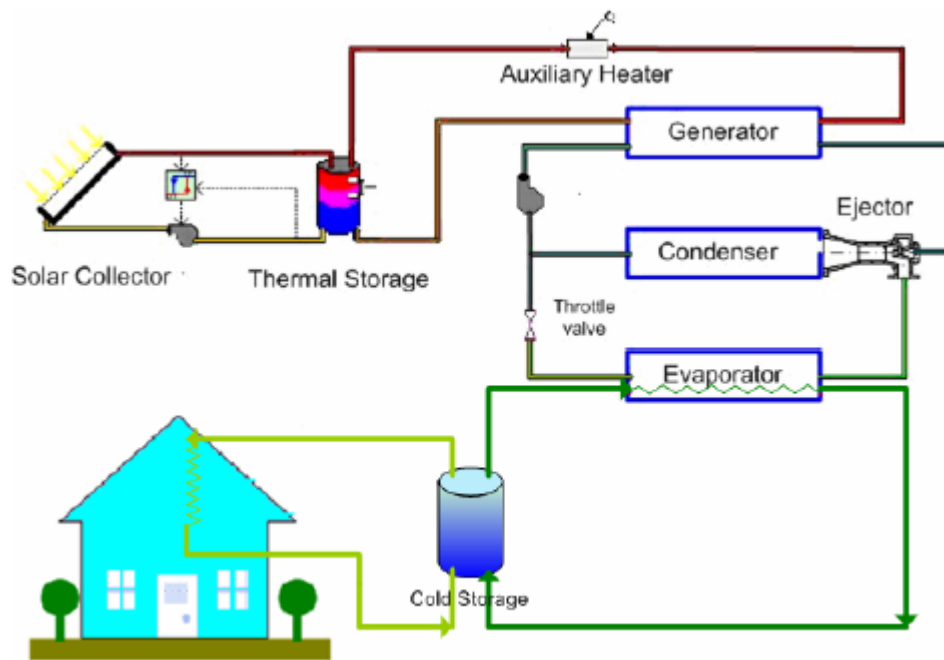
Είναι προφανές ότι κάθε κύκλος ψύξης που περιγράφεται έχει τη δική του θέση σε εφαρμογή. Εξάλλου, οι μεταβολές στις τοπικές συνθήκες μπορούν να περιορίσουν την επιλογή της τεχνολογίας ψύξης. Οι επιδράσεις των τοπικών συνθηκών δεν επηρεάζουν έντονα τη λειτουργία των φωτοβολταϊκών ψυγείων, που συχνά λειτουργούν με σχετικά σταθερή ικανότητα ψύξης, αν και μεγάλες θερμοκρασιακές ανυψώσεις μπορεί να προκαλέσουν δυσλειτουργία. Ωστόσο, υπάρχουν σημαντικές επιπτώσεις στις τοπικές συνθήκες για συστήματα κλιματισμού με ηλιακή θερμική ενέργεια. Έτσι, το κεφάλαιο 4 θα συζητήσει λεπτομερέστερα τις επιπτώσεις των τοπικών συνθηκών.

Κεφάλαιο 3^ο

Σύστημα ηλιακής ψύξης με εγχυτήρα

Τα μοντέλα των διαφόρων τμημάτων του ηλιακού συστήματος εκτόξευσης με ψεκασμό, τα οποία χρησιμοποιούνται για τη προσομοίωση αυτής της εργασίας, περιγράφονται σε αυτό το κεφάλαιο. Το σχήμα του συστήματος φαίνεται στο σχήμα 3-1.

Χρησιμοποιείται ηλιακός θερμικός συλλέκτης για την παροχή θερμότητας στη γεννήτρια ως κύρια πηγή ενέργειας για το υποσύστημα ψύξης του εγχυτήρα, μέσω θερμικής αποθήκευσης και βοηθητικού θερμαντήρα. Ένας εξατμιστής παρέχει ψύξη στον διαμορφωμένο χώρο. Στην περίπτωση αυτή, το φορτίο ψύξης θεωρείται ότι είναι το ήδη εισαγόμενο μικρό κτίριο γραφείων 150m³. Λεπτομέρειες για κάθε υποσύστημα περιγράφονται στην επόμενη ενότητα, ξεκινώντας από το μοντέλο του ηλιακού συλλέκτη υποσυστήματος, ακολουθούμενη από το υποσύστημα ψύξης εγχυτήρων και το ψυκτικό φορτίο.

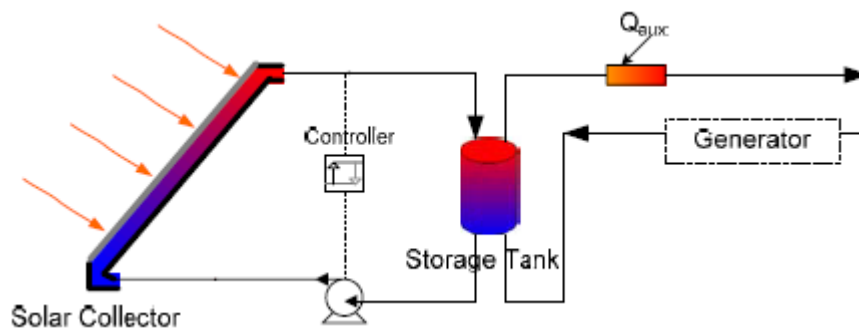


Σχήμα 3-1 Σύστημα ψύξης με ηλιακό σύστημα εκτόξευσης

Σε αυτή τη μελέτη, τα εργαλεία προσομοίωσης TRNSYS και EES χρησιμοποιούνται για το μοντέλο και να αναλύσει την απόδοση ενός ψυκτικού συστήματος εκτόξευσης που λειτουργεί με ηλιακή ενέργεια, χρησιμοποιώντας τη λεγόμενη συν-επίλυση. Το TRNSYS είναι ένα πρόγραμμα προσομοίωσης παροδικών συστημάτων με δομοστοιχειωτή δομή (Klein, Beckman et al., 2004b). Χρησιμοποιείται ευρέως για την ανάλυση συστημάτων εξαρτώμενων από το χρόνο, όπως ηλιακά συστήματα και συστήματα HVAC. Το σύνολο του συστήματος διαμορφώνεται στο στούντιο TRNSYS και χωρίζεται σε 3 κύρια υποσυστήματα: υποσύστημα ηλιακού συλλέκτη, υποσύστημα ψύξης και φορτίο ψύξης (κτίριο). Το μοντέλο της ψύξης του εγχυτήρα υποσύστημα αναπτύσσεται στο Engineering Equations Solver, EES (Klein, 2004), δεδομένου ότι είναι κατάλληλο για υπολογισμούς

κύκλου που απαιτούν καλή πρόσβαση στις θερμοφυσικές ιδιότητες του εργαζόμενου ρευστού.

3.1 Το Υποσύστημα ηλιακού συλλέκτη



Σχήμα 3-2 Το Υποσύστημα ηλιακού συλλέκτη

Αυτό το υποσύστημα αποτελείται από τον ηλιακό συλλέκτη, μια δεξαμενή αποθήκευσης, μια αντλία, έναν ελεγκτή και έναν βοηθητικό θερμαντήρα. Η ηλιακή ακτινοβολία μετατρέπεται σε θερμότητα από τους ηλιακούς συλλέκτες. Η δεξαμενή αποθήκευσης χρησιμοποιείται ως θερμική αποθήκευση όταν η ηλιακή ακτινοβολία δεν επαρκεί. Ο βοηθητικός θερμαντήρας τοποθετείται μεταξύ του δοχείου αποθήκευσης και της γεννήτριας του υποσυστήματος ψύξης. Αν η θερμοκρασία του υγρού που προέρχεται από τη δεξαμενή αποθήκευσης είναι χαμηλότερη από το επιθυμητό σημείο θερμοκρασίας γεννήτριας, θα ξεκινήσει ο βοηθητικός θερμαντήρας.

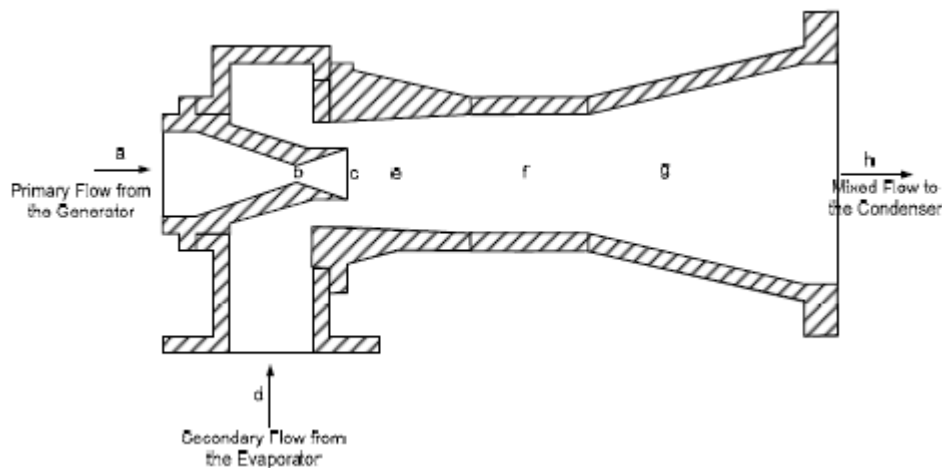
Η ωφέλιμη θερμότητα που αποκτάται από τον ηλιακό συλλέκτη, Q_u , υπολογίζεται από την ισορροπία θερμότητας στον ηλιακό συλλέκτη με την εξίσωση Hottel-Whillier-Bliss (Duffie and Beckman, 1991).

Η αποδοτικότητα του ηλιακού συλλέκτη ορίζεται ως ο λόγος του κέρδους χρήσιμης θερμότητας για οποιαδήποτε χρονική περίοδο έως την προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία κατά την ίδια περίοδο. Η στιγμιαία ενεργειακή απόδοση του ηλιακού συλλέκτη μπορεί επίσης να εκφράζεται με τη μορφή του μέσου συντελεστή Bliss ($F_R(\tau\alpha)_e$) και του συντελεστή απώλειας θερμότητας ($F_R U_L$).

Σε αυτήν την μελέτη επιλέγονται τρεις τύποι ηλιακών συλλεκτών, επίπεδη επίπεδη πλάκα, επίπεδη πλάκα διπλού υαλοπίνακα και ηλιακός συλλέκτης εκκενωμένου σωλήνα (ETC). Ο σύνθετος παραβολικός συγκεντρωτικός ηλιακός συλλέκτης (CPC) δεν εξετάζεται σε αυτή τη διατριβή. Αυτό οφείλεται στο υψηλό κόστος εγκατάστασης και στην άσκοπα υψηλή θερμοκρασία από τον συλλέκτη CPC για την επιλεγμένη εφαρμογή.

3.2 Υποσύστημα κύκλου ψύξης εξόδου

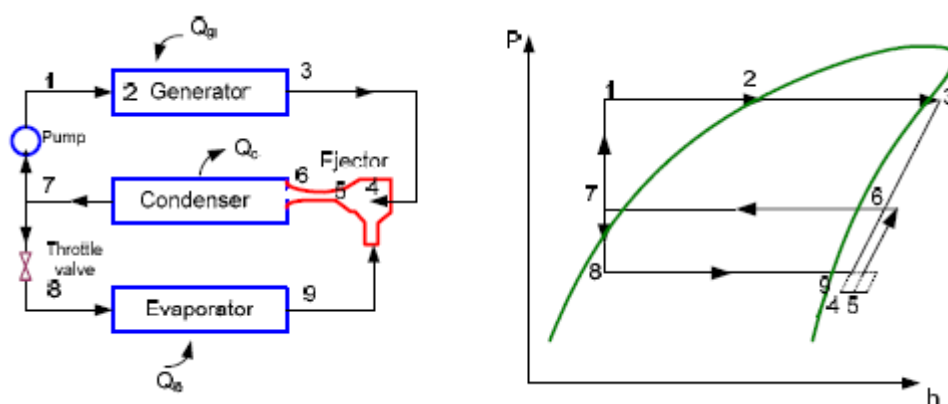
Περισσότερες λεπτομέρειες για τα μοντέλα αυτού του υποσυστήματος αναφέρονται σε αυτή την ενότητα.



Εικόνα 3-3 Ο εκτοξευτήρας στο υποσύστημα ψύξης εκτόξευσης.

Στον εκτοξευτήρα, το πρωτεύον ρεύμα ατμών από τη γεννήτρια (α, σχήμα 3-3) επιταχύνει μέσω του ακροφυσίου του εκτοξευτήρα (β, Εικόνα 3-3), δημιουργώντας χαμηλή πίεση στην έξοδο του ακροφυσίου (c, Εικόνα 3-3). Αυτή η πίεση είναι χαμηλότερη από την πίεση στον εξατμιστή (d, Εικόνα 3-3), έτσι ο ατμός αντλείται από τον εξατμιστή. Σε μια ζώνη ανάμιξης (ε, σχήμα 3-3), στο τέλος του συγκλίνοντος τμήματος, τα δύο ρεύματα αναμιγνύονται. Μετά την ανάμειξη, το συνδυασμένο ρεύμα γίνεται ένα παροδικό υπερηχητικό ρεύμα. Εμφανίζεται εγκάρσια πλήγμα κατά μήκος της σταθερής περιοχής (f, Εικόνα 3-3) και των τμημάτων διαχύτη (g, Εικόνα 3-3) για να εξισορροπηθεί η διαφορά πίεσης. Μετά το σοκ, η ταχύτητα του συνδυασμένου ρεύματος γίνεται υποηχητική και μειώνεται περαιτέρω στο διαχύτη. Ο ατμός από τον εκτοξευτήρα πηγαίνει στη συνέχεια στον συμπυκνωτή (h, Εικόνα 3-3). Μετά τον συμπυκνωτή, ένα μέρος του ρευστού υγρού εργασίας αντλείται

στη γεννήτρια και το υπόλοιπο πηγαίνει στον εξατμιστή, φθάνοντας στην πίεση εξάτμισης με στραγγαλισμό στη συσκευή επέκτασης.



Εικόνα 3-4 Κύκλος ψύξης εξόδου

Οι διαδικασίες του υποσυστήματος ψύξης εκτοξευτή αντιπροσωπεύονται σε διάγραμμα πίεσης-ενθαλπίας στο σχήμα 3-4. Το μοντέλο του υποσυστήματος ψύξης εγχυτήρα βασίζεται στις θερμοδυναμικές καταστάσεις σε κάθε σημείο λειτουργίας σύμφωνα με το σχήμα 3-4 και τις ακόλουθες εξισώσεις. Στις παρακάτω ονοματολογίες σε αυτή την ενότητα (ενότητα 3.2), οι αριθμοί στη συνδρομή αναφέρονται στην κατάσταση σύμφωνα με την Εικόνα 3-4 και,

Η συνδρομή «m» αναφέρεται στην κατάσταση στο θάλαμο ανάμειξης του εκτοξευτήρα,

Η συνδρομή «g» αναφέρεται στην κατάσταση της γεννήτριας

Η συνδρομή «c» αναφέρεται στην κατάσταση στον συμπυκνωτή

Η συνδρομή «e» αναφέρεται στην κατάσταση στον εξατμιστή

Η συνδρομή 'is' αναφέρεται στην ισεντροπική κατάσταση.

Το ενεργειακό ισοζύγιο στο σημείο ανάμιξης του εκτοξευτήρα μπορεί να γραφεί ως εξής:

$$(m_g + m_e) \cdot h_5 = m_e \cdot h_9 + m_g \cdot h_3 \quad \text{Εξ.3-1}$$

Η μαζική διατήρηση και ο νόμος της ώθησης στο τμήμα ανάμειξης του εγχυτήρα αποδίδουν:

$$m_g \cdot c_g + m_e \cdot c_e = (m_g + m_e) \cdot c_m \quad \text{Εξ.3-2}$$

Υποθέτοντας ότι η περιοχή εισόδου από τον ατμοποιητή είναι αρκετά μεγάλη, η ταχύτητα εισόδου c_e μπορεί να ρυθμιστεί στο μηδέν, απλοποιώντας έτσι την εξίσωση 3-2 με:

$$\frac{m_e}{m_g} = \frac{c_g}{c_m} - 1 \quad \text{Εξ.3-3}$$

Η ισεντροπική απόδοση του ακροφυσίου (η_N) ορίζεται ως,

$$\eta_N = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,is}} \quad \text{Εξ.3-4}$$

Η ισεντροπική απόδοση (η_D) ορίζεται ως,

$$\eta_D = \frac{h_{6,is} - h_5}{h_6 - h_5} \quad \text{Εξ.3-5}$$

3.2.1 Αναλογία πρόσκτησης και απόδοση συντελεστή

Ο λόγος μάζας ή η αποκαλούμενη αναλογία παραλαβής μπορεί να γραφτεί ως,

$$\omega = \frac{m_e}{m_g} = \sqrt{(\eta_N \cdot \eta_D) \cdot \left(\frac{h_3 - h_{4,is}}{h_{6,is} - h_5} \right)} - 1 \quad \text{Εξ.3-6}$$

Το προϊόν της ισοεντροπικής απόδοσης του ακροφυσίου (η_N) και της ισοεντροπικής απόδοσης του διαχύτη (η_D) μπορεί να αναφέρεται ως η ισοεντροπική απόδοση του εκτοξευτήρα (λ),

$$\lambda = \eta_N \cdot \eta_D \quad \text{Εξ.3-7}$$

Αυτό το κεφάλαιο δεν επικεντρώνεται στις λεπτομέρειες του σχεδιασμού και της διαστασιολόγησης των εγχυτήρων. Η ανάλυση σε αυτό το μέρος της εργασίας προϋποθέτει ότι όλες οι απώλειες κατά μήκος του εκτοξευτήρα περιλαμβάνονται στους όρους της ισοεντροπικής απόδοσης του ακροφυσίου και του διαχύτη όπως περιγράφεται παραπάνω. Περισσότερες λεπτομέρειες σχετικά με τον σχεδιασμό και τη γεωμετρία του εκτοξευτήρα μπορούν να βρεθούν στο Κεφάλαιο 5.

Η αποτελεσματικότητα του υποσυστήματος ψύξης του εκτοξευτήρα εκφράζεται γενικά τόσο ως προς τον λόγο εμπλοκής, όσο και ως προς τον συντελεστή απόδοσης (COP_{ejc}). Το COP ενός ιδανικού συστήματος θερμικής ψύξης μπορεί να γραφτεί ως το προϊόν της απόδοσης θερμικής μηχανής Carnot και του ιδανικού COP του ψυκτικού κύκλου Carnot.

Παραμένοντας την εισοδο εργασίας στην αντλία, το θερμικό COP του εκτοξευτήρα το σύστημα ψύξης ορίζεται ως ο λόγος μεταξύ της χωρητικότητας ψύξης και της απαιτούμενης εισόδου θερμότητας, όπως φαίνεται στην Εξίσωση 3-6 και στην Εξίσωση 3-7.

$$COP_{ejc} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad \text{Εξ.3-8}$$

$$COP_{ejc} = \frac{m_e(h_9-h_8)}{m_g(h_3-h_1)} \quad \text{Εξ.3-9}$$

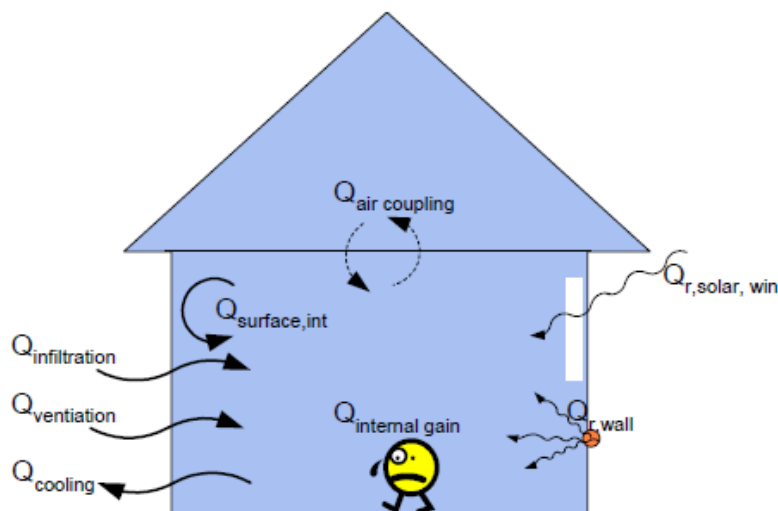
3.3 Το φορτίο ψύξης

Ο σκοπός του μοντέλου κτιρίου είναι να απεικονίσει την ωριαία μεταβολή του φορτίου ψύξης σε ένα χρόνο. Υπάρχουν 2 θερμικές ζώνες στο μοντέλο: χώρος εργασίας και σοφίτα. Η ψύξη "που παράγεται" από τον υπομονάδα ψύξης συνδέεται με τις ζώνες ως εσωτερικό αρνητικό κέρδος.

Για να διατηρηθεί η σταθερότητα της παροχής ψύξης στο κτίριο, προτείνεται μια δεξαμενή ψυχρής αποθήκευσης. Το υποσύστημα φορτίου ψύξης περιλαμβάνει μια δεξαμενή ψυκτικής αποθήκης και ένα μοντέλο κτιρίου. Η δεξαμενή ψυχρής αποθήκευσης παρέχει ψύξη στο κτίριο. και το μέσο εργασίας στη δεξαμενή ψύχεται από το υποσύστημα εκτόξευσης.

Το επιλεγμένο κτίριο είναι ένα μικρό κτίριο γραφείων με τετραγωνικό αποτόπωμα 5 x 10 m και εσωτερικό όγκο 150 m³. Περισσότερες λεπτομέρειες για το κτίριο μπορείτε να βρείτε στο Appendix B. Το υποσύστημα παροχής ψύξης λειτουργεί μόνο κατά τις εργάσιμες ώρες τις καθημερινές, από τις 9:00

έως τις 18:00. Το μοντέλο κτιρίου είναι ένα μη γεωμετρικό μοντέλο ισορροπίας με έναν κόμβο αέρα ανά ζώνη. Το μοντέλο δημιουργείται στο TRNBuild, το οπτικό περιβάλλον εργασίας του TRNSYS16 (Klein, Beckman et al., 2004b). Το μοντέλο TRNBuild εκτελείται στη συνέχεια και παράγει τα αρχεία εισόδου για το στοιχείο τύπου TRNSYS τύπου 56 (κτίριο πολλαπλών ζωνών). Το κέρδος θερμότητας στο κτίριο προέρχεται τόσο από τη ροή θερμικής μεταφοράς με τον αέρα όσο και από τη ροή θερμότητας από την ακτινοβολία στους τοίχους και τα παράθυρα.



Σχήμα 3-5 Ισορροπία θερμότητας στη ζώνη ψύξης

Τα τοιχώματα διαμορφώνονται σύμφωνα με τη σχέση μεταφοράς λειτουργιών των Mitalas και Arseneault (Klein, Beckman et al., 2004a), όπου το τοίχωμα θεωρείται μαύρο κουτί. Ο τοίχος σε αυτή την περίπτωση θεωρείται βαρέος τοίχος με υψηλή θερμική μάζα. Περισσότερες λεπτομέρειες σχετικά με αυτή τη θερμική ζώνη μπορούν να βρεθούν στο εγχειρίδιο TRNSYS16, τύπος 56 (Klein, Beckman et al., 2004a).

3.4 Απόδοση συστήματος

Η ενεργειακή απόδοση του συστήματος εκφράζεται ως η θερμική αναλογία του συστήματος (STR) και το ηλιακό κλάσμα όπως φαίνεται στην ενότητα 1.2.4, Εξίσωση 1-21 και Εξίσωση 1-22 αντίστοιχα.

3.5 Κλιματικά δεδομένα

Τα κλιματικά δεδομένα που χρησιμοποιούνται στην παρούσα εργασία προέρχονται από το λογισμικό Meteororm 4.10 (Remund, Lang et al., 2001). Τα δεδομένα του κλίματος από διάφορες τοποθεσίες επιλέχθηκαν και δημιουργήθηκαν ανά ώρα στη μορφή τυπικού μετεωλογικού έτους 2 (TMY2). Το TMY2 είναι ένα ωριαίο σύνολο μετρολογικών δεδομένων για μια περίοδο ενός έτους. Χρησιμοποιείται ευρέως στις προσομοιώσεις υπολογιστών της μετατροπής της ηλιακής ενέργειας και των δομικών συστημάτων. Τα δεδομένα που παρέχονται στη μορφή TMY2 συνίστανται από τοπικό χρόνο (έτος, μήνα, ημέρα, ώρα), ηλιακή ακτινοβολία (παγκόσμια, άμεση, διάχυτη, εξωγήινη), φωτεινότητα ζενίθ, συντελεστής κάλυψης ουρανού (ολικό, αδιαφανές), θερμοκρασία, υγρασία, ατμοσφαιρική την ταχύτητα του ανέμου, την κατεύθυνση του ανέμου, την ορατότητα και τις βροχοπτώσεις. Περισσότερες λεπτομέρειες σχετικά με τη μορφή TMY2 μπορείτε να βρείτε στο Εγχειρίδιο Χρήσης για TMY2s (Marion and Urban, 1995).

3.6 Συμπεράσματα

Σε αυτή τη διπλωματική εργασία, το σύστημα ψύξης με ηλιακή μηχανική ανατάραξη αναλύεται με πέντε διαφορετικούς τρόπους: μια ανάλυση σταθερής κατάστασης, μια ειδική ανάλυση εργαστηριακού υγρού, μια ανάλυση εξέργειας, μια δυναμική ανάλυση ολόκληρου του έτους και, τέλος, τον λεπτομερή σχεδιασμό και ανάλυση του εκτοξευτήρα. Επομένως, απαιτούνται διαφορετικά μοντέλα για την πραγματοποίηση αυτών των αναλύσεων. Τέσσερις διαφορετικοί υπομονάδες που χρησιμοποιήθηκαν σε αυτή τη διατριβή:

Μοντέλο 1: Υποσύστημα ηλιακού συλλέκτη (τμήμα 3.1 - τρεις διαφορετικοί τύποι συλλεκτών, επίπεδη πλάκα μονής υάλωσης, διπλό τζάμι με επίπεδη πλάκα και σωλήνα εκκένωσης)

Μοντέλο 2: Μοντέλο εκτοξευτήρα με σταθερή ισοεντρική απόδοση (τμήμα 3.2)

Μοντέλο 3: φορτίο ψύξης (τμήμα 3.3, προσάρτημα Β)

Μοντέλο 4: μοντέλο σχεδιασμού εκτοξευτή με μία σταθερή διάσταση (θα εξηγηθεί στο Κεφάλαιο 5)

Το υποσύστημα ηλιακού συλλέκτη (μοντέλο 1) παρέχει θερμική ενέργεια στο υποσύστημα ψύξης. Στην ανάλυση σταθερής κατάστασης και ανάλυση αναλύσεων, το μοντέλο 1 χρησιμοποιείται χωρίς τη δεξαμενή θερμικής αποθήκευσης.

Το δεύτερο μοντέλο (μοντέλο 2) είναι το μοντέλο του κύκλου ψύξης εκτοξευτήρα με σταθερή ισοεντροπική απόδοση. Αυτό το μοντέλο είναι σχετικά απλό και αρκετά καλό για να δείξει τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του κύκλου υπό τον όρο ότι υπάρχουν αξιόπιστα θερμοφυσικά δεδομένα για τα διάφορα υγρά εργασίας. Το μοντέλο αυτό αναπτύσσεται στην ΕΣΑ και χρησιμοποιείται για την ανάλυση και ανάλυση του εξερχόμενου υγρού εργασίας. Το φορτίο ψύξης θεωρείται ότι είναι σταθερό στην ανάλυση σταθερής κατάστασης, στην ανάλυση του εργαστηριακού υγρού και στην ανάλυση εξουσίας.

Στην πραγματικότητα, το φορτίο ψύξης δεν είναι σταθερό. αλλάζει με ατμοσφαιρικές και περιβαλλοντικές συνθήκες. Επομένως, στη δυναμική ανάλυση, πρέπει να ληφθεί υπόψη το μοντέλο φορτίου ψύξης (μοντέλο 3).

Ένα σύστημα εκτοξευτήρα με έναν σταθερό εγχυτήρα διαστάσεων δεν λειτουργεί με σταθερή ισηροτροπική απόδοση σε μια ευρεία ποικιλία λειτουργικών συνθηκών. Η απόδοση του εκτοξευτήρα εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την αντίθλιψη (στην περίπτωση αυτή, η αντίθλιψη είναι η πίεση του συμπυκνωτή). Επομένως, είναι απαραίτητη μια λεπτομερέστερη ανάλυση του εκτοξευτήρα και παρέχεται στο μοντέλο 4.

Η επιλογή του κατάλληλου υγρού εργασίας (ψυκτικό μέσο) είναι ένα από τα πιο σημαντικά μέρη στη σχεδίαση του συστήματος ψύξης των εγχυτήρων. Το κατάλληλο ψυκτικό πρέπει να αποδίδει καλές επιδόσεις στις επιλεγμένες περιοχές λειτουργίας. Υπάρχουν, ωστόσο, ζητήματα εκτός από τις

θερμοδυναμικές επιδόσεις που πρέπει να ληφθούν υπόψη, όπως η ασφάλεια και οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις. Στην εργασία αυτή, η ανάλυση του ψυκτικού συστήματος εκτόξευσης με ηλιακή ενέργεια ξεκινά με την επιλογή του ρευστού εργασίας, ακολουθούμενη από την ανάλυση σταθερής κατάστασης και την ανάλυση εξουσίας.

Κεφάλαιο 4^ο

Επιλογή του Εργαζόμενου Μέσου

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως στο Κεφάλαιο 3, το υγρό εργασίας είναι ένα ουσιαστικό μέρος στον κύκλο ψύξης του εγχυτήρα. Τα διαφορετικά ψυκτικά έχουν ξεχωριστά χαρακτηριστικά και εκτελούν διαφορετικά. Τα κατάλληλα ψυκτικά μπορεί να παρέχουν καλή απόδοση του συστήματος σε επιλεγμένες συνθήκες λειτουργίας. Σε αυτό το κεφάλαιο παρέχονται τα κριτήρια για την επιλογή του ρευστού εργασίας για τον κύκλο ψύξης εγχυτήρων. Οι επιδόσεις του κύκλου ψύξης του εγχυτήρα με τη χρήση πολλών ψυκτικών μέσων συγκρίνονται για διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας.

Διάφορα είδη ψυκτικών μέσων μπορούν να χρησιμοποιηθούν με αυτό το σύστημα. Το περισσότερο ο κοινός τρόπος ταξινόμησης του ψυκτικού μέσου είναι οι χημικές ενώσεις στα μόρια του ψυκτικού μέσου. Μπορούν να ταξινομηθούν σε 4 κύριες ομάδες:

1. Ομάδα Halocarbon, π.χ. R11, R113, R114, R134a, R245ca, R245fa και R152a
2. Ομάδα υδρογονανθράκων, π.χ. (R250), κυκλοπροπάνιο (RC270), βουτάνιο (R600), ισοβουτάνιο (R600a) και αιθυλενογλυκόλη
3. Τα σύνθετα ψυκτικά μέσα, π.χ. R407A, R407B και R410A
4. Άλλα ψυκτικά μέσα, π.χ. νερό (R718) και αμμωνία (R717)

Τα παρακάτω κριτήρια θα πρέπει πάντα να λαμβάνονται υπόψη κατά την επιλογή ενός υγρού εργασίας.

- Περιβαλλοντική επίδραση: Δυναμικό εξάντλησης του όζοντος (ODP), Παγκόσμια

Δυναμικό θέρμανσης (GWP)

Αρκετά ψυκτικά που προτείνονται στη βιβλιογραφία και αποδίδουν υψηλή απόδοση, δεν είναι φιλικά προς το περιβάλλον. Ορισμένοι έχουν υψηλό ODP (αντίκτυπο στη στιβάδα στρατοσφαιρικού όζοντος σε σύγκριση με το R11) ή υψηλό GWP (παράγοντας που υποδεικνύει τη σχετική επίδραση στην υπερθέρμανση του πλανήτη σε σύγκριση με το CO₂)

Πολλά εργαζόμενα ρευστά που προτείνονται στη βιβλιογραφία για συστήματα ψύξης εξωστήρα τώρα, στην πραγματικότητα, απαγορεύονται λόγω των περιβαλλοντικών τους επιπτώσεων, όπως τα R11, R113 ή R114. Τα νέα ψυκτικά έχουν μελετηθεί τώρα, για παράδειγμα, τα R123, R134a, R152a και αμμωνία. Το R123 είναι, ωστόσο, υγρό εργασίας HCFC, απαγορευόμενο σε πολλές αγορές. Το R134a είναι ένα σχετικά ισχυρό κλιματικό αέριο και το R152a είναι ένα ασθενές εύφλεκτο υγρό εργασίας με χαμηλό GWP.

- Ασφάλεια: τοξικότητα, ευφλεκτότητα

Η τοξικότητα μπορεί να αναγνωριστεί από ορισμένους αριθμούς όπως το TLV (Threshold Limit Value). Η ευφλεκτότητα γενικά αναγνωρίζεται από το χαμηλότερο όριο ευφλεκτότητας (LFL). Το πρότυπο ASHRAE 34 ταξινομεί τα

ψυκτικά μέσα σε 2 κατηγορίες τοξικότητας (A = καμία τοξικότητα δεν έχει ταυτοποιηθεί και B = απόδειξη τοξικότητας) και τρεις ομάδες χαρακτηριστικών ευφλεκτότητας (1 = καμία διάδοση φλόγας στον αέρα στους 10 ° C και 101 kPa, 2 = LFL περισσότερο από 0,10 και 3 = LFL μικρότερο ή ίσο με 0,10).

- Οικονομικά και διαθεσιμότητα: τιμή και διαθεσιμότητα

Το ψυκτικό μέσο πρέπει να είναι φθηνό και διαθέσιμο στην αγορά. Διάφορα πιθανά υγρά για τους κύκλους ψύξης του εγχυτήρα παρουσιάζονται στον Πίνακα 5-1 και στο Σχήμα 5-8. Οι χάρτες ιδιοκτησίας δημιουργήθηκαν από τον συγγραφέα χρησιμοποιώντας δεδομένα από τη βάση δεδομένων στο πρόγραμμα Engineering Equation Solver, EES (Klein, 2004), τις ιδιότητες θερμοδυναμικής και μεταφοράς ψυκτικών μέσων και μιγμάτων ψυκτικών μέσων, REFPROP (Lemmon, McLinden et al., 2002).

4.1 Βιβλιογραφική ανασκόπηση των εργαζομένων μέσων στους κύκλους έγχυσης

Οι Huang, Chang κ.ά., 1998, ανέπτυξαν σύστημα ψύξης ηλιακού εκτοξευτήρα χρησιμοποιώντας R141b ως ψυκτικό μέσο. η συνολική COP που λαμβάνεται είναι περίπου 0,22 σε θερμοκρασία δημιουργίας 95 ° C, θερμοκρασία εξάτμισης 8 ° C και ηλιακή ακτινοβολία στα 700Wm⁻². Ορισμένα μοντέλα προσομοίωσης βρίσκονται στη βιβλιογραφία, όπως Dorantès, Estrada κ.ά., 1996, και Sokolon and Hershgal, 1993. Τα ψυκτικά μέταλλα halocarbon όπως

R142b (Dorantès, Estrada κ.ά., 1996, Huang, Chang κ.ά., 1998) , R114 (Sokolov and Hershgal, 1993) ή R113 (Al-Khalidy, 1997b), συνιστώνται λόγω της υψηλής απόδοσης. Το Cizungu (Cizungu, Mani et al., 2001) μελέτησε την απόδοση συστημάτων ψύξης με ψεκασμό ατμού με διάφορα υγρά εργασίας όπως τα R123, R134a, R152a και αμμωνία. Κατέληξε στο συμπέρασμα ότι ο λόγος COP και η συμπαραγωγή του συστήματος εξαρτιόταν κυρίως από τη γεωμετρία και τη συμπίεση του εκτοξευτήρα αναλογία. Κυρ, το 1999, μελέτησε έντεκα διαφορετικά ψυκτικά μέσα, συμπεριλαμβανομένου του νερού, ενώσεις αλογονάνθρακα, μια κυκλική οργανική ένωση και ένα αζεότροπο. Τα αποτελέσματά του δείχνουν ότι το σύστημα που χρησιμοποιεί το R152a έχει καλύτερες επιδόσεις. Ορισμένα φιλικά προς το περιβάλλον ψυκτικά για συστήματα ψύξης με ηλιακά συστήματα εκτοξευτήρα εισήχθησαν στη βιβλιογραφία των Pridasawas και Lundqvist, 2002, συμπεριλαμβανομένης της σύγκρισης της τεχνικής σκοπιμότητας και των επιδόσεων κάθε ψυκτικού μέσου. Μεταξύ των φυσικών ψυκτικών μέσων, το φυσιολογικό βουτάνιο είναι ένα ενδιαφέρον υγρό εργασίας. Ο μικρός όγκος ατμών μετά την επέκταση μέσω του εγχυτήρα δηλώνει ότι ένα σύστημα που χρησιμοποιεί βουτάνιο δεν απαιτεί μεγάλο εγχυτήρα διαστάσεις. Ισο-βουτάνιο, η ισομερής δομή του βουτανίου παρήγαγε παρόμοια αποτελέσματα. Το κόστος του βουτανίου είναι, ωστόσο, υψηλότερο από αυτό του ισοβουτανίου. Παρά το υψηλό χαρακτηριστικό τους ευφλεκτότητας, οι υδρογονάνθρακες θα πρέπει επομένως να θεωρηθούν ως ανταγωνιστές σε χλωριωμένα ψυκτικά μέσα.

Οι ενώσεις halocarbon χρησιμοποιούνται ή έχουν χρησιμοποιηθεί ευρέως ως ψυκτικά μέσα σε κύκλους εκτοξευτή όπως τα R12, R13, R113, R114, R134a R141b, R142b ή R152a. Το R113 είναι ψυκτικό χαμηλής πίεσης με υψηλό μοριακό βάρος. προκαλώντας υψηλή αναλογία μάζας, καλή απόδοση εγχυτήρα και υψηλό συντελεστή συμπίεσότητας που είναι σχετικά κοντά σε ένα ιδανικό αέριο (Al-Khalidy, 1997b). Το R141b χρησιμοποιήθηκε στο σύστημα ψύξης ηλιακού εκτοξευτήρα από τους Huang et al., 1998. Για μία θερμοκρασία εξάτμισης +8 ° C, ένα COP περίπου 0,22 αναφέρεται σε μια ηλιοφάνεια 700 Wm⁻². Τα R142b και R11 χρησιμοποιούνται επίσης σε ηλιακές εφαρμογές όπως περιγράφεται από τους Dorantès, Estrada et al., 1996, και Chen and Hus, 1987.

Ο υδροφθοροαιθέρας (HFE) εξετάστηκε για χρήση από τους Wolpert, Riffat et al., 2003, για ένα ηλιακό σύστημα εκτόξευσης κλιματισμού σε εργοστάσιο καλλυντικών στο Mazunte του Μεξικού. Η ισχύς ψύξης 13 kW σχεδιάστηκε με εκτιμώμενη COP 0,62.

Rusly, Charters et al., 2002 συστήματα ψύξης συνδυασμού εκτοξευτήρα και συμπίεσης ατμών. Το ψυκτικό R152a προτάθηκε να αποδίδει καλή απόδοση σε σύγκριση με άλλα ψυκτικά μέσα όπως η αμμωνία, τα R245ca, R245fa και R500. Το R245fa επιλέχθηκε από τους Rusly, Charters et al., 2002 για να χρησιμοποιηθεί στον κύκλο εκτίναξης ενός συνδυασμένου συστήματος ψύξης με συμπίεση εξατμιστή-ατμού.

Οι υδρογονάνθρακες είναι ελκυστικά ψυκτικά για μικρά συστήματα ψύξης. Αυτά τα ψυκτικά, αν και φυσικά προϊόντα, είναι όμως εκρηκτικά και εύφλεκτα. Ωστόσο, είναι φιλικές προς το περιβάλλον, με μηδενικό δυναμικό εξάντλησης του όζοντος και χαμηλή GWP. Το R600 ή το Ν-βουτάνιο είναι ένα ενδιαφέρον ψυκτικό μέσο. Ο μικρός όγκος ατμών μετά τη διόγκωση υποδηλώνει ότι δεν απαιτείται μεγάλο μέγεθος εκτοξευτήρα. Οι υπολογισμοί στην επόμενη ενότητα αυτού του κεφαλαίου δείχνουν ότι οι τιμές COP των συστημάτων κυμαίνονται από 0,09 έως 0,34 για την παραγωγή θερμοκρασιών μεταξύ 70 ° C και 152 ° C. Το R600a ή το ισο-βουτάνιο παράγει κάπως χαμηλότερο COP από το R600, αλλά άλλες ιδιότητες είναι σχεδόν πανομοιότυπο.

Μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν σύνθετα ψυκτικά μέσα, όπως R407A (20% R32 + 40% R125 + 40% R134a) ή R410A (50% R32 + 50% R125)).

Η αμμωνία έχει χρησιμοποιηθεί ως ψυκτικό για πολλά χρόνια και εξακολουθεί να είναι μια ενδιαφέρουσα εναλλακτική λύση, αποδίδοντας καλή απόδοση σε πολλές εφαρμογές. Είναι ένα φιλικό προς το περιβάλλον υγρό (χωρίς ODP και GWP) αλλά αρκετά τοξικό (TLV είναι 25 ppm). Ωστόσο, έχει μια ισχυρή οσμή που μπορεί εύκολα να ανιχνευθεί όταν απελευθερώνεται στο περιβάλλον. Η χαρακτηριστική καμπύλη πίεσης-αμμωνίας δείχνει ότι απαιτεί περισσότερη υπερθέρμανση από άλλα ψυκτικά μέσα λόγω αρνητικής κλίσης της γραμμής κορεσμένων ατμών, με αποτέλεσμα να μπορεί να εμφανιστεί συμπύκνωση στο εσωτερικό του εκτοξευτήρα προκαλώντας βλάβη κατά τη λειτουργία. Οι υψηλότερες θερμοκρασίες δημιουργίας απαιτούν

επίσης υψηλή θερμοκρασία υπερθέρμανσης. Ο Rogdakis και ο Alexis, 2000, προσομοίωσαν την απόδοση ενός ψυκτικού συστήματος εκτοξευτή αμμωνίας ενός σταδίου σε μια σταθερή υπερθέρμανση θερμοκρασία ($100\text{ }^{\circ}\text{C}$). η μέγιστη COP που ελήφθη ήταν μεταξύ 0,042 και 0,446.

Η μεθανόλη ως εργαζόμενο ρευστό προτάθηκε στο έγγραφο από τους Wolpert και Riffat, 1999. Σχεδίασαν και εγκατέστησαν ένα σύστημα κλιματισμού με σύστημα ηλιακής εκτόξευσης 5 kW στο Μεξικό. Οι προκαταρκτικές δοκιμές έδειξαν ότι θα ήταν δυνατή η λειτουργία σε θερμοκρασία εξάτμισης $11\text{ }^{\circ}\text{C}$. Η απόδοση του συστήματος δεν αναφέρθηκε στην αναφορά (Wolpert and Riffat, 1999).

Το νερό έχει χρησιμοποιηθεί ευρέως και έχει μελετηθεί. Τα μεγάλα εμπορικά συστήματα που λειτουργούν με ατμό χαμηλής πίεσης έχουν εγκατασταθεί και λειτουργούν από το 1945 από την Ingersoll-Rand Company (Ingersoll-Rand, 1945), για παράδειγμα για 20 έως 1 200 τόνους ψυκτικού αποτελέσματος και θερμοκρασίες εξάτμισης θα μπορούσαν να είναι τόσο χαμηλές όσο $1,67\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($35\text{ }^{\circ}\text{F}$). Αργότερα, πολλές ερευνητικές ομάδες όπως οι Eames, Aphornratana et al., 1995, Chen and Sun, 1997, Grazzini and Mariani, 1998, and Chang and Chen, 2000, έχουν μελετήσει αυτό το ψυκτικό για διάφορες εφαρμογές. Στις αρχές του 1998 στη Δανία εγκαταστάθηκε μια μονάδα ψύξης με ψεκαστήρα με ψεκασμό με ψεκασμό με ψεκασμό 200 kW για σκοπούς ψύξης (Sør and Lund, 1999)

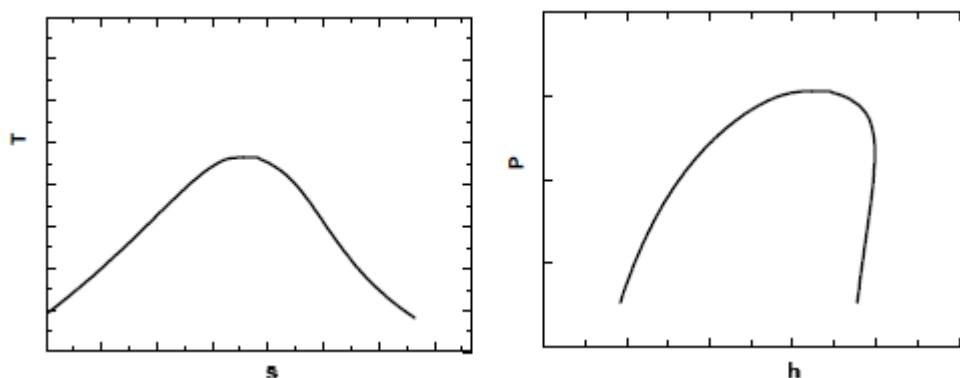
Ένα μειονέκτημα που αναφέρθηκε ήδη για το νερό όταν χρησιμοποιείται ως ψυκτικό μέσο είναι ο υψηλός ειδικός όγκος ατμού. πράγμα που υποδεικνύει ένα πολύ υψηλό ογκομετρικό ρυθμό ροής και κατά συνέπεια ζήτηση ενός μεγάλου μεγέθους εκχυτήρα. Για παράδειγμα, για έναν τόνο ψυκτικού αποτελέσματος (~ 3,52 kW) σε θερμοκρασία εξάτμισης + 8 ° C απαιτείται 665 m³h⁻¹ ογκομετρικής ροής όταν χρησιμοποιείται νερό ως ψυκτικό, σε σύγκριση με το R12, το οποίο απαιτεί μόνο 7 m³ / h (Al-Khalidy, 1997b). Ένα άλλο προφανές μειονέκτημα είναι ότι δεν είναι δυνατή η επίτευξη θερμοκρασιών εξάτμισης κάτω από 0 ° C, λόγω του σημείου πήξης. Το σχήμα 4-14 απεικονίζει σαφώς τη διαφορά ογκομετρικής ροής ανά κιλοβάτ του φορτίου ψύξης μεταξύ νερού και άλλων ψυκτικών μέσων. Ο ογκομετρικός ρυθμός ροής ανά κιλοβάτ χωρητικότητας ψύξης είναι γενικά υψηλότερος από άλλα ψυκτικά μέσα περισσότερο από 150 φορές.

Ο όγκος ατμών μετά τη διόγκωση υπαγορεύει το μέγεθος του εκτοξευτήρα, όσο υψηλότερος είναι ο όγκος ατμού, τόσο μεγαλύτερο είναι το μέγεθος του εκτοξευτήρα. Το ιξώδες πρέπει να είναι χαμηλό για να μειωθεί η απώλεια τριβής κατά μήκος του σωλήνα. Η κρίσιμη θερμοκρασία και πίεση του υγρού εργασίας επηρεάζει τη φιλοσοφία του σχεδιασμού. Σε χαμηλή θερμοκρασία παραγωγής, η εργασία αντλίας μειώνεται όταν η πίεση δημιουργίας αυξάνεται σε σχέση με την κρίσιμη πίεση. ωστόσο δεν αυξάνεται σημαντικά σε υψηλή θερμοκρασία παραγωγής. Οι υπερκριτικές συνθήκες λειτουργίας δεν εξετάζονται σε αυτή τη διατριβή.

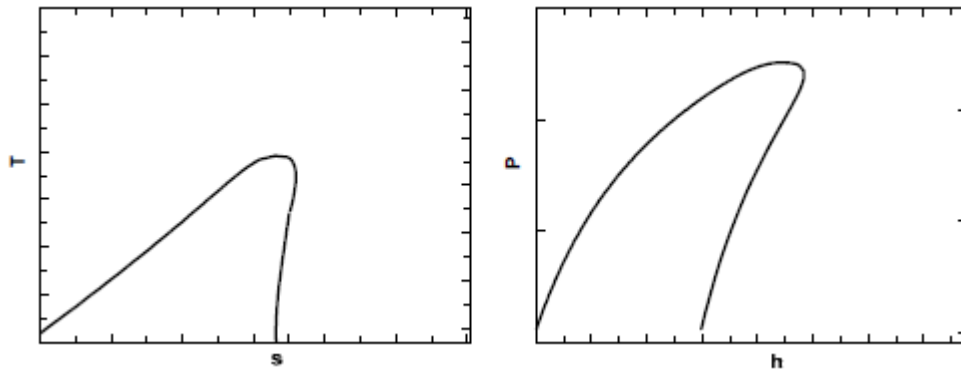
4.2 Η σημασία της Καμπύλης Κορεσμού

Ένα ιδιαίτερα σημαντικό χαρακτηριστικό για τα συστήματα εκτίναξης είναι το σχήμα της γραμμής κορεσμένων ατμών σε ένα διάγραμμα T-S. Το πρώτο παράγωγο της θερμοκρασίας σε σχέση με την εντροπία πρέπει να είναι θετικό για να αποφευχθεί η συμπύκνωση κατά τη διάρκεια της επέκτασης στον εκχυτήρα και να ελαχιστοποιηθεί ο βαθμός υπερθέρμανσης που απαιτείται στη γεννήτρια.

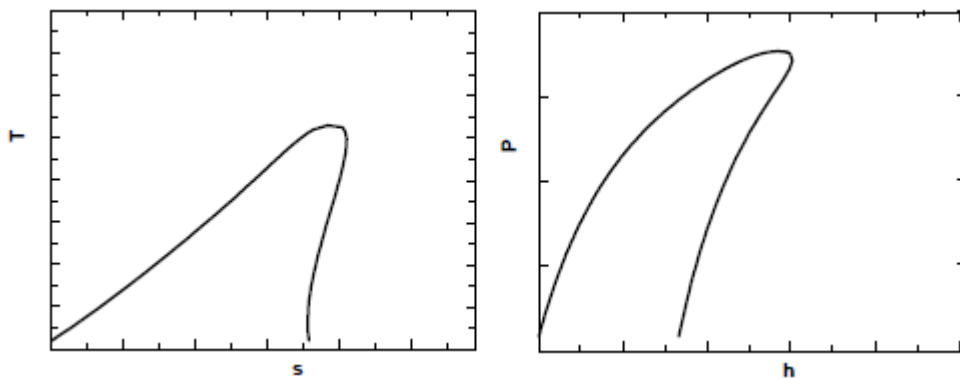
Το σχήμα της γραμμής κορεσμένων ατμών σε ένα διάγραμμα T-S μπορεί έτσι να χρησιμοποιηθεί για να ταξινομηθούν τα υγρά εργασίας εναλλακτικά σε 3 κύριες ομάδες: "ξηρά εργαζόμενα υγρά, ισοεντροπικά υγρά και υγρά υγρά". Οι χαρακτηριστικές καμπύλες κάθε ομάδας φαίνονται στο Σχήμα 5-1, Σχήμα 5-2 και Σχήμα 5-3 αντίστοιχα. Η γραμμή ατμού κορεσμού του τύπου ξηρού υγρού έχει θετική κλίση στο διάγραμμα T-S. Για τα ρευστά υγρά είναι το αντίθετο, η γραμμή ατμών κορεσμού έχει αρνητική κλίση. Για τα ισοέντροπα υγρά, η γραμμή ατμών κορεσμού είναι κάθετη στο διάγραμμα T-S.



Σχήμα 4-1 Θερμοδυναμικά διαγράμματα του "ρευστού υγρού"



Σχήμα 4-2 Θερμοδυναμικά Διαγράμματα του "Ισεντροπικού υγρού"

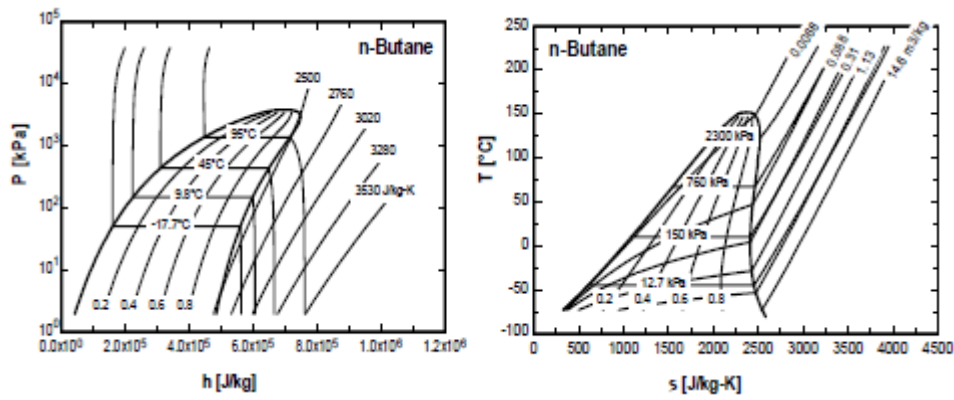


Σχήμα 4-3 Θερμοδυναμικά διαγράμματα του "ξηρού υγρού"

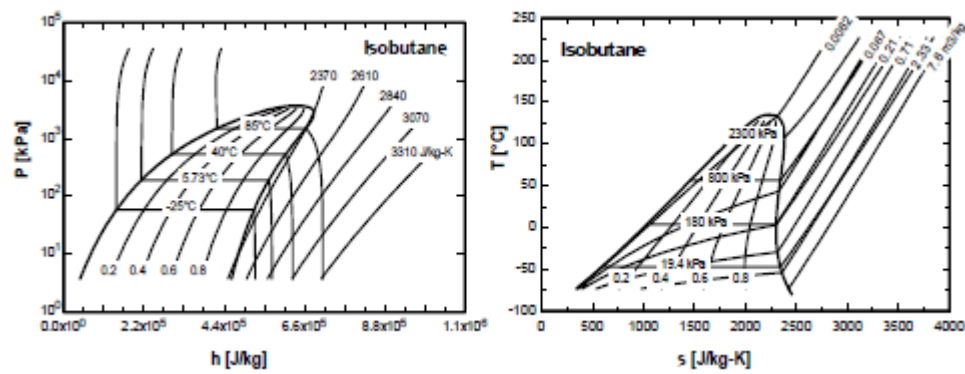
Η αμμωνία, το νερό, η μεθανόλη, τα R22 και R142b είναι παραδείγματα "υγρών υγρών εργασίας". Το R114 είναι ένα παράδειγμα ενός ισένδρομο υγρού εργασίας. R113 και ισο-βουτάνιο είναι παραδείγματα υγρών εργασίας ξηρής χρήσης. Παραδείγματα στα διαγράμματα P-H ορισμένων υγρών εργασίας π.χ. ισο-βουτάνιο, αμμωνία και R134a φαίνονται στο Σχήμα 4-4 στο Σχήμα 4-6.

Αν η κλίση είναι αρνητική (δηλαδή αμμωνία), η υπερθέρμανση στη γεννήτρια πρέπει να είναι αρκετά υψηλή ώστε να αποφεύγεται η δημιουργία

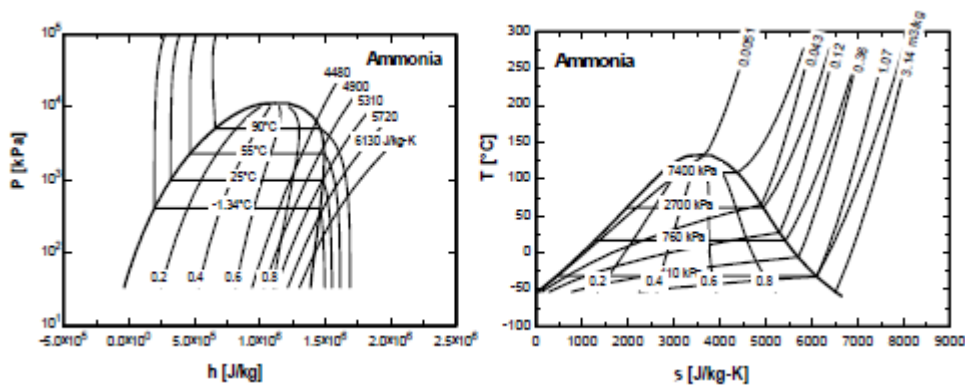
συμπυκνώματος και σχηματισμού σταγονιδίων στον εκτοξευτήρα, κάτι που μπορεί να οδηγήσει σε κακή λειτουργία.



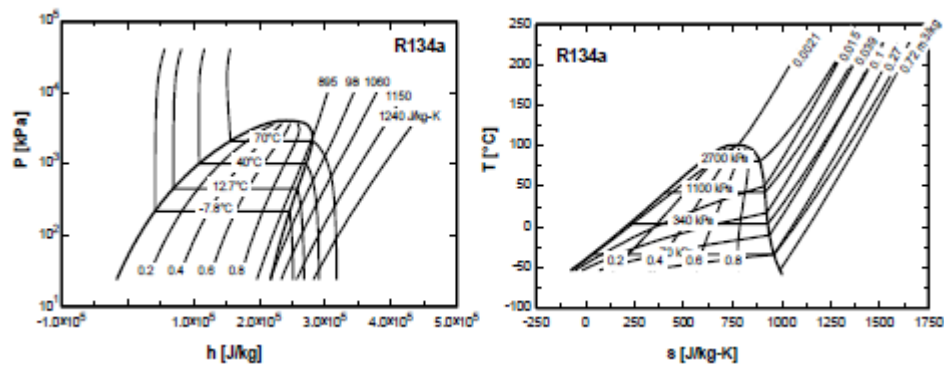
Εικόνα 4-4 Διάγραμμα πίεσης-ενθαλπίας του N-βουτανίου ‡‡



Εικόνα 4-5 Διάγραμμα πίεσης-ενθαλπίας του Iso-Butane§§



Εικόνα 4-6 Διάγραμμα πίεσης-ενθαλπίας αμμωνίας #

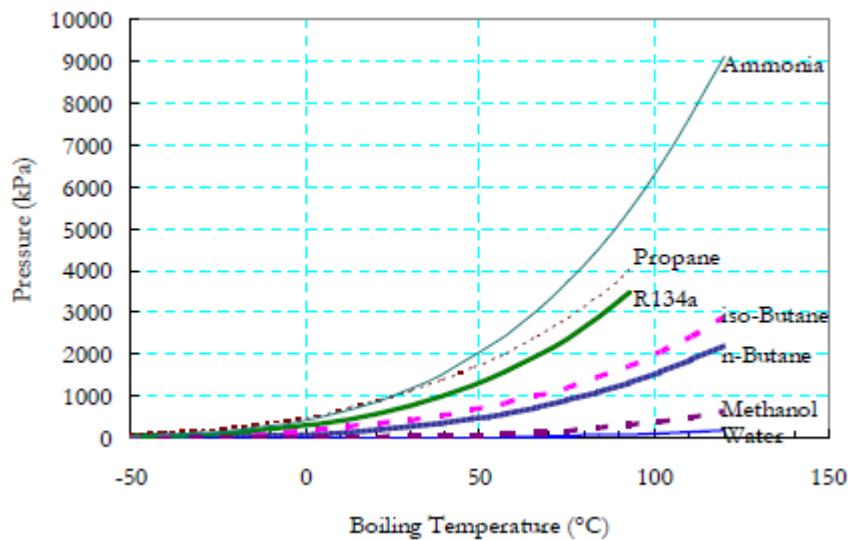


Εικόνα 4-7 Διάγραμμα πίεσης-ενθαλπίας του R134a #

‡‡ Τα διαγράμματα δημιουργούνται χρησιμοποιώντας το Software Engineering Solver Solver (EES). Λεπτομέρειες για τις εξισώσεις της κατάστασης του ψυκτικού μπορούν να βρεθούν στο εγχειρίδιο του προγράμματος (Klein, 2004).

§§ Τα διαγράμματα δημιουργούνται χρησιμοποιώντας το Λογισμικό Επίλυσης Μηχανικών Εξισώσεων (EES). Λεπτομέρειες σχετικά με τις εξισώσεις της κατάστασης των ψυκτικών μπορούν να βρεθούν στο εγχειρίδιο του προγράμματος (Klein, 2004).

Ένα υψηλό αποτέλεσμα ψύξης ανά χιλιόγραμμο εξατμισμένου ψυκτικού προτιμάται επίσης. Το προϊόν της λανθάνουσας θερμότητας εξατμίσεως και της πυκνότητας ατμών μπορεί να εκτιμήσει την ικανότητα του συστήματος. Ένα σύστημα υψηλής πίεσης αποδίδει μεγάλη χωρητικότητα, καθώς η πυκνότητα ατμών είναι υψηλή. Ωστόσο, η κρίσιμη πίεση σε σύγκριση με την πίεση στο σύστημα θα είναι χαμηλή, οδηγώντας έτσι σε χαμηλή COP.



Σχήμα 4-8 Διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας μερικών ενδιαφερόμενων υγρών εργασίας (Σχέδιο βασισμένο σε δεδομένα των ιδιοτήτων του ψυκτικού μέσου που παρέχονται από την EES (Klein, 2004)

4.3 Χαρακτηριστικά εργαζομένων μέσων στον κύκλο ψύξης εκχυτήρα

Τα αποτελέσματα στα ακόλουθα σχήματα βασίζονται στο μοντέλο του κύκλου ψύξης εκτοξευτή, που περιγράφηκε προηγουμένως στο κεφάλαιο 4, τμήμα 4.2 (μοντέλο 2). Αρκετά ψυκτικά, π.χ. βουτάνιο, ισο-βουτάνιο, αμμωνία, προπάνιο, μεθανόλη, νερό, R134a, R113, R114 και R141b χρησιμοποιούνται στον υπολογισμό. Εάν οι συνθήκες λειτουργίας δεν αναγράφονται κάτω από το σχήμα, οι υπολογισμοί υποθέτουν μια σταθερή ισεντροπική απόδοση του εκτοξευτήρα, +10 ° C θερμοκρασία εξάτμισης, θερμοκρασία συμπύκνωσης 35 ° C και + 120 ° C της θερμοκρασίας από τη γεννήτρια που εισέρχεται στον εκχυτήρα.

Το ρεύμα από τη γεννήτρια που εισέρχεται στο τμήμα του ακροφυσίου του εγχυτήρα θεωρείται ότι είναι υπερθερμαινόμενο, έτσι ώστε η διαστολή να λαμβάνει χώρα στην υπερκορεσμένη περιοχή. Συνεπώς, οι βαθμοί υπερθέρμανσης για κάθε επιλεγμένο ψυκτικό μέσο είναι διαφορετικοί λόγω των διαφορών στη γραμμή κεκορεσμένου ατμού στο διάγραμμα T-S. Οι βαθμοί υπερθέρμανσης για κάθε ψυκτικό παρουσιάζονται στον Πίνακα 4-1.

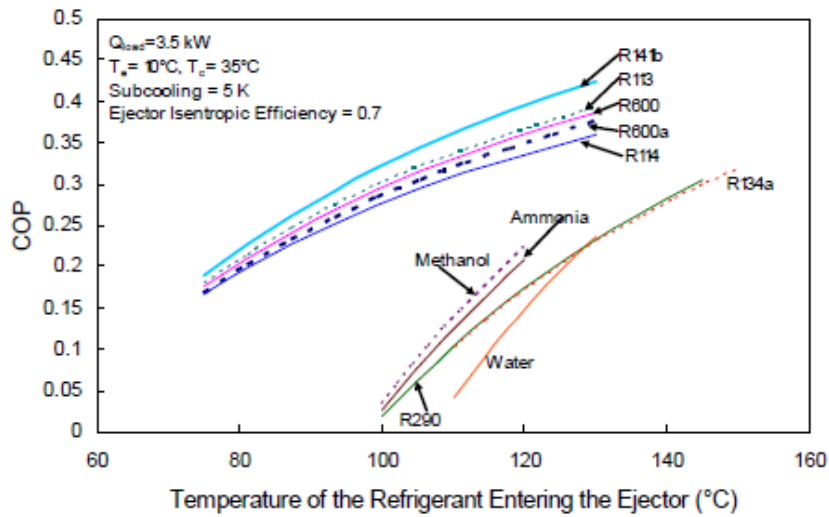
Πίνακας 4-1 Βαθμοί υπερθερμάνσεως για κάθε επιλεγμένο ψυκτικό μέσο που χρησιμοποιείται στους υπολογισμούς του παρόντος κεφαλαίου

Ψυκτικές ύλες	Βαθμός υπερθέρμανσης (K)
Βουτάνιο (R600)	5
Ισο-βουτάνιο (R600a)	5
R113	5
R114	5
R141b	5
R134a	50
Αμμωνία (R717)	50
Προπάνιο (R290)	50
Μεθανόλη	50
Νερό (R718)	60

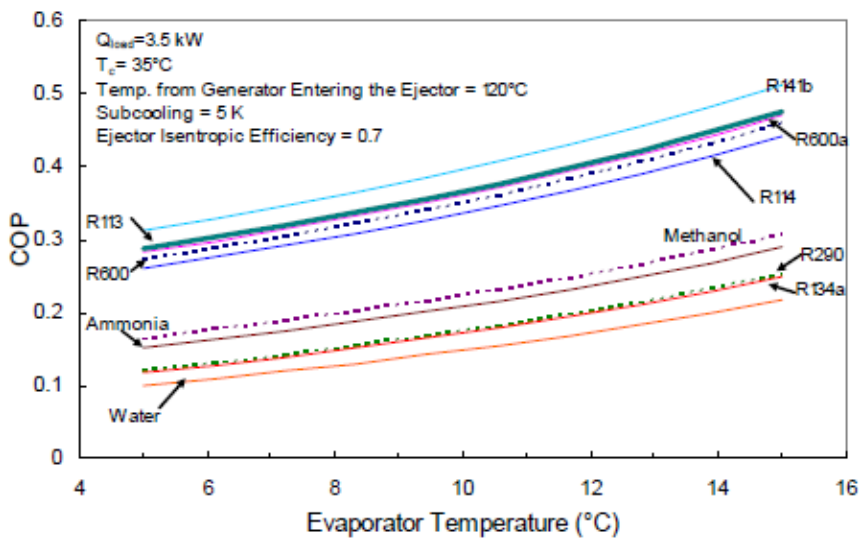
Η απόδοση του συστήματος αυξάνεται όπως αναμένεται για όλα τα υγρά που λειτουργούν όταν η θερμοκρασία δημιουργίας αυξάνεται, όπως φαίνεται στην Εικόνα 4-9. Τα COP των ξηρών ψυκτικών μέσων είναι σημαντικά

υψηλότερα από τα υγρά ψυκτικά μέσα στην ίδια θερμοκρασία εάν ληφθεί υπόψη η επιπλέον υπερθέρμανση. Τα υγρά ψυκτικά μέσα απαιτούν υψηλότερο βαθμό υπερθέρμανσης, γεγονός που δείχνει ότι απαιτείται περισσότερη θερμότητα. Η θερμοκρασία οδήγησης στην οποία μπορεί να αρχίσει η λειτουργία του συστήματος είναι συνεπώς υψηλότερη στην περίπτωση υγρών υγρών εργασίας. Το R141b, ένα HCFC, αποδίδει την καλύτερη απόδοση μεταξύ των επιλεγμένων ξηρών ψυκτικών μέσων.

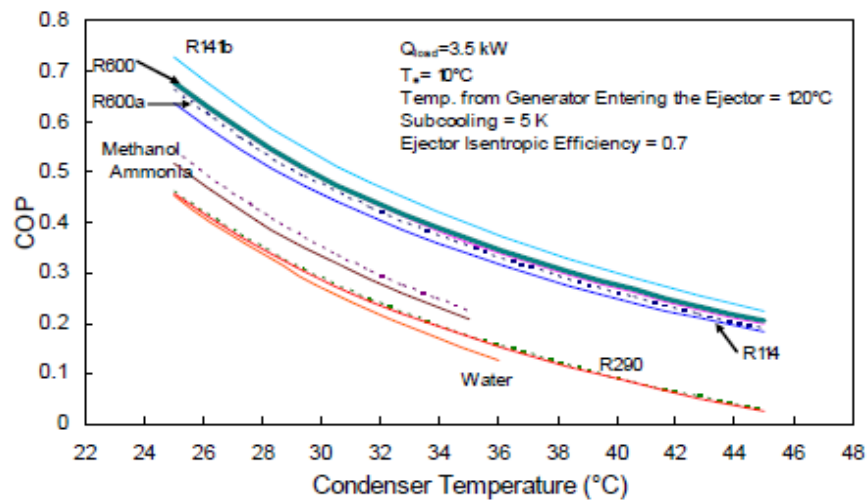
Η αύξηση της θερμοκρασίας εξάτμισης αυξάνει σημαντικά το COP, όπως φαίνεται στην Εικόνα 4-10. Αντίθετα, η αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης μειώνει το COP όπως φαίνεται στην Εικόνα 4-9. Τα COP των ψυκτικών μέσων στην ομάδα ξηρού εργατικού υγρού δεν διαφέρουν σημαντικά μεταξύ τους. αυτό είναι παρόμοιο και για τα υγρά υγρά που λειτουργούν. Η αλλαγή της θερμοκρασίας εξάτμισης ή συμπύκνωσης επηρεάζει το COP του συστήματος περισσότερο από τη μετατόπιση της θερμοκρασίας δημιουργίας. Μια αλλαγή Kelvin της θερμοκρασίας εξάτμισης ή συμπύκνωσης μεταβάλλει το COP κατά περίπου 6%, ενώ μια αλλαγή Kelvin της θερμοκρασίας δημιουργίας αλλάζει μόνο το COP κατά περίπου 0,4%. Η θερμοκρασία του εξατμιστή είναι συνήθως παράμετρος σχεδιασμού. Η θερμοκρασία του συμπυκνωτή εξαρτάται από τις συνθήκες περιβάλλοντος. Επομένως, αυτό δείχνει σαφώς τη σημασία της συνθήκης περιβάλλοντος, δηλ. τη σύζευξη με καλή δεξαμενή θερμότητας με χαμηλή ΔT και ένα αποτελεσματικό σύστημα παροχής ψύξης.



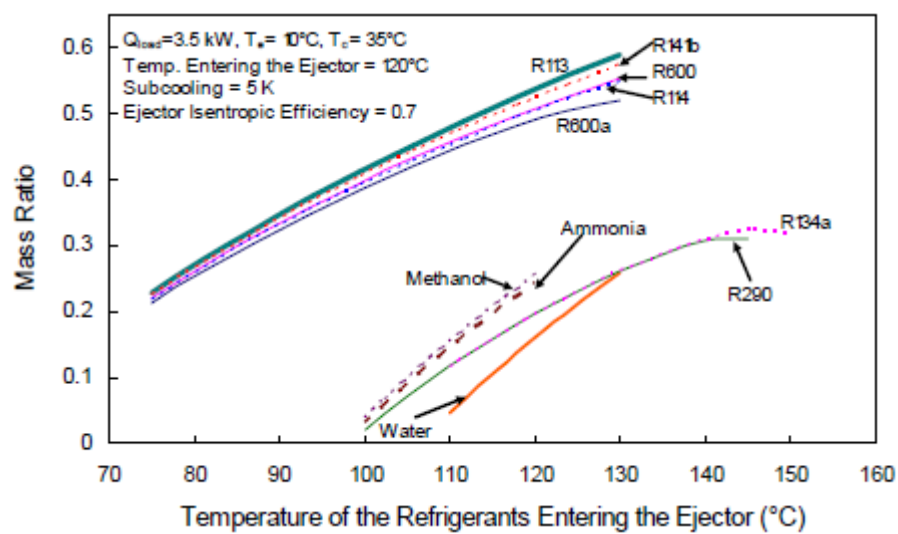
Εικόνα 4-9 COP ενός κύκλου ψύξης εξόδου ως λειτουργία της θερμοκρασίας του ηλεκτροπαραγωγού.



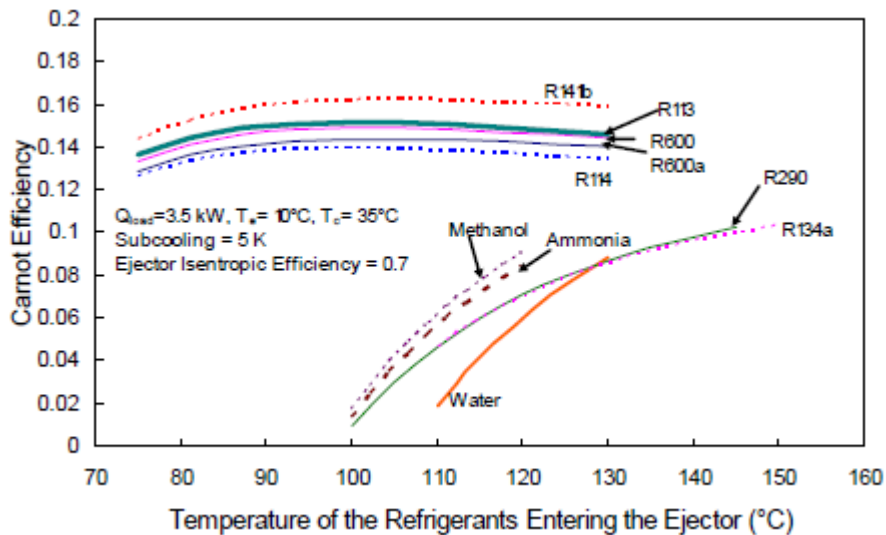
Εικόνα 4-10 COP ενός κύκλου ψύξης εξόδου ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εξάτμισης για διάφορα υγρά εργασίας.



Εικόνα 4-11 Επίδραση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης σε COP.



Εικόνα 4-12 Λόγος πρόσκτησης σε διαφορετικές θερμοκρασίες εξάτμισης.

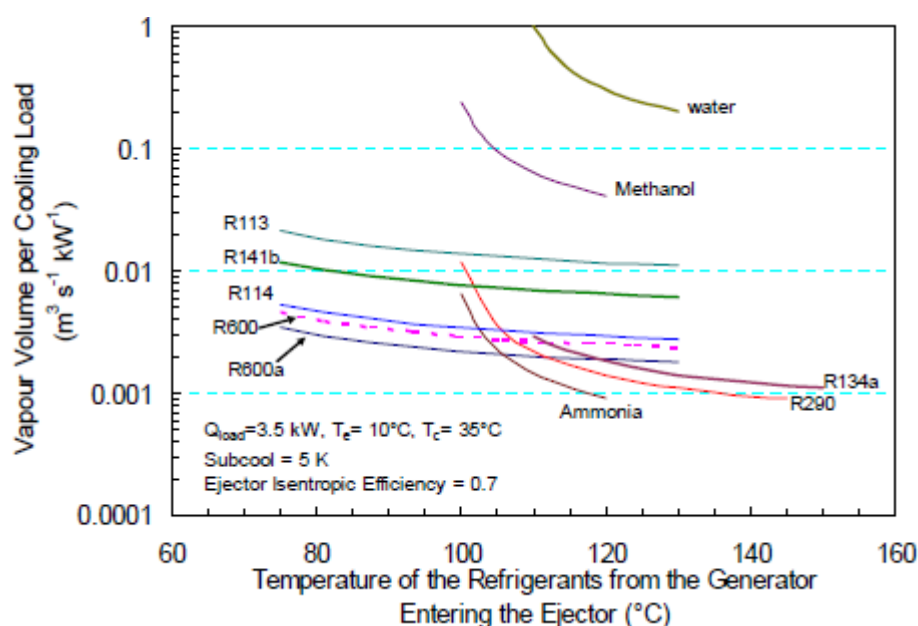


Εικόνα 4-13 Αποδοτικότητα Carnot σε διαφορετικές θερμοκρασίες γεννήτριας.

Η αύξηση της θερμοκρασίας της γεννήτριας αυξάνει τον λόγο μάζας όπως φαίνεται στο σχήμα 4-12. Στην περίπτωση των υγρών και των ισέντροπων υγρών, η τάση για την αποτελεσματικότητα του Carnot είναι παρόμοια με την τάση για την COP. δηλαδή η αύξηση της θερμοκρασίας γεννήτριας αυξάνει την απόδοση Carnot. Η επίδραση της θερμοκρασίας δημιουργίας στην αποτελεσματικότητα του Carnot δεν είναι σημαντική για τα ξηρά εργαζόμενα υγρά που δίνουν υψηλή απόδοση όπως R141b, R113, R114, R600 και R600a.

Ο όγκος του ψυκτικού μέσου μετά την επέκταση στον εκτοξευτήρα δεν ισχύει αλλάζει εκτενώς όταν αλλάζει η θερμοκρασία παραγωγής στην περίπτωση των υγρών εργασίας ξηράς. Η αύξηση της θερμοκρασίας της γεννήτριας μειώνει ελαφρώς την ποσότητα ψυκτικού για ένα δεδομένο φορτίο ψύξης.

Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η πίεση λειτουργίας επίσης αυξάνεται, με αποτέλεσμα να μειώνεται ο συγκεκριμένος όγκος ατμών.



Σχήμα 4-14 Ογκομετρική παροχή του ψυκτικού μέσου ανά κιλοβατώρα ψυκτικού φορτίου σε 3,5 kW Ισχύς ψύξης, 10 ° C Θερμοκρασία εξάτμισης, 35 ° C Θερμοκρασία συμπυκνωτή

4.4 Τελικά συμπεράσματα

Υπάρχουν προφανώς διάφορα υποψήφια ψυκτικά για τον κύκλο ψύξης του εγχυτήρα. Εντούτοις, πολλά υποψήφια υγρά που προτάθηκαν στη βιβλιογραφία δεν επιτρέπονται πλέον λόγω περιβαλλοντικών περιορισμών.

Ξηρά υγρά π.χ. βουτάνιο, ισο-βουτάνιο, R113, R114 και R141b αποδίδουν καλύτερα από τα υγρά υγρά και τα ισέντροπια υγρά στις ίδιες θερμοκρασίες λειτουργίας και απαιτούν λιγότερη υπερβολική ενέργεια για υπερθέρμανση.

Ωστόσο, όχι μόνο η αποτελεσματικότητα που πρέπει να λαμβάνεται υπόψη κατά την επιλογή του ψυκτικού, αλλά και ο όγκος ατμού μετά την επέκταση μέσω του εκτοξευτήρα, καθώς επηρεάζει το μέγεθος του εκτοξευτήρα.

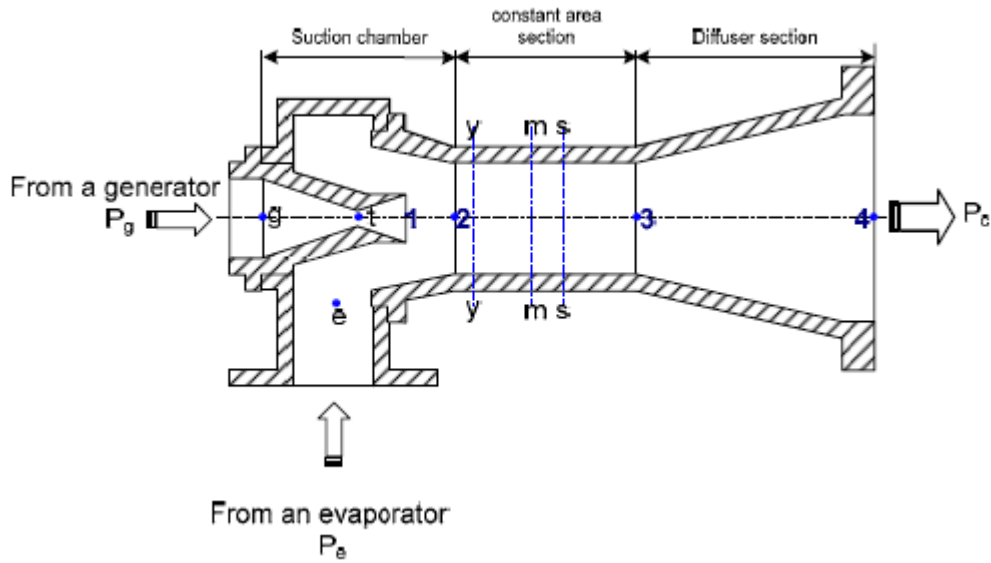
Οι συνθήκες λειτουργίας επηρεάζουν την απόδοση του συστήματος και ο όγκος ατμού του ψυκτικού μέσου σε φορτίο ψύξης επηρεάζει γενικά τη διάσταση του εκτοξευτήρα. Αυτό θα διερευνηθεί περαιτέρω στο Κεφάλαιο 5. Τα ψυκτικά μέσα εκτός CFC και HCFC, όπως το νερό, το βουτάνιο, η αμμωνία, το R152a ή το R134a, δίνουν μια εντυπωσιακή απόδοση, ανεξάρτητα από διάφορα μειονεκτήματα.

Για ένα σύστημα που κινούνται με ηλεκτρισμό, το COP θα ποικίλει, ανάλογα με το αλλαγές στις συνθήκες περιβάλλοντος και το φορτίο. Για ένα φωτοβολταϊκό σύστημα, η επιρροή των παραλλαγών στην ηλιακή ακτινοβολία θα περιπλέξει περαιτέρω την εικόνα. Το πρώτο βήμα, ωστόσο, είναι να χρησιμοποιήσουμε την ανάλυση σταθερής κατάστασης για να προσδιορίσουμε την επίδραση διαφόρων συνθηκών λειτουργίας στις επιδόσεις του συστήματος. Επιπλέον, μπορούν να ληφθούν γενικές οδηγίες για τη βελτιστοποίηση των συνθηκών λειτουργίας ή την επιλογή υγρού εργασίας. Ενδιαφέροντα φυσικά εργαζόμενα υγρά π.χ. το βουτάνιο, το ισοβουτάνιο, το προπάνιο, η μεθανόλη, το νερό, η αμμωνία επιλέγονται για την ανάλυση σε σταθερή κατάσταση του ψυκτικού συστήματος εκτόξευσης με ηλιακή ενέργεια στο επόμενο κεφάλαιο.

Κεφάλαιο 5^ο

Σχεδιασμός εγχυτήρα

Τα αποτελέσματα της ανάλυσης εξουσίας και της δυναμικής προσομοίωσης απέδειξαν ότι η καλύτερη κατανόηση του εκτοξευτήρα είναι ζωτικής σημασίας για το σχεδιασμό συστημάτων ψύξης με εκτόξευση με ηλιακή ενέργεια. Είναι επιπλέον το πιο περίπλοκο κομμάτι σχεδιασμού σε έναν κύκλο ψύξης εγχυτήρων. Ο σχεδιασμός των εγχυτήρων βασίζεται συνήθως στη θεωρητική έκφραση της ιδανικής δυναμικής του αερίου μαζί με τα πειραματικά δεδομένα. Οι εμπειρικές εξισώσεις για τους εκτοξευτήρες ατμού, από την άλλη πλευρά, είναι αρκετά γνωστές και μπορούν να βρεθούν σε πολλά εγχειρίδια π.χ. ASHRAE, 1983. Ωστόσο, σπάνια παρουσιάζονται εμπειρικά δεδομένα σχεδιασμού για άλλα εργαζόμενα υγρά, δηλ. Νερό. Σε αυτό το κεφάλαιο πραγματοποιείται μια θεωρητική ανάλυση του εκτοξευτήρα. Η διαδικασία σχεδιασμού για κάθε τμήμα βασίζεται στη θεωρητική έκφραση της συμπεριφοράς του ιδανικού αερίου και σε ορισμένες εμπειρικές εξισώσεις που βρέθηκαν στη βιβλιογραφία. Ένας εκτοξευτήρας έχει δοκιμαστεί στο έργο με ψυκτικό R134a και το αποτέλεσμα παρουσιάζεται στο τέλος αυτού του κεφαλαίου.



Εικόνα 5-1 Γεωμετρία εκχυτήρα και τμήματα

5.1 Θεωρητική Ανάλυση

Ένας εκτοξευτήρας είναι μια συσκευή στην οποία χρησιμοποιείται ένα ρευστό υψηλότερης πίεσης (που ονομάζεται επίσης πρωτογενές υγρό) για την επαγωγή ενός υγρού χαμηλής πίεσης (που ονομάζεται δευτερεύον υγρό) στον εκχυτήρα. Τα υγρά από αυτά τα δύο ρεύματα αναμειγνύονται μαζί και εκκενώνονται σε μια πίεση που βρίσκεται ανάμεσα στις πιέσεις αυτών των δύο ρευστών. Σε έναν κύκλο ψεκασμού εκχυτήρα, ο εκτοξευτήρας και μια αντλία χρησιμοποιούνται αντί ενός συμπιεστή (σε σύστημα συμπίεσης ατμών) για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος.

Ένας εκτοξευτής αποτελείται από 3 κύρια μέρη: έναν θάλαμο αναρρόφησης, μια σταθερή περιοχή και ένα θάλαμο ανάμιξης και ένα διαχύτη. Μια σχηματική απεικόνιση της γεωμετρίας του εκτοξευτήρα φαίνεται στο σχήμα 5-1. Όταν η κύρια ροή διέρχεται από ένα εξελισσόμενο ακροφύσιο συγκλίνοντα

στο εκβολέα. ο ατμός αντλείται από τον εξατμιστήρα. Η δευτερεύουσα ροή επιταχύνεται σε ρεύμα ατμών υψηλής ταχύτητας και φθάνει την υποηχητική ταχύτητα. Η ανάμιξη ξεκινά από την αρχή του τμήματος σταθερής περιοχής (τμήμα $y-y$, υποθετικός λαιμός, στο Σχήμα 5-1). Στο τμήμα $y-y$, και τα δύο ρεύματα αναπτύσσουν ομοιόμορφη πίεση. προκαλείται πνιγμός της δευτερεύουσας ροής. Ένα συνδυασμένο ρεύμα αναπτύσσεται σε ένα παροδικό υπερηχητικό ρεύμα και κλονίζει στο τμήμα $s-s$. Η ταχύτητα του ρευστού ανάμιξης πρέπει να είναι αρκετά υψηλή ώστε να αυξάνει την πίεση μετά την επιβράδυνση στο διαχύτη σε μια κατάλληλη πίεση συμπύκνωσης.

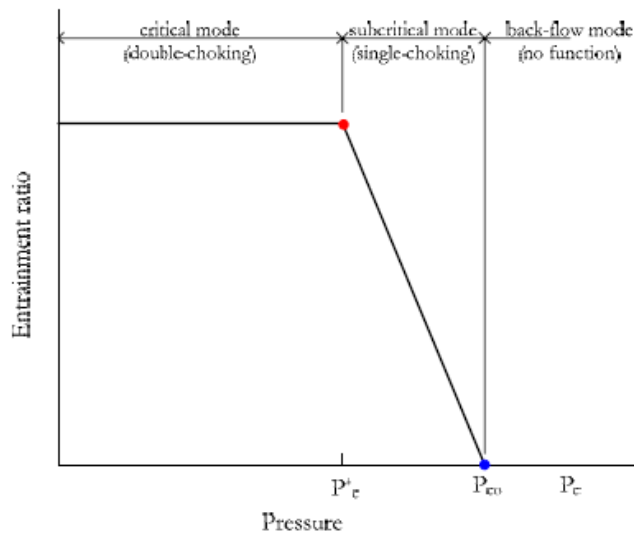
Οι διαφορετικοί εκτοξευτές έχουν γενικά αντιπαραβαλλόμενα χαρακτηριστικά, παράγοντας ποικίλες παραστάσεις. Η απόδοση του εκτοξευτή εξαρτάται κυρίως από τις συνθήκες σχεδιασμού και λειτουργίας. Για την καλύτερη απόδοση, πρέπει να λαμβάνεται υπόψη η διπλή πνιγμός. Η αρχή σχεδιασμού του εκτοξευτήρα ατμού μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως κατευθυντήρια γραμμή για άλλα υγρά εργασίας, αλλά δεν μπορεί να εφαρμοστεί αποκλειστικά για κάθε περίπτωση. Δεν υπάρχει μοναδική λύση για κάθε εκτοξευτή. Η υποθετική ανάλυση του λαιμού μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως κλειδί για τον υπολογισμό της απόδοσης και τη διαστασιολόγηση του εκτοξευτήρα κατά τη λειτουργία του εκτοξευτή σε κρίσιμη κατάσταση.

Ο σχεδιασμός του εκτοξευτήρα ταξινομείται γενικά σε δύο κατηγορίες, ανάλογα με τη θέση του ακροφυσίου, όπως

1. "Εκτοξευτήρας ανάμειξης σταθερής περιοχής": η έξοδος του ακροφυσίου βρίσκεται μέσα στην σταθερή περιοχή του εκτοξευτήρα. Τα πρωτεύοντα και δευτερεύοντα ρευστά αναμιγνύονται στη σταθερή περιοχή.

2. "Εγχυτήρας ανάμειξης σταθερής πίεσης": η έξοδος του ακροφυσίου βρίσκεται στο θάλαμο αναρρόφησης, πριν από τη σταθερή περιοχή. Πρωτοβάθμια και δευτεροβάθμια ροές αναμιγνύονται στον θάλαμο αναρρόφησης με ειδική πίεση. Η πίεση των ρευμάτων ανάμειξης παραμένει σταθερή κατά μήκος του θαλάμου από την έξοδο του ακροφυσίου στην είσοδο του τμήματος σταθερής περιοχής.

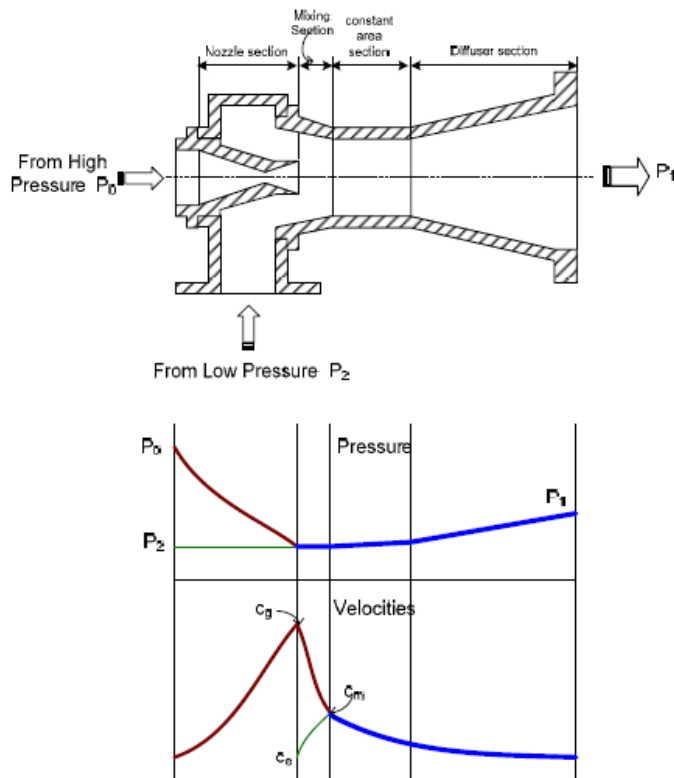
Ο εγχυτήρας ανάμειξης σταθερής πίεσης είναι πιο ελπιδοφόρος από τον εγχυτήρα ανάμειξης σταθερής περιοχής, επειδή παράγει καλύτερη απόδοση. Με αυτήν την έννοια σχεδιασμού, η ανάμειξη συμβαίνει στο τμήμα σταθερής περιοχής (Keenan, Neumann et al., 1950, Huang and Chang, 1999). Τα φαινόμενα πνιγμού μπορούν να παρατηρηθούν σε 2 μέρη: η κύρια ροή μέσω του ακροφυσίου και η δευτερεύουσα ροή. Ο πνιγμός στη δευτερεύουσα ροή οφείλεται στην επιτάχυνση της ροής από τη στάσιμη κατάσταση. αυτό συμβαίνει στο θάλαμο αναρρόφησης στην είσοδο της υπερηχητικής ροής στο τμήμα σταθερής περιοχής. Η απόδοση του εγχυτήρα είναι όπως περιγράφηκε προηγουμένως, η οποία μετράται γενικά με έναν λόγο ροής μάζας μεταξύ των ρευμάτων από τον εξατμιστήρα και τη γεννήτρια, που ονομάζεται λόγος παραλαβής (ω).



Σχήμα 5-2 Λειτουργίες λειτουργίας

Σε μια συγκεκριμένη κύρια πίεση (P_g) και δευτερεύουσα πίεση (P_e), ο λόγος παραλαβής εξαρτάται από την αντίστροφη πίεση (που ονομάζεται επίσης πίεση συμποκνωτή, P_c). Υπάρχουν 3 τρόποι λειτουργίας, ανάλογα με την αντίθλιψη. Οι καλύτερες επιδόσεις μπορούν να επιτευχθούν κατά την κρίσιμη λειτουργία, όπου η αντίθλιψη είναι χαμηλότερη από την κρίσιμη πίεση. Σε αυτή την κατάσταση, ο λόγος εμπλοκής είναι σταθερός και το φαινόμενο πνιγμού εμφανίζεται τόσο στην πρωτεύουσα όσο και στην παρασυρόμενη ροή. Ο λόγος παρακέντησης μειώνεται όταν η αντίθλιψη αυξάνει υψηλότερα από την κρίσιμη πίεση. Το πνιγμό υπάρχει μόνο στην πρωτεύουσα ροή αλλά όχι στη δευτερεύουσα ροή. Εάν η αντίστροφη πίεση είναι υψηλότερη από την P_{co} (βλέπε Εικόνα 5-2), δεν θα υπάρξουν φαινόμενα πνιγμού ούτε σε ροή. Το P_{co} θεωρείται ως η περιοριστική πίεση του τρόπου λειτουργίας του εκτοξευτήρα. Στη συνέχεια, η λειτουργία θα αποτύχει αργότερα.

Η ακόλουθη ανάλυση προέρχεται από τη διαδικασία διαστολής της κύριας ροής μέσω του ακροφυσίου, ακολουθούμενη από την ανάλυση της δευτερογενούς ροής και της μικτής ροής σε διαφορετικές διατομές και τη ροή διαμέσου του διαχυτήρα στο τέλος.



Εικόνα 5-3 Το διάγραμμα γεωμετρίας, πίεσης και ταχύτητας σε εκτοξευτήρα

Η ανάλυση υποθέτει ότι η διαδικασία στον εκτοξευτήρα είναι αδιαβατική. Η κινητική ενέργεια των ροών εισόδου και εξόδου δεν λαμβάνεται υπόψη. Η απώλεια τριβής και ανάμιξης υπολογίζεται με τη μορφή της ισοεντροπικής απόδοσης. Η ροή στο εσωτερικό του εγχυτήρα θεωρείται σταθερή και το υγρό εργασίας έχει σταθερές ιδιότητες κατά μήκος του εγχυτήρα.

Η διαδικασία διαστολής της κύριας ροής μέσω του ακροφυσίου

Ο ατμός από τη γεννήτρια διευρύνεται μη αναστρέψιμα στο πρωτεύον ακροφύσιο δημιουργώντας μερικό κενό στην έξοδο του ακροφυσίου. Εφαρμόζοντας τον πρώτο νόμο της θερμοδυναμικής χρησιμοποιώντας την εξίσωση ενεργειακού ισοζυγίου. Με την παραδοχή της αδιαβατικής κατάστασης ($q = 0$), χωρίς έργο ($e_t = 0$) και χωρίς επιρροή αλλαγής της ανύψωσης ($z_B = z_A$), και ταχύτητα του ρεύματος στην έξοδο του ακροφυσίου (c_g).

Όπου η ισοεντροπική απόδοση του ακροφυσίου (η_N) μπορεί να οριστεί ως

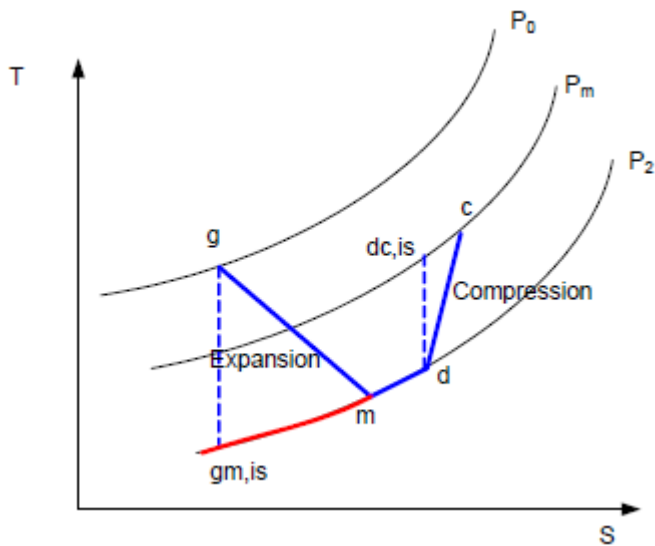
$$\eta_N = \frac{h_g - h_m}{h_g - h_{gm, is}} \quad \text{Εξ.5-1}$$

όπου

h_m = ενθαλπία του ρευστού ανάμιξης στο σημείο ανάμιξης

h_g = ενθαλπία του κινητηρίου (πρωτεύοντος) υγρού από τη γεννήτρια

h_{gm} , είναι = ενθαλπία του κινητήριου ρευστού (πρωτεύοντος) από τη γεννήτρια που διαστέλλεται ισέντροχα στην πίεση ανάμιξης.



Εικόνα 5-4 Το διάγραμμα T-S για τη διαδικασία επέκτασης και συμπίεσης

Η ροή μάζας από τη γεννήτρια μέσω του ακροφυσίου σε κατάσταση πνιγμού μπορεί να εκφραστεί ως

$$m_g = P_g \cdot A_t \cdot \sqrt{\frac{\eta_{NY}}{T_g R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\gamma+1/\gamma-1}} \quad \text{Εξ.5-2}$$

Ο αριθμός mach του ρευστού από τη γεννήτρια ($Ma_{g,1}$), που επεκτείνεται μέσω του ακροφυσίου, μπορεί να απεικονιστεί ως

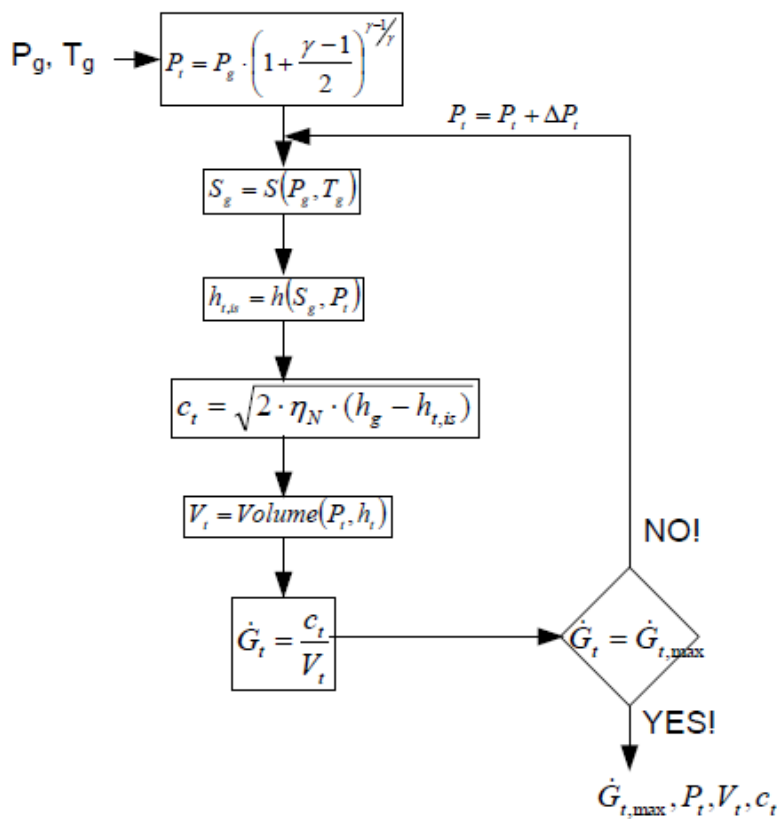
$$Ma_{g,1} = \sqrt{\frac{2 \cdot \eta_N}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_g}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad \text{Εξ.5-3}$$

Στην ουσία, η περιοχή του λαιμού της πρωτεύουσας ροής μπορεί να υπολογιστεί λαμβάνοντας αρχικά την πίεση του θρόμβου και τον υπολογισμό της ροής μάζας μέσω αυτού του λαιμού. Οι υπολογισμοί θα γίνουν μέχρι να εμφανιστεί η μέγιστη ροή μάζας μέσω αυτού του λαιμού. Η πρώτη υποτιθέμενη πίεση του θρόμβου θα μπορούσε να είναι η πίεση του θρόμβου

που δημιουργεί τον αριθμό Mach της μονάδας (Εξίσωση 5-4). Η διαδικασία για τον υπολογισμό της περιοχής του λαιμού του ακροφυσίου φαίνεται στο σχήμα 5-5.

$$P_t = P_g \left(1 + \frac{\gamma-1}{2}\right)^{\gamma-1/\gamma}$$

Εξ.5-4



Σχήμα 5-5 Διαδικασία υπολογισμού της διάμετρος του λαιμού του ακροφυσίου

Η δευτερεύουσα ροή

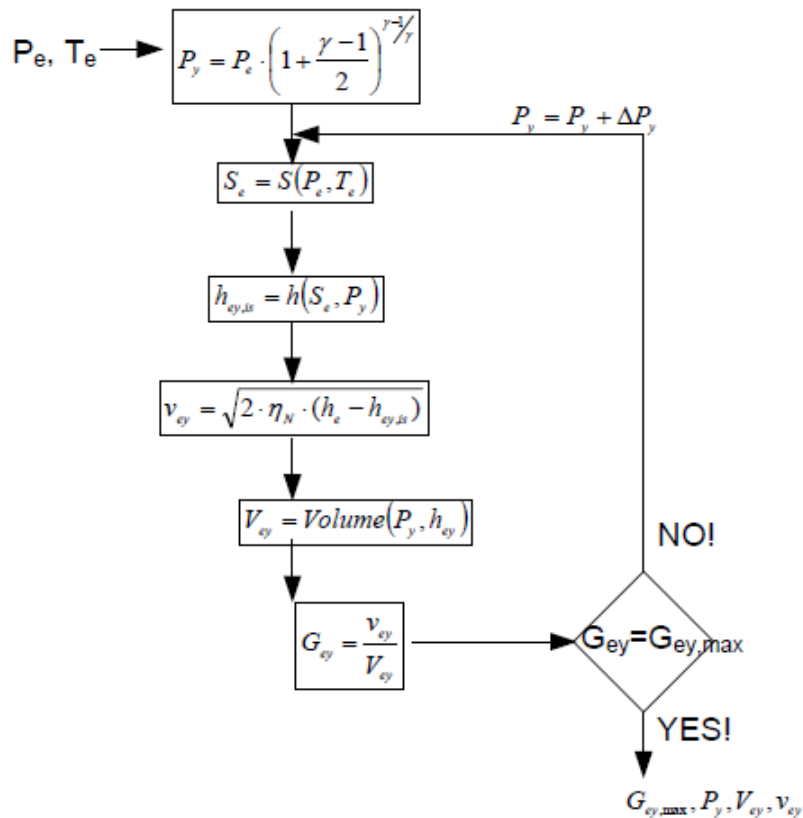
Ο δευτερεύων ρυθμός ροής στην κατάσταση πνιγμού (τμήμα y-y) απεικονίζεται ως,

$$m_e = \frac{P_e A_{ey}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\lambda+1/\gamma-1}} \sqrt{\eta_{Ne}} \quad \text{Εξ.5-5}$$

Υποθέτοντας ότι η παρασυρόμενη ροή φτάνει σε συνθήκες πνιγμού, ο αριθμός Mach της δευτερεύουσας ροής στο τμήμα y-y είναι περίπου ένας,

$$Ma_{ey} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_e}{P_{ey}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad \text{Εξ.5-6}$$

Η περιοχή στην είσοδο της δευτερεύουσας ροής προς τη ζώνη ανάμιξης μπορεί να υπολογιστεί με παρόμοιο τρόπο υπολογίζοντας τη διάμετρο του λαιμού του ακροφυσίου. Η διαδικασία παρουσιάζεται στο Σχήμα 5-6.



Σχήμα 5-6 Διαδικασία υπολογισμού της διάμεσης του λαιμού της δευτερεύουσας ροής

Τμήμα ανάμιξης

Το ενεργειακό ισοζύγιο στο σημείο ανάμιξης μπορεί να εκφράζεται ως

$$(m_g + h_e) \cdot h_m = m_e \cdot h_e + m_g \cdot h_{g,exp} \quad \text{Εξ.5-7}$$

όπου

h_m = ενθαλπία του ρευστού ανάμιξης στο σημείο ανάμιξης

h_e = ενθαλπία του παρασυρόμενου ψυκτικού μέσου (δευτερέον υγρό) από τον εξατμιστήρα

$h_{g, exp}$ = ενθαλπία του κινητήριου ρευστού από τη γεννήτρια μετά από διαστολή μέσω του ακροφυσίου

Η θερμοκρασία και ο αριθμός Mach των ρευμάτων στο τμήμα y-y μπορούν να γραφτούν ως

$$\frac{T_g}{T_{gv}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma_{gv}^2 \quad \text{Εξ.5-8}$$

$$\frac{T_e}{T_{ey}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma_{ey}^2 \quad \text{Εξ.5-9}$$

Υπάρχει κενό στην έξοδο του ακροφυσίου, έτσι το ρεύμα από το ατμοποιητής αναρροφάται στον εγχυτήρα. Το παρασυρόμενο ρεύμα στη συνέχεια αναμιγνύεται τέλεια με το ρεύμα υψηλότερης πίεσης από τη γεννήτρια. Για απλότητα υποθέτουμε ότι η πίεση ανάμειξης είναι σταθερή. Η πίεση παραμένει αμετάβλητη ενώ λαμβάνει χώρα η ανάμειξη των δύο ρευμάτων.

Το μήκος του τμήματος ανάμειξης ορίζεται γενικά ως προς τη διάμετρο του λαιμού. Για τους εγχυτήρες εκτόξευσης ατμού, τα συνιστώμενα μήκη είναι διαφορετικά, ανάλογα με τις ομάδες έρευνας. Εντούτοις, όλα αυτά κυμαίνονται από 6-10 φορές τη διάμετρο του θρόμβου.

$$L_{mix} = 7 \cdot D_3, \text{ (ASHRAE, 1983)} \quad \text{Εξ.5-10}$$

$$L_{mix} = 6 \cdot D_3, \text{ (Chang and Chen, 2000)} \quad \text{Εξ.5-11}$$

Η γωνία του τμήματος ανάμειξης είναι επίσης σημαντική. Η απόδοση του εκτοξευτήρα θα μειωθεί εάν η γωνία είναι πολύ μεγάλη, αντίθετα, αν η γωνία είναι πολύ μικρή, ο εκτοξευτήρας δεν θα είναι σε θέση να συμπίεσει τη ροή

ατμού για να σχεδιάσει την πίεση συμπίκνωσης. Οι γωνίες του κώνου του τμήματος ανάμιξης είναι περίπου 7-10 μοίρες για το πρώτο τμήμα και 3 έως 4 μοίρες για το δεύτερο τμήμα (ASHRAE, 1983).

Οι ταχύτητες των πρωτογενών και δευτερογενών ροών στο τμήμα y-y μπορούν να εκφράζονται ως:

$$c_{gv} = Ma_{gv} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{gv}} \quad \text{Εξ.5-12}$$

$$c_{ey} = Ma_{ey} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{ey}} \quad \text{Εξ.5-13}$$

Τμήμα σταθερής περιοχής

Στο τμήμα σταθερής περιοχής, εμφανίζεται υπερηχητικό σοκ γύρω από το τμήμα s-s (Σχήμα 5-1). Το σοκ είναι ότι συμβαίνει εδώ περιλαμβάνει σύνθετα λοξά σχέδια σοκ (ASHRAE, 1983). αυτό οφείλεται σε ένα παχύ οριακό στρώμα και ένα πολύ υψηλό προφίλ ταχύτητας.

Για έναν αποτελεσματικό εγχυτήρα, το μήκος του τμήματος του λαιμού σταθερής περιοχής συνιστάται να είναι διαμέτρου τριών έως πέντε λαιμών (ASHRAE,

1983). Ο Chang και ο Chen, 2000, συνέστησαν το μήκος αυτό να έχει διάμετρο πέντε λαιμών.

Υποθέτοντας ότι η μικτή ροή μετά από το σοκ υφίσταται μια ισοεντροπική διαδικασία, η πίεση της μικτής ροής από m-m στο 3-3 είναι σταθερή στο P3.

Ο αριθμός Mach του ρεύματος μετά τη ροή σοκ είναι,

$$Ma_3 = \sqrt{\frac{Ma_2^2 + \frac{2}{\gamma-1}}{\left(\frac{2\gamma}{\gamma-1}\right)Ma_2^2 - 1}} \quad \text{Εξ.5-14}$$

Στην ASHRAE, 1983, αναφέρεται ότι η διάμετρος του τμήματος σταθερής περιοχής είναι μια κρίσιμη παράμετρος σχεδιασμού. Διάφορες μέθοδοι για τον υπολογισμό αυτής της διάστασης δίνονται στη βιβλιογραφία. Ωστόσο, κανένα δεν είναι ακριβές. Ο μόνος τρόπος να προσδιοριστεί αυτό είναι με πείραμα ή ενδεχομένως με ανάλυση των δεδομένων κατασκευαστών.

Διαχύτης

Μετά την ανάμειξη, το ρεύμα ανάμειξης σχηματίζει ένα μόνο υπερηχητικό ρεύμα και κινείται προς τα εμπρός μέσω ενός τμήματος σταθερής περιοχής με εγκάρσιο κλονισμό στο διαχύτη. Στο τμήμα διάχυσης, το ρεύμα θα συμπιεστεί σε πίεση συμπύκνωσης και η ταχύτητα του ρεύματος θα μειωθεί.

Ο υποηχητικός διαχύτης έχει κωνικό σχήμα. Για τον εκτοξευτήρα ατμού, η γωνία μπορεί να κυμαίνεται από 5 έως 12 μοίρες με ένα αξονικό μήκος από 4 έως 12 διαμέτρου του αυχένα (ASHRAE, 1983). Οι Chang και Chen, 2000 συνέστησαν το αξονικό μήκος να είναι 6 φορές τη διάμετρο του λαιμού.

Μια ισέντροπική απόδοση διάχυσης (η_D) ορίζεται ως,

$$\eta_D = \frac{h_{dc, is} - h_d}{h_c - h_d} \quad \text{Εξ.5-15}$$

Το ρεύμα συμπιέζεται σε υψηλότερη πίεση, με βάση την παραδοχή μιας αναστρέψιμης αδιαβατικής διεργασίας στην υποηχητική ροή. Η ταχύτητα στην έξοδο θεωρείται ότι είναι μηδέν.

Επίδοση

Η απόδοση ενός εγχυτήρα καθορίζεται γενικά από την άποψη του λόγου ροής μάζας μεταξύ των ρευμάτων από τον εξατμιστή και τη γεννήτρια, που ονομάζεται λόγος παραλαβής (ω). Οι παρακάτω εξισώσεις του λόγου παραλαβής έχουν οριστεί προηγουμένως στο κεφάλαιο 3-2. Αυτά επαναλαμβάνονται και πάλι εδώ για την ευκολία του αναγνώστη.

$$\omega = \frac{m_e}{m_g} \quad \text{Εξ.5-16}$$

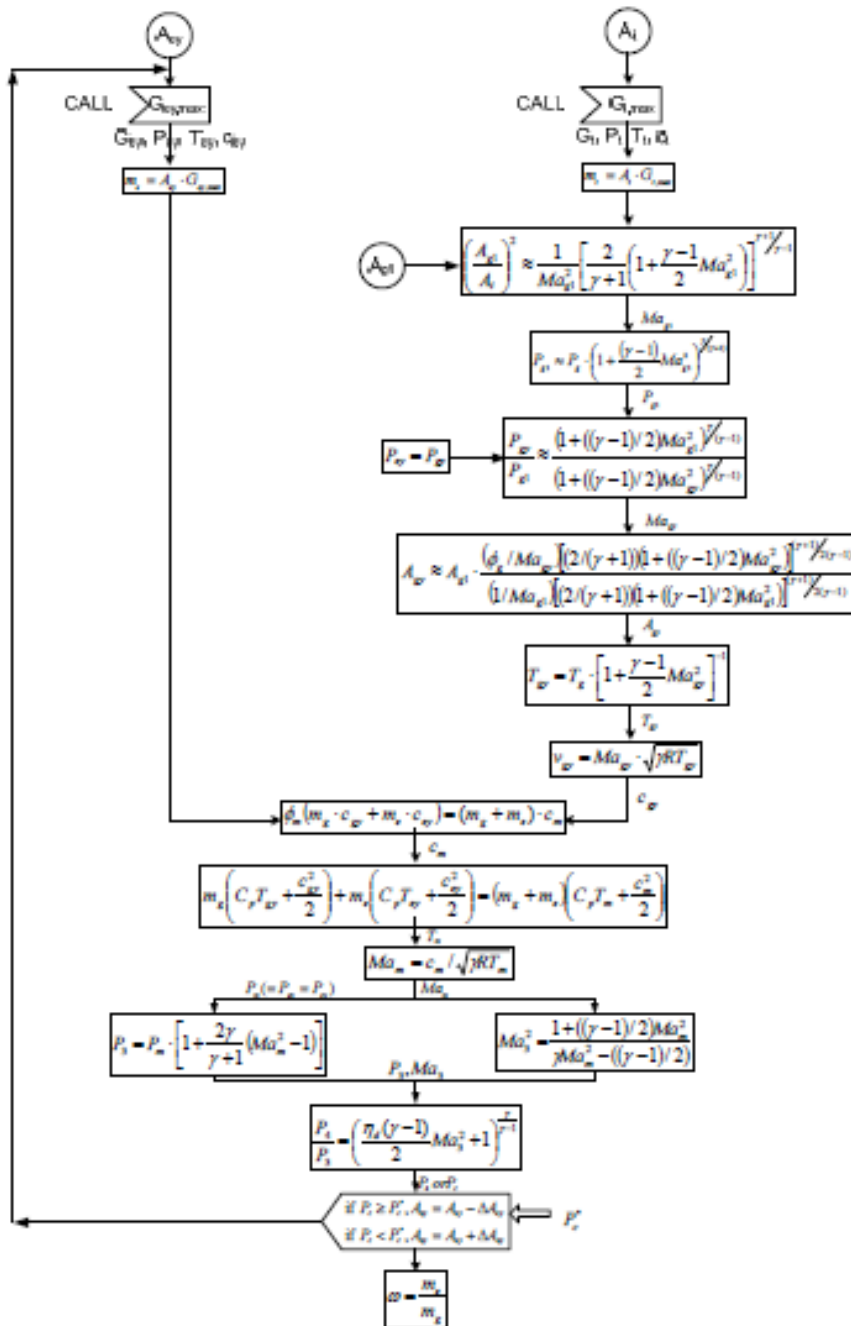
Επιπλέον, ο λόγος παραλαβής μπορεί να περιγραφεί από την αναλογία του αριθμού Mach μεταξύ των ρευμάτων του εξατμιστή και της γεννήτριας (Riffat and Holt, 1998).

$$\omega = \frac{Ma_e}{Ma_g} \quad \text{Εξ.5-17}$$

Η θέση του ακροφυσίου είναι μια σημαντική παράμετρος. Η απόσταση μεταξύ της εξόδου του ακροφυσίου και της σταθερής περιοχής (το τμήμα x-x) προτείνεται από τον Huang, Chang et al., 1999 να είναι περίπου 1,5 φορές η διάμετρος του θαλάμου σταθερής περιοχής.

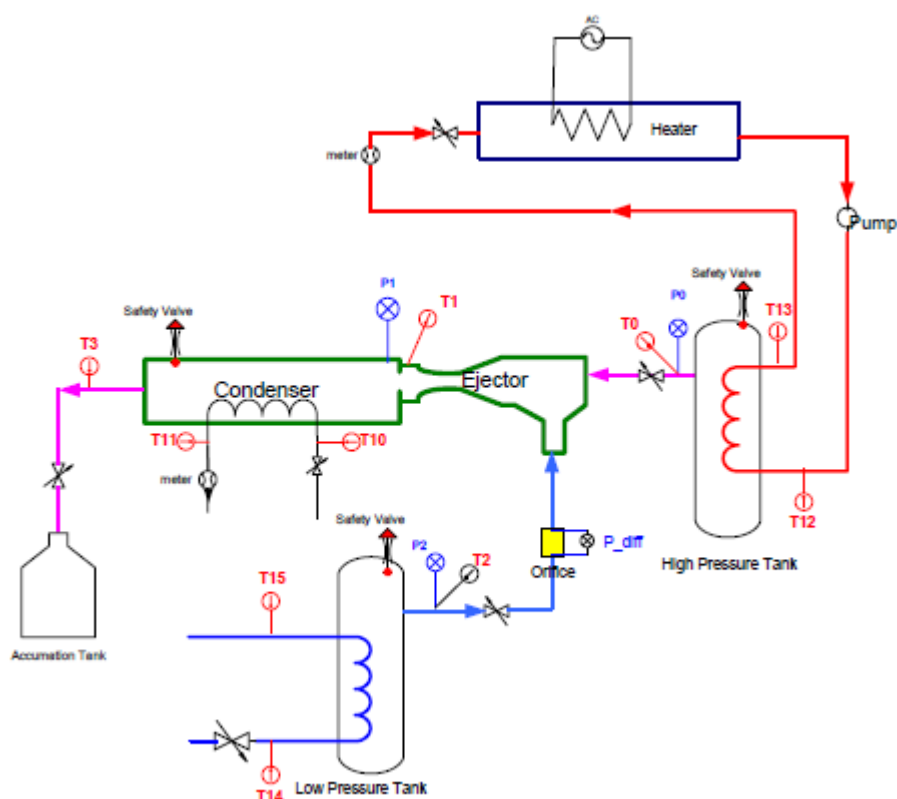
Οι εξισώσεις για τον σχεδιασμό του εγχυτήρα απεικονίζονται ως διαδικασία στο Σχήμα 5-7. Η διαδικασία αυτή μπορεί να χρησιμοποιηθεί αφού έχουν

επιλεγεί ή υπολογισθεί οι διαμέτρους του λαιμού τόσο στην πρωτογενή όσο και στη δευτερεύουσα ροή (βλέπε Σχήμα 5-5 και Σχήμα 5-6).



Σχήμα 5-7 Διαδικασία για τον υπολογισμό της διάταξης εκτιναξης

5.2 Αποτελέσματα δοκιμής του εγχυτήρα

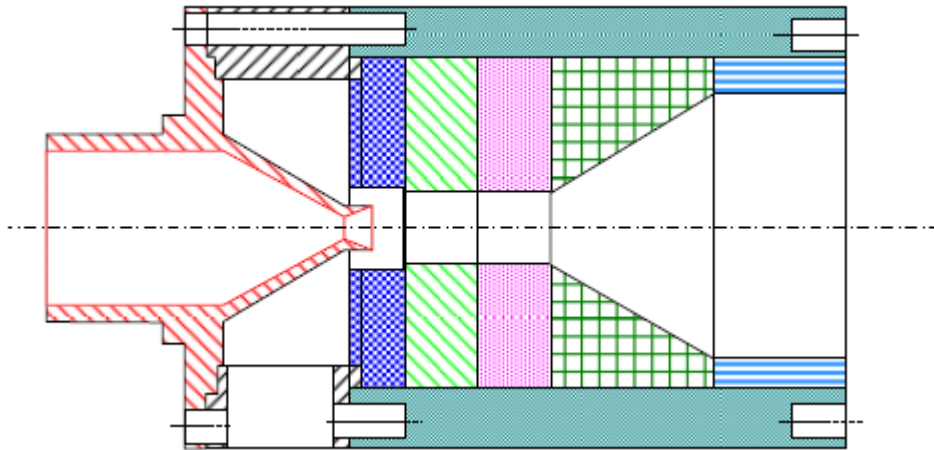


Σχήμα 5-8 Σχήμα του πειράματος

Το σχήμα της δοκιμαστικής εξέδρας φαίνεται στο σχήμα 5-8. Η δεξαμενή υψηλής πίεσης προσαρμόζεται από έναν εναλλάκτη θερμότητας κελύφους και σωλήνα, που αποτελείται από 11,8 λίτρα. Το ψυκτικό μέσο διατηρείται πάντοτε κορεσμένο και η πίεση και η θερμοκρασία στη δεξαμενή ελέγχονται με ζεστό νερό. Το ζεστό νερό θερμαίνεται από τον ηλεκτρικό θερμαντήρα με ονομαστική ισχύ 12 kW. η τροφοδοσία θερμότητας ρυθμίζεται από τον ρυθμό ροής του μέσου θέρμανσης (νερό) και του ελεγκτή ηλεκτρικής ισχύος. Η δεξαμενή χαμηλής πίεσης τροποποιείται από έναν εναλλάκτη θερμότητας με κελύφος 5,1 λίτρων και σωλήνα. Η ροή από τον εκτοξευτήρα καθαρίζεται

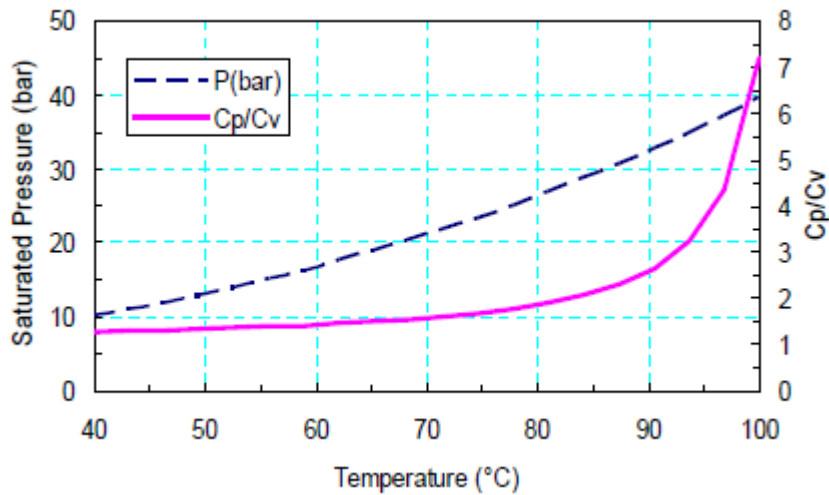
στον συμποκνωτή και συλλέγεται στον συσσωρευτή, ο οποίος συνδέεται στο άκρο του συμποκνωτή.

Η πίεση στη δεξαμενή χαμηλής πίεσης και στον συμποκνωτή μετράται από τον μετατροπέα πίεσης από το "Druck" (Druck, 2006), μοντέλο PTX 610-0I. Η υψηλή πίεση από τη γεννήτρια μετριέται από τη σειρά μετατροπέων πίεσης 22S από το «ClimaCheck» (ClimaCheck, 2006). Η διαφορά πίεσης πάνω από το στόμιο ανιχνεύεται από έναν μετατροπέα διαφορικής πίεσης από το «Druck», μοντέλο PDCR 2160. Όλα τα θερμοστοιχεία είναι τύπου T. Τα θερμοστοιχεία συνδέονται με καταγραφικό Hewlett Packard μέσω ενός ισοθερμικού κουτιού. Η θερμοκρασία αναφοράς στο ισοθερμικό κουτί μετράται με ένα στοιχείο Pt-100. Η αβεβαιότητα σε αναγνώσεις απόλυτης θερμοκρασίας αναμένεται να είναι μικρότερη από 0,1 K. Εξετάστηκε ο εκτοξευτήρας με μία διάσταση σταθεροποίησης όπως φαίνεται στην Εικόνα 5-9. Ο εκτοξευτήρας κατασκευάστηκε σε επτά μέρη. Όλα τα μέρη συναρμολογήθηκαν σε θάλαμο αλουμινίου. Ο διαχωρισμός του εκτοξευτήρα σε πολλά μέρη καθιστά εύκολη την κατασκευή και την εύκολη αλλαγή της διάστασης κάθε τμήματος, η οποία μπορεί να μην είναι κατάλληλη για ορισμένες συνθήκες λειτουργίας. Το R134a επιλέχθηκε ως δοκιμαστικό υγρό για ασφάλεια λόγους (τα R600a και R600 δεν ήταν δυνατό να χρησιμοποιηθούν λόγω των μέτρων εργαστηριακής ασφάλειας).



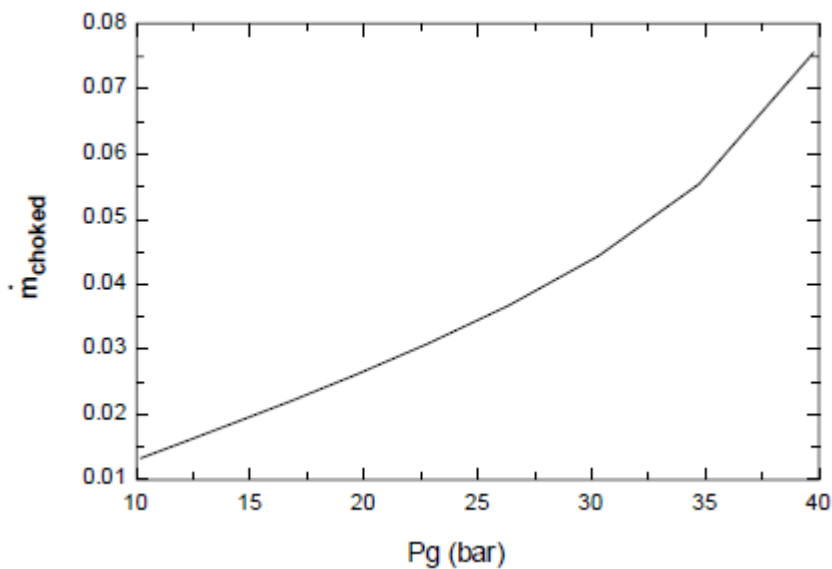
Σχήμα 5-9 Σχήματος του ελεγχόμενου εξωστήρα (όχι στη σωστή κλίμακα)

Ο ρυθμός ροής μάζας της πρωτεύουσας ροής από τον εκτοξευτήρα υπολογίζεται από την πίεση του εργαζόμενου ρευστού στη γεννήτρια. Η ροή θεωρείται ότι είναι πνιγμένη όταν το ψυκτικό ρέει μέσα από το ακροφύσιο. Η ταχύτητα και η παροχή μάζας είναι ανεξάρτητες από τις κατάντη συνθήκες. Η ταχύτητα του ρευστού στο λαιμό του ακροφυσίου είναι ίση με την ταχύτητα του ήχου στις επικρατούσες συνθήκες. Η ταχύτητα ροής και η ταχύτητα ροής μάζας δεν μπορούν να αυξηθούν ακόμα περισσότερο, μειώνοντας την πίεση κατάντη. Ο ρυθμός ροής του τσοκ εξαρτάται κυρίως από τον ειδικό λόγο θερμικής ικανότητας (C_p / C_v), τη διάμετρο και την πίεση στο λαιμό. Μπορεί να υπολογιστεί σύμφωνα με την Εξίσωση 5-4. Ο ειδικός λόγος θερμικής ικανότητας και η πίεση κορεσμού του R134a φαίνονται στο Σχήμα 5-10. Η κρίσιμη θερμοκρασία και πίεση του R134a είναι 101° και 40,59 bar. Σε κορεσμένη πίεση υψηλότερη από 90° C, ο ειδικός λόγος θερμικής ικανότητας του R134a αυξάνεται εκθετικά.



Σχήμα 5-10 Πίεση κορεσμού και ειδική αναλογία θερμικής χωρητικότητας R134a

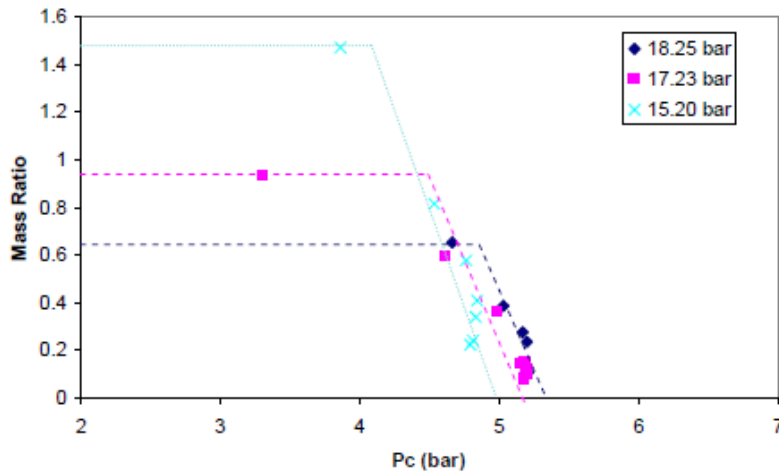
Στη δοκιμασμένη διάσταση, η διάμετρος του ακροστομίου του ακροφυσίου των 2 mm, ο ρυθμός ροής με εμφύσηση σε διάφορες πιέσεις του R134a φαίνεται στο σχήμα 5-11.



Σχήμα 5-11 Ρυθμός ροής μάζας της πρωτεύουσας ροής από τη γεννήτρια

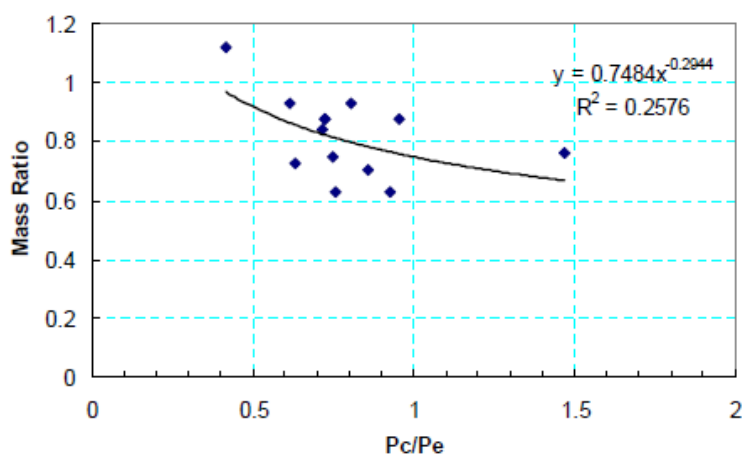
Η δευτερεύουσα παροχή μάζας σε αυτό το πείραμα υπολογίζεται από τη διαφορά πίεσης πάνω από το στόμιο. Η αναλογία μάζας σε διαφορετικές πιέσεις γεννήτριας και συμπυκνωτή φαίνεται στο σχήμα 5-12. Ο ρυθμός ροής μάζας της πρωτεύουσας ροής γίνεται πνιγμένος στο λαιμό του ακροφυσίου και ο ρυθμός ροής του πνιγμού αυξάνεται όταν αυξάνεται η οδηγούμενη πίεση (όπως φαίνεται στην Εικόνα 5-11).

Η μέγιστη δευτερεύουσα ροή δεν μπορεί να υπερβαίνει τη ροή που έχει πνιχτεί μέσω της εισόδου δευτερεύουσας ροής και η πίεση της δευτερεύουσας ροής δεν αλλάζει σημαντικά. Ο λόγος μάζας είναι στη συνέχεια χαμηλότερος στην υψηλότερη θερμοκρασία της γεννήτριας. Αντίστροφα, η κρίσιμη αντίστροφη πίεση (πίεση συμπυκνωτή) είναι υψηλότερη. Αυτό δείχνει ότι σε ένα περιβάλλον υψηλής θερμοκρασίας περιβάλλοντος, η θερμοκρασία συμπυκνωτή είναι γενικά υψηλή, επομένως απαιτείται υψηλή θερμοκρασία γεννήτριας.

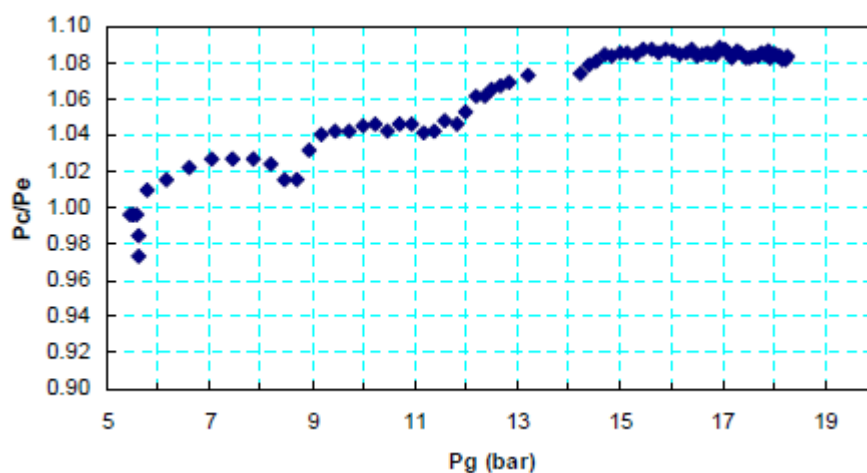


Σχήμα 5-12 Αναλογία μάζας του εγχυτήρα δοκιμής σε διαφορετικές θερμοκρασίες γεννήτριας

Σε αυτή τη δοκιμασία, ο συγγραφέας δεν μπόρεσε να πραγματοποιήσει ανάλυση της οδηγούμενης πίεσης υψηλότερης των 20 bar στο εργαστήριο λόγω κανονισμών ασφαλείας. Αυτό περιορίζει σημαντικά το εύρος της δοκιμής. Η αύξηση της πίεσεως οδήγησε αυξάνει τον λόγο συμπίεσης, αλλά μειώνει τον λόγο μάζας όπως φαίνεται στο σχήμα 5-13 και στο σχήμα 5-14.



Σχήμα 5-13 Αναλογία μάζας του εγχυτήρα δοκιμής σε διαφορετικό λόγο συμπίεσης



Σχήμα 5-14 Λόγος συμπίεσης του εκχυτήρα δοκιμής σε διαφορετική θερμοκρασία γεννήτριας

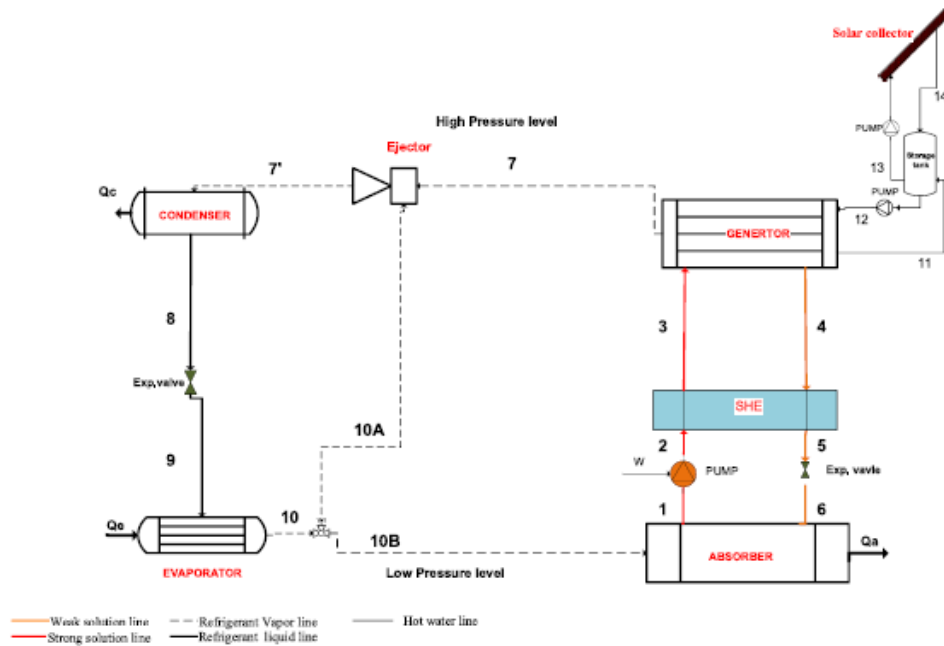
Τα αποτελέσματα της δοκιμής υποδεικνύουν ότι η λειτουργία του εκχυτήρα εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την πίεση αντίθλιψης ή συμποκνωτή. Έτσι σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας είναι κρίσιμο να παρέχεται αποτελεσματική ψύξη με συμποκνωτή κατά την εκκίνηση για τη διατήρηση της λειτουργικότητας του εκτοξευτήρα. Ένας σταθερός εκχυτήρας διαστάσεων μπορεί να λειτουργεί μόνο σε περιορισμένο εύρος θερμοκρασιών γεννήτριας / συμποκνωτή. Αυτό σημαίνει ότι, σε μια πραγματική περίπτωση, μπορεί να απαιτείται εκτοξευτήρας με ρυθμιζόμενες διαστάσεις ή πολλαπλών εκτοξευτή παράλληλα. Επιπλέον, απαιτείται καλό σύστημα ελέγχου με βαλβίδες για να κατευθύνει τη ροή προς το σωστό εκτοξευτήρα ή να αλλάξει τη διάσταση του εκτοξευτήρα. Αυτό θα προσθέσει ανεπιθύμητη πολυπλοκότητα στο σύστημα.

Κεφάλαιο 6^ο

Υπολογιστικό Μέρος

6.1 Εισαγωγή

Αυτή η εργασία αναλύει το σύστημα ψύξης απορρόφησης μεμονωμένου αποτελέσματος σε συνδυασμό με τον εκτοξευτήρα και ένα αναβαθμισμένο σύστημα που μειώνει σημαντικά το ενεργειακό αποτύπωμα. Αυτή η εργασία στοχεύει στη βελτίωση της απόδοσης του συστήματος χρησιμοποιώντας τη δυναμική κινητική ενέργεια από τις πρωτεύουσες γραμμές ροής για να οδηγήσουν τις δευτερεύουσες γραμμές δευτερεύουσας ροής χαμηλής πίεσης για να παράγουν μια πιο ήσυχη ροή με μεγαλύτερη ώση και χαμηλότερη θερμοκρασία. Ο προτεινόμενος κύκλος θα αξιολογηθεί μέσω του λόγου ανάκτησης και την επίδραση της θερμοκρασίας λειτουργίας στα θερμικά φορτία και την απόδοση του συστήματος. Θα παρουσιαστεί μια γενική περιγραφή του προτεινόμενου συστήματος και θα διεξαχθεί περαιτέρω ανάλυση των επιδόσεων του με βάση αντίστοιχη μαθηματικό μοντέλο.



Εικ.1 Παραστατικό σχήμα συστήματος ψύξης απορρόφησης-εκτοξευτήρα ενιαίου αποτελέσματος.

Το δυαδικό μίγμα $\text{LiBr} / \text{H}_2\text{O}$ χρησιμοποιήθηκε στο προτεινόμενο σύστημα. Η λεπτομερής θερμοδυναμική ιδιότητα του $\text{LiBr} / \text{H}_2\text{O}$ κωδικοποιήθηκε με τη βοήθεια των συσχετισμών που προτάθηκαν από τους Patek και Klomfar [28] και το λογισμικό εξισώσεων Engineering [29]. Αυτές οι ιδιότητες (δηλαδή η πίεση, η θερμοκρασία, η συγκέντρωση, η ενθαλπία και η πυκνότητα) είναι απαραίτητες για την προσομοίωση για τον υπολογισμό της ισορροπίας θερμότητας και μάζας για τον προτεινόμενο κύκλο. Έχει αναπτυχθεί πρόγραμμα προσομοίωσης υπολογιστών για την αξιολόγηση του της απόδοσης του συστήματος. Τα ισοζύγια μάζας, τα ενεργειακά ισοζύγια και οι εξισώσεις της κατάστασης για το διάλυμα $\text{LiBr} / \text{H}_2\text{O}$ και το ψυκτικό μέσο σε

κάθε στοιχείο που εμπλέκεται στον κύκλο απαιτούνται για προσομοίωση του συστήματος.

6.2 Περιγραφή του ηλιακού κύκλου απορρόφησης μονού αποτελέσματος

Ο βασικός κύκλος αποτελείται από γεννήτρια, απορροφητήρα, συμπυκνωτή, ατμοποιητή, εναλλάκτη θερμότητας διαλύματος, κυκλοφορητικές αντλίες και ηλιακό συλλέκτη. Ο κύκλος λειτουργεί μεταξύ δύο επιπέδων πίεσης: χαμηλή πίεση στον απορροφητήρα ατμοποιητή και υψηλή πίεση στον συμπυκνωτή γεννήτρια. Οι εκπεμπόμενοι ατμοί στη γεννήτρια αποτελούνται από καθαρό νερό, ενώ η LiBr sal παρέμεινε στο διάλυμα.

6.3. Περιγραφή του τροποποιημένου συνδυασμένου συστήματος απλής απορρόφησης-εγχυτήρα

Το κύριο μέρος του ψυκτικού συστήματος απορρόφησης ενός αποτελέσματος απεικονίζεται σχηματικά στο Σχήμα 1. Ο εναλλάκτης θερμότητας διαλύματος είναι πλεονεκτικός επειδή ψύχει το διάλυμα που προέρχεται από τη γεννήτρια, το οποίο στη συνέχεια θερμαίνει το διάλυμα που εισέρχεται τη

γεννήτρια [30]. Ένας εγχυτήρας προστέθηκε μεταξύ της γεννήτριας και του συμπυκνωτή. Ο πρωτογενής υδρατμός υψηλής πίεσης από τη γεννήτρια εισέρχεται στον εκτοξευτήρα και κατόπιν από τη δευτερεύουσα είσοδο του εγχυτήρα, ο παρασυρόμενος ατμός χαμηλής πίεσης από τον ατμοποιητή αναμειγνύεται με την πρωτεύουσα ροή στο θάλαμο ανάμειξης, διέρχεται από το διαχύτη και στη συνέχεια εισέρχεται συμπυκνωτής.

Σε αυτό το νέο σχεδιασμό το μείγμα βρωμιούχου λιθίου φεύγει από τον απορροφητήρα (κατάσταση 1) με τη μορφή κορεσμένου διαλύματος σε χαμηλή πίεση. Ανυψώνεται στο σύστημα με υψηλή πίεση (κατάσταση 3). Η γεννήτρια λειτουργεί από πηγή υψηλής θερμοκρασίας έως διαχωρίστε το δυαδικό διάλυμα νερού και βρωμιούχο λίθιο (ισχυρό διάλυμα προέρχεται από απορροφητήρα). Αυτό το μίγμα δύο φάσεων διαχωρίζεται και το ασθενές υγρό ρέει διαμέσου της SHE (κατάσταση 4 έως κατάσταση 5) από ότι στραγγαλίζεται στο σύστημα χαμηλής πίεσης και ψεκάζεται στον απορροφητήρα (κατάσταση 6). Στον εξωστήρα, η δευτερεύουσα ροή (υδρατμοί από τον εξατμιστήρα (κατάσταση 10A)) και η πρωτεύουσα ροή υδρατμών από τη γεννήτρια αναμειγνύονται και διοχετεύονται στον συμπυκνωτή (κατάσταση 7).

6.4 Προσομοίωση και ανάλυση του προτεινόμενου κύκλου

Για το σκοπό της προσομοίωσης και της ανάλυσης, πραγματοποιήθηκαν οι ακόλουθες υποθέσεις:

1. Το σύστημα λειτουργεί υπό συνθήκες σταθερής κατάστασης.
2. Το ψυκτικό που εξέρχεται από τον συμπυκνωτή και τον εξατμιστή είναι κορεσμένο (σημειώσεις 8 και 10).
3. Το διάλυμα LiBr / H₂O στη γεννήτρια, τον εναλλάκτη θερμότητας διαλύματος και ο απορροφητής θεωρείται ότι βρίσκεται στην κατάσταση ισορροπίας στην αντίστοιχη πίεση και θερμοκρασία και στην υποτιθέμενη κορεσμένη κατάσταση.
4. Η πτώση πίεσης τριβής στον κύκλο παραμελείται εκτός από τη συσκευή επέκτασης.
5. Η ροή μέσα στον εκτοξευτήρα είναι σταθερή και μονοδιάστατη. Τα τοιχώματα των εγχυτήρων είναι αδιαβατικά.
6. Η πρωτεύουσα ροή και αυτή η κατακόρυφη ροή είναι κορεσμένες και οι ταχύτητες τους είναι αμελητέες πριν εισέλθουν στον εκτοξευτήρα (καταστάσεις 7 και 10Bin Εικόνα 1 αντίστοιχα). Η ταχύτητα της μικτής ροής που εξέρχεται από τον εκτοξευτήρα (στην κατάσταση 7 ') επίσης παραμελείται.

Προκειμένου να υπολογιστεί η ισορροπία θερμότητας και μάζας για τον προτεινόμενο κύκλο, οι θερμοδυναμικές ιδιότητες (πίεση, θερμοκρασία, συγκέντρωση, ενθαλπία και πυκνότητα) είναι απαραίτητες για την προσομοίωση. Το δυαδικό μίγμα LiBr / H₂O και καθαρό H₂O χρησιμοποιούνται στο προτεινόμενο σύστημα. Οι λεπτομερείς εξισώσεις θερμοδυναμικής ιδιότητας της fLiBr / H₂O εντοπίζονται από το Software Equation Software.

6.4.1 Θερμοδυναμική ανάλυση

Ο συντελεστής απόδοσης (COP) χρησιμοποιείται για τη μέτρηση της απόδοσης του συστήματος

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + P_{work}} \quad \text{Εξ. (6.1)}$$

Για να χρησιμοποιήσετε την εξίσωση (4.1), θα πρέπει να προσδιορίζεται η διατήρηση της μάζας και της ενέργειας σε κάθε στοιχείο.

Για τη γεννήτρια - SHE - βρόχος απορρόφησης

Τα ισοζύγια μάζας και ενέργειας γύρω από τη γεννήτρια

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (\text{συνολικό ισοζύγιο μάζας}) \quad \text{Εξ. (6.2)}$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \quad (\text{H}_2\text{O ισορροπία μάζας}) \quad \text{Εξ. (6.3)}$$

(όπου $x_3 = x_1$ και $x_4 = x_6$)

$$Q_g = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h - \dot{m}_3 h_3 \quad \text{Εξ. (6.4)}$$

Οι ιδιότητες ρευστού σε αυτόν τον βρόχο μπορούν να εξαχθούν και να αναπτυχθούν ως:

Το υγρό αδύναμο διάλυμα στην κατάσταση (4) $T_4 = T_{gen}$, $P_4 = P_{gen}$, $x_4 = x_s(T_{gen}, P_{gen})$ και $h_4 = h_s(T_{gen}, x_4)$

Εναλλάκτης θερμότητας

Οι επιδόσεις της SHE εκφράζονται με όρους αποτελεσματικότητας ϵ_{SHE}

Η απόδοση του εναλλάκτη θερμότητας του διαλύματος και του ψυκτικού μέσου, που εκφράζεται ως αποτελεσματικότητα ϵ_{SHE} .

$$\epsilon_{SHE} = (T_4 - T_5)/(T_4 - T_2) \quad \text{Εξ. (6.5)}$$

$$C_{hot} = \dot{m}_4(h_4 - h_5)/(T_4 - T_5) \quad \text{Εξ. (6.6)}$$

$$C_{cold} = \dot{m}_2(h_3 - h_2)/(T_3 - T_2) \quad \text{Εξ. (6.7)}$$

$$Q_{hx} = \dot{m}_1(h_3 - h_2) \quad \text{Εξ. (6.8)}$$

$$Q_{hx} = \dot{m}_4(h_4 - h_5) \quad \text{Εξ. (6.9)}$$

Όπου,

$$\dot{m}_1 = 0.05 \frac{kg}{s} = \dot{m}_2, T_1 = T_{abs} = T_2, h_5 = h_s(T_5, x_5) x_5 = x_4$$

- Μοντέλο βαλβίδας εκτόνωσης διαλύματος

$$h_5 = h_6, \dot{m}_5 = \dot{m}_6, x_5 = x_6$$

- Υπολογισμός αντλίας

$$h_2 = h_1 + P_{work}/\dot{m}_1 \quad \text{Εξ. (6.10)}$$

$$P_{work} = \dot{m}_1 v_1 (P_{high} - P_{low})/1000 \quad \text{Εξ. (6.11)}$$

$$v_1 = v_s(T_1, x_1) \quad \text{Εξ. (6.12)}$$

- Απορροφητή

$$Q_a = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 \quad \text{Εξ. (6.13)}$$

- Εκτοξευτήρας - Συμπυκνωτής - Ατμοποιητής

Όσον αφορά τη διάταξη του κύκλου, παράγονται υδρατμοί από τη γεννήτρια προκαλεί το κύριο ρεύμα ejecto. Εν συνεχεία συλλαμβάνει αυτούς τους κατακόρυφους ατμούς από τον ατμοποιητή. Λαμβάνοντας υπόψη τις παραπάνω ιδιότητες, ο λόγος συμπαραγωγής του εκτοξευτήρα, ο οποίος εκφράζεται ως $\omega = \dot{m}_{10b}/\dot{m}_7$, μπορεί να προσδιοριστεί με βάση την ακόλουθη σχέση:

$$\omega = f \left(P_{gen}, T_7, P_{10A}, T_{10A}, P_7, \frac{A_t}{A_k} \right) \quad \text{Εξ. (6.14)}$$

Για να υπολογίσουμε το λόγο εμπλουτισμού, εφαρμόζουμε τη διαδικασία εξέλιξης της απόδοσης για τον εκτοξευτήρα. Καθορίζουμε το ανάμιξης μέσω επαναληπτικού μαθηματικού υπολογισμού, ο οποίος καθορίζει την ικανότητα και την απόδοση του εκτοξευτήρα. Μόλις εμείς λαμβάνουμε ω , αντλούμε τις ιδιότητες στις καταστάσεις (10B) και (7) από την ακόλουθη διαδικασία ανάμιξης:

$$\dot{m}_{10A} = \omega \dot{m}_7 \quad \text{Εξ. (6.15)}$$

$$\dot{m}_{7'} = (1 + \omega) \dot{m}_7 \quad \text{Εξ. (6.16)}$$

$$h_{7'} = \frac{h_7 + \omega h_{10B}}{1 + \omega} \quad \text{Εξ. (6.17)}$$

$$h_{10} = h_{10A} = h_{10B}, \dot{m}_{10} = \dot{m}_{10B} + \dot{m}_{10A}, \dot{m}_{10} = \dot{m}_9$$

$$h_{10} = h_v(\text{Water}, T_{10}, X = 1)$$

- Συμπυκνωτής

$$Q_c = \dot{m}_{7'}(h_{7'} - h_8), h_8 = h_v(\text{Water}, T_8, X = 0) \quad \text{Εξ. (6.18)}$$

- Βαλβίδα ψυκτικού μέσου

$$h_8 = h_9, x_8 = x_9$$

- Ατμοποιητής

$$Q = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) \quad \text{Εξ. (6.19)}$$

6.4.2 Ανάλυση Εγχυτήρα

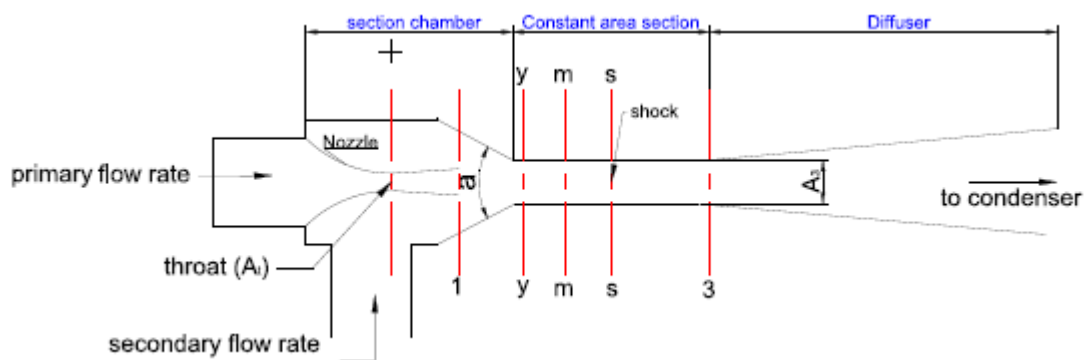
Ένα μονοδιάστατο μαθηματικό μοντέλο για την πρόβλεψη του ejector των επιδόσεων των Huang et al. [31] χρησιμοποιείται για την ανάλυση του η επίδραση του θαλάμου ανάμειξης και η αναλογία ενδυνάμωσης στην απόδοση του συστήματος. Το σχηματικό διάγραμμα του εκχυτήρα που χρησιμοποιείται στην παρούσα μελέτη παρουσιάζεται στο σχήμα 2.

6.4.3. Εξισώσεις ακροφυσίων

Για μια δεδομένη πίεση $P_g = P_7$, θερμοκρασία $T_g = T_7$ και $\dot{m}_p = \dot{m}_7$, η περιοχή του λαιμού του ακροφυσίου που απαιτείται για την κατάσταση πνιγμού ακολουθεί τη δυναμική εξίσωση του αερίου:

$$A_t = \frac{\dot{m}_p \sqrt{T_g}}{P_g \sqrt{\eta_p} \sqrt{\frac{k}{R(k+1)} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{(k+1)}{(k-1)}}}} \quad \text{Εξ. (6.20)}$$

όπου η_p είναι μια συνεπής σχέση με την ισοεντροπική αποτελεσματικότητα της συμπιεζόμενης ροής στο ακροφύσιο. Οι σχέσεις μεταξύ του αριθμού Mach στην έξοδο του ακροφυσίου M_{P1} και της περιοχής διατομής εξόδου A_{P1} και της πίεσης P_{P1} είναι, χρησιμοποιώντας ισέντροπες σχέσεις όπως παρουσιάζονται στις ακόλουθες εξισώσεις:



Εικ.2 Σχηματικό διάγραμμα εγχυτήρα

$$\left(\frac{A_{P1}}{A_t}\right) = \frac{1}{M_{P1}} \left[\frac{2}{k+1} \left(1 + \frac{(k-1)}{2} M_{P1}^2 \right) \right]^{\frac{(k+1)}{(k-1)}} \quad \text{Εξ. (6.21)}$$

$$\frac{P_g}{P_{P1}} = \left(1 + \frac{(k-1)}{2} M_{P1}^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{Εξ.(6.2.2)}$$

6.4.4. Εξισώσεις του τμήματος ανάμιξης

Ο αριθμός Mach M_{Py} της πρωτεύουσας ροής στο τμήμα $y-y$ ακολουθεί τις ισέντροπες σχέσεις ως προσέγγιση

$$\frac{P_g}{P_{P1}} = \frac{\left(1 + \frac{(k-1)}{2} M_{P1}^2\right)^{\frac{k}{k-1}}}{\left(1 + \frac{(k-1)}{2} M_{Py}^2\right)^{\frac{k}{k-1}}} \quad \text{Εξ.(6.23)}$$

και ο πυρήνας πρωτογενούς ροής στο τμήμα $y-y$, μπορεί να εκφραστεί με όρους ισοεντροπικής σχέσης

$$\left(\frac{A_{Py}}{A_{P1}}\right) = \frac{\left(\frac{\phi_P}{M_{Py}}\right) \left[\left(\frac{2}{k+1}\right) \left(1 + \frac{(k-1)}{2} M_{Py}^2\right)\right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}{\left(\frac{1}{M_{P1}}\right) \left[\left(\frac{2}{k+1}\right) \left(1 + \frac{(k-1)}{2} M_{P1}^2\right)\right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \quad \text{Εξ.(6.24)}$$

Το διαιτητικό συντελεστή ϕ_P περιλαμβάνεται για να ληφθεί υπόψη η απώλεια της πρωτεύουσας ροής από το τμήμα 1-1 έως το $y-y$. Η παρασυρόμενη ροή φτάνει στην κατάσταση συγκράτησης στο τμήμα $y-y$, δηλ. $M_{sy} = 1$. παρόμοια με το πρωτεύον ακροφύσιο, η ισοδύναμη μορφή του Mach, το δευτερεύον υγρό στο επίπεδο εξόδου του ακροφυσίου δίνεται ως εξής:

$$\frac{P_{low}}{P_{sy}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{sy}^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{Εξ.(6.25)}$$

Η παρασυρόμενη ταχύτητα ροής στην κατάσταση πνιγμού ακολουθεί

$$m_s = \frac{P_{low} A_{sy}}{\sqrt{T_{low}}} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)}} \sqrt{\eta_s} \quad \text{Εξ. (6.26)}$$

Όπου η_s είναι το συντελεστή που σχετίζεται με την ισοεντροπική αποτελεσματικότητα της παρασυρόμενης ροής. Η γεωμετρική διατομή στο τμήμα y-y είναι A_3 που είναι το άθροισμα των περιοχών για την κύρια ροή A_{py} και για το παρασυρθείσα ροή A_{sy} . Αυτό είναι,

$$A_{py} + A_{sy} = A_3 \quad \text{Εξ. (6.27)}$$

Θερμοκρασία και αριθμός Mach στο τμήμα y-y

Η θερμοκρασία και ο αριθμός Mach του δύο ρεύματος στο τμήμα y-y μπορούν να ληφθούν ως

$$\frac{T_2}{T_{py}} = 1 + \frac{k-1}{2} M_{py}^2 \quad \text{Εξ. (6.28)}$$

$$\frac{T_{low}}{T_{sy}} = 1 + \frac{k-1}{2} M_{sy}^2 \quad \text{Εξ. (6.29)}$$

6.4.5. Σύνδεση ροής στο τμήμα m-m πριν από το σοκ

Δύο ρεύματα αρχίζουν να αναμιγνύονται από το τμήμα y-y. Έπειτα ένα σοκ γίνεται με μεγάλη αύξηση της πίεσης στο τμήμα s-s. Μια σχέση ισορροπίας ορμής που προκύπτει από:

$$\phi_m [m_p V_{py} + m_s V_{sy}] = (m_p + m_s) V_m \quad \text{Εξ. (6.30)}$$

$$\text{Όπου, } \phi_m = 1,037 + 0,02857 \frac{A_3}{A_t} \quad \text{Εξ. (6.31)}$$

όπου V_m είναι η ταχύτητα της μικτής ροής και θ_m είναι ο συντελεστής για την απώλεια τριβής [32]. Ομοίως, μια σχέση ενεργειακού ισοζυγίου μπορεί να προκύψει ως

$$\dot{m}_p \left(C_p T_{py} + \frac{V_{py}^2}{2} \right) + \dot{m}_s \left(C_p T_{sy} + \frac{V_{sy}^2}{2} \right) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) \left(C_m T_m + \frac{V_m^2}{2} \right) \quad \text{Εξ. (6.32)}$$

όπου V_{py} και V_{sy} είναι η ταχύτητα ατμού της πρωτεύουσας και δευτερογενούς ροής στο τμήμα y-y.

$$V_{py} = M_{py} \times a_{py} = \sqrt{kRT_{py}} \quad \text{Εξ. (6.33)}$$

$$V_{sy} = M_{sy} \times a_{sy} = \sqrt{kRT_{sy}} \quad \text{Εξ. (6.34)}$$

Ο αριθμός Mach της μεικτής ροής μπορεί να αξιολογηθεί χρησιμοποιώντας την ακόλουθη σχέση:

$$M_m = \frac{V_m}{a_m} = \sqrt{kRT_m} \quad \text{Εξ. (6.35)}$$

6.4.6. Μικτή ροή κατά μήκος της κρούσης από το τμήμα m-m έως το τμήμα 3-3

Μία απότομη αύξηση της πίεσης εμφανίζεται στο τμήμα s-s εξαιτίας ενός σούπερ ηχητικού σοκ θα λάβει χώρα σε αυτό το τμήμα στο θάλαμο ανάμιξης σταθερής περιοχής. Υποθέτοντας ότι η μικτή ροή μετά το σοκ που υφίσταται μια ισοεντροπική διαδικασία, η ροή μέσα στο θάλαμο ανάμιξης της περιοχής συνάφειας μεταξύ του τμήματος m-m και του τμήματος 3-3 έχει ομοιόμορφη

πίεση P_3 . Ως εκ τούτου, η πίεση αναλογία κατά μήκος του θαλάμου ανάμιξης μπορεί να ληφθεί από:

$$\frac{P_3}{P_m} = 1 + \frac{2k}{k+1} (M_m^2 - 1) \quad \text{Εξ. (6.36)}$$

$$M_3^2 = \frac{1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) M_m^2}{k M_m^2 - \left(\frac{k-1}{2}\right)} \quad \text{Εξ. (6.37)}$$

6.4.7. Εξισώσεις διαχύτη

Η πίεση στην έξοδο του διαχύτη ακολουθεί τη σχέση, υποθέτοντας την ισοεντροπική διαδικασία:

$$\frac{P_c}{P_3} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_3^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{Εξ. (6.38)}$$

6.5 Βελτιστοποίηση γεωμετρίας εγχυτήρων

Τέλος, χρησιμοποιώντας το παραπάνω 1-D μοντέλο του εκτοξευτήρα, μπορούμε να εκτελέσουμε την ανάλυση απόδοσης για να προσδιορίσουμε την ευαισθησία ω και την απαιτούμενη διατομή του τμήματος A3 σταθερής περιοχής και την περιοχή του λαιμού του ακροφυσίου At. Οι θεωρητικές παράμετροι του εξεταζόμενου εγχυτήρα είναι ο λόγος παραλαβής του

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad \text{Εξ. (6.39)}$$

Ο λόγος γεωμετρίας εκτοξευτή μπορεί να προσδιοριστεί από την ακόλουθη εξίσωση

$$\frac{A_t}{A_3} = \frac{P_c}{P_2} \sqrt{\frac{1}{(1+\omega)(1+\omega\frac{T_e}{T_g})}} \times \left(\frac{P_{Py}}{P_c}\right)^{\frac{1}{k}} \times \frac{\sqrt{1-\left(\frac{P_{Py}}{P_c}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}}}{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)} \sqrt{1-\left(\frac{2}{k+1}\right)}} \quad \text{Εξ. (6.40)}$$

Οι εξισώσεις (6.20) - (6.40) θα λυθούν με επανάληψη για να βελτιστοποιηθεί η γεωμετρία του εκτοξευτήρα.

6.6. Αποτελέσματα και συζήτηση

Για την αξιολόγηση της απόδοσης του συστήματος αναπτύχθηκαν αντίστοιχοι κώδικες σε Matlab. Οι θερμοκρασίες λειτουργίας των προτεινόμενων κύκλων ρυθμίστηκαν σε $T_{gen} = 60 - 110^\circ\text{C}$, $T_{cond} = T_{abs} = 20 - 50^\circ\text{C}$, $T_{evp} = 0 - 15^\circ\text{C}$.

Οι τιμές αποτελεσματικότητας του SHE είναι πιθανώς 0,64. Δεδομένης της κατάστασης λειτουργίας και του φορτίου ψύξης, το λογισμικό προβλέπει το COP για το σύστημα.

6.6.1. Συντελεστής συμπεριφοράς του τροποποιημένου κύκλου

Το σχήμα 6-1 έως 6-3 απεικονίζει το COP έναντι της θερμοκρασίας γεννήτριας για (βασικούς και τροποποιημένους κύκλους) παρουσιάζεται στο σχήμα 6-3.

Παρατηρείται ότι για υπάρχει μια βέλτιστη τιμή COP. Αυτή η τιμή του COP αυξάνεται με τη θερμοκρασία γεννήτριας μέχρι φτάνει στη βέλτιστη τιμή.

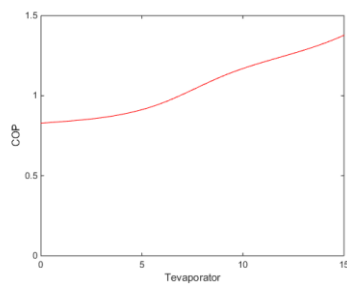
Αυτή η τιμή εξαρτάται από τον τύπο του κύκλου. Επιπλέον, υπάρχει ένα

χαμηλό όριο θερμοκρασίας γεννήτριας, όπου ο κύκλος δεν μπορεί να λειτουργήσει σε μια γεννήτρια χαμηλότερη από αυτή. Αυτό είναι ένα σημαντικό σημείο για την αξιοποίηση του ηλιακού ενέργειας, καθώς η θερμοκρασία του ρευστού για τον ηλιακό συλλέκτη είναι γενικά κάτω από τους 100 ° C. Επομένως, η προσομοίωση που παρουσιάζεται σε αυτό το σχήμα αποκαλύπτει ότι ο τροποποιημένος κύκλος έχει υψηλότερη τιμή COP από τον βασικό κύκλο.

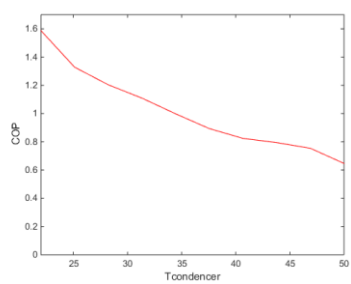
Η επίδραση της θερμοκρασίας του ατμοποιητή στο COP των κύκλων παρουσιάζεται στο σχήμα 6-1. Είναι προφανές ότι η τιμή COP δύο κύκλων αυξάνεται καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία εξάτμισης, όπως φαίνεται στο σχήμα 6-1. Μπορεί επίσης να φανεί ότι η υψηλότερη τιμή του COP λαμβάνεται από τον τροποποιημένο κύκλο. Σχήμα 6-2 απεικονίζει τη σύγκριση των τιμών COP. θερμοκρασία συμπυκνωτή και για δύο κύκλους. Η αύξηση της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή προκαλεί μείωση της COP. Για τις λειτουργικές συνθήκες υπό τροποποιημένο κύκλο, ο κύκλος είναι ανεξάρτητος από την πίεση συμπυκνωτή όταν η πίεση του συμπυκνωτή είναι μικρότερη από μια ορισμένη κρίσιμη τιμή.

Ωστόσο, ο κύκλος πέφτει σε παρόμοιες τιμές με τον βασικό κύκλο όταν η πίεση συμπυκνωτή είναι μεγαλύτερη από αυτή την κρίσιμη τιμή, όπως που φαίνεται στο σχήμα 6-2. Παρατηρείται ότι η θερμοκρασία απορροφητή 44 ° C και πάνω από την απόδοση του συστήματος τείνουν να κάθονται προς το μηδέν. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η συγκέντρωση του υγρού που εξέρχεται από τον απορροφητή έχει πέσει στην ίδια συγκέντρωση με το υγρό

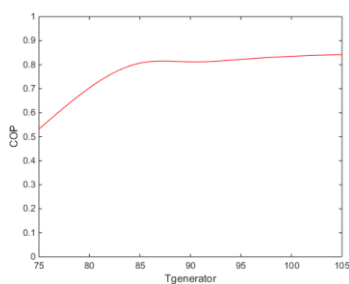
που επανέρχεται από τη γεννήτρια. Από αυτό το σχήμα, θα μπορούσε να καθοριστεί ότι η COP του τροποποιημένου κύκλου είναι υψηλότερη από εκείνη των συμβατικών κύκλων σε όλες τις προσομοιωμένες συνθήκες εργασίας. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η απόδοση ενός ψυκτικού συστήματος επηρεάζεται από την προσθήκη ενός εγχυτήρα στον βασικό κύκλο.



Σχήμα 6-1 Επίδραση θερμοκρασίας στον COP του ατμοποιητή



Σχήμα 6-2 Επίδραση θερμοκρασίας στον COP του Συμπυκνωτή



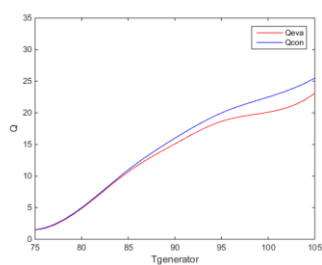
Σχήμα 6-3 Επίδραση θερμοκρασίας στον COP της γεννήτριας

6.6.2. Επίδραση της θερμοκρασίας λειτουργίας στα θερμικά φορτία

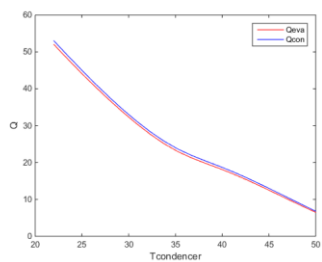
Η επίδραση της γεννήτριας, του ατμοποιητή και της θερμοκρασίας συμπυκνωτή στα θερμικά φορτία του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή φαίνονται στο σχήματα 6-4 με 6-6. Από το Σχήμα 6-4 και 6-6 μπορεί να φανεί ότι όταν η θερμοκρασία της γεννήτριας και του ατμοποιητή αυξάνεται, τα θερμικά φορτία του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή αυξάνονται για τους δύο κύκλους. Δείχνεται επίσης ότι η θερμοκρασία της γεννήτριας δεν επηρεάζει τον λόγο εμπλοκής του εγχυτήρα, ενώ ο λόγος παραλαβής (ω)

αυξάνεται ταχέως με τη θερμοκρασία του ατμοποιητή, καθώς η αύξηση της πίεσης του ατμοποιητή προκαλεί αύξηση του ρυθμού ροής του ατμού από τον ατμοποιητή που εισέρχεται στον εγχυτήρα. Μπορεί επίσης να φανεί ότι η υψηλότερη τιμή θερμικών φορτίων επιτυγχάνεται με τον τροποποιημένο κύκλο.

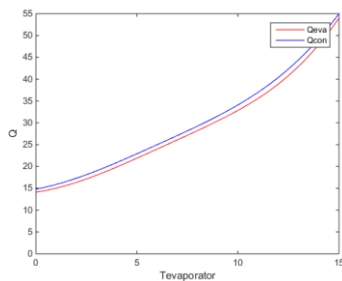
Οι μεταβολές των θερμικών φορτίων με θερμοκρασία συμπυκνωτή δίδονται στο σχήμα 6-5. Δείχνεται ότι τα θερμικά φορτία των δύο κύκλων μειώνονται με την αύξηση της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η αυξημένη πίεση του συστήματος θα αυξήσει την ποσότητα των ενθαλπών κεκορεσμένου υγρού που εξέρχονται από τον συμπυκνωτή. Αυτό οδηγεί σε μείωση του θερμικού φορτίου του συμπυκνωτή. Δείχνεται επίσης ότι ο λόγος συρρίκνωσης μειώνεται και συνεπώς η πίεση ή η αντίθλιψη του εκτοξευτήρα αυξάνεται με την αύξηση της δευτερεύουσας πίεσης ροής στον εξατμιστή, οδηγώντας σε χαμηλή απόδοση εγχυτήρα. Τα αποτελέσματα δείχνουν επίσης ότι ο νέος τροποποιημένος κύκλος έχει υψηλότερα θερμικά φορτία από αυτόν του βασικού κύκλου.



Σχήμα 6-4 Επίδραση θερμοκρασίας της γεννήτριας στα θερμικά φορτία



Σχήμα 6-5 Επίδραση θερμοκρασίας του συμπυκνωτή στα θερμικά φορτία

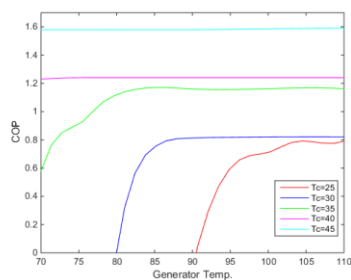


Σχήμα 6-6 Επίδραση θερμοκρασίας του ατμοποιητή στα θερμικά φορτία

6.6.3 Αξιολόγηση συστήματος απόδοσης σε διαφορετικές θερμοκρασίες λειτουργίας

Οι θερμοκρασίες των εξαρτημάτων που αξιολογούν την απόδοση του συστήματος εμπίπτουν στις ακόλουθες κλίμακες: 70-110 ° C για τη θερμοκρασία της γεννήτριας, 25-45 ° C για τους υδρόψυκτους συμπυκνωτές και απορροφητές, και 0-10 ° C για τους εξατμιστές. Έτσι, το ιδανικό αποτέλεσμα ψύξης ελήφθη κάτω από την χρησιμοποιούμενη γεννήτρια και τις κλίμακες θερμοκρασίας περιβάλλοντος-συμπύκνωσης. Το σχήμα 6-7 απεικονίζει τη σύγκριση μεταξύ του τροποποιημένου και του βασικού κύκλου

σε διαφορετικές θερμοκρασίες συμπυκνωτή και εξατμιστή. Ο προτεινόμενος κύκλος ενισχύει την κορυφή του κύκλου κάτω από όλες τις συνθήκες λειτουργίας, επομένως η βελτίωση στον τροποποιημένο κύκλο αυξάνει το COP κατά 8-60% κάτω από την περιοχή θερμοκρασίας συμπυκνωτή και κατά 30-85% κάτω από το εύρος θερμοκρασίας του εξατμιστή στον βασικό κύκλο. Αυτή η βελτίωση στο συνολικό COP αποδίδεται στην ικανότητα του εκτοξευτήρα να επιτυγχάνει την υψηλότερη επαναφόρτιση με τη δεδομένη ποσότητα κινητού ατμού, αυξάνοντας έτσι την διαθέσιμη ενέργεια για να παρασύρει και να συμπίεσει το φορτίο αναρρόφησης.



Σχήμα 6-7 Μεταβολή του COP σε σχέση με τη θερμοκρασία γεννήτριας με παράμετρο τη θερμοκρασία του συμπυκνωτή κ ατμοποιητή

Κεφάλαιο 7^ο .

Συμπεράσματα Προτάσεις για μελλοντική χρήση

Σε αυτή τη μελέτη, διεξήχθη ένα βελτιωμένο σύστημα του μονοβάθμιου κύκλου απορρόφησης που λειτουργούσε με $\text{LiBr} / \text{H}_2\text{O}$ ως το υγρό εργασίας του. Έχει διεξαχθεί θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος ψύξης απορροφητή απορροφητήρα και συγκρίθηκε η θεωρητική απόδοση των κύκλων. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι ο τροποποιημένος συνδυασμένος κύκλος απορρόφησης είναι ανώτερος από τον βασικό κύκλο σε ένα ευρύ φάσμα συνθηκών λειτουργίας.

Τα αποτελέσματα δείχνουν επίσης ότι το θερμικό φορτίο του συμπυκνωτή και ο εξατμιστής αυξάνεται καθώς η θερμοκρασία της γεννήτριας και του εξατμιστή αυξάνεται, ενώ μειώνεται όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του συμπυκνωτή. Δείχνεται ότι ο λόγος παραλαβής του εγχυτήρα δεν επηρεάζεται από τη θερμοκρασία της γεννήτριας, ενώ αυξάνει ταχέως με τις θερμοκρασίες του εξατμιστή και μειώνεται με τη θερμοκρασία συμπυκνωτή, οδηγώντας σε μείωση της αποδοτικότητας του εκτοξευτήρα. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι οι

συνολικές αυξήσεις COP του τροποποιημένου κύκλου ήταν; 8-60% σε α θερμοκρασίας συμπυκνωτή 25-45 ° C και κατά 30-85% σε εξατμιστή σε θερμοκρασία 0-10 ° C σε σχέση με τον βασικό κύκλο.

Τέλος, η συμβολή της παρούσας μελέτης είναι η τόνωση ευρύτερου ενδιαφέροντος για την τεχνολογία του συστήματος ψύξης απορρόφησης, που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για κάθε νέο εισερχόμενο σε αυτόν τον τομέα της τεχνολογίας, με τα μέγιστα οφέλη σε θερμά κλίματα. Ο κύκλος ψύξης του εκτοξευτή απαιτεί περαιτέρω ανάπτυξη από πολλές απόψεις, ιδίως σχεδιασμό εκτοξευτήρα. Η χρήση της ηλιακής ενέργειας ως πηγής θερμότητας για έναν κύκλο ψύξης εκτοξευτή σε ένα ευρύ φάσμα συνθηκών λειτουργίας είναι πραγματικά μια πρόκληση.

Επιπλέον, απαιτείται ένα λεπτό σύστημα ελέγχου. Τα συστήματα με έναν σταθερό εγχυτήρα διαστάσεων λειτουργούν μόνο σε ένα μικρό εύρος θερμοκρασίας λειτουργίας. Επιπλέον, το σύστημα είναι ευάλωτο στις θερμοκρασίες συμπυκνωτή, οι οποίες συνδέονται στενά με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Οι κλιματικές συνθήκες, ιδιαίτερα η ηλιακή ακτινοβολία και η θερμοκρασία περιβάλλοντος, ποικίλλουν συνεχώς, επομένως η παροχή θερμοκρασίας στη γεννήτρια και οι θερμοκρασίες του συμπυκνωτή δεν είναι σταθερές, δηλώνοντας την ανάγκη για ανάπτυξη σχεδιασμού εγχυτήρων με ρυθμιζόμενες διαστάσεις και ελέγχου για συστήματα πολλαπλών εκτοξευτή, διαφορετικό κλίμα.

Δεδομένου ότι δεν είναι οικονομικά ευεργετικό να σχεδιαστεί και να εγκατασταθεί οποιοδήποτε ηλιακό σύστημα με υπερβολικά υψηλό ηλιακό κλάσμα, είναι σημαντικό να αναπτυχθούν συστήματα με μια συμπληρωματική πηγή ενέργειας όπως βιομάζα ή θερμότητα επεξεργασίας από τις βιομηχανίες.

Η θερμότητα από τους ηλιακούς συλλέκτες μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί για οικιακή θέρμανση του νερού της βρύσης ή των σπιτιών το χειμώνα, όταν δεν υπάρχει ζήτηση για ψύξη. Το σύστημα συνδυασμένης θέρμανσης και ψύξης θα πρέπει να βελτιώσει την οικονομία των ηλιακών συστημάτων ψύξης και παρόμοια συστήματα θα πρέπει να μελετηθούν για διάφορες τοποθεσίες και τύπους κατοικιών παγκοσμίως, προκειμένου να προσδιοριστούν οι καλύτερες θέσεις για συνδυασμένη ηλιακή θέρμανση και ψύξη.

Βιβλιογραφία

- [1] D.-W. Sun, Comparison of the performances of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ and $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ absorption refrigeration systems, *Energy Convers.Manag.*39 (1998) 357-368.
- [2] J.M. Gordon, K.Choon Ng, High-efficiency solar cooling, *Sol.Energy*68 (2000) 23-31.
- [3] P. Srihirin S. Aphornratana S.Chungpaibulpatana A review of absorption refrigeration technologies ,*Renew.Sustain. EnergyRev.*5 (2001) 343-372.
- [4] D.Kim, C.Machielsen, Evaluation of air-cooled solar absorption cooling systems, in: *Proceedings of International Sorption Heat Pump Conference, Shanghai, China,2002.*
- [5] Z.F.Li, K.Sumathy, Simulation of a solar absorption air conditioning system, *Energy Convers.Manag.*42 (2001) 313-327.
- [6] C. Ali, H.B.Bacha, M.Baccar, A.Y.Maalej, Dynamic modelling and simulation of a new air conditioning prototype by solar energy, *Renew.Energy*32 (2007) 200-215.
- [7] R. Ventas,A.Lecuona,M.Legrand,M.C.Rodríguez-Hidalgo, On the recirculation of ammonia-lithium nitrate in adiabatic absorbers for chillers, *Appl. Therm. Eng.*30 (2010) 2770-2777.

- [8] I.M. Ismail, Upgrading of heat through absorption heat transformers, *Int.J.Refrig.*18 (1995) 439–446.
- [9] M.A.I.El-Shaarawi, M.A.Al-Nimr, Equations for use with computers to evaluate the performance of NH₃/H₂O intermittent solar refrigerators, *Energy Convers. Manag.*30 (1990) 315–327.
- [10] J.A.Manrique, Thermal performance of an ammonia-water refrigeration system, *Int.Commun.Heat Mass Transf.*18 (1991) 779–789.
- [11] S. Alizadeh, F.Bahar, F.Geoola, Design and optimisation of an absorption refrigeration system operated by solar energy, *Sol.Energy* 22 (1979) 149–154.
- [12] M.A.Siddiqui, Optimum generator temperatures in four absorption cycles using different sources of energy, *Energy Convers.Manag.* 34(1993) 251–266.
- [13] M. Thioye, Performance improvement of absorption cooling systems by using staged absorption and desorption cycles, *Int.J.Refrig.* 20 (1997) 136–145.
- [14] D.-W.Sun, Thermodynamic design data and optimum design maps for absorption refrigeration systems, *Appl.Therm.Eng.* 17 (1997) 211–221.
- [15] R.M. Lazzarin ,A.Gasparella, G.A.Longo, Ammonia-water absorption machines for refrigeration: theoretical and real performances ,*Int.J.Refrig.* 19 (1996) 239–246.
- [16] M. DeVega, J.A.Almendros-Ibañez, G.Ruiz, Performance of a LiBr-H₂O absorption chiller operating with plate heat exchangers, *Energy Convers. Manag.* 47 (2006) 3393–3407.

- [17] O. Kaynakli, M.Kilic, Theoretica study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system, *Energy Convers. Manag.* 48(2007) 599–607.
- [18] D.S. Ward, Solar absorption cooling feasibility, *Sol. Energy* 22 (1979) 259–268.
- [19] D.-W.Sun, I.W.Eames, S.Aphornratana, Evaluation of a novel combined ejector-absorption refrigeration cycle –I: computer simulation, *Int.J.Refrig.* 19 (1996)172–180.
- [20] S. Göktun, Optimal performance of a combined absorption and ejector refrigerator, *Energy Convers.Manag.*40 (1999) 51–58.
- [21] A.Arbel, M.Sokolov, Revisiting solar-powered ejector air conditioner-- the greener the better, *Sol. Energy* 77 (2004) 57–66.
- [22] J. Yu, H.Chen, Y.Ren, Y.Li, A new ejector refrigeration system with an additional jet pump, *Appl. Therm.Eng.* 26(2006) 312–319.
- [23] J.M. Abdulateef, K.Sopian, M.A.Alghoul, M.Y.Sulaiman, Review on solar-driven ejector refrigeration technologies, *Renew.Sustain. Energy Rev.*13 (2009) 1338–1349.
- [24] R. Sirwan, M.A.Alghoul, K.Sopian, Y.Ali, J.Abdulateef, Evaluation of adding flash tank to solar combined ejector–absorption refrigeration system , *Sol. Energy* 91 (2013) 283–296.

- [25] R. Sirwan, M.Alghoul, K.Sopian, Y.Ali, Thermodynamic analysis of an ejector-flash tank-absorption cooling system, *Appl. Therm. Eng.* 58 (2013) 85–97.
- [26] A.M.Abed, M.A.Alghoul, R.Sirawn, A.N.Al-Shamani, K.Sopian, Performance enhancement of ejector-absorption cooling cycle by re-arrangement of solution streamlines and adding RHE, *Appl. Therm. Eng.* 77 (2015) 65–75.
- [27] A.M. Abed, M.A. Alghoul, A.N. Al-Shamani, K. Sopian, Evaluating ejector efficiency working under intermediate pressure of flash tank-absorption cooling cycle: parametric study, *Chem. Eng. Process. : Process. Intensif.* 95 (2015) 222–234.
- [28] J. Pátek, J.Klomfar, Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia–water system, *Int. J.Refriger.* 18 (1995) 228–234.
- [29] A.F. Klein SA, *Engineering Equation Solver, F-Chart Software*, Middleton, WI, 1999, 8.
- [30] ASHRAE Fundamental, *ASHRAE Handbook*, ASHRAE, Atlanta, 1997.
- [31] B.J. Huang, J.M. Chang, C.P. Wang, V.A. Petrenko, A 1-D analysis of ejector performance, *Int. J. Refrig.* 22 (1999) 354–364.
- [32] I.W. Eames, S. Aphornratana, H.Haider, A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator, *Int. J. Refrig.* 18 (1995) 378–386.

- [33] Enibe, S. and Iloeje, C. (1997). "Design Optimization of the Flat Plate Collector for a Solid Absorption Solar Refrigerator." *Solar Energy* 60(2): 77-87.
- [34] Granryd, E. (1998). Introduction to Refrigerating Engineering. Stockholm, Dept. of Energy Technology, KTH.
- [35] Huang, B. J., Chang, J. M., Petrenko, V. A. and Zhuk, K. B. (1998). "A Solar Ejector Cooling System Using Refrigerant R141b." *Solar Energy* 64(4-6): 223-226.
- [36] Huang, B. J., Chang, J. M., Wang, C. P. and Petrenko, V. A. (1999). "A 1-D Analysis of Ejector Performance." *International Journal of Refrigeration* 22: 354-364.
- [37] Li, C. H., Wang, R. Z. and Lu, Y. Z. (2002). "Investigation of a Novel Combined Cycle of Solar Powered Adsorption-Ejection Refrigeration System." *Renewable Energy* 26: 611-622.
- [38] WHO. (1999). "Epi Equipment Test Procedures: E3." E3: Refrigerators and freezers for storing vaccines and freezing icepacks, Last Update: February 18, 1999, Retrieved: July 18, 2005, from <http://www.who.int/vaccines-access/vacman/pis/e03.pdf>.
- [39] WHO. (2005). "Product Information Sheets (Pis) since 2000 Edition, E3: Refrigerators and Freezers for Storing Vaccines and Freezing Icepacks." E3:

Refrigerators and freezers for storing vaccines and freezing icepacks,

Last Update: June 17, 2005, Retrieved: July 18, 2005, from

<http://www.who.int/vaccinesaccess/vacman/pis/new%20sheets%20intro.htm>.

[40] Rogdakis, E. D. and Alexis, G. K. (2000). "Design and Parametric Investigation of an Ejector in an Air-Conditioning System." *Applied Thermal Engineering* 20: 213-226.